

Подэрни Роман Юрьевич — доктор технических наук, профессор, Почетный работник высшего профессионального образования Российской Федерации, член Международного организационного комитета Симпозиума “Горное планирование и выбор оборудования”.



В 1957 г. окончил Московское высшее техническое училище им. Н.Э. Баумана.

В 1962 г. защитил кандидатскую, а в 1972 г. — докторскую диссертацию по теме “Совершенствование рабочего процесса и способы гашения вибраций на роторных экскаваторах”.

В 1965—1966 гг. проходил стажировку в Иллинойском университете (США).

В 1968—1988 гг. возглавлял кафедру “Механическое оборудование карьеров” Московского горного института.

В 1973—1984 гг. — декан горно-механического факультета Московского горного института.

В настоящее время — профессор кафедры “Горные машины и оборудование” Московского государственного горного университета.

Научные интересы Р.Ю. Подэрни сосредоточены в области исследования и совершенствования горного оборудования для открытых работ, в частности буровых станков, одноковшовых и роторных экскаваторов.

Поддерживает научные и педагогические связи с учеными и профессорами университетов США, Канады, Германии, Греции, Чехии, Польши, Индии, Сербии, Италии, Бразилии, а также с крупнейшими зарубежными фирмами-производителями горного оборудования: Атлас Копко, Либхерр, Катерпиллар, Коматцу, Сандвик, Такраф, Харнишфегер, Бисайрус и др.

Опубликовал более 300 работ по проблемам горного машиностроения и образования, является автором шести учебников для вузов, двух справочников, имеет 65 авторских свидетельства об изобретениях.

ГОРНОЕ



МАШИНОСТРОЕНИЕ

Р.Ю. ПОДЭРНИ
МЕХАНИЧЕСКОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ
КАРЬЕРОВ

*Издание 6-е, переработанное
и дополненное*

*Допущено Министерством образования и науки
Российской Федерации в качестве учебника
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности
«Горные машины и оборудование» направления
подготовки дипломированных специалистов
«Технологические машины и оборудование»*



МОСКВА
ИЗДАТЕЛЬСТВО МОСКОВСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
ГОРНОГО УНИВЕРСИТЕТА

2007

✓ УДК 622.271.0025(075.8)
ББК 33.22
✓ П 44

Экспертиза проведена Министерством образования и науки Российской Федерации (гриф выдан 27.01.2003 г., приказ № 243)

Книга соответствует «Гигиеническим требованиям к изданиям книжным для взрослых. СанПиН 1.2.1253-03», утвержденным Главным государственным санитарным врачом России 30 марта 2003 г.

Рецензенты:

- д-р техн. наук, проф. Ю.Д. Красников (зав. кафедрой «Горные машины и горная электромеханика» Московского государственного открытого университета);
- зам. главного редактора научно-технического журнала «Горные машины и автоматика», канд. техн. наук А.Я. Савченко

Подэрни Р.Ю.

П 44 Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. — 6-е изд., перераб. и доп. — М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2007. — 680 с.: ил. (ГОРНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ)
ISBN 978-5-7418-0467-4 (в пер.)

Рассмотрено оборудование, применяемое при добыче полезных ископаемых открытым способом: буровые и шнекобуровые машины, одно- и многоковшовые экскаваторы, бульдозеры, рыхлители, скреперы, одноковшовые погрузчики, машины для гидромеханизации и драги. Описано их назначение и приведены принцип действия, конструкции узлов, расчетные формулы для определения основных параметров. Даны основные сведения по силовому оборудованию, технике безопасности, автоматизации рабочего процесса.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Горные машины и оборудование» направления подготовки дипломированных специалистов «Технологические машины и оборудование».

УДК 622.271.0025(075.8)
ББК 33.22

ISBN 978-5-7418-0467-4

© Р.Ю. Подэрни, 2003, 2007
© Издательство МГГУ, 2003, 2007
© Дизайн книги. Издательство МГГУ, 2003, 2007

ПРЕДИСЛОВИЕ

Горнодобывающая промышленность России на современном этапе характеризуется дальнейшим развитием открытого способа разработки полезных ископаемых. Преобладающее значение открытые разработки уже приобрели при добыче руд черных и цветных металлов, горно-химического сырья и строительных материалов.

Парк горных и транспортных машин, занятых в сфере горного производства открытым способом, требует качественных изменений за счет увеличения единичной мощности машин и грузоподъемности работающих с ними в технологической цепочке средств транспорта, создания более безопасного, надежного в эксплуатации и ремонтпригодного оборудования, обладающего комфортом для экипажа и удобством в управлении, превосходящего по своим технико-экономическим показателям лучшие отечественные и зарубежные образцы техники.

Машины и оборудование, используемые на открытых горных работах, принято подразделять по роду выполняемой работы, т. е. по технологическому признаку, на семь классов:

- машины для подготовки горных пород к выемке;
- выемочно-погрузочные машины;
- выемочно-транспортирующие машины;
- транспортные машины;
- отвалообразующие машины;
- сортировочно-обогащительное оборудование;
- машины для вспомогательных работ.

Машины каждого класса дополнительно можно подразделить на группы. В каждую группу включаются типы машин, отличающиеся друг от друга уже не характером выполняемой работы, а только конструкцией отдельных узлов или всей машины в целом.

Каждый тип машины имеет несколько типоразмеров (моделей), совпадающих в основном по конструкции, но различающихся между собой производительностью, параметрами рабочего оборудования, массой и т. д.

Согласно приведенной выше классификации, например, одноковшовый карьерный экскаватор ЭКГ-10, оборудованный прямой лопатой, относится к классу выемочно-погрузочных машин, группе одноковшовых экскаваторов и типу прямая лопата типоразмера 10 м³.

Горные машины для открытых работ могут быть также классифицированы по видам используемой энергии, ходовому оборудованию, способу экскавации, массе и конструктивным признакам.

Такого рода классификации приведены в соответствующих разделах учебника.

Каждая машина состоит из рабочего, исполнительного и силового оборудования, непосредственно выполняющего технологические операции; передаточных механизмов, связывающих рабочее и исполнительное оборудование с силовым; ходового оборудования, обеспечивающего транспортные и технологические перемещения машины; несущих металлоконструкций, систем управления и автоматизации.

Рабочее оборудование состоит из рабочего органа и исполнительных механизмов. Рабочий (исполнительный) орган (ковш экскаватора, нож бульдозера, буровая коронка и др.) предназначен для непосредственного воздействия на рабочую среду (забой). Необходимые движения и усилия сообщаются рабочему органу исполнительными механизмами (например, подъемным и напорным механизмами у одноковшового экскаватора типа прямая лопата и др.).

Передаточный механизм служит для передачи движения от двигателя к исполнительным механизмам с трансформацией вида движения, скоростей и сил (моментов).

Таким образом, рабочее оборудование и передаточные механизмы для машин каждого класса и каждой группы различны и определяются их функциональным назначением (бурение, выемка породы, погрузка, транспортирование и т. д.).

Силовое оборудование, а также механизмы управления для большей части горных машин, применяемых на открытых разработках, однотипны. Так, основная часть бурового и выемочно-погрузочного оборудования имеет электропривод, тогда как выемочно-транспортирующие машины и экскаваторы, работающие в условиях отсутствия линий электроснабжения, оборудуются двигателями внутреннего сгорания.

Подробные сведения по каждому из узлов машины даются в паспорте завода-изготовителя, где обязательно указываются технические характеристики машины, ее кинематическая схема и ряд других данных.

Дисциплина «Механическое оборудование карьеров» предусматривает изучение преимущественно оборудования первого, второго и третьего классов, в частности буровых машин, экскаваторов, скреперов, бульдозеров и рыхлителей, а также драг, средств гидроотбойки и выемки горных пород. Машины четвертого, пятого и шестого классов являются предметом изучения курсов «Транспортные машины» и «Обогащительное оборудование».

Вспомогательное оборудование, применяемое на открытых разработках, изучается соответственно в дисциплинах «Стационарные машины», «Электротехника и электроника», «Технология машиностроения» и в курсах дисциплин по автоматизации.

Инженер, окончивший вуз по специальности «Горные машины и оборудование», должен знать горные машины и оборудование и уметь их квалифицированно эксплуатировать, совершенствовать и создавать новые, позволяющие повышать производительность труда и снижать стоимость добычи полезных ископаемых. Он должен уметь в необходимом объеме проводить технические и научно-исследовательские испытания, владеть измерительной техникой и методом эксперимента.

Глава 29 написана канд. техн. наук Н.Н. Чулковым.

Предыдущие издания данного учебника выходили под названием «Горные машины и комплексы для открытых работ». Настоящее название учебника «Механическое оборудование карьеров» установлено в соответствии с Государственным образовательным стандартом высшего профессионального образования, утвержденным в 2000 г.

Автор искренне признателен д-р. техн. наук, проф. Ю.Д. Красникову, зав. кафедрой «Горные машины и горная электромеханика» Московского государственного открытого университета и канд. техн. наук А.Я. Савченко, заместителю главного редактора научно-технического журнала «Горные машины и автоматика», а также сотрудникам кафедры «Горные машины и оборудование» МГТУ за помощь в подготовке рукописи к изданию.

РАЗДЕЛ I

**ПОНЯТИЕ
О ФИЗИКО-
МЕХАНИЧЕСКИХ
СВОЙСТВАХ
ГОРНЫХ ПОРОД
И СПОСОБАХ
ИХ РАЗРУШЕНИЯ**

Глава 1

ОСНОВНЫЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГОРНЫХ ПОРОД И СПОСОБЫ ИХ РАЗРУШЕНИЯ

1.1. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГОРНЫХ ПОРОД КАК ОБЪЕКТОВ РАЗРУШЕНИЯ

Разработка горных пород и углей начинается с их разрушения, которое осуществляется следующими способами:

- *механическим*, когда рабочие органы сосредоточенным силовым воздействием рабочего инструмента (как правило, клинообразной формы) непосредственно отделяют породу от массива. Энергоемкость способа (расход энергии на единицу объема разрушенной породы) в зависимости от крепости породы, типа, размеров и крупности рабочего органа составляет 0,72—6,1 МДж/м³;
- *гидравлическим*, когда порода отделяется от массива напорной струей воды, подаваемой из гидромонитора, или когда порода со дна водоема вместе с водой всасывается земснарядом. Энергоемкость разрушения породы напорной струей составляет 1,44—14,4 МДж/м³, а при работе земснаряда она в 1,5—2 раза меньше (без учета транспортирования);
- *взрывным*, когда породы разрушаются под давлением газов, выделяемых при воспламенении взрывчатых веществ. Энергоемкость только бурения 1 м взрывной скважины составляет 14,4—36 МДж/м.

Применяют и комбинированные способы разрушения, например, когда основное рыхление породы производится рыхлителем, а окончательное рыхление и захват разрушенной породы осуществляются механической лопатой, погрузчиком, скрепером, бульдозером или земснарядом.

Наибольшее распространение получил механический способ разрушения породы — до 85 % всего объема горных и земляных работ.

Механический способ разрушения прочных пород при малой (до 5 м/с) скорости силового воздействия называется статическим, тогда как вибрационное, ударное, высокоскоростное и импульсное разрушения — динамическими.

Сопротивление разработке и устойчивость горных пород как основания, на котором стоит горная машина, определяются их физико-механическими свойствами. Поэтому ознакомление с физико-механическими свойствами горных пород необходимо для знания теории их разрушения.

Физико-механическими свойствами горной породы называют совокупность свойств, из которых к физическим относят плотность, пористость, связность, липкость, пластичность и другие, а к механическим — крепость, твердость, сопротивление вдавливанию, абразивность, разрыхляемость и другие, т. е. свойства, определяющие поведение горной породы в процессе деформации.

Свойства пород изменяются в широких пределах, поэтому принято объединять породы в группы и категории с определенным диапазоном свойств и характеристик (прил., табл. ПЗ).

Применительно к открытой разработке все горные породы подразделяют на группы: скальные и полускальные в естественном их состоянии; разрушенные (искусственно или естественно) скальные и полускальные; плотные, мягкие (связные) и сыпучие.

Рассматривая горные породы как объект разработки, надо отметить следующие наиболее характерные их свойства.

Крепость — сопротивление горной породы общему разрушению.

Проф. М.М. Протоdjяконов составил шкалу крепости, разбив все горные породы на десять категорий с коэффициентами от $f = 20$ и более для категории 1 до $f = 0,3$ для категории X. Ориентировочно коэффициент крепости f равен 0,1 предела прочности горной породы при одноосном сжатии $\sigma_{сж}$ (МПа).

Шкала крепости проф. М.М. Протоdjяконова получила широкое распространение в горном деле, однако она недостаточно полно отражает физико-механические свойства горных пород. Существуют также классификации горных пород, приспособленные для частных случаев ведения горных работ применительно к различным классам машин. Например, имеется классификация горных пород по буримости, где определяющей является скорость бурения скважины глубиной 1 м. Согласно этой классификации, породы делятся на одиннадцать категорий [26].

Твердость — способность породы оказывать сопротивление проникновению в нее другого, более твердого тела, не испытывающего при этом каких-либо остаточных деформаций. Твердость породы характеризуется сопротивлением ее поверхностного слоя воздействию внешней силы (например, бурового инструмента). Замечено, что статическая твердость горных пород, получаемая в результате приложения к объекту статических сил, обычно на порядок выше, чем при приложении динамических сил, что учитывается при создании бурильных и других машин, использующих эффект ударного и вибрационного воздействий на породу.

Плотность γ (кг/м³ или т/м³) — отношение массы породы к ее объему при естественной влажности.

Гранулометрический состав — процентное содержание по массе частиц различной крупности (размера). В горной породе по крупности куска различают: валуны и камни (200 мм и более), гальку и щебень (20—200 мм), гравий (2—20 мм) и песчаные фракции (до 2 мм).

Угол естественного откоса ϕ_0 — угол у основания конуса, который образуется при отсыпке разрыхленной породы с некоторой высоты (прил., табл. П1).

Величина угла ϕ_0 зависит от категории, коэффициента внутреннего трения μ_2 ($\mu_2 = 0,58+1,1$), гранулометрического состава, связности и влажности породы и изменяется от 15° для мокрой глины до 45—50° для сухих породных формаций. Для несвязных пород угол естественного откоса равен углу внутреннего трения ϕ_2 .

Устойчивость откоса будет нарушена при нарушении сцепления между частицами породы, если

$$\mu_2 = \operatorname{tg} \phi_2 \geq \operatorname{tg} \phi_0.$$

Коэффициент трения породы о сталь μ_1 зависит от вида и состояния породы, а также от состояния поверхности стали и составляет 0,25—1,0, уменьшаясь с повышением влажности и степени нарушения структуры породы. Между коэффициентами μ_2 и μ_1 , имеется связь, определяемая зависимостью $\mu_1 \approx 0,75\mu_2$.

Разрыхляемость — отношение объема разрыхленной породы к первоначальному ее объему (в целике). Величина коэффициента разрыхления K_R зависит от категории породы, параметров ра-

бочего органа (уменьшаясь с их увеличением) и изменяется в пределах 1,05—1,7. Горные породы, слагающие массив, после рыхления взрывом в зависимости от степени связи между смежными кусками (связности) имеют следующие коэффициенты разрыхления: связанные ($K_R = 1,0 \div 1,2$), связно-сыпучие ($K_R = 1,2 \div 1,3$) и сыпучие ($K_R = 1,3 \div 1,5$). При транспортировании и многократной перевалке пород коэффициент их разрыхления обычно увеличивается и для сыпучих пород может достигать 1,7.

Сопротивление породы вдавливанию характеризуется коэффициентом сопротивления смятию ρ_0 (Н/см³ или МПа/м), который определяется силой (Н) под действием которой стержень с опорной поверхностью торца 1 см² погрузится на глубину 1 см. Допустимые давления под опорными поверхностями ходовых устройств горных машин устанавливаются с учетом возможного их погружения на 6—12 см в грунт и характеризуются средним давлением на грунт $p_{ср}$, (МПа).

Величины коэффициентов сопротивления различных пород смятию ρ_0 в зависимости от категории породы изменяются от 2 МПа/м для мокрой глины и рыхлого песка до 13 МПа/м для сухих мергеля и плотной глины. Величины средних давлений ходовых частей машины на грунт могут достигать 0,5 МПа.

Абразивность — способность горной породы интенсивно изнашивать разрушающий ее инструмент. Вследствие износа нарушаются проектные условия взаимодействия рабочих органов машины с породой, существенно увеличивается сопротивление породы копанию и энергоемкость ее разработки, возрастают нагрузки на машину. Поэтому при создании и эксплуатации горных машин обязательно должна приниматься во внимание абразивность. Испытание на абразивность заключается в истирании эталонного стержня об естественную поверхность породного образца. По величине показателя абразивности все прочные породы подразделяются на восемь классов: от весьма мало абразивных (известняки, мрамор, апатит) до высоко абразивных (граниты, диориты и корундосодержащие породы).

Трещиноватость — наличие в горных породах трещин, образуемых при разрыве внутренних связей в породном массиве. Трещины с линейными размерами 8—10 см определяют сопротивляемость пород бурению, измельчению в дробилках, выемке многоковшовыми

экскаваторами, тогда как более протяженные трещины оказывают наиболее существенное влияние на выемку одноковшовыми экскаваторами, механическое рыхление и взрывное разрушение. При двух последних видах разрушения происходит разделение горной породы на структурные отдельности (блоки, куски). В этом случае прочность породы в массиве C_m (по сцеплению) может оказаться на порядок меньше прочности породы в куске C_k (прил., табл. П2). Снижение прочности породы в массиве характеризуется коэффициентом структурного ослабления λ равным отношению C_m к C_k .

Соппротивление резанию — способность горной породы сопротивляться механическому воздействию, вызывающему в ней совокупность напряжений сжатия, растяжения и сдвига, преодоление которых завершается разрушением породы и отделением от массива кусков или слоев.

Соппротивление породы резанию условились выражать через коэффициент сопротивления чистому резанию K_F^P (МПа), эквивалентному среднему давлению, которое развивается в зоне разрушения при воздействии усилия (МН), приложенного через режущий элемент к поперечному сечению (m^2) отделяемой им стружки или пласта породы (прил., табл. П3).

Величина K_F^P изменяется в широких пределах, так как зависит от режима работы, параметров рабочего органа и физико-механических свойств породы.

Соппротивление копанью является обобщенным сопротивлением, учитывающим сопротивления: резанию, продвижению горной массы в ковш при его заполнении; трению породы о ковш и ковша о породу. Оно характеризуется коэффициентом сопротивления копанью K_F (прил., табл. П3).

1.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ПО ТРУДНОСТИ РАЗРАБОТКИ И БУРЕНИЯ

В качестве физико-механической основы сопоставления горных пород по трудности их разработки, зависящей только от свойств пород, В.В. Ржевский [24] рекомендует принимать относительный (безразмерный) показатель трудности разрушения породы L_p по эмпирической зависимости

$$P_p = 0,5K_{тр}(\sigma_{сж} + \sigma_{сдв} + \sigma_{раст}) + 0,5\gamma, \quad (1.1)$$

где $K_{тр} = 0,05 \div 1,0$ — коэффициент, учитывающий трещиноватость горных пород; $\sigma_{сж} = 34 \div 450$, $\sigma_{сдв} = 0,01 \div 75$, $\sigma_{раст} = 0 \div 43$ — соответственно пределы прочности горных пород на сжатие, сдвиг и растяжение, МПа; $\gamma = 1,2 \div 4,8$ — плотность породы, т/м³.

Все горные породы, подвергаемые разрушению механическим способом, с точки зрения трудности разрушения делятся на пять классов: I класс — легко разрушаемые ($P_p = 1 \div 5$); II класс — средней разрушаемости ($P_p = 5,1 \div 10$); III класс — трудно разрушаемые ($P_p = 10,1 \div 15$); IV класс — весьма трудно разрушаемые ($P_p = 15,1 \div 20$); V класс — исключительно трудно разрушаемые ($P_p = 20,1 \div 25$). Породы с $P_p > 25$ относятся к внекатегорным.

В зависимости от трудности разрушения пород установлена классификация горных пород, состоящая из девяти групп, пять из которых разрабатываются без применения буровзрывных работ. Для каждой группы пород установлены коэффициенты сопротивления копанию K_F (МПа) основными видами экскавационного оборудования (прил., табл. П3). В данной таблице грунты и полускальные породы в зависимости от прочности отнесены к I—VII категориям; угли — к III—VI категориям; скальные породы и руда — к V—VIII категориям; к внекатегорным отнесены породы, которые не могут разрабатываться экскаваторами без взрывных работ. После разрыхления взрывом к I—IV категориям с соответствующими значениями коэффициента K_F относятся различные породы при максимальном их разрыхлении. Величины K_F соответствуют полублокированной схеме копания, а для взорванной массы — блокированной схеме (см. подразд. 1.3).

1.2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ КОПАНИЮ

Для *одноковшовых экскаваторов* величину K_F в массиве для нескрытых горизонтов проф. Ю. И. Беяков рекомендует определять с учетом величины C_m (прил., табл. П2). Так, для аргиллитов, алевролитов, песчаников и углей для среза стружки толщиной $t = 0,25$ м и шириной $b > 2$ м им установлена зависимость вида

$$K_F = (1,54 C_m + 0,17) \mu_3,$$

где μ_3 — коэффициент, учитывающий разницу во вместимости E (м^3) ковша (μ_3 , изменяется от 1,1 до 0,7 при вместимости ковшей E от 2 до 20 м^3).

Для скальных и полускальных пород с плотностью $\gamma = 1,3 \div 2,4 \text{ т/м}^3$, скоростью распространения продольных волн $v_{\text{пр}} = 500 \div 3000 \text{ м/с}$ величина K_F аппроксимируется уравнением вида

$$K_F = 0,16 + 1,25 \cdot 10^{-4} \gamma v_{\text{пр}}.$$

Для роторных экскаваторов могут быть рекомендованы средние величины текущих значений $K_F = f(F)$, полученные экспериментально рядом исследователей для различных месторождений. Для мягких и плотных пород, относительная плотность которых может быть охарактеризована числом ударов C плотномера конструкции ДорНИИ, рекомендуется выражение вида

$$K_F = 0,16 + 0,1 C$$

при толщине и ширине стружки 0,25—0,3 м и числе ковшей на колесе 8—10.

Для плотных и полускальных пород, а также крепких углей величину K_F следует определять с учетом конкретных структурно-прочностных показателей пород в массиве (C_m , $\sigma_{\text{сж}}$ и $\sigma_{\text{раст}}$) по выражению

$$K_F = 125 (0,067 \varphi_2 + C_m) \mu_2 \sigma_{\text{раст}} / \sigma_{\text{сж}}.$$

1.2.2. ХАРАКТЕРИСТИКА БУРИМОСТИ ГОРНЫХ ПОРОД

Эффективность бурения взрывных скважин в первую очередь определяется скоростью бурения, которая зависит от способности породы разрушаться под воздействием бурового инструмента (основной фактор); от вида и формы бурового инструмента, а также способа, усилия и скорости его воздействия на забой скважины; от диаметра скважины и в ряде случаев от ее глубины; способа, скорости и тщательности удаления из забоя скважины буровой мелочи, препятствующей разрушению породы.

Все перечисленные факторы определяют технологические параметры буровых станков.

Для сопоставления пород по буримости (механическим способом) по аналогии с формулой (1.1) относительный показатель трудности бурения породы P_6 рекомендуется принимать исходя из эмпирического выражения [24]

$$P_6 = 0,07 (\sigma_{сж} + \sigma_{сдв}) + 0,7 \gamma. \quad (1.2)$$

Все горные породы при механических способах бурения по аналогии с показателем P_6 (в формуле (1.1) и в соответствии с величиной P_6 подразделяются по буримости на пять классов: I класс — легкобуримые ($P_6 = 1 \div 5$); II класс — средней буримости ($P_6 = 5,1 \div 10$); III класс — труднобуримые ($P_6 = 10,1 \div 15$); IV класс — весьма труднобуримые ($P_6 = 15,1 \div 20$); V класс — исключительно труднобуримые ($P_6 = 20,1 \div 25$); породы с показателем $P_6 > 25$ относятся к внекатегорным.

Удельное сопротивление горной породы разрушению при бурении может быть оценено по среднему приведенному пределу прочности породы при разрушении механическим способом бурения $\sigma_{м.б}$ (МПа) из выражения

$$\sigma_{м.б} = 0,5 (\sigma_{сж} + \sigma_{ск}) \quad (1.3)$$

или по табл. П4, прил.

1.3. КОПАНИЕ И РЕЗАНИЕ ГОРНЫХ ПОРОД

Большинство горных машин производит разрушение массива последовательным отделением стружки¹. Перемещение срезанной породы по рабочему органу, а также скопления породы перед ним вызывают в ряде случаев значительные усилия сопротивления на рабочем органе, подчас более высокие, чем собственно от разрушения.

Копание — процесс отделения породы от массива (или от штабеля) — включает в себя резание, перемещение отделенной

¹ Термином «стружка» пользуются при обработке металлов, он только частично отражает физическую сущность процессов, происходящих при резании пород, и поэтому принят нами условно.

породы по рабочему органу (в частности, в ковшах экскаваторов) и трение рабочего органа о породу.

Резание — процесс отделения стружки от массива режущей частью рабочего органа¹.

Рабочий орган перемещается чаще всего в двух направлениях. Одно из них — главное движение, при котором происходит отделение стружки, а другое, при котором изменяется толщина (ширина) стружки, является движением подачи. Скорость подачи значительно меньше скорости главного движения, а соотношение этих двух скоростей определяет траекторию движения рабочего органа.

В одних случаях лезвие рабочего органа перемещается в глубь горной породы, а затем движется вперед для отделения стружки (струг, скрепер, бульдозер), а в других — эти два перемещения осуществляются в течение всего процесса резания или большей его части (экскаваторы, бурильные машины).

Различают следующие условия резания: *блокированное, полусвободное (полублокированное) и свободное*.

При блокированном резании режущая часть рабочего органа разрушает породу передней и двумя боковыми режущими кромками, при полусвободном — передней и одной боковой режущими кромками, при свободном — только передней режущей кромкой. Величина сопротивлений на рабочем органе при резании зависит от того, в каких условиях осуществляется резание. На практике чаще всего осуществляется полусвободное резание.

При отделении стружки от массива возникают следующие сопротивления.

1. В направлении по касательной к траектории главного движения рабочего органа действует сила

$$P_{01} = P_p + P_t + P_n, \quad (1.4)$$

где P_p , P_t и P_n — составляющие касательной силы сопротивления копания; P_p — сила сопротивления внедрению передней грани рабочего органа в породу, зависящая от ширины и толщины стружки,

¹ В крепких горных породах, предварительно разрыхленных взрывом, экскаватор не срезает стружку, термин «резание» принимается условно, а рабочий процесс представляет собой преодоление сопротивлений, возникающих при поступлении в ковш отдельных кусков породы.

геометрии рабочего инструмента и категории породы. Силу P_p принято оценивать по величине коэффициента сопротивления породы резанию K_F^p и площади стружки F , т. е.

$$P_{01} = K_F^p F = K_F^p t b, \quad (1.5)$$

где t и b — соответственно толщина и ширина стружки; P_t — сила сопротивления трению рабочего органа о породу, возрастает с ростом усилия подачи, необходимого для заглубления (особенно затупленного) рабочего органа в породу; P_n — сила сопротивления от перемещения породы вдоль или поперек грани рабочего органа или от перемещения (волочения) призмы породы впереди рабочего органа, а также сопротивления от заполнения рабочего органа породой.

В зависимости от вида и состояния породы, а также угла резания отделяемая клиновидной частью режущего органа стружка имеет различную форму. В пластичных породах острые кромки отделяют сливные стружки, поступающие в ковш в виде неразделенного на входе потока (рис. 1.1, а). С увеличением крепости породы, а также угла резания и затупления кромок возрастает степень дробления стружки (рис. 1.1, б, в, г), а проходимость ее в ковш ухудшается. И наконец, в малосвязных сыпучих породах разрушенная при резании часть стружки (небольшая в связных породах) или вся стружка (в малосвязных породах) образует перед рабочим органом призму волочения A (рис. 1.2, а), величина которой зависит от траектории, уменьшаясь с увеличением угла наклона последней (рис. 1.2, б).

При существенном наклоне траектории (более 45°) призма сползает в ковш, образуя «шапку» при отрыве рабочего органа от забоя. При горизонтальной траектории в малосвязных сухих и взорванных породах объем призмы волочения может достигать $0,5E$ (E — вместимость рабочего органа), а в связных крепких породах до $(0,15 \div 0,2) E$. По достижении предельных для данных условий размеров призмы излишек породы из последней будет уходить в валики, образующиеся сбоку от рабочего органа. Работа, расходуемая на перемещение породы в призме волочения, как правило, теряется, так как при подъеме ковша призма волочения остается в забое.

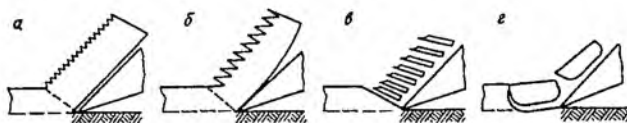


Рис. 1.1. Виды стружки:

а — сливная; *б* — ступенчатая; *в* — скол; *г* — отрыв

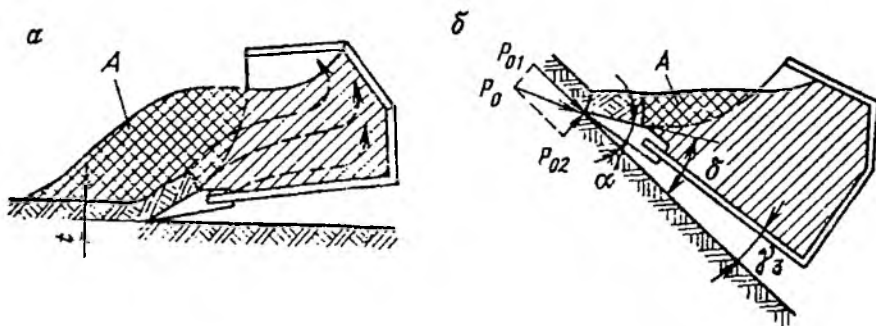


Рис. 1.2. Призма волочения при траектории ковша:

а — горизонтальной; *б* — наклонной

Величина силы P_{01} и относительная величина трех ее составляющих зависят от крепости горной породы и конструкции ковша. С увеличением крепости горной породы абсолютная величина силы возрастает, в то время как силы P_T и P_n увеличиваются незначительно, что и вызывает уменьшение их относительной величины. Более благоприятные условия работы ковша экскаватора прямая лопата (большой наклон траектории ковша к горизонту при его подъеме) способствуют значительному уменьшению величины силы P_n по сравнению с ее значением при работе драглайна.

Проф. Н.Г. Домбровский [8] предложил определять касательную силу по формуле

$$P_{01} = K_F F = K_F t b, \quad (1.6)$$

где K_F — коэффициент сопротивления горной породы копанию, определяемый экспериментально и учитывающий все виды сопротивлений, возникающих в ковше (резание, трение и сопротивление на заполнение ковша, прил., табл. ПЗ).

2. В направлении, нормальном к траектории, действует P_{02} — сила сопротивления внедрению режущего лезвия рабочего органа в породу (эквивалентна усилию подачи) направленная либо в сторону рабочего органа, либо в сторону массива.

В зависимости от типа машины (конструкции рабочего органа, величины затупления его лезвия, траектории и других факторов) нормальную реакцию со стороны породы P_{02} определяют из выражения

$$P_{02} = K_1 P_{01}, \quad (1.7)$$

где $K_1 = 0,1 \div 0,95$ — коэффициент пропорциональности (большие значения для более затупленного инструмента и более твердых пород).

Полное усилие сопротивления копанию на ковше P_0 (см. рис. 1.2, б) складывается из касательной к траектории составляющей сопротивления горной породы разрушению P_{01} и нормальной его составляющей P_{02} . Последняя, будучи направленной от массива, равна нормальной составляющей напорного усилия. При ее направленности в сторону массива породы сила P_{02} способствует заглублению рабочего органа. Выглубление ковша наблюдается при отделении сравнительно тонких стружек затупленными зубьями (режущими кромками), а также при углах резания больше 60° , заглубление — при отделении толстых стружек, срезаемых острой кромкой при небольших углах резания.

При рациональной форме режущей кромки и однородных пластичных породах сила P_{02} не превышает $(0,1 \div 0,15) P_{01}$. Сила сопротивления P_{02} может возрастать в $1,5$ — 2 раза и более по отношению к P_{01} при работе в плохо взорванных скальных забоях и затупленной режущей кромке.

Затупление и износ режущего инструмента оказывает самостоятельное влияние на сопротивление пород разрушению. Даже допускаемый нормативами износ режущего инструмента может вызвать увеличение сопротивления сил копанию в $1,5$ — 2 раза. Сила сопротивления внедрению изношенного инструмента в породу замедленно возрастает с увеличением толщины среза и не равна нулю при практически нулевой его толщине. Накладываясь на силу основных сопротивлений внедрению ножа, дополнительная сила вызывает значительное увеличение силы сопротивления копанию P_{01} и существенно изменяет нормальную составляющую P_{02} .

1.4. ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ И ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ЭКСКАВАЦИИ НА ВЕЛИЧИНУ СИЛ СОПРОТИВЛЕНИЯ КОПАНИЮ

Влияние геометрии режущей кромки и параметров процесса экскавации на величину сил сопротивления копанию определяется экспериментальным путем. К параметрам процесса относятся: скорость движения рабочего органа, размеры стружки и ее расположение по отношению к предыдущей, характер воздействия рабочего органа на породу — статический или динамический.

Влияние углов резания δ , заострения зубьев α (режущей кромки) и заднего γ_z , иллюстрируется рис. 1.2, б. У режущего инструмента различают статические и кинематические геометрические параметры (рис. 1.3).

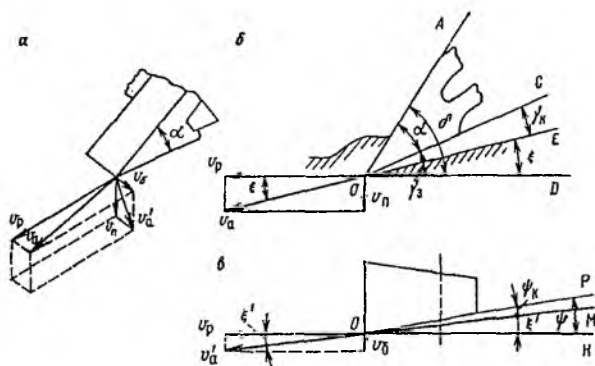


Рис. 1.3. Геометрические параметры режущего инструмента и векторы его скорости:

а — в пространстве; *б* и *в* — в вертикальной и горизонтальной плоскостях

Статические параметры определяют форму рабочей части инструмента. У зубьев и режущих кромок, имеющих форму клина, статическими параметрами являются: угол заострения α — $\angle AOC$, задний угол γ_z — $\angle COD$, угол резания $\delta = \alpha + \gamma_z$, угол скоса боковой грани зуба ψ — $\angle POH$.

Кинематические геометрические параметры зуба определяют взаимное положение его рабочих граней и поверхности забоя в

процессе резания при перемещении зуба в пространстве с некоторой скоростью.

В общем случае зуб в процессе работы может перемещаться под действием скоростей резания v_p , подачи v_n и бокового перемещения v_b в трех взаимно перпендикулярных направлениях.

Величины углов отклонения траектории движения рабочего органа ξ , ξ' , γ_z и ψ_k определяют из следующих выражений:

$$\xi = \operatorname{arctg} v_n / v_p;$$

$$\gamma_k = \gamma_z - \xi$$

$$\xi' = \operatorname{arctg} v_b / v_p$$

$$\psi_k = \psi - \xi$$

При работе горных машин скорости v_n и v_b значительно меньше скорости v_p , а углы ξ и ξ' невелики, однако их следует принимать в расчет, так как при небольших значениях величин углов γ_z и ψ их кинематические значения γ_k и ψ_k могут стать равными нулю или даже отрицательными. В последнем случае будет иметь место трение задней и боковых граней зуба (ковша) о породу.

Для нормальной работы ковшей (зубьев) величину углов γ_k и ψ_k выбирают исходя из следующих зависимостей:

$$\gamma_k = \gamma_z - \xi_{\max} = \gamma_z - \operatorname{arctg} v_{n \max} / v_{p \max};$$

$$\psi_k = \psi - \xi'_{\max} = \psi - \operatorname{arctg} v_{b \max} / v_{p \max}.$$

Угол резания δ оказывает значительное влияние на сопротивление породы резанию и его обычно устанавливают в пределах 30—40°. Так, увеличение угла резания от 40° до 60° удваивает лобовые сопротивления внедрению зуба. С другой стороны, чрезмерное уменьшение угла резания (менее 30°) может сопровождаться ростом сопротивления, особенно при резании вдоль напластования горных пород.

Угол заострения α режущей кромки и зубьев, учитывая износ инструмента, не следует принимать менее 20° для пластичных грунтов и 22—25° — для тяжелых каменистых пород. Задний угол рекомендуется выдерживать в пределах 5—8°.

Для уменьшения общих сопротивлений внедрению ковша в породу считается целесообразным исключать из участия в резании

боковые стенки ковша, для чего надо либо отодвигать их от средней части и наклонять назад под углом $30\text{--}40^\circ$, либо далеко выдвигать переднюю режущую кромку (зубья).

Зубья увеличивают удельную нагрузку на породу в $2\text{--}2,5$ раза, что облегчает процесс ее разрушения. Вылет зубьев желательно иметь возможно меньшим, что позволит обеспечить им необходимую прочность. При плоской режущей кромке в плотных горных породах острые зубья способствуют снижению общего сопротивления копанию на $8\text{--}15\%$, а снижению сопротивления резанию — на $16\text{--}35\%$ по сравнению с зубьями, затупленными в результате их износа.

Для увеличения контактной нагрузки на породу ширину зубьев делают возможно меньшей. Нагрузка на 1 см ширины зуба не должна превышать $7\text{--}8\text{ кН}$. Расстояние между зубьями берут равным $1,2\text{--}1,25$ их ширины. Уменьшение этого расстояния вызывает увеличение суммарной ширины зубьев, а следовательно, и сопротивления горной породы экскавации. В то же время увеличение расстояния между зубьями вызывает износ кромки ковша между ними, так как целики породы между зубьями не скалываются, а их разрушает козырек ковша. Износ зуба происходит по задней грани. Допустимая степень износа зуба оговаривается заводскими инструкциями по эксплуатации.

Влияние скорости резания. Скорость резания, не превышающая $4\text{--}5\text{ м/с}$, практически не сказывается на среднем сопротивлении копанию. Однако при скорости резания свыше 5 м/с скорость образования линейной деформации в некоторых горных породах становится соизмеримой со скоростью движения инструмента, что вызывает повышение сопротивления разрушению породы. Влияние скорости резания становится особенно заметным при больших углах резания.

Влияние размеров (вместимости) ковша и параметров стружки. С ростом размеров, а следовательно, и вместимости ковша сопротивление копанию при работе в породах средней крепости и крепких падает независимо от типа породы, за исключением взорванной скалы, где это усилие практически не изменяется для ковша любой вместимости, если соблюдено постоянное соотношение между шириной ковша и крупностью куска.

Толщина t и ширина b стружки влияют на абсолютную величину силы сопротивления и на сопротивление породы экскавации.

Согласно формуле (1.6), при постоянной площади стружки F сила P_{01} также должна быть постоянной, что, однако, не подтверждается экспериментально. Поскольку коэффициент сопротивления породы экскавации K_F уменьшается с увеличением площади стружки F , можно сделать вывод о целесообразности разработки пород более мощными горными машинами с большей вместимостью ковша. Физически это обстоятельство объясняется меньшей степенью измельчения объема массива породы (меньшая работа затрачивается на измельчение материала).

Для одного и того же ковша увеличение толщины стружки приводит к абсолютному увеличению коэффициента сопротивления копанию K_F , но в меньшей степени — для ковшей большей вместимости. Это обстоятельство подтверждает возможность использования при расчетах экскаваторов средних значений коэффициента K_F приведенных в табл. ПЗ, прил., и показывает, что по мере увеличения мощности экскаваторов уменьшается влияние категории породы.

ДИНАМИЧЕСКИЕ СПОСОБЫ РАЗРУШЕНИЯ КРЕПКИХ ГОРНЫХ ПОРОД

2.1. ВИБРАЦИОННОЕ РАЗРУШЕНИЕ

Принудительное вибрирование рабочего органа при копании породы уменьшает сопротивление его перемещению.

Величина сопротивления зависит от поступательной скорости движения рабочего органа (скорости резания), с увеличением которой эффект вибрации (динамический эффект) при прочих равных условиях снижается. Установлено, что наибольший эффект от вибрации получается при малых скоростях резания, возрастая при постоянной амплитуде и повышении частоты колебаний рабочего органа. Для заданной частоты он возрастает с увеличением амплитуды колебаний. Существует нижний предел амплитуды колебаний, при котором вибрация не снижает тягового усилия даже при весьма высоких частотах. При колебании в направлении движения рабочего органа достигается, как правило, наибольший эффект от вибрации.

Теоретически энергия, расходуемая на разрушение твердого тела, зависит от состояния последнего, степени его дробления до и после разрушения и не зависит от способа разрушения. Поэтому энергоемкость (отношение мощности, затрачиваемой рабочим органом в единицу времени, к единице объема разрушенной массы за то же время) примерно одинакова при статическом и динамическом способах разрушения.

При статическом резании (разрушении) мощность на рабочий орган поступает от одного источника энергии — тягового двигателя машины, при динамическом — от двух: тягового двигателя машины и двигателя вибратора. Уменьшение затрат мощности на тяговом устройстве (при динамическом разрушении) неизбежно должно быть компенсировано увеличением затрат мощности приводом вибратора. Следовательно, общая полезная мощность, реализуемая на рабочем органе, остается примерно такой же, как и при статическом резании (при одних и тех же скоростях резания).

Хотя энергоемкость разрушения одинакова при статическом и вибрационном видах разрушения, общие энергоемкости этих процессов не всегда одинаковы. Поскольку КПД тягового механизма (0,8—0,85) значительно выше КПД вибрационного механизма (0,35—0,55), то общая энергоемкость процесса при вибрационном резании обычно выше, чем при статическом. Однако главный эффект при динамическом разрушении достигается благодаря увеличению скорости (производительности) работы машины.

При вибрационном воздействии рабочего органа на горную породу динамический эффект изменяется следующим образом:

- уменьшается с увеличением скорости резания. При одной и той же скорости резания он возрастает с увеличением динамической (вибрационной) возмущающей силы;
- уменьшается с увеличением массы и частоты колебаний рабочего органа при постоянных величинах возмущающей силы и скорости резания;
- несколько увеличивается с увеличением сопротивления породы резанию и ее жесткости при прочих равных условиях.

Увеличение кинетического момента вибратора увеличивает как величину возмущающей силы последнего, так и амплитуду его колебаний.

Вибрационное разрушение прочных пород применяют в динамических рыхлителях непрерывного действия при послойном рыхлении горных пород.

2.2. УДАРНОЕ РАЗРУШЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

Ударное разрушение механическим способом возникает при столкновении твердых тел и сопровождается полным или частичным переходом кинетической энергии тел в энергию их деформаций.

Ударное разрушение пород механическим способом наиболее широко используется при бурении. При этом наибольшее значение имеют энергия единичного удара, масса ударника, скорость приложения нагрузки и шаг скола. Для каждого значения энергии единичного удара существует резко выраженный оптимальный режим работы. Однако, даже если величина энергии единичного удара и является избыточной для какой-либо конкретной породы, все же расходуется вся энергия, запасенная ударником, так как при

этом ее излишек или поглощается массивом, или идет на переизмельчение разрушенного материала.

Известно, что при ударе действие внезапно приложенной к телу нагрузки постепенно передается всем его частям. Деформация и напряжения при этом движутся по телу в форме волны, распространяющейся с конечной скоростью — от нескольких сот метров в секунду для мягких пород до нескольких тысяч метров в секунду для самых твердых.

Возмущение в телах неограниченных размеров происходит как в направлении действия удара (продольная безвихревая волна), так и перпендикулярно (поперечная сдвиговая волна сжатия). Скорости продольных $v_{пр}$ (м/с) и поперечных $v_{поп}$ (м/с) волн зависят от упругих постоянных: коэффициента Пуассона ν и модуля упругости E , первого рода, а также от плотности материала γ .

Между плотностью, модулем упругости, пределом прочности на сжатие, а также скоростями $v_{пр}$ и $v_{поп}$ существует корреляционная связь, позволяющая по одной из начальных механических или упругих констант породы ориентировочно определять остальные ее характеристики. В табл. П2 приложения представлены упругие характеристики для некоторых разновидностей горных пород.

Существует также корреляционная связь между прочностными свойствами горной породы и скоростью распространения в ней акустической волны. Породы считаются предположительно рыхлимыми, например, с помощью навесных на гусеничные тягачи рыхлительных зубьев, если скорости прохождения в них акустической волны меньше чем 1700—2850 м/с. Отмечено, что зона эффективной рыхлимости пород навесными зубьями расширяется с ростом массы тягача m (т) и мощности его двигателя N (кВт).

Скорость распространения акустической волны в горной породе обычно измеряют с помощью сейсмографа, принцип действия которого основана на явлении изменения скорости распространения звука в проводящей среде в зависимости от ее относительного уплотнения. Так, скорость звука в воздухе составляет 300—350 м/с, тогда как в базальте она повышается до 4000 м/с, а в граните — до 6000 м/с.

2.3. ВЫСОКОСКОРОСТНОЕ РАЗРУШЕНИЕ

Применение высокоскоростных рабочих органов (скорость резания свыше 5 м/с) для разрушения прочных пород и углей позволяет в определенных условиях существенно повысить производительность машин.

С увеличением скорости резания зона действия пластической деформации породы уменьшается и твердое тело разрушается, как хрупкое или квазихрупкое. Например, мерзлая глина при медленном приложении нагрузки деформируется пластически, в то время как при мгновенном (ударном или импульсном) воздействии она может разрушаться на отдельные куски, как хрупкое тело.

В настоящее время высокоскоростное разрушение горных пород осуществляется главным образом на камнерезных машинах, где рабочие скорости резания при использовании, например, алмазного инструмента достигают 80 м/с. В качестве режущего инструмента камнерезных машин используются дисковые пилы, кольцевые и торцовые фрезы, режущие цепи и т. д.

Эффективность процесса высокоскоростного разрушения прочных пород рабочими органами камнерезных машин зависит от физико-механических свойств пород (величин сопротивлений разрушению), геометрических параметров резцов, условий их внедрения в породу, частоты вращения и подачи рабочего органа и параметров стружки. Здесь также различают три вида резания: свободное, блокированное и полублокированное. Однако для высокоскоростного разрушения наиболее характерным видом резания является блокированное, например, пропиливание массива при добыче каменных блоков на карьерах. Процесс пропиливания горных пород, в частности, кольцевыми фрезами, дисковыми пилами и цепными барами имеет ряд существенных недостатков: опасность заклинивания инструмента в образуемой ими узкой щели; затраты большого количества энергии на преодоление сил трения при выгребании штыба из пропила; высокий расход твердого сплава в результате нагрева и выкрашивания режущих пластин; концентрация пыли в зоне работ.

2.4. ИМПУЛЬСНОЕ РАЗРУШЕНИЕ

По-новому подойти к проблеме разрушения и перемещения горных пород позволяет импульсная техника, основанная на при-

менении энергии взрыва в машинах и механизмах, т. е. *взрывоимпульсные* системы (штамповка, сварка при обработке металлов).

Импульсная техника применяется в горном деле, в частности, в устройствах для дробления негабаритов и бурения скважин, в машинах для землеройных и вскрышных работ (взрывных бульдозерах, рыхлителях и др.). Импульсные системы позволяют получать большие мощности при весьма малых габаритах машин и обеспечивать скорости нагружения материалов при их деформации, в десятки раз превосходящие скорости получаемые при традиционных способах разрушения. Помимо взрывоимпульсных систем в промышленности используются пневмо-, гидро- и пневмогидроимпульсные системы.

В *пневмоимпульсных* системах используется энергия газов, сжатых под высоким давлением, для разгона промежуточной массы, которая производит воздействие на среду.

В *гидроимпульсных* системах материалы подвергаются воздействию высоконапорных струй воды (под давлением 1—1,5 ГПа), выбрасываемых из насадок.

В *пневмогидроимпульсных* системах применяются пневматические аккумуляторы энергии. При этом рабочее тело (газ) передает свою энергию при расширении, воздействуя через промежуточную среду (жидкость) на деформируемое тело.

Навесные гидравлические и пневматические бутобои применяются для дробления негабаритов, мерзлых пород, забивки свай, трамбовки и др.

В качестве ударного механизма бутобои используют массивный поршень, перемещающийся в цилиндре бутобоя за счет бесклапанной подачи сжатого воздуха или гидравлической жидкости в над- и подпоршневые полости цилиндра. Аналогично действуют погружные пневмоударники буровых станков ударно-вращательного действия. При наличии давления в системе запуск бутобоя (погружного пневмоударника) происходит автоматически в момент прижатия инструмента к забою. При этом происходит первоначальный сдвиг поршня — ударника в цилиндре и открытие регулирующих отверстий (см. рис. 5.3).

Навесные бутобои получают питание от компрессора или гидравлической системы машины, на которую они устанавливаются. Пневматические бутобои имеют массу до 1350 кг, энергию удара до 2,6 кДж при потреблении до 22 м³/мин сжатого воздуха и его давлении 0,7—1,1 МПа.

Гидравлические бутобои имеют массу до 900 кг, энергию удара до 2,3 кДж и давление в гидросистеме базовой машины 12—17,5 МПа.

В навесных гидравлических бутобоях обычно применяют азотные аккумуляторы, позволяющие увеличивать быстродействие ударного механизма. В таких системах соотношение гидравлического давления в системе и давления азота в аккумуляторе принимают 1,5:1. Для бутобоев используют инструмент различных типов (рис. 2.1).

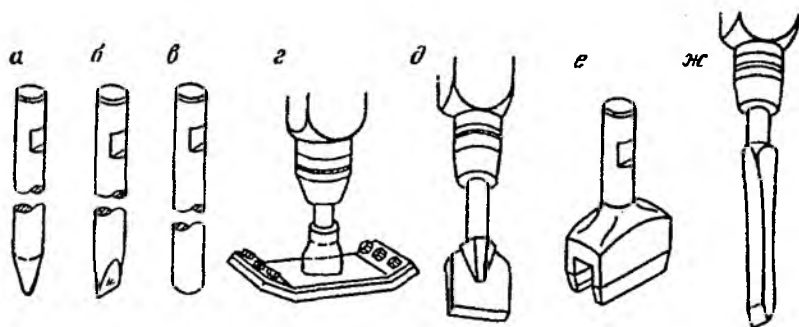


Рис. 2.1. Типы инструментов для бутобоев:

а — заостренный для разбивания бетона и кусков породы; *б* — долотообразный для разбивания железобетона и вторичного дробления кусков мерзлой породы; *в* — круглый тупоконечный для разбивания породы и мерзлого грунта; *г* — тампонажная подушка; *д* — лопастной для разбивания железобетона и асфальта; *е* — захват для забивки деревянного или стального шпунта; *ж* — для землеройных работ в мерзлом грунте и траншеях

Во *взрывоимпульсных* системах (ВИС) разрушение горных пород может производиться жидкими, твердыми и газообразными передающими средами, непосредственно воздействующими на горную породу и реализующими в импульсной форме энергию взрыва. Причем при использовании твердых и газообразных тел не требуется непрерывного восстановления передающей среды. ВИС автономны в смысле энергоснабжения и перспективны с точки зрения генерирования высоких энергий.

Важнейшим агрегатом машин взрывоимпульсного действия является генератор импульсов или импульсный двигатель, в котором высвобождается энергия взрыва. Далее обычно следует преобразователь, в котором один вид энергии нагретых газов высокого

давления, например в цилиндре дизель-молота переходит в кинетическую энергию движения бойка-молота.

Из существующих широко известных систем взрывоимпульсного действия, используемых для разрушения горного массива, можно остановиться на пневматических ударных машинах (отбойные молотки, бетоноломы и др.), которые работают на энергии сжатого воздуха, поступающего от компрессора, приводимого в движение двигателем внутреннего сгорания, а также на машинах со взрывоимпульсным двигателем, которые не имеют импульсного характера воздействия рабочего органа на массив. К последним относятся такие выемочно-транспортирующие машины, как бульдозеры, рыхлители, скреперы, струги и др.

РАЗДЕЛ II

**БУРОВЫЕ
МАШИНЫ**

3.1. СОСТОЯНИЕ И НАПРАВЛЕНИЯ РАЗВИТИЯ

В общей технологии открытых горных работ при разработке месторождений, сложенных скальными породами, буровзрывные работы являются одним из основных производственных процессов.

Цель бурения — создание в породном массиве скважин или шпуров. Бурение представляет собой трудоемкий и дорогостоящий процесс. Стоимость производства буровых работ в крепких породах на открытых разработках достигает 36 % общей стоимости выемки 1 т горной массы. От качества рыхления горной массы зависят производительность погрузочного и транспортного оборудования, их долговечность и эффективность эксплуатации.

Наибольшее распространение на открытых горных работах получил вращательный способ бурения — шарошечными и резцовыми коронками. На способ бурения шарошечными коронками, известный в технической литературе как «шарошечный», приходится до 80 % всех объемов бурения, тогда как вращательным способом с резцовыми коронками выполняется около 19 %, а ударным методом — до 1%. В ближайшие годы предполагается некоторое сокращение доли шарошечного бурения вследствие расширения области применения ударно-вращательного способа бурения, тогда как доля вращательного бурения останется приблизительно постоянной.

Перспективные планы развития отечественной буровой техники предусматривают создание станков шарошечного бурения диаметром до 320—350 мм; совершенствование автоматизации управления режимами бурения и вспомогательными операциями; осуществление бурения скважин глубиной до 18—24 м без наращивания буровых штанг; освоение новых типов шарошечных долот, режуще-шарошечного бурового инструмента и дополнительных устройств к ним и более интенсивное применение многоцелевых станков, на которых могут быть использованы различные способы бурения (станки комбинированного бурения).

Как показывает отечественный зарубежный опыт, с ростом вместимостей ковша параметров экскаватора целесообразно увеличивать диаметр взрывных скважин и их сетку.

Используют следующие приблизительные соотношения между вместимостью ковша экскаватора, диаметром скважины и расстоянием между скважинами:

вместимость ковша, м ³	6	15	30	45	70	150
диаметр скважины, мм	150	180	270	320	350	4400
расстояние между скважинами, м	4	5,5	8	9	10,5	13

В каталогах ряда зарубежных фирм имеются типоразмеры станков шарошечного бурения на диаметр до 445—559 мм («Бюсайрус-Ири» и «Гарднер-Денвер», США), однако наиболее популярным диапазоном бурения является 200—311 (320) мм, поскольку скорость детонации ВВ заметно растет в скважинах диаметром приблизительно до 250—270 мм, а затем она практически не повышается в скважинах диаметром свыше 320 мм. С другой стороны, важное преимущество увеличения диаметра скважин — повышение эффективности взрывных работ за счет увеличения выхода взорванной массы с 1 м скважины и значительного сокращения удельных затрат на подготовку 1 м³ вскрыши.

Шарошечный инструмент большего диаметра можно изготовить более прочным, с более долговечными подшипниками, хорошо воспринимающими ударные нагрузки. Такой инструмент позволяет реализовать большое давление на забой и крутящий момент, а также расположить первый ряд скважин на увеличенном от борта уступа расстоянии, что обеспечивает лучшие условия безопасности при работе и больший объем взорванной массы, приходящийся на 1 м скважины.

В настоящее время на открытых разработках широко используют направленное бурение скважин параллельно откосу уступа, сокращающее удельный расход бурения и ВВ (приходящихся на 1 м³ взорванной массы) и улучшающее равномерность дробления массива, особенно у подошвы уступа. Станки для осуществления наклонного бурения скважин на карьерах, как правило, имеют увеличенные на 10—15 % массу и на 25 % крутящий момент вращателя бурового става по сравнению со

станками, предназначенными для бурения только вертикальных скважин. Увеличенная масса необходима для создания достаточной силы сцепления между станком и почвой карьера. При этом также несколько усложняется зарядка скважин и повышается трудоемкость этого процесса, однако увеличивается безопасность эксплуатации станка вследствие увеличения расстояния расположения первого ряда скважин от края уступа.

В связи с ростом производственной мощности наиболее крупных разрезов и ведением вскрышных работ мощной высокопроизводительной горнотранспортной техникой с высокими линейными параметрами (например драглайнами) распространение получают уступы мощностью 30—50 м, для чего потребуется бурение наклонных скважин глубиной до 50—70 м.

На ряде месторождений мира успешно применяют горизонтальное бурение скважин с рабочих площадок. Оно особенно эффективно на слоистых уступах, где твердые породные прослойки располагаются близко над пластом полезного ископаемого, а общая масса покрывающих пород обладает невысокой крепостью.

Общие технические требования к станкам для бурения взрывных скважин для открытых горных работах в горнодобывающей промышленности определяются в соответствии с подразделением их на три подгруппы:

- СБШ — станки вращательного бурения шарошечными долотами с очисткой скважины воздухом (станки шарошечного бурения) с номинальными диаметрами бурения (нормальный ряд) 160, 200, 250, 270, 320 и 400 мм при крепости пород $f = 6 \div 18$;
- СБУ — станки ударно-вращательного бурения погружными пневмоударниками с очисткой скважины воздухом (станки пневмо-ударного бурения) с номинальными диаметрами бурения — 100, 125, 160 и 200 мм при $f = 8 \div 20$ и выше, до предельно крепких;
- СБР — станки вращательного бурения резцовыми коронками с очисткой скважины шнеком (станки шнекового бурения) с номинальными диаметрами бурения 160 и 200 мм при $f \leq 6$.

Основные параметры буровых станков — диаметр, глубина (вертикальной) и угол наклона пробуриваемой скважины — харак-

теризуют возможность геометрического расположения последней на уступе с целью размещения в ней взрывчатого вещества, получения оптимальной степени дробления горной массы, а также заданной геометрии развала.

Типоразмеры станков, определяемые главным параметром — диаметром бурения, базируются на десятом ряде предпочтительных чисел (R10) и предусматриваются для бурения скважин условными диаметрами 100, 125, 200, 250, 320 и 400 мм, что, однако, не исключает применения других диаметров бурения, например 105, 115, 245, 270, 350 мм и пр.

Типаж станков для механического бурения взрывных скважин на открытых горных работах согласно существовавшим ранее в СССР ГОСТ 26698—85 и ГОСТ 20078—74 рекомендует глубины бурения вертикальных скважин с наращиванием става: для станков типа СБШ—36 и 55 м, для станков типа СБР—24 и 32 м, для станков типа СБУ—32 и 52 м, а без наращивания става: для станков типа СБШ с условным диаметром скважины 250 мм и более — не менее 20 м и для станков типа СБУ-160 — не менее 18 м.

В условное обозначение станка входят тип станка, диаметр бурения в миллиметрах и глубина бурения в метрах например СБШ-320-32 (диаметр скважины 320 мм, глубина 32 м). Угол наклона скважины от вертикали устанавливается для всех станков 0°, 15° и 30°, однако может иметь шаг и через 5°.

Допускается изготовление станков с различными комбинациями известных способов бурения. Типоразмер комбинированного станка устанавливается по тому способу бурения, который является преобладающим.

Кроме упомянутых типов станка на карьерах иногда используются, широко распространенные в прошлом, станки ударно-канатного бурения, позволяющие бурить технологические скважины глубиной до 300 м, однако в силу специфики их действия, с весьма низкой скоростью бурения. Термические горелки (как инструмент) могут использоваться для расширения скважин (создания котлов, применяемых на некоторых рудных карьерах) на станках комбинированного бурения. Станки огневого бурения с термическими горелками как отдельный вид в настоящее время не выпускаются вследствие их низкой экономичности и слабой конкурентоспособности с другими способами бурения.

3.2. КЛАССИФИКАЦИЯ БУРОВЫХ МАШИН

Буровые машины, применяемые на открытых разработках, классифицируются по:

- способу разрушения горной породы;
- способу приложения силовой нагрузки к буровому инструменту;
- способу удаления продуктов разрушения от забоя скважины;
- роду потребляемой энергии;
- способу расположения скважины;
- назначению.

По *способу разрушения горной породы* буровые машины подразделяются на осуществляющие механические и физические способы разрушения, а также сочетающие их — комбинированные. К механическим относят: машины ударно-вращательного и вращательного бурения шарошечными и резцовыми долотами, производящие разрушение горной породы инструментом в соответствии с прикладываемыми к нему силовыми нагрузками; к физическим: машины термического, взрывного, гидравлического, электрогидравлического и ультразвукового бурения, воздействующие на горную породу через жидкую и газообразную среду.

Механический способ бурения скважин осуществляется за счет непосредственного воздействия рабочего инструмента на породу, при котором в последней возникают высокие напряжения, превышающие предел прочности минеральных образований и приводящие к разрушению породы в области контакта с инструментом.

По форме и характеру воздействия бурового инструмента на породу различают бурение: ударное, вращательное резанием, ударно-вращательное, шарошечное, вращательно-ударное и комбинированное инструментом (режуще-шарошечным, шарошечно-ударным и др.).

Физические или *физико-химические* способы бурения разрушают породу через жидкую или газообразную среду термическим, взрывным, гидравлическим, электрогидравлическим, ультразвуковым, плазменным, лазерным и другими способами воздействия.

При *термическом* способе бурения разрушение (шелушение) пород происходит в результате нагрева забоя скважины сверхзву-

ковыми раскаленными струями и появления в породе термических напряжений, превышающих предел прочности минерального образования.

Взрывное бурение (взрывобурение) может осуществляться с помощью ампульных или твердых ВВ, а также струйным способом. Ампулы с жидкими компонентами ВВ (окислитель и горючее) периодически подаются к забою скважины по трубам с водой. Твердые заряды ВВ с детонатором накольного типа автоматически подаются через сопло взрывобура на забой. Удаление породы из скважины осуществляется сжатым воздухом. При струйном способе по специальным трубкам жидкий окислитель и горючее подаются из емкостей к дозирующим приспособлениям забойного взрывобура и непрерывно или прерывно инициируются взрывы. Разрушенная порода подхватывается восходящим воздушным потоком, образующимся при подаче сжатого воздуха в затрубное пространство.

Гидравлический способ бурения осуществляется тонкой высоконапорной струей воды, подаваемой на забой со сверхзвуковой скоростью, однако с весьма высокими удельными затратами энергии.

Несмотря на создание и внедрение новых физических и комбинированных способов бурения, механическое разрушение горных пород при бурении, в первую очередь станками шарошечного бурения, остается определяющим, но каждый из механических способов имеет свою область применения и поэтому не может быть полностью вытеснен другими.

По способу приложения силовой нагрузки к буровому инструменту буровые машины подразделяют следующим образом.

Ударное бурение осуществляется за счёт последовательно наносимых по забою ударов долотом с энергией $P_{уд}$. При ударном бурении (рис. 3.1, а) вращательный момент к долоту не прикладывается. Перед каждым следующим ударом (в момент отскока) инструмент поворачивается на некоторый угол (в ударно-канатных станках — благодаря упругим силам закручивания каната), обеспечивая таким образом разрушение породы по всей площади забоя.

При *ударно-поворотном бурении* (рис. 3.1, б) вращающий момент незначителен, но инструмент непрерывно вращается вокруг своей оси. Порода разрушается в основном при внедрении лезвия инструмента под действием удара. Благодаря же вращению инструмента производится срезание породы, оставшейся в гребешках

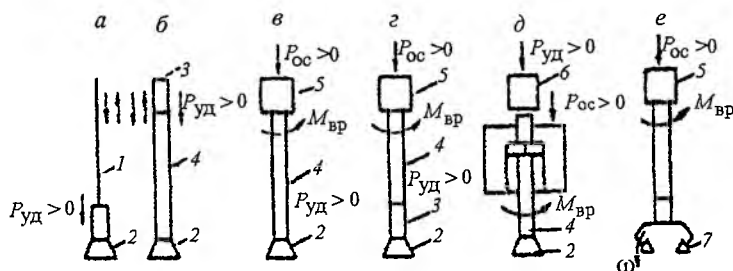


Рис. 3.1. Принципиальные схемы механических способов бурения:

1 — канат; 2 — долото; 3 — ударно-поворотный механизм; 4 — штанга; 5 — вращатель; 6 — ударный механизм; 7 — шарошки; $P_{уд}$ — ударное воздействие; $P_{ос}$ — осевое усилие; $M_{вр}$ — крутящий момент; ω — угловая скорость вращения долота

после удара. Если коронку не поворачивать, то после нескольких ударов поверхность соприкосновения лезвия с разрушенной породой настолько увеличится, что внедрение лезвия и разрушение горной породы прекратятся.

Вращательное бурение резанием (рис. 3.1, в) осуществляется резцом, непрерывно срезающим и скалывающим частицы породы с забоя по винтовой линии передней гранью под действием приложенных осевого усилия $P_{ос}$ и момента вращения $M_{вр}$. Одновременно коронка подается на забой вдоль оси скважины со значительным усилием. Вращательное бурение применяют только по слабым углям и породам средней и ниже средней крепости. При крепких породах режущие кромки коронки не способны скалывать стружку значительной толщины и разрушают породу истиранием. При этих условиях работы резцы из металллокерамических, твердых сплавов быстро изнашиваются и скорость бурения падает. Производительно бурить скважины по крепким породам вращательным способом можно алмазными коронками (алмазное бурение), однако ввиду высокой стоимости и дефицитности алмазов (в том числе и искусственных) алмазные коронки используют только в специальных случаях.

Существуют два вида вращательного бурения: сплошное и колонковое. В последнем случае коронка разрушает горную породу только в пределах кольцевой щели, а в середине остается керн, выдаваемый из скважины крупными кусками. При колонковом бурении поверхность контакта коронки с породой меньше и при той же силе подачи давление выше, чем при сплошном разбурировании. Вследствие этого бурение с керном успешно применяется и по по-

родам большой крепости. Однако потери времени на подъем керна снижают среднюю скорость бурения, в связи с чем такой способ бурения на карьерах применяют только для проведения разведочных скважин.

Ударно-вращательный способ (рис. 3.1, з) сочетает признаки ударного и вращательного бурения резанием. При этом способе удары высокой энергии осуществляются погружным ударником (преимущественно пневматическим) при наложении постоянных, относительно небольших осевого усилия и момента вращения. Порода разрушается ударом, долота, а оставшиеся гребешки срезаются при его повороте. Способ бурения применяется по крепким, очень крепким и абразивным породам.

Вращательно-ударное бурение (рис. 3.1, д) объединяет признаки ударного и вращательного способов. По буровому инструменту, прижимаемому к забою с осевым усилием $P_{ос}$ и вращаемому независимым вращателем, непрерывно наносятся удары через хвостовик штанги. Разрушение породы происходит скалыванием и срезанием частиц с забоя. Способ применяется для бурения наклонных и горизонтальных скважин в крепких породах. Широко реализуется во многих конструкциях станков зарубежного производства, а также в ряде отечественных станков типа СБУ.

Шарошечное бурение (рис. 3.1, е) осуществляется перекатыванием шарошки по забою при вращении долота с высоким моментом и усилием прижатия к забою. Зубья шарошки, набегая на забой, разрушают его ударом и резанием. Способ универсален и весьма распространен. Внешне бурение протекает как вращательное. Однако зубья шарошки имеют кратковременный (ударный) контакт с забоем, в силу чего отсутствует фаза резания, характерная для вращательного бурения с использованием инструмента режущего типа.

По способу удаления продуктов разрушения от забоя буровые машины подразделяют на машины: с непрерывным удалением осуществляемым сжатым воздухом или воздушно-водяной смесью (при шарошечном и пневмоударном, а в отдельных случаях и при вращательном бурении); парогазовой смесью (при термическом бурении) либо витыми штангами (шнеками) с одновременной подачей и сжатого воздуха, либо только шнеками (при вращательном бурении); с периодическим удалением шламовой смеси из скважины либо с помощью желонки (при ударно-канатном способе бурения), либо с помощью желонки, заполняемых буровой мелочью,

продувкой скважины сжатым воздухом (при бурении глубоких скважин погружными пневмоударниками больших диаметров — 400—700 мм).

По роду потребляемой энергии буровые станки подразделяют на электрические, тепловые (дизельные), пневматические и гидравлические.

Буровые машины с электроприводом получают питание для сетевого двигателя от линий электропередач.

К тепловым относятся станки, работающие с приводом от дизеля.

К буровым станкам с пневматическим (гидравлическим) приводом относят машины, получающие питание от автономных пневматических (гидравлических) сетей или компрессорных (насосных) станций.

По способу расположения скважины станки подразделяют на станки для бурения вертикальных, наклонных и горизонтальных скважин.

По назначению буровые машины делятся на машины для бурения шпуров и небольших скважин (колонковые и бурильные молотки) и для бурения скважин среднего и большого диаметра (буровые станки).

Буровые машины, используемые на открытых горных работах, классифицируют следующим образом.

- Машины ударного бурения:
пневматические бурильные молотки — перфораторы с зависимым вращением бура;
станки ударно-канатного бурения.
- Машины вращательного бурения:
станки вращательного бурения шарошечными долотами;
станки вращательного бурения режущими коронками.
- Машины ударно-вращательного бурения:
станки с погружными пневмоударниками (пневмо-ударного бурения);
перфораторы с независимым вращением бура и внескважинным ударником.
- Станки комбинированного бурения (используют сочетания различных способов разрушения горных пород).

Глава 4

ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БУРОВЫХ МАШИН

4.1. ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БУРОВЫХ МАШИН УДАРНОГО И УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ

Ударное разрушение прочных горных пород, происходящее в результате внедрения лезвия инструмента, в большинстве случаев носит хрупкий характер, поскольку преимущественно применяется на породах такого типа.

Под действием силы удара P_y (Н) лезвие заостренного под углом α бурового инструмента (рис. 4.1, а) диаметром d (м) внедряется в породу на глубину h (м). В массиве создается сложное напряженное состояние: под действием сжимающих напряжений под разрушающей гранью инструмента образуется уплотненное ядро из раздробленной породы, а под действием сдвигающих напряжений, появляющихся от сил N , происходит скол частиц породы под углом $\theta \geq \alpha$ в сторону открытой плоскости.

Внедрение инструмента прекращается, как только силы сопротивления становятся равными действующей силе

$$P_y = 2 (F_T \cos \alpha / 2 + N \sin \alpha / 2) K_3, \quad (4.1)$$

где F_T — сила трения лезвия долота о породу, Н; N — нормальная сила воздействия боковой поверхности лезвия долота на породу, Н; $K_3 = 1,2 \div 1,3$ — коэффициент, учитывающий затупление лезвия долота.

Как видно из рис. 4.1, а

$$F_T = \mu_1 N; \quad N = 10^6 \sigma_{м.б} d h / \cos \alpha / 2,$$

где μ_1 — коэффициент трения бурового инструмента о породу; $\sigma_{м.б} = 0,5 (\sigma_{сж} + \sigma_{ск})$ — предел прочности породы при механическом способе бурения (прил., табл. П4), МПа.

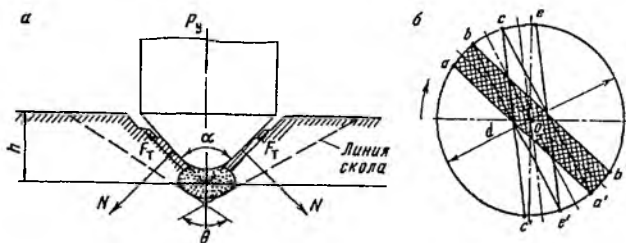


Рис. 4.1. Схема сил, действующих на лезвийное долото при ударном бурении

После подстановки в формулу (4.1) значений F_T и N получим

$$P_y = 2 \cdot 10^6 d h \sigma_{м.б} (\operatorname{tg} \alpha/2 + \mu_1) K_3. \quad (4.2)$$

Из формулы (4.2) можно определить глубину погружения лезвия долота

$$h = P_y / 2 \cdot 10^6 d h \sigma_{м.б} (\operatorname{tg} \alpha/2 + \mu_1) K_3 \quad (4.3)$$

При ударе по забою (рис. 4.1, б) двухперьевое долото скалывает один сектор ($aba'b'$), при этом за один удар по периметру скважины скалываются два участка (ab) и ($a'b'$) суммарной длиной

$$L_o = 2 \cdot 2 h \operatorname{tg} \theta/2,$$

где $\theta \approx 120^\circ$.

После каждого удара долото должно поворачиваться на некоторый угол, величина которого должна быть такой, чтобы скалывались целики между следами соседних ударов. Следующий удар долото наносит по сектору ($bca'e'$) и т. д.

Угол поворота долота после удара определяет частоту ударов за один его оборот, при котором будет отделен слой породы со всей поверхности скважины равный суммарной глубине nh погружения лезвия долота, так как каждое перо долота за полный его оборот скалывает слой породы h со всей площади скважины.

Таким образом, потребную частоту ударов долота по забою за один его оборот можно определить из соотношения

$$Z_o = \pi d / L_o = \pi d / 2 n h \operatorname{tg} \theta/2, \quad (4.4)$$

где n — число перьев на долоте ($n = 2$ — для двухперьевого и $n = 4$ — для крестового).

Частота ударов за один оборот Z_0 у современных станков, использующих пневмоударники, составляет 8—15. Чем крепче порода, тем большее число ударов должно приходиться на один оборот долота. При частоте ударов пневмоударника в секунду Z необходимая частота вращения бурового инструмента n_1 (с⁻¹) определяется из выражения

$$n_1 = Z/Z_0. \quad (4.5)$$

Теоретическая скорость бурения v (м/ч) с учетом выражений (4.4) и (4.5) определяется из выражения

$$v = 3600 h n_1 = \frac{3,6 \cdot 10^{-3} P_y Z n h t g \theta / 2}{\pi d^2 \sigma_{м.б} (tg \alpha / 2 + \mu_1) K_3}. \quad (4.6)$$

Из формулы (4.6) следует, что эффективность бурения возрастает с увеличением силы P_y и частоты ударов в секунду Z и с уменьшением угла заострения бура α , а уменьшается с увеличением диаметра инструмента d . Несмотря на то, что зависимость (4.6) не учитывает динамику процесса разрушения, однако она качественно правильно характеризует закономерности ударного разрушения.

Под действием возрастающей от нуля силы P_y энергия единичного удара A (Дж) составит

$$A = 0,5 P_y h,$$

а теоретическая скорость бурения будет

$$v = [60 \cdot 1,2 \cdot 10^{-4} A Z n t g \theta / 2] / [\pi d^2 \sigma_{м.б} (tg \alpha / 2 + \mu_1) K_3]. \quad (4.7)$$

Таким образом, эффективность разрушения породы при ударном бурении определяется следующими основными параметрами процесса: энергией единичного удара, частотой ударов и углом поворота инструмента после каждого удара.

При ударно-вращательном бурении погружными пневмоударниками (ППУ) с увеличением осевого усилия улучшаются условия передачи удара породе и увеличиваются скорость бурения, сила трения лезвий о забой и необходимый крутящий момент.

При давлении подводимого сжатого воздуха p (Па) среднее индикаторное давление воздуха в цилиндре погружного пневмоударника при рабочем p_p (Па) и обратном p_o (Па) ходах поршня определяют по формулам

$$p_p = C_p p \text{ и } p_o = C_o p,$$

где C_p и C_o — коэффициенты, учитывающие снижение среднего давления в цилиндре и соответственно равные для бесклапанного распределительного устройства 0,62 и 0,4.

Осевое усилие P_{oc} (Н), действующее на поршень диаметром D (м), при рабочем и обратном ходах определяется соответственно из выражений

$$P_{oc.p} = 0,25 \pi K_i p_p D^2; \quad P_{oc.o} = 0,25 \pi K_i p_o D^2,$$

где $K_i = 0,7 \div 0,8$ — коэффициент, учитывающий уменьшение полезной площади поршня с рабочей и обратной сторон.

Минимальные удельные осевые усилия, отнесенные к диаметру долота, принимаются равными (2—3) 10^4 Н/м.

Ускорения j_p и j_o (м/с²) движения поршня массой m_n (кг) соответственно при рабочем и обратном ходах

$$j_p = P_{oc.p}/m_n \text{ и } j_o = P_{oc.o}/m_n.$$

Частота ударов поршня ударника Z (с⁻¹) зависит от длительности цикла работы ударного механизма ($t_n = t_p + t_o$) и определяется при известных конструктивной длине хода поршня L_n (м), продолжительности рабочего t_p (с) и обратного t_o (с) ходов поршня по формуле

$$Z = (t_n)^{-1} = 1/(\sqrt{2L_n C_n / j_p} + \sqrt{2L_n C_n / j_o}), \quad (4.8)$$

где $C_n = 0,85 \div 0,9$ — коэффициент уменьшения хода поршня.

Энергия единичного удара A (Дж) поршня массой m_n при сопротивлении трения поршня о стенки цилиндра с коэффициентом трения μ_z определяется по формуле

$$A = L_n C_n (P_{oc.p} - g m_n \mu_z).$$

Теоретическая мощность N_n (Вт) пневмоударника на поршне:

$$N_n = A Z.$$

Мощность пневмоударника прямо пропорциональна мощности единичного удара и частоте ударов и может быть повышена за счет увеличения давления воздуха и площади поршня. Однако при существующем качестве металла и твердых сплавов, используемых

для изготовления инструмента, увеличивать давление воздуха свыше 2,4 МПа считается нецелесообразным. Увеличение же частоты ударов свыше 20 с⁻¹ обычно достигается уменьшением длины хода поршня, увеличением его площади и рабочего давления.

4.2. ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАШИН ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ ШАРОШЕЧНЫМИ ДОЛОТАМИ

Разрушение породы при шарошечном бурении происходит в результате перекатывания зубьев шарошек по забою.

Математическое описание действительного процесса перекатывания шарошки по породе, сопровождающегося разрушением последней, с учетом упругих деформаций породы и зубьев шарошки в силу значительной степени неопределенности протекания физических явлений весьма затруднительно. Поэтому воспользуемся упрощенной моделью процесса.

Зубья шарошки периодически соприкасаются с породой и под действием осевого усилия подачи P_{oc} (кН) каждый из них внедряется на глубину h (мм). Если долото имеет $Z_{ш}$ шарошек (обычно три), каждая из которых контактирует с забоем на длине L (мм), то общая длина линий одновременного контакта зубьев долота с породой будет $L Z_{ш}$.

Вследствие вторичного дробления уже отделенной от массива породы общая линия контакта зубьев шарошки еще более увеличится и приближенно может быть принята равной половине диаметра долота D (мм).

Необходимое осевое усилие P_{oc} (кН) подачи на долото с диаметром D для разрушения породы крепостью f можно определить по формуле

$$P_{oc} = 10^{-2} K f D = 10^{-3} K \sigma_{сж} D, \quad (4.9)$$

где $K = 6+8$ — большие значения коэффициента для более крупных долот; $\sigma_{сж}$ — предел прочности породы при одноосном сжатии, МПа.

Усредненные рекомендации ряда фирм изготовителей долот по максимально допустимому усилию нагружения долота $P_{oc \max}$ и соответствующей данному усилию предельной частоте вращения долота $n_{вр}$, при которых обеспечиваются удовлетворительные условия их эксплуатации:

D , мм	169	200	250	269,9	311/320	350
$P_{oc\ max}$, кН	135	200	280	325	400	455
K_o , кН/мм	0,8	1	1,12	1,2	1,286	1,3
f_{max}	11,4	14,28	16	17,25	18,4	18,56
$n_{вр}$, с ⁻¹	1,33	1,16	1	0,916	0,83	0,66

Конкретные рекомендации по величинам $K_o = P_{oc}/D$ приводятся в каталогах долот. Верхний предел крепости горной породы, которую целесообразно бурить данным типом долота можно ориентировочно определить из выражения $f = 100 P_{oc\ max} (K D)^{-1}$.

Глубина внедрения h зуба шарошки с углом заострения зуба α (градус) в породу крепостью f в результате нагружения долота с диаметром D осевым усилием P_{oc} определяется по формуле

$$h = 1,5 \cdot 10^2 P_{oc} / D f (\operatorname{tg} \alpha / 2 + \mu_1) K_3, \quad (4.10)$$

где μ_1 — коэффициент трения металла шарошки о породу ($\mu_1 = 0,25 \div 1$); K_3 — коэффициент затупления зуба ($K_3 = 1 \div 1,3$ — большее значение для пород более высокой крепости и абразивности).

Максимальная глубина погружения зуба (штыря) шарошки в породу должна составлять 0,75—0,8 его высоты, равной 10—15 мм у штыревых и 15—25 мм у зубчатых долот.

Момент вращения долота (Нм) —

$$M_{кр} = 2,84 \cdot 10^{-3} k_1 D (0,22 P_{oc})^n, \quad (4.11)$$

где n — показатель, зависящий от качества очистки скважины (для очень хорошей — $n = 1,25$; для удовлетворительной — $n = 1,5$; для плохой — $n = 1,75$); k_1 — коэффициент. Зависимость k_1 от крепости буримой породы:

f	6—8	8—10	10—12	12—14	14—16	16—18	18—20	св. 20
k_1	12	11	10	9	8	6	4	2

Как правило, вращательно-подающий механизм современного бурового станка в состоянии обеспечить удельный момент $M_{кр}$ до 40 Нм на 1 кН осевого усилия P_{oc} . На практике соотношение $M_{кр}/P_{oc}$ редко превышает значения 20—30 Нм/кН.

Мощность привода вращателя (кВт) —

$$N_{\text{вр}} = 2 \cdot 10^{-3} M_{\text{кр}} n_{\text{вр}} / \eta_{\text{вр}} = 10^{-3} \cdot M_{\text{кр}} \omega_{\text{вр}} / \eta_{\text{вр}}, \quad (4.12)$$

где $\eta_{\text{вр}} = 0,85 \div 0,7$ — кпд трансмиссии вращателя; $\omega_{\text{вр}}$ — угловая скорость, рад/с.

Мощность привода подачи (кВт) —

$$N_{\text{под}} = P_{\text{ос}} v_{\text{под}} / \eta_{\text{под}}, \quad (4.13)$$

где $v_{\text{под}}$ — скорость подачи бурового става, м/с; $\eta_{\text{под}} = 0,5 \div 0,7$ — кпд механизма подачи.

Теоретическая скорость V (м/ч) шарошечного бурения определяется как

$$V = 10,8 K_{\text{ск}} h n_{\text{вр}}, \quad (4.14)$$

где $K_{\text{ск}}$ — коэффициент, учитывающий уменьшение скорости бурения за счет неполного скола породы между зубьями ($K_{\text{ск}} = 0,5 \div 0,3$ — большая величина для более мягких пород).

Расход и давление воздуха. Потребное количество сжатого воздуха, подаваемое в забой, определяется из условия обеспечения требуемой скорости выноса $V_{\text{в}}$ (м/мин) разрушенных частиц породы в затрубном пространстве, рекомендуемой не менее 1500 м/мин для тяжелых (плотных пород) и не более 2100 м/мин для среднеплотных. Допускается скорость до 2800 м/мин для влажных тяжелых пород при скорости бурения 24—25 м/ч.

Наиболее употребительный диапазон скоростей $V_{\text{в}}$ (м/мин) для сухих забоев от 1220 до 1520 м/мин.

Теоретическая подача воздуха (м³/мин) —

$$Q = F V_{\text{в}} = 0,25 \pi V_{\text{в}} (D^2 - D_{\text{шт}}^2), \quad (4.15)$$

где F — площадь затрубного пространства, м²; D и $D_{\text{шт}}$ — соответственно диаметры долота и штанги, м.

Давление компрессора рекомендуется выбирать в диапазоне 0,4—0,7 МПа. При использовании долот с периферийными продувочными каналами, имеющими сменные вкладыши, последние следует выбирать минимальных размеров, допускаемых по запасу избыточного давления на выходе из ресивера. Потери давления в буровом стае составляют 0,07—0,14 МПа, а в долоте и подшипниковых каналах могут достигать 0,5 МПа, повышаясь с увеличением подачи воздуха и уменьшением сечения вкладышей.

Мощность привода компрессора $N_{\text{ком}}$ (кВт), обеспечивающего сжатие воздуха от давления p_1 (Па) до давления p_2 (Па) на выходе из компрессора и подачу его в систему продувки скважины в объеме Q (м³/мин), определяется по формуле

$$N_{\text{ком}} = 4,2 Q p_1 (\lg p_1/p_2)/(\eta_k/\eta_n), \quad (4.16)$$

где η_k и η_n — кпд соответственно компрессора (0,6—0,7) и передачи (0,92—0,95).

4.3. ТЕОРИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАШИН ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ РЕЗЦОВЫМИ ДОЛОТАМИ

При вращательном бурении порода разрушается под действием осевого усилия подачи $P_{\text{ос}}$ и крутящего момента M_1 , передаваемого станком резцовому долоту (рис. 4.2). При этом осевое усилие должно преодолеть сопротивление N_1 породы внедрению торцовых площадок режущих лезвий долота даже при их затуплении (участок aO_1), а крутящий момент должен превысить сопротивление сколу участков породы, прилегающих к передним режущим граням резца.

Передняя грань инструмента сминает породу, в результате чего образуется ядро уплотнения A , состоящее из мелко раздробленной породы. Усилие сопротивления породы на лезвии долота в этот момент увеличивается до максимума, после чего происходит скол породы объема $abcd$. При этом сопротивление породы резко снижается до минимума, далее цикл разрушения повторяется.

Расчеты режимных параметров бурения сводятся к определению значений осевого усилия $P_{\text{ос}}$ (кН), толщины стружки h (м), скорости бурения V_m (м/мин или м/ч) и частоты

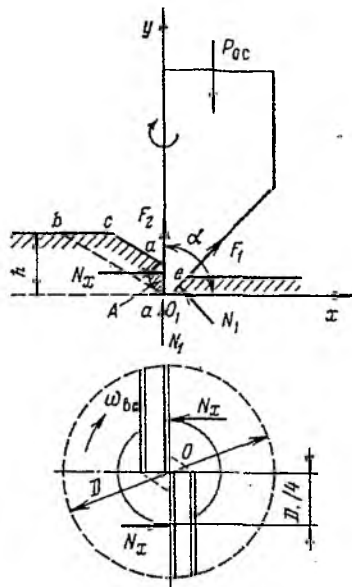


Рис. 4.2. Схема сил, действующих на резцовое долото при вращательном бурении

вращения шнека $n_{\text{вр}}$ (с^{-1}), при которой будет обеспечена транспортировка частиц породы из скважины.

Потребное осевое усилие $P_{\text{ос}}$ (кН) на режущем инструменте диаметром D (м), необходимое для его внедрения на глубину h (м), определяется из выражения

$$P_{\text{ос}} = 0,25 K_3 D h \sigma_{\text{м.б}}, \quad (4.17)$$

где $K_3 = 1,5 \div 0,7$ — коэффициент, учитывающий затупление инструмента (большие значения для более тупого инструмента и меньших толщин стружки); $\sigma_{\text{м.б}}$ — приведенный предел прочности породы, кПа.

Принимая угол резания резца $\alpha = 90^\circ$, можно полагать, что усилие сопротивления сколу N_x (кН) разрушаемой породы, действующее на переднюю грань пера инструмента параллельно торцу скважины, составляет $N_x = P_{\text{ос}} K_3$.

С учетом затрат энергии на преодоление силы N_x и на трение затупленного участка aO_1 (сила F_2) и задней грани резца о породу (сила F_1) с коэффициентом трения μ_1 , величина момента вращения M_1 (кН·м), необходимого для разрушения породы режущим долотом, определяется как

$$M_1 = 0,125 D^2 \sigma_{\text{м.б}} h Z (1 + \mu_1 K_3), \quad (4.18)$$

где Z — число перьев долота;

$$h = V_{\text{max}} / (3600 Z n_{\text{вр}}), \quad (4.19)$$

где V_{max} — максимальная теоретическая скорость бурения, м/ч; $n_{\text{вр}}$ — частота вращения шнека, с^{-1} .

На практике для режущих долот удельные осевые нагрузки на 1 м диаметра долота устанавливаются в пределах 100—300 кН/м.

Минимально допустимая частота вращения шнека n_0 (с^{-1}) с диаметром D_1 (м) и углом подъема винтовой линии β (градус)

$$n_0 \geq [g (\sin \beta + \mu_1 \cos \beta) / (2 \pi^2 \mu_2 D_1)]^{0,5}, \quad (4.20)$$

где μ_1 и μ_2 — соответственно коэффициенты трения породы о сталь и породу; g — ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$.

Максимальная теоретическая производительность V ($\text{м}^3/\text{ч}$) шнека с шагом винта S (м):

$$V = 9 \cdot 10^2 \pi (D_1^2 - d^2) K S \Psi n_{\text{вр}}, \quad (4.21)$$

где d — диаметр вала шнека, м; Ψ — коэффициент заполнения объема шнека; $K = 0,8 \div 0,9$ — коэффициент просыпания породы в зазор между шнеком и стенками скважины; $n_{вр}$ — необходимая частота вращения бурового става, $n_{вр} \geq n_0$.

Объем породы в рыхлой массе W_1 (м³/мин), разрушаемый коронкой диаметром D_k (м) при максимальной скорости бурения V_{max} (м/мин) на которую рассчитан станок и коэффициенте разрыхления породы K_p , определяется по формуле

$$W_1 = 0,25 \pi D_k^2 K_p V_{max}.$$

Для обеспечения транспортировки объема породы W_1 необходимо, чтобы $V \geq W_1$.

Момент M_2 (кН·м), необходимый для обеспечения подъема породы шнеком с глубины H (м), при плотности породы γ (т/м³) и $D \geq D_k$:

$$M_2 = 0,125 g K_T \pi D_1 (D_1^2 - d^2) (\operatorname{tg} \beta + \mu_2) H \gamma \Psi / K_p, \quad (4.22)$$

где $K_T = 1,5 \div 2$ — коэффициент трения шнека о стенки скважины.

Мощность двигателя вращателя $N_{вр}$ (кВт) станка шнекового бурения при угловой скорости вращения шнека $\omega_{вр}$ (рад/с) и КПД механизма вращателя η определяется из выражения

$$N_{вр} = (M_1 + M_2) \omega_{вр} / \eta = 2 \pi (M_1 + M_2) n_{вр} / \eta. \quad (4.23)$$

4.4. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕРМИЧЕСКОГО БУРЕНИЯ

Термическое разрушение горной породы происходит вследствие ее интенсивного одностороннего нагревания, ведущего к большему расширению поверхностных слоев нагреваемой породы по сравнению с нижележащими. Неравномерное расширение создает механические напряжения в породе, и, когда они достигают величины временного сопротивления скалыванию, происходит хрупкое разрушение. Величина напряжений в породе зависит от разности температур ее слоев, т. е. от температурного градиента.

В породах с низкой теплопроводностью отмечается более резкий перепад температур, чем в породах с более высокой теплопроводностью. Следовательно, при прочих равных условиях температурный градиент в первом случае будет выше.

Температурный градиент зависит также от величины теплового потока, т. е. количества тепла, передаваемого газовой струей в единицу времени единице поверхности горной породы.

Удельный тепловой поток q [Дж/(м²·с)] при известном количестве тепла Q_n (Дж/с), сообщаемом газовыми струями в единицу времени поверхности F (м²), определяется по формуле

$$q = Q_n/F.$$

Величина удельного теплового потока зависит от скорости струи газов и возрастает с ее увеличением. Последнее возможно с помощью сопел Лавалья, проходя через которые струя достигает сверхзвуковой скорости. Температура газов ограничивается термической стойкостью горелки.

Тепловые потоки для термического бурения создаются в результате сжигания в камере сгорания высококалорийных смесей (кислород — керосин, бензин — сжатый воздух, соляровое масло — азотная кислота, а также керосин — сжатый воздух).

Скорость термобурения зависит от петрографических особенностей породы, а также скорости подачи и частоты вращения термобура. С увеличением подачи скорость бурения сначала растет, но, достигнув максимального значения, падает. С увеличением частоты вращений процесс разрушения породы, как правило, улучшается и до некоторого предела растет скорость бурения. Выше этого предела увеличение частоты вращения ведет к снижению скорости бурения.

Эффективность термического бурения горных пород в первую очередь определяется их склонностью к хрупкому термическому разрушению и зависит от структуры, текстуры, прочностных, упругих и теплофизических показателей пород. Эти показатели определяют необходимые для разрушения породы тепловой поток и температуру. Количественно термобуримость характеризуется показателем термобуримости $\Pi_{т.б}$ (см³/кал) и температурой разрушения T_p (°C):

$$\Pi_{т.б} = \beta_t E_y / (\sigma_{раст} C_t);$$

$$T_p = 1,5 \sigma_{сж} (1 - \gamma_n) / (\beta_t E_y),$$

где β_t — коэффициент линейного теплового расширения породы, 1/°C; C_t — объемная теплоемкость породы, кал/(см³/°C); E_y — модуль упругости, Па; γ_n — коэффициент Пуассона.

4.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

ПРИМЕР 4.1. Определить теоретическую скорость бурения пород ($\sigma_{м.б} = 55$ МПа) погружным пневмоударником с четырехперым долотом ($n = 4$) с углом заострения лезвия ($\alpha = 90^\circ$), диаметром 0,16 м и средним затуплением лезвий ($K_3 = 1,2$), глубина погружения лезвия $h = 0,002$ м, частота ударов пневмоударника $Z = 20$ с⁻¹, $\mu_1 = 1$.

Решение:

1. По формуле (4.2) определяем силу сопротивления породы бурению

$$P_y = 2 \cdot 10^6 d h \sigma_{м.б} (\operatorname{tg} \alpha/2 + \mu_1) K_3 = 2 \cdot 10^6 \cdot 0,16 \cdot 0,002 \cdot 55 (\operatorname{tg} 45^\circ + 1) 1,2 = 0,08448 \cdot 10^6 \text{ Н};$$

2. Частоту ударов на 1 оборот инструмента для $\theta = 120^\circ$ получим по (4.4)

$$Z_o = \pi d/2 n h \operatorname{tg} \theta/2 = 3,14 \cdot 0,16/2 (4 \cdot 0,002 \cdot 1,73) = 18,1 \text{ уд/оборот};$$

3. Необходимая частота вращения бурового инструмента n_1 (с⁻¹) по (4.5)

$$n_1 = Z/Z_o = 20/18,1 = 1,1049 \text{ с}^{-1};$$

4. Теоретическая скорость бурения V (м/ч) по (4.6)

$$V = 3600 h n_1 = 3600 \cdot 0,002 \cdot 1,1049 = 7,95 \text{ м/ч};$$

5. Энергия единичного удара пневмоударника

$$A = 0,5 P_y h = 0,5 \cdot 84480 \cdot 0,002 = 84,48 \text{ Дж}.$$

ПРИМЕР 4.2. Определить частоту ударов и мощность погружного пневмоударника работающего на давлении $p = 0,98 \cdot 10^6$ Па. Диаметр поршня ударника $D = 0,1$ м, ход поршня $L_p = 0,15$ м, масса поршня $m_p = 5$ кг.

Решение:

1. Среднее индикаторное давление воздуха в цилиндре погружного пневмоударника при рабочем и обратном ходах определим как

$$p_p = C_p p = 0,62 \cdot 0,98 \cdot 10^6 = 0,6 \cdot 10^6 \text{ Па}; \quad p_o = C_o p = 0,4 \cdot 0,98 \cdot 10^6 = 0,39 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

2. Осевое усилие действующее на поршень при рабочем и обратном ходах, соответственно

$$P_{ос.р} = 0,25 \pi K_i p_p D^2 = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,8 \cdot 0,6 \cdot 10^6 \cdot 0,1^2 = 3,76 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$P_{ос.о} = 0,25 \pi K_i p_o D^2 = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 0,7 \cdot 0,39 \cdot 10^6 \cdot 0,1^2 = 2,14 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

3. Ускорения движения поршня при рабочем и обратном ходах

$$j_p = P_{ос.р}/m_p = 3,76 \cdot 10^3/5 = 0,752 \cdot 10^3 \text{ м/с}^2; \quad j_o = P_{ос.о}/m_p = 2,14 \cdot 10^3/5 = 0,43 \cdot 10^3 \text{ м/с}^2;$$

4. Частоту ударов поршня ударника определим по (4.8)

$$Z = (\sqrt{2 L_{\pi} C_{\pi} / j_p} + \sqrt{2 L_{\pi} C_{\pi} / j_o})^{-1} = (\sqrt{2 \cdot 0,15 \cdot 0,85 / 0,752 \cdot 10^3} + \sqrt{2 \cdot 0,15 \cdot 0,85 / 0,43 \cdot 10^3})^{-1} = 23,34 \text{ с}^{-1};$$

5. Энергия единичного удара при бурении (прямой ход) при коэффициенте трения поршня о стенки цилиндра $\mu_3 = 0,3$ определится как

$$A = L_{\pi} C_{\pi} (P_{\text{ос.р}} - g m_{\pi} \mu_3) = 0,15 \cdot 0,85 (3,76 \cdot 10^3 - 9,81 \cdot 50,3) = 477,5 \text{ Дж};$$

6. Теоретическая мощность пневмоударника на поршне

$$N_{\pi} = A Z = 477,5 \cdot 23,34 = 11145 \text{ Вт или } 11,1 \text{ кВт.}$$

ПРИМЕР 4.3. Определить режимные параметры бурения породы крепостью $f = 17$ шарошечным долотом $D = 270$ мм с $P_{\text{ос max}} < 325$ кН.

Решение:

1. По формуле (4.9) проверим соответствие выбранного долота требуемому усилию подачи для $K = 7$

$$P_{\text{ос}} = 10^{-2} \cdot 7 \cdot 17 \cdot 270 = 321,3 \text{ кН} < 325 \text{ кН};$$

2. По (4.10) определяем глубину внедрения зубьев долота в породу при $\alpha = 90^\circ$; $\mu_1 = 1$ и $K_3 = 1,3$, тогда

$$h = 1,5 \cdot 10^2 P_{\text{ос}} / D (\operatorname{tg} \alpha / 2 + \mu_1) K_3 = 1,5 \cdot 10^2 \cdot 325 / 270 \cdot 17 \cdot 2 \cdot 1,3 = 4,08 \text{ мм};$$

3. По (4.11) определяем потребный момент вращения долота при удовлетворительной очистке скважины ($n = 1,5$), получим

$$M_{\text{кр}} = 2,84 \cdot 10^{-3} k_1 D (0,22 \cdot P_{\text{ос}})^n = 2,84 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 270 (0,22 \cdot 325)^{1,5} = 2781,5 \text{ Нм};$$

4. По (4.12) определяем мощность привода вращателя для $n_{\text{вр}} = 0,916$ и КПД привода 0,7

$$N_{\text{вр}} = 2 \cdot 10^{-3} M_{\text{кр}} n_{\text{вр}} / \eta_{\text{вр}} = N_{\text{вр}} = 2 \cdot 10^{-3} \cdot 2781,5 \cdot 0,916 / 0,7 = 22,85 \text{ кВт};$$

5. По (4.13) определяем мощность привода подачи при скорости подачи 0,02 м/с и КПД привода 0,65

$$N_{\text{под}} = P_{\text{ос}} v_{\text{под}} / \eta_{\text{под}} = 325 \cdot 0,02 / 0,65 = 10 \text{ кВт};$$

6. По (4.14) определяем теоретическую скорость бурения при коэффициенте неполного скола породы 0,3

$$V = 10,8 K_{\text{ск}} h n_{\text{вр}} = 10,8 \cdot 0,3 \cdot 4,08 \cdot 0,916 = 12,1 \text{ м/ч};$$

7. По (4.15) определяем потребный расход воздуха для скорости потока в затрубном пространстве $V_{\text{в}} = 1500$ м/мин и диаметре штанги $D_{\text{шт}} = 234$ мм

$$Q = F V_{\text{в}} = 0,25 \pi V_{\text{в}} (D^2 - D_{\text{шт}}^2) = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 1500 (0,27^2 - 0,234^2) = 21,36 \text{ м}^3/\text{мин};$$

8. Мощность привода компрессора по (4.16) при давлении на выходе $7 \cdot 10^5$ Па, при атмосферном $1 \cdot 10^5$ Па и кпд компрессора и его передачи соответственно 0,6 и 0,92

$$N_{\text{ком}} = 4,2 Q p_1 (\lg p_1/p_2)/(\eta_k/\eta_n) = 21,36 \cdot 1,97 \cdot 4,2 \cdot 10^5/(0,6 \cdot 0,92) = 320 \text{ кВт.}$$

ПРИМЕР 4.4 Определить режимные параметры бурения породы ($\sigma_{\text{м.б.}} = 4$ МПа и $\sigma = 1,8 \text{ т/м}^3$) режущим двухперым долотом ($Z = 2$) диаметром $D = 0,2$ м с выдачей породы шнеком ($D_1 = 0,18$ м, $\beta = 30^\circ$) с глубины до 32 м, $\mu_1 = 1$ и $\mu_2 = 1,2$.

Решение:

1. По (4.17) определяем потребное осевое усилие подачи при заглублении лезвия долота $h = 0,01$ м и его затуплении $K_3 = 1,2$

$$P_{\text{ос}} = 0,25 K_3 D h \sigma_{\text{м.б.}} = 0,25 \cdot 1,2 \cdot 0,2 \cdot 0,01 \cdot 4 \cdot 10^3 = 30 \text{ кН};$$

2. Момент вращения долота, необходимый для разрушения породы определим по (4.18)

$$M_1 = 0,125 D^2 \sigma_{\text{м.б.}} h Z (1 + \mu_1 K_3) = 0,125 \cdot 0,2^2 \cdot 4 \cdot 10^3 \cdot 0,01 \cdot 2 (1 + 1 \cdot 1,2) = 0,88 \text{ кНм};$$

3. Минимально допустимая частота вращения шнека вычисляется по (4.20)

$$n_0 \geq [g (\sin \beta + \mu_1 \cos \beta)/(2\pi^2 \mu_2 D_1)]^{0,5} = [9,81(0,5 + 1 \cdot 0,866)/(2 \cdot 9,85 \cdot 1,2 \times 0,18)]^{0,5} = 1,775 \text{ с}^{-1};$$

4. Максимальная теоретическая производительность шнека определяется по (4.21) при $d = 0,06$ м; $K = 0,8$; $S = 0,4$ м; $\Psi = 0,7$ и максимальной частоте его вращения $n_{\text{вр}} = 1,8 \text{ с}^{-1}$ больше $1,775 \text{ с}^{-1}$;

$$V = 9 \cdot 10^2 \pi (D_1^2 - d^2) K S \Psi n_{\text{вр}} = 9 \cdot 10^2 \cdot 3,14 (0,18^2 - 0,06^2) 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,7 \times 1,8 = 32,8 \text{ м}^3/\text{ч};$$

5. Максимальная теоретическая скорость бурения определяется по (4.19)

$$V_{\text{max}} = 3600 h Z n_{\text{вр}} = 3600 \cdot 0,01 \cdot 2 \cdot 1,8 = 129,6 \text{ м/ч};$$

6. Момент потребный для подъема породы шнеком с глубины 32 м при $K_p = 1,3$ и $K_T = 1,1$ вычислим по (4.22)

$$M_2 = 0,125 g K_T \pi D_1 (D_1^2 - d^2) (\tg \beta + \mu_2) H \gamma \Psi / K_p = 0,125 \cdot 9,81 \cdot 1,5 \times 3,14 \cdot 0,18 (0,18^2 - 0,06^2) (0,57 + 1,2) 34 \cdot 1,8 \cdot 0,7/1,3 = 1,27 \text{ кНм};$$

7. Мощность двигателя вращателя при $\eta = 0,87$ получим по (4.23)

$$N_{\text{вр}} = 2 \pi (M_1 + M_2) n_{\text{вр}}/\eta = 2 \cdot 3,14 (0,88 + 1,27) 1,8/0,87 = 27,9 \text{ кВт.}$$

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Способность буровой машины разрушать породу определенной крепости зависит прежде всего от типа применяемого рабочего инструмента, его диаметра и способа приложения к нему рабочих нагрузок (способы бурения). На рис. 5.1 показаны целесообразные области применения различных типов и размеров долот. Для бурения слабых пород широко применяют режущие долота (коронки). По мере увеличения диаметра скважины и крепости породы более эффективными оказываются долота шарошечного или комбинированного типа (режуще-шарошечные). Наиболее крепкие породы при малых диаметрах бурения рационально проходить с использованием перфораторов с внескважинными вращательно-ударными головками и зубильными или штыревыми долотами. Для бурения скважин больших (до 400 мм) и особо крупных (до 700 мм) диаметров в крепких породах в мировой практике нашли применение погружные пневмоударники со штыревыми долотами.

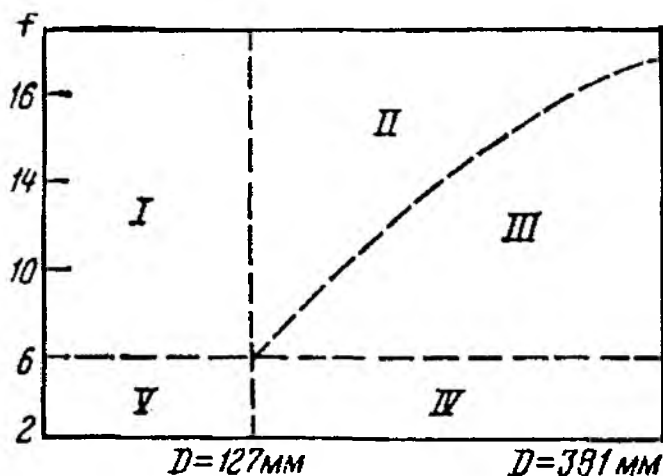


Рис. 5.1. Области применения различных типов инструмента в зависимости от коэффициента крепости породы f и диаметра долота D :

I — перфораторов; *II* — погружных пневмоударников со штыревыми коронками; *III* — шарошечных долот или погружных пневмоударников; *IV* — режущих коронки или шарошечных долот; *V* — режущих коронки

5.2. ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ СТАНКОВ УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО (ПНЕВМОУДАРНОГО) БУРЕНИЯ

Комплект бурового инструмента для ударно-вращательного бурения состоит из буровых штанг, переходника, погружного пневмоударника и долота.

Буровая штанга станков ударно-вращательного бурения с погружными пневмоударниками служит для передачи крутящего момента от вращателя к долоту и одновременно выполняет функции подачи сжатого воздуха к пневмоударнику и забою скважины. Штанга состоит из трубы, соединительной муфты и ниппеля. Переходник соединяет став штанг с пневмоударником и является разбурником при обратном ходе става. Он имеет унифицированные со штангой муфты и ниппель, но более короткую длину трубы. Штанги изготовляют из стальных труб (сталь 35СГ, 36Г2С, 45 и др.) с последующей их закалкой и нормализацией. Различают три основных вида соединения штанг: замковое с конусной резьбой, муфтовое и ниппельное.

Наибольшее распространение получили замковые соединения. Параметры буровых штанг приведены ниже.

	СБУ-100Г(П,Н)	СБУ-125-24	СБУ-125У-52
Диаметр, мм:			
наружный	83	89	108
внутренний	71	77	94
Длина (полезная), мм	900	2930	4250
Масса, кг	10,6	32,5	42,5

Буровые долота классифицируют: по форме головок на лезвийные и штыревые; по числу разрушающих твердосплавных лезвий (штырей) на долотчатые, трех- и четырехперые, Х-образные; по расположению разрушающих лезвий — на одно-, двухступенчатые (с опережающим лезвием) и многоступенчатые; по способу удаления буровой мелочи из забоя скважин с центральной, внецентренной и внешней продувкой.

Долота с одним лезвием (зубильные) просты и легко затачиваются. Высокая энергия удара на лезвии долота обеспечивает большую скорость бурения, однако в процессе бурения (особенно

по абразивным породам) диаметр долота уменьшается, образуется конус и долото заклинивается. Заклинивание может происходить также при бурении по трещиноватым породам.

Многолезвийные долота могут быть с опережающим лезвием и без него. Долота с четырьмя лезвиями могут быть крестовыми и с Х-образным расположением лезвий. Долота с тремя и четырьмя лезвиями износоустойчивы, хорошо формируют стенки скважины по диаметру и почти не заклиниваются при бурении трещиноватых пород. Их недостатки: трудность заточки лезвий, относительно небольшая скорость бурения из-за небольшой удельной энергии удара на единицу длины лезвия долота.

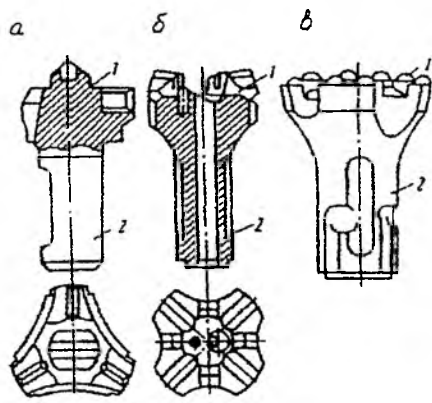


Рис. 5.2. Инструмент для станков ударно-вращательного (пневмоударного) бурения:

а — К100В и БК-155; *б* — К105КА и К-130К; *в* — КНШ-110

К-125Ш). Последнее соединение обеспечивает быструю замену долота и более высокую скорость бурения.

Наибольшее распространение имеют четырехперые Х-образные долота К-110КА (рис. 5.2, *б*) и К-130К с диаметрами бурения соответственно 110 и 130 мм, хвостовиком 52 и 60 мм и массой 3,5 и 5,9 кг.

Хвостовик долота закрепляют в пневмоударнике на шлицах или шариковым замком. Лыска на хвостовике позволяет долоту смещаться в осевом направлении, что необходимо для обеспечения запуска пневмоударника прижатием долота к забою и открытия каналов перемещения поршня. Корпус долота изготовля-

Долото с опережающим лезвием БК-155 (рис. 5.2, *а*) применяется при забурировании скважины. Оно состоит из головки 1 и хвостовика 2. Хвостовик служит для передачи импульса от ударника и крутящего момента головке и через твердосплавное вооружение — забою скважины. Хвостовик и головка долота выполняются сплошными. Соединение хвостовиков долот с пневмоударником — шпоночное (коронки БК-105, БК-155), либо шариковое с байонетным затвором (К-110, К-110Ш, К-125, К-125Ш).

ют из легированной стали марки 45Х11 и армируют твердым сплавом ВК-15.

Срок службы бурового инструмента зависит от типа и вида пластин твердого сплава, совершенства технологии их припайки, а также качества эксплуатации инструмента, и в первую очередь от его своевременной переточки.

Стойкость долот К-110КА и К-130К при бурении пород с $f = 8 \div 16$ изменяется соответственно в пределах 180—40 м и 200—60 м.

В России и за рубежом при бурении погружными пневмударниками широко применяют долота типа КНШ с диаметрами 110 и 125 мм (рис. 5.2, в), армированные штырями из карбида вольфрама со сферической рабочей поверхностью, имеющими высокую стойкость. Для сохранения высокой скорости бурения штыри долота требуют периодической заточки для устранения образующихся на них площадок затупления и усталостных трещин.

При внешней продувке забоя скважины струя воздуха выбрасывается из каналов передней части пневмударника между лезвиями долота к забою скважины, минуя корпус долота (внутренние каналы отсутствуют). В штыревых долотах с центральной и внецентренной продувкой предусматриваются каналы пропускающие сжатый воздух.

Погружные пневмударники. При ударно-вращательном бурении буровой машиной является погружной пневмударник, в котором поршень совершает возвратно-поступательное движение и при рабочем ходе наносит удар по хвостовику бурового инструмента. Погружной пневмударник выполняется без встроенного поворотного устройства, работает на сжатом воздухе или воздушно-водяной смеси, которая обеспечивает эффективное пылеподавление. Вращение и подача пневмударника на забой осуществляется через штангу от установленных вне скважины вращателя и датчика.

К числу основных факторов, определяющих эффективность бурения взрывных скважин погружными пневмударниками, относятся: величина энергии единичного удара поршня по буровому инструменту, частота ударов, геометрия разрушающего инструмента и физические свойства буримой породы.

Погружные пневмударники выпускают трех типоразмеров. Пневмударники с бесклапанной системой воздухораспределения

(рис. 5.3) имеют поршень-ударник 5, который при рабочем движении в цилиндре 4 перемещается на величину хода $l_2 \leq L \leq l_1 + l_2$ саморегулируя подачу сжатого воздуха из полости б трубки б в полости а и в, а также на продувку долота при любом положении поршня в цилиндре через каналы поршня и буксы. Долото 3 вставляется в буксу 1 и фиксируется от выпадения шариками 2, имея некоторую свободу хода l_1 . Настройка пневмоударника обеспечивается гайкой 8 и седлом 7.

Запуск пневмоударника в действие обеспечивается прижатием долота к забою. Долото, смещаясь внутри пневмоударника на шлицах, сдвигает поршень и открывает каналы подачи воздуха в полости а и в.

Технические характеристики пневмоударников бесклапанного типа Кыштыского завода

	П-110-2,8	П-130-4,0	П-160А
Номинальный диаметр бурения, мм	105	125	165
Номинальное давление воздуха, МПа	0,5	0,5	0,5
Работа единичного удара, Дж	96	140	280
Частота ударов, с ⁻¹	27	21	21
Расход свободного воздуха, м ³ /мин.	2,7	3,4	7,5
Ударная мощность, кВт	2,8	4,0	7,9
Наружный диаметр пневмоударника, мм . . .	92	112	142
Масса без долота, кг	22	30	56

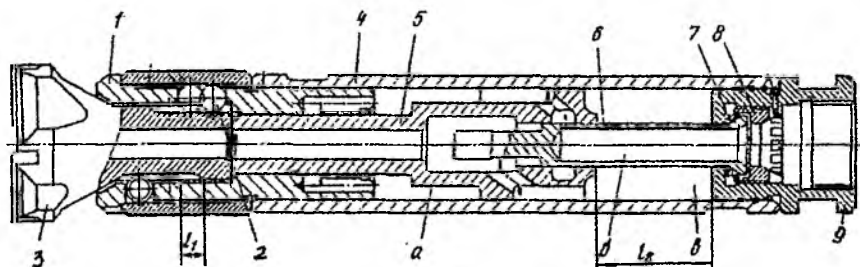


Рис. 5.3. Погружной пневмоударник П-125 К:

1 — букса; 2 — шарики фиксации долота; 3 — долото; 4 — цилиндр; 5 — поршень-ударник; 6 — трубка распределительная; 7 — седло; 8 — гайка регулировочная; 9 — переходник соединительный со штангой

5.3. ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ СТАНКОВ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ ШАРОШЕЧНЫМИ ДОЛОТАМИ

Вращательное бурение является универсальным методом бурения, поскольку позволяет осуществлять проходку скважин диаметром от 127 мм и более (при соответствующем выборе инструмента и режимов бурения) в породах от слабых с $f < 6 \div 8$ (долотами режущего и комбинированного типов) до весьма крепких $f < 18$ (шарошечными долотами), а в отдельных случаях и с более высоким коэффициентом f .

Частота вращения бурового става при этом варьируется от 0,5 до 2,5 с⁻¹, момент на вращателе — от 25 до 60 Нм на 1 кН осевого усилия подачи. Удельная осевая нагрузка на долото обычно не превышает 1,8 МН/м диаметра долота. Суммарное осевое усилие (от веса бурового става и осевого усилия подачи), развиваемое на буровом стае, может достигать 50—70 % веса станка.

Комплект бурового инструмента станков вращательного бурения (рис. 5.4) с верхним вращателем состоит из упругой муфты, служащей для гашения вертикальных колебаний бурового става и устанавливаемой между шпинделем вращателя и сменным переходником (адаптором), гладкой штанги соответствующего диаметра, удлинителя става, стабилизатора и долота.

Сменный адаптор (длиной около 0,5 м) имеет нижнюю соединительную резьбу, соответствующую резьбе верхнего конца устанавливаемой в став штанги. Удлинитель основной штанги (длиной 2—3 м) служит для перекрытия части пространства от бурового стола станка до поверхности уступа.

В случае применения нижнего (роторного) вращателя буровой став образуется долотом, стабилизатором и одной профильной

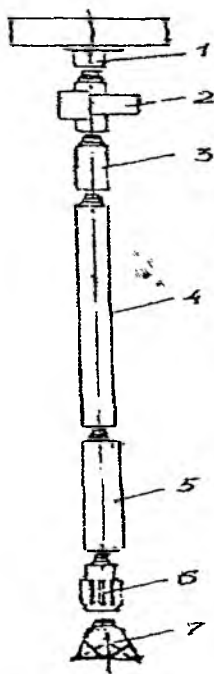


Рис. 5.4. Комплект бурового инструмента станков вращательного бурения шарошечными долотами:

1 — шпиндель вращателя; 2 — упругая муфта; 3 — переходник-адаптор; 4 — буровая штанга; 5 — удлинитель штанги; 6 — стабилизатор; 7 — долото

штангой с наружными (обычно тремя) выступами или прорезями на ее поверхности, через которые передается крутящий момент. Верхний конец штанги соединяется с траверсой механизма подачи.

При вращательном бурении используют следующие виды долот: двух- и трехшарошечные, режущие и комбинированные. Наиболее распространенные трехшарошечные долота используют для разработки пород от мягких до очень крепких с вооружением шарошки в виде фрезерованных на ней зубьев (рис. 5.5, а) различной длины и конфигурации или впрессованных в нее штырей из твердого сплава — карбида вольфрама (рис. 5.5, б).

Режущие долота предназначены для бурения мягких пород. Хотя абсолютные значения осевых усилий подачи, необходимых для внедрения режущего долота в породу при одинаковых диаметрах долота, меньше, чем у шарошечных, потребный вращательный момент на режущем долоте, приходящийся на единицу осевого усилия подачи, должен быть больше, чем у шарошечного инструмента. Это объясняется спецификой процесса взаимодействия инструмента с породой.

Комбинированный инструмент станков вращательного бурения объединяет в себе элементы шарошечного и режущего долот и эффективно используется при проходке скважин в породах с перемежающимися слоями мягких и твердых напластований.

Трехшарошечные долота (рис. 5.5), применяемые в горно-рудной промышленности, состоят из трех сварных секций (лап) 2, на которых монтируют шарошки 1. Опоры шарошек в зависимости от размеров долот выполняют по различным схемам. В горной промышленности трехшарошечные долота применяют с опорами (Р-Ш-Р), имеющими два силовых роликоподшипника 6 и 8 и между ними один шариковый (замковый) 7. На долотах малых диаметров нижний подшипник может быть шариковым (Р-Ш-Ш) или скользящего типа. Долота, предназначенные для тяжелых условий эксплуатации, снабжают упорной пятой скольжения (УПС) 11.

Шарошки и лапы долот в основном изготавливают из хромоникелевой малоуглеродистой (12ХН2), (20ХН3А) и никель-молибденовой (17НЗМА) сталей и подвергают химико-термической обработке.

Тип шарошечного долота выбирают в зависимости от назначения, конструкции, формы шарошек, расположения последних относительно оси долота и забоя, числа и размера зубьев, абразивной стойкости зубьев и способа очистки от буровой мелочи (воздухом или водо-воздушной смесью).

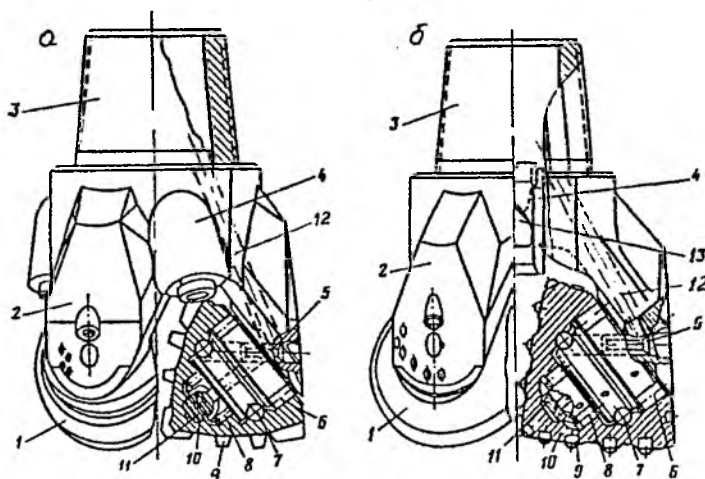


Рис. 5.5. Конструктивные схемы трехшарошечных долот:

a — зубчатого с фрезерованным вооружением шарошек и периферийной продувкой; *б* — штыревого с вооружением цилиндрическими элементами из твердого сплава и центральной продувкой; 1 — шарошка; 2 — лапа долота; 3 — присоединительный ниппель с резьбой; 4 — периферийный (*a*) и центральный (*б*) продувочные каналы; 5 — канал для подачи замкового ряда шарикового подшипника с фиксатором; 6 — роликовый подшипник опоры; 7 — замковый шариковый подшипник; 8 — роликовый подшипник опоры; 9 — элементы породоразрушающего фрезерованного (*a*) и твердосплавного (*б*) вооружения шарошки; 10 — корпус шарошки; 11 — опорная пята шарошки; 12 — воздушный канал к подшипникам шарошки; 13 — воздушно-направляющий винт

Для бурения скважин на карьерах и при строительстве инженерных сооружений изготавливаются следующие типы¹ трехшарошечных долот.

	Область применения (породы)	Зубья шарошек
М	Мягкие	Фрезерованные
МЗ	Мягкие абразивные	Вставные, карбид-вольфрамовые
С	Средней твердости	Фрезерованные
Т	Твердые	Фрезерованные
ТЗ	Твердые абразивные	Вставные, карбид-вольфрамовые
ТК	Твердые с пропластками, крепкие	Комбинация фрезерованных и вставных
К	Крепкие	Вставные, карбид-вольфрамовые
ОК	Очень крепкие	Вставные, карбид-вольфрамовые

¹ Кроме упомянутых типов имеются промежуточные разновидности долот МС, МСЗ, СЗ, СТ и ТКЗ.

Для бурения взрывных скважин на карьерах горнорудной промышленности наиболее широко используют трехшарошечные долота типов К, ТК и Т с диаметрами 146; 161; 215,9; 244,5; 269,9 и 320 мм и массой 12—90 кг.

Вооружение шарошек долот М, С, Т — фрезерованные в теле шарошек зубья; долот МЗ и ТЗ — твердосплавные зубки с клиновидной формой рабочей поверхности, а долот ТК, К, ОК — зубки формы с полусферической рабочей головкой. Боковая поверхность долот М, С и Т для повышения долговечности наплавляется зерновым твердым сплавом релит. Тыльные части шарошек, козырьки и спинки лап также армированы твердосплавными зубками с плоскими торцами, запрессованными заподлицо с телом, причем козырьки и спинки лап могут быть наплавлены зерновым твердым сплавом релит.

По способу расположения зубьев шарошки долота могут быть с само- и самоочищающимися зубьями. У наиболее распространенных самоочищающихся долот зубчатый венец одной шарошки входит в проточку между венцами другой, за счет чего улучшается очистка зубьев от породы.

Вращающееся трехшарошечное долото со стальными зубьями или карбид-вольфрамовыми вставками при воздействии на него усилия подачи, вращательного момента и продольного поступательного движения разрушает горную породу ударом, что вызывает упругие деформации в массиве и разрушение последнего. При взаимодействии зуба долота и горной породы, в месте их контакта образуется сложное напряженное состояние в результате появления напряжений сжатия, растяжения и сдвига

Внедрение зуба в забой сопровождается появлением в месте их контакта сил трения шарошки о породу, препятствующих удалению частиц из кратера. Как только зуб покидает кратер, частицы отбитой породы должны быть удалены сжатым воздухом и транспортированы на поверхность уступа на расстояние 20—60 м.

Усилие подачи оказывает существенное влияние на скорость бурения, вне зависимости от его величины.

При малом усилии подачи скорость бурения низка, из скважины выходит буровая мелочь в виде тонкодисперсной пыли. Эта фаза разрушения породы называется абразивной и приводит к быстрому износу долота.

Увеличение нагрузки на долото увеличивает проникновение его зубьев в породу. Если штыри или зубья шарошки погружаются

в породе на 80 % своей высоты под воздействием надлежащего усилия, откалывая при этом от забоя частицы достаточно крупного размера, долото будет бурить с максимальной эффективностью. В удаляемом из скважины воздушном потоке наблюдается малое количество пылевых частиц.

Как только достигнута фаза активного скола частиц, добавление нагрузки на долото дает отрицательный эффект, так как при полном погружении зубьев долота шарошка ложится на свой конус увеличивая сопротивления бурению.

Для достижения оптимальной скорости бурения, оператор должен иметь возможность изменять скорости вращения долота и подачи его на забой в зависимости от изменения крепости пород.

Потребное усилие подачи зависит от диаметра скважины (долота) и сопротивления породы сжатию. Диапазон нагрузок на долото (усилие подачи) рекомендуется изменять от 0,18 кН/мм его диаметра для мягких пород до 1,62 кН/мм для очень крепких скальных пород. Скорости проходки скважин изменяются от 0,03 м/мин для весьма крепких пород до 3 м/мин для очень мягких.

Долота со стальными фрезерованными зубьями предназначены для бурения мягких породных формаций с низким сопротивлением сжатию ($\sigma_{сж}$ до 40 МПа), таких как мягкие песчаники, кальциты, глины и других формаций содержащих абразивные включения. Долота этого типа имеют длинные и тонкие зубья обеспечивающие глубокое проникновение их в породу при сравнительно малой нагрузке. Геометрия долота создает максимально возможное срезающее воздействие на забой скважины. Обычно эти долота эксплуатируются при осевой нагрузке от 0,18 до 0,56 кН/мм диаметра долота и скоростях вращения от 120 до 70 об/мин, соответственно.

Долота со стальными фрезерованными зубьями для бурения формаций средней крепости (как абразивных, так и неабразивных) с сопротивлением сжатию ($\sigma_{сж}$ до 80 МПа) таких как сланцы, песчанистые сланцы, известняки и другие, отличаются от долот предназначенных для бурения мягких формаций более крепкими и более тесно расставленными зубьями с меньшими углами заострения, имеющими износостойкую защиту поверхностей и геометрию, создающую более интенсивные скребково-дробильные воздействия на забой. Нагрузки на долото рекомендуются в диапазоне от 0,36 до 0,9 кН/мм диаметра долота при скоростях вращения от 100 до 60 об/мин, соответственно.

Долота со стальными фрезерованными зубьями для бурения крепких формаций с сопротивлением сжатию ($\sigma_{сж}$ до 100 МПа). сконструированы для работы в низко- или высокоабразивных породах таких как граниты, кварцевые песчаники и другие. Эти долота имеют более мощные подшипники и более тесно поставленные зубья с большими углами заострения позволяющими приложить более высокие осевые нагрузки. Геометрия этих долот обеспечивает максимальный дробящий и минимальный срезающий эффект. Нагрузка на долото рекомендуется в пределах от 0,72 до 1,26 кН/мм диаметра при скоростях вращения долота от 80 до 40 об/мин, соответственно.

Долота с карбид-вольфрамовыми вставками «долотчатого» или «полусферического» типов применяются вместо традиционных долот со стальными зубьями. Такие долота предназначены для работы в исключительно крепких и абразивных формациях, в том числе «долотчатые» для бурения формаций с сопротивлением сжатию ($\sigma_{сж}$ до 105 МПа) таких как крепкие песчаники, доломиты, а «полусферические» для работы в формациях средней и высокой крепости с сопротивлением сжатию ($\sigma_{сж}$ от 55 до 180 МПа) таких как кварциты, твердые песчаные кварциты, такониты, базальты и другие формации, которые слишком крепки для долот со стальными зубьями.

Долота с карбид-вольфрамовыми вставками более дороги, однако имеют более высокую (в 4—10 раз) проходку и скорость бурения. Они позволяют прикладывать более высокие осевые нагрузки от 0,54 до 1,62 кН/мм диаметра долота и скорости вращения от 120 до 30 об/мин, соответственно.

По расположению и конструкции продувочных каналов долота изготавливаются с боковой продувкой (Г) и с центральной продувкой (П). В долотах с боковой продувкой каналы для подвода воздуха к забою скважины выполнены в приливах асимметричных лап (см. рис. 5.5, а). В этих долотах струя воздуха направляется между шарошками на периферийную зону забоя. В долотах с *центральной продувкой* предусматривается подвод воздуха к поверхности забоя через унифицированное сопло (канал), расположенное в центре корпуса долота (см. рис. 5.5, б).

Боковая продувка улучшает очистку забоя от шлама и снижает эрозионный износ вершин шарошек при бурении в абразивных породах.

Для внешнего определения типа, долота окрашивают в различные цвета и маркируют на торцевой части ниппеля долота. К долоту прикладывают паспорт с шифром, например III 269,9 К-ПГВ, означающим, что это трехшарошечное (III) с диаметром 269,9 мм долото для бурения крепких (К) пород, имеющее центральную (П) и периферийную (Г) продувку, а также подшипники качения (В). На долоте обозначают также номер и дату (обычно месяц и год) выпуска с завода. Нумерация долот на заводах обычно ведется ежегодно, начиная с первого номера.

Шарошечные долота изготавливают: АО Уралбурмаш (долота с диаметром от 76 до 250,8 мм), ПО Куйбышевбурмаш (190,5 и 215,9 мм), Дрогобычский долотный завод (244,5, 269,9 и 320 мм), Востокмашзавод (112, 146, 320 мм), Поваровский опытный завод (215,9, 222,3, 244,5, 250,8, 269,9 мм) и Экспериментальный завод ВНИИБТ (от 76 до 320 мм).

Воздушный поток, потребный для очистки забоя буровой скважины, зависит от нескольких переменных: плотности горной породы, скорости бурения, размера частиц буровой мелочи, зазора между стенкой скважины и штангой, площади скважины. Имеется два фактора влияющих на качество очистки скважины сжатым воздухом: надлежащий его объем и достаточная выносная скорость воздушного потока способного транспортировать буровую мелочь из скважины на заданную высоту. Для подавляющего большинства горных разработок выносная скорость транспортировки мелочи достаточна в пределах 1220—1525 м/мин.

Если известна потребная скорость V_b (м/мин) восходящего потока, то объем воздуха (м³/мин) определяется из выражения

$$Q = 7,85 \cdot 10^{-7} V_b (D^2 - d^2), \quad (5.1)$$

где D и d — соответственно диаметр скважины и штанги, мм.

Скорость V_b восходящего потока воздуха в зазоре между стенкой скважины и штангой является важным фактором в очистке скважины и может быть установлена практически любой величины при фиксированных значениях подачи воздуха известном диаметре скважины за счет увеличения или уменьшения диаметра штанги в соответствии с формулой

$$V_b = 1,274 \cdot 10^6 Q / (D^2 - d^2). \quad (5.2)$$

Если частица ложится на дно скважины с нулевой скоростью, а далее должна быть ускорена, например, до 1500 м/мин на расстоянии 70—80 мм, то для этого нужно затратить большую мощность, прогоняя через калиброванные отверстия долота (форсунки) достаточный воздушный поток. Чем выше давление воздуха внутри штанги и шарошки, тем выше скорость истечения воздушного потока из долота.

Оптимальная скорость выноса буровых частиц должна быть не менее 1220—1830 м/мин при бурении мягких пород, 1525—2130 м/мин для пород средней крепости и 1830—2440 м/мин для крепких. Для выноса влажных и очень плотных пород, а также при скорости бурения 20 м/ч и выше может потребоваться скорость выноса частиц до 2700 м/мин.

Диаметр штанги для заданного диаметра скважины должен быть:

- для мягких пород на 75 мм меньше диаметра долота (при выносной скорости частиц не менее 1220 м/мин), что позволяет транспортировать частицы размером до 50 мм и более в зазоре между скважиной и штангой без его заштыбовки и повторного дробления частиц;
- для пород средней крепости на 50 мм меньше чем долото (минимальная скорость выноса 1525 м/мин.), что достаточно для прохода частиц до 25 мм;
- для крепких пород, у которых обычно образуются мелкие частицы, штанга должна быть на 38 мм меньше диаметра долота, что позволяет пропускать частицы размером до 15 мм.

У большинства станков вращательного бурения максимальное выходное давление компрессора не превышает 0,35—0,42 МПа. Однако более высокое давление требуется тогда, когда имеют дело с влажной глиной или сильно обводненными породами.

Для адекватного охлаждения трехшарошечного долота требуется, чтобы не менее 20 % потока сжатого воздуха проходило через подшипники долота. Современные долота выпускаются различного размера со сменными воздушными форсунками. Они разделяют воздушный поток на охлаждающий подшипники и очищающий скважину. Форсунки поднимают выходное давление компрессора до 0,7 МПа и более и, в свою очередь, заставляют проходить через подшипники долота большее количество воздуха.

Стандартный компрессор при вращательном бурении потребляет 50—75 % установленной мощности бурового станка, при этом, если собственные потери мощности в компрессоре составляют 25 %, то на очистку скважины и охлаждение долота расходуется до 75 % мощности расходуемой компрессором. Порядка 0,21 МПа давления теряется в долоте, не менее 0,1 МПа — в форсунках и 0,07—0,14 МПа в буровом ставе. Давление в ресивере должно быть скорректировано с учетом этих потерь. Производители долот рекомендуют использовать форсунки минимально возможного диаметра, чтобы получить давление в ресивере выше атмосферного минимум на 0,56 МПа. В каталогах фирм приводятся данные средних потерь давлений воздуха при прохождении его через форсунки определенного диаметра.

Благодаря подаче воздуха из ниппеля 3 по воздушному каналу 12 (см. рис. 5.5, б) на подшипники, обеспечивается их охлаждение и предотвращение поступления к ним тонкого абразивного материала, образующегося при бурении на забое скважины. Величина воздушного потока, поступающего на подшипники, регулируется сменными дроссельными насадками, выбор которых производится из расчета подачи на подшипники около 20 % общего расхода воздуха. Остальная часть воздуха подается через периферийные насадки 4 или центральное сопло 13 на забой скважины для его очистки от продуктов разрушения. Сухой воздух — наилучшая рабочая среда, обеспечивающая долговечность подшипников.

Однако в большинстве случаев при бурении взрывных скважин требуется подавление пыли, что осуществляется инжекцией воды вместе с подаваемым воздухом. Для защиты подшипников долота от абразивного шлама, попадающего в них главным образом из продувочных магистралей буровой колонки, куда он самозаливается из скважин при временном прекращении продувки, в ниппель долота устанавливают пластинчатый клапан со встроенным сетчатым воздушным фильтром, водоотделителем и обратным клапаном.

При поступлении в канал долота водовоздушной смеси более плотная вода оттесняется к периферии и направляется через насадки, в то время как практически обезвоженная часть потока воздуха изменяет направление движения и поступает в канал, подводящий воздух к подшипникам. При подаче сжатого воздуха к долоту обратный клапан открывается, пропуская воздух к каналам опор.

С увеличением коэффициента крепости пород f от 6 до 20 доля расходов на буровой инструмент в стоимости бурения 1 м скважины возрастает от 15 до 75 %. Большинство зубчатых долот в породах с показателем $П_6 > 8$ выходит из строя из-за низкой стойкости вооружения (средняя стойкость долот не превышает 120—170 м).

Штыревые долота при бурении пород с показателем $П_6 > 13÷14$ в основном выходят из строя из-за заклинивания подшипников опор. Стойкость опор резко возрастает в результате применения принудительной их смазки в процессе работы.

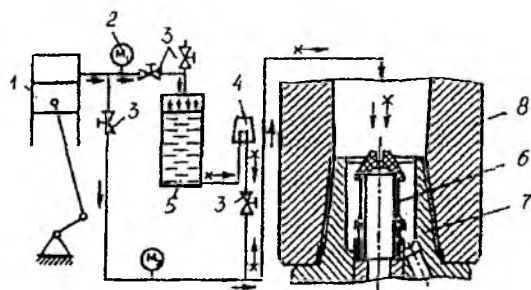


Рис. 5.6. Система непрерывной смазки долот:

1 — воздушный насос; 2 — манометр; 3 — вентили; 4 — устройство визуального контроля смазки; 5 — масляный резервуар; 6 — маслоотделительное устройство; 7 — ниппель долота; 8 — штанга

Смазка опор долота может осуществляться с помощью системы (рис. 5.6), обеспечивающей подачу масляно-воздушной смеси в штангу. Воздушный поток, попадая в подшипники долота, обеспечивает непрерывную их смазку.

Маслоотделительные устройства обеспечивают отделение масла и направление его к под-

шипникам с помощью маслоотражательной втулки, устанавливаемой в ниппельной полости долота и прикрепленной к центральному соплу.

Долота с маслоотражательными втулками применяют при бурении скважин в необводненных породах с $f = 6÷12$, когда долота выходят из строя вследствие износа элементов опор шарошек. Долота с маслоотражательными втулками обеспечивают увеличение проходки на долото в 1,3—1,6 раза, а механической скорости бурения на 11—20 %. Известны конструкции долот некоторых зарубежных фирм, имеющие маслonaполненные резервуары, устанавливаемые в лапах долота и подающие масло под давлением воздуха продувки долота непосредственно в его подшипники.

Рассеивающие винты предназначены для закручивания воздушного потока с целью увеличения площади поперечного сечения струи, выходящей из центрального продувочного сопла долота, и снижения эрозионного износа вершин шарошек. Наиболее эффек-

тивны рассеивающие винты в условиях бурения крепких и очень крепких пород, где долота выходят из строя, главным образом, из-за износа вершин.

Шламозащитные клапаны шарошечных долот. При бурении обводненных скважин применяют обратные клапаны, предохраняющие долото и полости бурильных штанг от шлама.

Обратные клапаны служат для предотвращения попадания воды и грязевой смеси из обводненной скважины через долото в буровой став при прекращении продувки става. В случае прекращения подачи продувочного агента тарелка клапана пружиной прижимается к крышке, а во внутренних полостях центрального сопла и ниппеля долота образуется воздушная подушка. Проходка на долото с применением комбинированных клапанов более чем в 1,5 раза превышает средние показатели по бурению в обводненных породах. Центральные обратные клапаны различаются величиной перепада давления в зависимости от типа запорного устройства, из которых наиболее распространенными являются тарельчатый, шаровой, золотниковый и лепестковый. Обратные клапаны золотникового и тарельчатого типов увеличивают проходку на долото в обводненных породах на 20—30 %.

Режущие буровые долота. Для бурения шарошечными станками (с продувкой воздухом) типов СБШК-200, СБШ-200 и СБШ-250 слабых и средней крепости пород ($f < 7$) используют режущие буровые долота (рис. 5.7). Долота, имеющие диаметры 215,9; 244,5 и 269,9 мм оснащены восемью—десятью сменными резцами, армированными пластинками твердых сплавов. Сжатый воздух к забою подается через наклонные каналы и отверстия, расположенные между резцами.

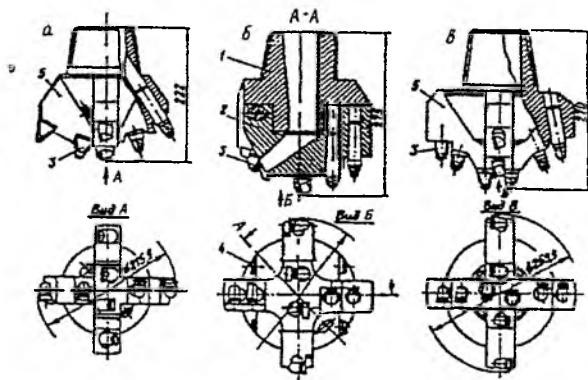


Рис. 5.7. Режущие долота для бурения с продувкой:

a — 3РД215,9; *б* — 1РД244,5; *в* — 1РД269,9;

1 — хвостовик; *2* — съемный корпус; *3* — сменный зубок; *4* — замковый палец; *5* — корпус долота

Режущие долота с воздушной продувкой, в основном, предназначены для бурения многолетнемерзлых пород повышенной влажности с гравийно-галечными включениями и могут использоваться для бурения пород с обычным температурным режимом.

В долотах ЗРД215,9, ЗРД244,5 и 1РД269,9 принято четырехлучевое несимметричное расположение резцов со сплошной схемой обработки ступенчатого забоя, тогда как долото РД269,9 имеет литой трехлучевой корпус и оснащено резцами ШБМ-11-04 с коническими державками. Переход на трехлучевой корпус позволил увеличить размеры проходных окон долота и допустимую крупность буровой мелочи за счет сокращения числа линий резания и роста скорости подачи долота на забой. Масса долот с диаметром 269,9 мм не превышает 25 кг.

При бурении абразивных пород режущие долота имеют высокую стойкость и выходят из строя главным образом по причине быстрого износа периферийных резцов при неизношенных центральных.

Буровые штанги служат для передачи долоту крутящего момента и осевого усилия, а также подвода к забою сжатого воздуха для выдачи из скважины буровой мелочи. В комплект буровых штанг входит одна концевая штанга (забурник) и несколько основных рабочих штанг. Ниппели рабочих штанг имеют внутреннюю резьбу меньшего диаметра для соединения со шпинделем вертлюга, через который подаются воздух и вода. Для обеспечения нормальных условий удаления буровой мелочи из скважины и получения требуемой скорости восходящего потока (20—75 м/с в зависимости от плотности выносимого материала) диаметр штанги должен быть на 20—50 мм меньше диаметра долота. Например, с долотами диаметром 215,9 и 244,5 мм применяются штанги с наружным диаметром соответственно 180 и 203 или 215 мм. Штанги изготовляют из стальных бесшовных холодно- или горячекатаных труб.

Стабилизаторы предназначены для предотвращения поперечных колебаний буровой штанги, приводящих к преждевременному износу последней и долота. Узел стабилизатора крепится к нижнему концу буровой штанги, а долото устанавливается в нижнюю часть стабилизатора.

Стабилизатор 6 (см. рис. 5.4) состоит из корпуса равного по диаметру штанге с выступающими вертикально установленными ребрами или роликами, наружная поверхность которых защищена от износа утопленными заподлицо штырями из карбида вольфрама. Диаметр стабилизатора по выступающему краю ролика стаби-

лизатора равен диаметру долота. Применение стабилизатора способствует вращению долота вокруг его истинной оси, благодаря чему осевая нагрузка реализуется более эффективно, уменьшается величина требуемого крутящего момента (за счет снижения трения штанги о стенки скважины при ее изгибе) и обеспечивается большая плавность бурения. При бурении глубоких скважин стабилизаторы могут устанавливаться на стыках секций штанги.

5.4. ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ СТАНКОВ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ РЕЖУЩИМИ ДОЛОТАМИ СО ШНЕКОВОЙ ОЧИСТКОЙ СКВАЖИН

Комплект бурового инструмента состоит из режущих долот и шнековых штанг.

Шнековый способ очистки скважин от буровой мелочи является пассивным, поскольку не обеспечивает принудительного удаления продуктов разрушения из призабойной зоны. Поступление буровой мелочи на первый виток шнека, который отстоит от забоя на высоту долота, происходит за счет вытеснения ее буровым инструментом. Шнековый способ очистки скважины применяется только в сочетании с режущим буровым инструментом.

Режущий инструмент классифицируется:

- *по форме режущей кромки и расположению резцов по высоте*; со сплошной режущей кромкой (бесступенчатая форма забоя); с прерывистой режущей кромкой (ступенчатая форма забоя); с превышением резцов в каждой последующей линии над предыдущими (ступенчатая форма забоя);
- *по числу режущих лучей (перьев)*: двухлучевые (двухперые); трехлучевые, четырехлучевые; с круговым расположением резцов. Двухлучевые долота чаще имеют сплошное армирование режущей кромки и при шнековой очистке обеспечивают наименьший коэффициент перекрытия скважины. В трещиноватых породах целесообразно применение трехлучевых долот. Четырехлучевые долота и долота с круговым расположением резцов имеют большой коэффициент перекрытия скважины и рекомендуются для бурения с продувкой;
- *по способу армирования твердым сплавом*: вставками по торцу или по передней грани; с несъемными резцами; со сменными резцами. Армирование производится пластинами

твердого сплава типа ВК или трубчато-зернообразным твердым сплавом типа ТЗ. Перспективным на породах повышенной крепости является инструмент со сменными резцами.

Долота для бурения в мягких породах. Специфика бурения в мягких породах ($\sigma_f < 4$) обусловлена большими скоростями подачи инструмента на забой. При этом резцы снимают крупную стружку, достигающую по глубине 10 мм и более. Поэтому возникает необходимость защиты корпуса от износа на значительной высоте и по всей длине режущей кромки.

Этим условиям отвечают режущие долота типа РК. Долото РК4М (рис. 5.8, а) имеет съемный корпус. Один хвостовик используется на нескольких съемных корпусах. Ступенчатая форма режущей кромки долота увеличивает его устойчивость и создает разрыв сплошности забоя.

Долота для бурения в породах повышенной крепости. Специфика эксплуатации таких долот требует создания высокого удельного давления на забой за счет максимального сокращения линии контакта с забоем и сохранения его ступенчатости, наиболее просто достигаемым применением сменных резцов.

Шнековый способ очистки скважины допускает наличие в буровой мелочи фракций, достигающих в поперечнике 35 мм. Долото должно иметь минимальное количество резцов, обеспечивающих максимальный эффект отделения от массива неразрушенных твердых включений.

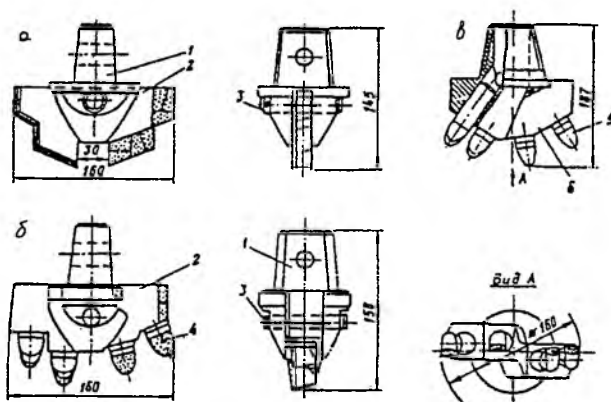


Рис. 5.8. Режущие долота для бурения со шнековой очисткой скважин:

а — РК4М; б — 8РД160Ш; в — 10РД160ШП;

1 — хвостовик; 2 — съемный корпус; 3 — соединительный палец; 4, 5 — укороченные резцы типа ШБМ2С; б — литой корпус

Долото 8РД160Ш (рис. 5.8, б) предназначено для бурения в слабо сцементированных галечниках и гравийно-галечных отложениях, может применяться также для бурения в однородных абразивных и хрупких породах, например, песчаниках. В долоте принята сплошная схема обработки забоя при несимметричном недублированном расположении резцов и последовательном превышении их друг над другом. Резцы образуют равенство моментов на правом и левом перьях долота, что способствует устойчивости долота при работе.

Долото 10РД160 (рис. 5.8, в) имеет литой корпус и изготавливается в двух вариантах: 10РД160Ш — для шнековой и 10РД160ШП — для шнекопневматической очистки скважин.

Для армирования бурового инструмента применяют металлокерамические (ВК) твердые сплавы. Стойкость коронок типа РД160Ш в породах с $f < 5$ составляет 1600—2000 м, при этом удельный расход твердого сплава не превышает 0,7—0,9 г/м.

Режущий инструмент для бурения скважин с продувкой описан в параграфе 5.3.

Шнековый буровой став (рис. 5.9) служит для передачи крутящего момента долоту, а также очистки скважины. Он составляется из секций, каждая из которых состоит из трубы 1 диаметром d с приваренной к ней спиралью 2 с шагом S из полосовой стали и хвостовиков 3 и 4. Секции (не имеющие продувки) между собой соединяются с помощью валиков, продеваемых сквозь отверстия хвостовиков. Аналогичным образом верхний шнек става соединяется с переходником шпинделя, а к нижней штанге присоединяется долото. Штанги для шнекопневматической очистки (см. рис. 5.9, д, е) имеют сквозное внутреннее отверстие, резьбовое соединение и различную форму спирали. Для станков шнекового бурения в основном применяют три типа штанг диаметром по спирали от 107 до 155 мм, длиной от 1800 до 8190 мм и массой от 20 до 270 кг. В зависимости от абразивности и крепости породы долговечность штанги до разрушения составляет 3—4 тыс м. Наружный диаметр шнека D для уменьшения трения о стенки скважины должен быть на 10 % меньше диаметра долота.

У штанг с продувкой сжатый воздух подается не только к забою скважины, но и через радиальное отверстие в трубе штанги к межвитковому пространству шнека, что позволяет смещать буровую мелочь к периферии скважины — к зоне более интенсивного движения воздушного потока.

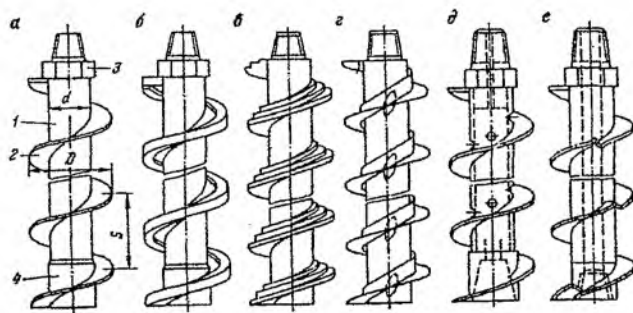


Рис. 5.9. Секции шнековых буровых штанг для очистки скважин со спиралью: *a* — сплошной; *б* — полый коробчатой; *в* — полый уступчатой; *г* — ленточной; *д* — с радиальными отверстиями в трубе; *е* — секционной

5.5. ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ТЕРМИЧЕСКОГО БУРЕНИЯ

Буровой снаряд станка комбинированного бурения состоит из горелки (термобура), неразборной буровой штанги и подводящего устройства.

Термобур (рис. 5.10) состоит из камеры сгорания 1, представляющей собой цилиндр, закрытый снизу сопловой крышкой 2, а сверху — головкой 3 с завихрителем, чехла 4, навинчиваемого на нижний конец переходника 5 штанги, коронки 6 и гильзы 7, предохраняющей чехол от износа. Горючее в камеру 1 поступает через фильтр 8 и форсунку 9. Вода под давлением 0,3—0,9 МПа подается в пространство между камерой и чехлом, далее проходит по каналам к сопловой крышке, шайбе 10 и коронке, охлаждает их и выбрасывается в скважину.

Буровая штанга служит для вращения горелки и транспортирования в ней рабочих компонентов и воды. Верхний конец штанги фланцем присоединяется к приводу вращателя и заканчивается подводящим устройством (см. рис.

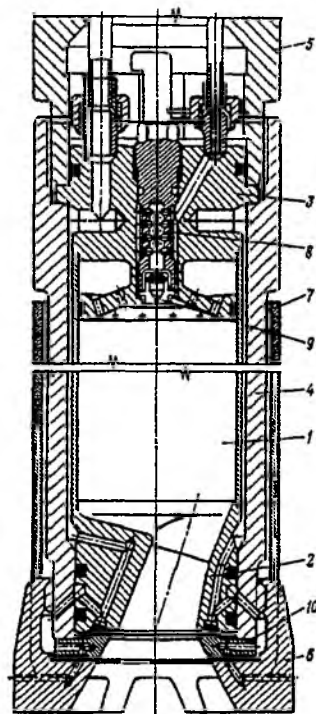


Рис. 5.10. Термобур

6.14). Внутри штанги проходят трубопроводы горючего и воды (или кислорода), а ее внутренняя полость служит для подачи сжатого воздуха (или воды). Внизу штанги на резьбе закрепляется переходник, на который навинчивается горелка. Через переходник проходят трубопроводы, присоединяемые к соответствующим штуцерам термобура.

5.6. КОМБИНИРОВАННЫЙ БУРОВОЙ ИНСТРУМЕНТ

К *комбинированному* относят буровой инструмент, сочетающий в себе не менее двух породоразрушающих органов, работающих одновременно или поочередно. Комбинированное воздействие на породу различных типов рабочих органов позволяет значительно усилить эффект разрушения породы и повысить стойкость инструмента.

Исходя из возможных схем воздействия на забой и сочетаний рабочих органов, комбинированный буровой инструмент классифицируют:

- по *назначению* — для бурения пород выше средней крепости ($f > 14$), средней крепости ($f = 10 \div 14$) и ниже средней крепости ($f < 10$). Крепость пород влияет на выбор породоразрушающих органов комбинированного долота;
- по *принципу действия* — термоударный, термошарошечный, ударно-шарошечный, режуще-ударный и режуще-шарошечный;
- по *способу воздействия рабочих органов на забой* — с одновременным, поочередным и раздельным воздействием рабочих органов на забой; Одновременное воздействие рабочих органов по всему забою целесообразно при высокой крепости пород с целью увеличения подводимой мощности и достижения разрушающих напряжений. Поочередное воздействие на забой породоразрушающих органов комбинированного долота целесообразно при изменении свойств и крепости пород по глубине скважины. Разделение участков забоя между рабочими органами преследует цель создания наиболее благоприятных условий для работы каждого органа;
- по *типу взаимной связи породоразрушающих органов* — с взаимным перемещением рабочих органов и без него.

Термоударный и термошарошечный буровые инструменты представляют собой сочетание огневой горелки и пневмоударника или шарошечного долота.

Ударно-шарошечный буровой инструмент сочетает в себе пневмоударник и шарошечное долото. Испытания этих долот показали возможность увеличения производительности при бурении по весьма крепким железистым кварцитам в 2,5 раза и снижение стоимости бурения на 26—42 %.

Режуще-ударный буровой инструмент сочетает пневмоударник с насадками в виде кольцевых режущих коронок.

Режуще-шарошечный буровой инструмент РШД190, РШД215,9 и 1РШД215,9 Иркутского политехнического института прошел широкую промышленную проверку на ряде разрезов и на карьерах по добыче угля, алмазов и золота.

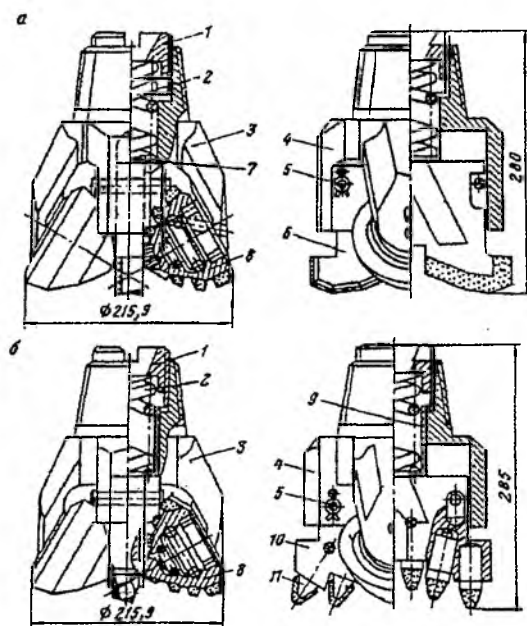


Рис. 5.11. Комбинированные режуще-шарошечные долота:

а — РШД215,9; б — 1РШД215,9;

1 — гайка; 2 — пружина; 3 — лапа шарошки; 4 — лапа режущего органа; 5 — замковый палец; 6 — съемная режущая коронка; 7 — упорная шайба; 8 — шарошка; 9 — стакан; 10 — съемный корпус крепления резцов; 11 — сменный резец

Применение комбинированного режуще-шарошечного бурового инструмента целесообразно при бурении в породах сложного строения с наличием в толще мягких, вязких глиносодержащих пород и крепких прослоек. В мягких породах обработку забоя следует производить режущим инструментом, как наиболее производительным, а в крепких — шарошечным.

В основу конструкции долот типа РШД (рис. 5.11) положен принцип возможности взаимного перемещения режущего и шарошечного породоразрушающих органов [31]. При этом две шарошки 8 размещаются на цапфах лап 3, жестко

связанных с корпусом долота, а режущий орган 6 устанавливается подвижно в направляющих пазах лап 4 коронки. Осевое усилие на режущий орган передается через предварительно сжатую гайкой 1 пружину 2, что обеспечивает передачу выступающему режущему инструменту необходимого усилия на забой, достаточного для разрушения слабых пород (до $f \leq 6$). При бурении крепких пород происходит утапливание режущего инструмента и в работу вступают шарошки. Отработка забоя происходит одновременно шарошечным и режущим органами. По мере износа режущих кромок (на периферии больше) участие шарошек в разрушении возрастает. Для направления воздушной струи к режущим кромкам имеются наклонные каналы. Режущие кромки инструмента требуют периодической заточки и восстановления.

Масса режуще-шарошечного долота РШД215,9 ТЗ не превышает 40 кг. В породах с коэффициентом крепости от 4 до 12 скорость бурения комбинированным долотом в 1,5—2 раза выше, чем шарошечным. Энергоемкость процесса бурения снижается в 2 раза, расход инструмента в 1,5—2,5 раза, значительно возрастает крупность буровой мелочи.

Глава 6

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ БУРОВЫХ СТАНКОВ

6.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ВРАЩАТЕЛЬНО-ПОДАЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ

Конструкция вращательно-подающего механизма (ВПМ) определяет принципиальные различия моделей станков (вне зависимости от их типа), диапазоны изменения частот вращения и скоростей подачи инструмента, величины осевых нагрузок, крутящих моментов, а также длительность вспомогательных операций по приведению бурового става в рабочее положение (свинчивание-развинчивание става) и его подъему после окончания бурения скважины.

В общем виде ВПМ содержит: вращатель с редуктором и двигателем для передачи буровому ставу крутящего момента; механизм подачи бурового става на забой; вертлюг или коллектор для подачи сжатого воздуха во внутренний канал штанг; устройства для выполнения вспомогательных машинных операций (свинчивание—развинчивание бурового става и др.).

Наиболее широко применяют три схемы ВПМ, отличающиеся по способу передачи крутящего момента и осевого усилия буровому инструменту.

При первой *торцовой схеме устройства* ВПМ как крутящий момент, так и осевое усилие передаются через торец штанги. Осевое усилие на вращатель передается различными способами: непосредственно от штоков гидроцилиндров, гидро- или электромоторов, посредством канатных полиспастов (станки СБШ-250МНА, СБШ-320), цепей или реечным механизмом. Преимущество торцовой схемы — возможность создания больших осевых усилий и крутящих моментов, простота, надежность, а также возможность применения штанг и долот различных диаметров. Недостаток — ухудшение динамических свойств ВПМ, особенно при большой длине штанг.

При второй *патронной схеме устройства* ВПМ осевое усилие и крутящий момент передаются на штангу через зажимный па-

трон посредством гидросистемы (станки ЗСБШ-200-60, 5СБШ-200-36). Преимущество патронной схемы — нижнее расположение привода вращателя; недостатки — ограниченность величины крутящего момента и осевого усилия на долото из-за возможного проскальзывания кулачков патрона по штанге, а также ограниченность рабочего хода подачи гидроцилиндров (на существующих станках типа СБШ-200 в пределах 1 м), что обуславливает значительные потери времени на вспомогательные операции.

При третьей *роторной схеме устройства ВПМ* осевое усилие создается так же, как и по первой схеме, а вращение штанге, выполняемой либо со шпоночными канавками, выступами или профильной (например квадратной или шестиугольной) формы, передается от роторного стола, обычно крепящегося на платформе у основания мачты.

Вращатели (рис. 6.1) всех буровых станков по принципу действия одинаковы и состоят из двигателя и редуктора.

На вращателях применяют электродвигатели переменного и постоянного тока или гидродвигатели. Двигатели постоянного тока и гидравлические позволяют непрерывно регулировать частоту вращения инструмента и работать на всех породах с оптимальным режимом. В случае применения двигателя переменного тока (например асинхронного) обычно используют двух- и многоскоростные редукторы.

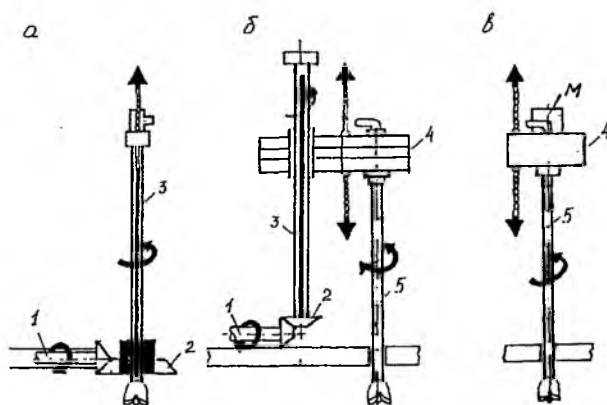


Рис. 6.1. Вращательные механизмы буровых станков:

а — роторная схема; *б* — схема «фальшкелли»; *в* — верхний вращатель;

1 — вал привода; *2* — коническая передача; *3* — профильный вал; *4* — редуктор каретки вращателя; *5* — буровая штанга

Механизмы подачи (рис. 6.2). Различают гравитационные, зубчато-реечные, канатные, цепные, поршневые (пневматические и гидравлические) и комбинированные механизмы подачи.

Гравитационные механизмы, в которых подача создается под воздействием весов бурового снаряда и вращателя, применяют на станках вращательного бурения, работающих по слабым породам, где не требуется больших усилий подачи, а также на станках ударно-канатных. Гравитационные механизмы, простые и надежные в работе, состоят из лебедки для подъема вращателя и направляющих, по которым перемещается вращатель. Гравитационные механизмы подачи не пригодны для станков, бурящих горизонтальные скважины или наклонные под небольшим углом к горизонту.

Зубчато-реечные механизмы подачи обычно состоят из двух зубчатых реек и входящих с ними в зацепление шестерен (см. рис. 6.2, *а* и *г*). Вал шестерен и их привод установлены на каретке вращателя, а рейки — на мачте станка. Вращение шестерен вызывает перемещение вращателя и бурового снаряда относительно мачты.

В *канатных* механизмах подачи канат через систему блоков, накручиваясь на барабан, подает буровой снаряд на забой. Достоинство этих механизмов — простота устройства и возможность получения большого хода подачи, без перехвата инструмента.

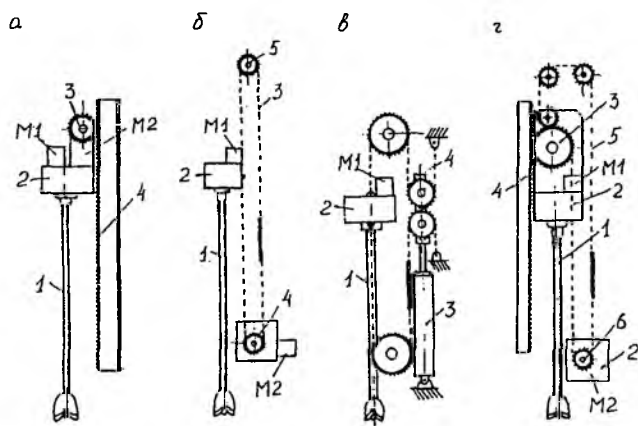


Рис. 6.2. Системы подачи буровых станков:

а — зубчато-реечная; *б* — бесконечная цепная; *в* — цепная полиспастная с гидроцилиндром; *г* — зубчато-реечная с цепным приводом

Пневматические *поршневые механизмы* подачи применяются в тех случаях, где не требуется особенно больших усилий подачи. При больших усилиях подачи (порядка нескольких десятков килоньютонов) применяют гидравлические поршневые механизмы подачи, часто в сочетании с канатно-полиспастной или цепной системой.

Цепные механизмы подачи представляют собой бесконечную втулочно-роликовую цепь через ведущие звездочки, перемещающую каретку вращателя по направляющим мачты (рис. 6.2, б).

Комбинированные механизмы подачи представляют собой сочетание канатных или цепных систем с поршневыми (рис. 6.2, в).

В зависимости от силовой схемы нагружения става привод вращения (рис. 6.1) может размещаться внизу (на платформе рис. 6.1, а и б) или наверху (на подвижной каретке бурового става, рис. 6.1, в).

По схеме рис. 6.1, а вращение от вала 1 передается коничке роторного стола 2, имеющего, например шестигранную или любую другой формы прорезь в центре, через которую проходит аналогичного профиля штанга 3.

По схеме рис. 6.1, б вращение от вала 1 передается роторному столу 2, соединенному с профильным (например шестигранной или любой другой формы) валом 3, называемым «фальшкелли» и закрепленным в подшипниках на нижнем и верхнем поясах мачты станка. Вдоль профильного вала перемещается редуктор вращателя 4 к шпинделю которого крепится буровая штанга 5.

По схеме рис. 6.1, в вращение буровой штанге 1 передается от электро- или гидромотора *M* расположенного на каретке редуктора 2 вращателя перемещающегося вдоль мачты.

По характеру нагружения штанги осевым усилием различают схемы с верхним приложением, действующим на всю длину штанги (рис. 6.2) и с нижним приложением (обычно осуществляемым патроном рис. 6.3).

На всех представленных на рис 6.2 схемах, вращение бурового става 1 осуществляется верхним вращателем от мотора *M1* через редуктор 2 каретки вращателя.

По схеме рис. 6.2, а перемещение каретки вращателя вдоль мачты осуществляется за счет размещенного на ней и приводимого во вращение мотором *M2* зубчатого колеса контактирующего с зубчатой рейкой 4 расположенной на направляющих мачты.

По схеме рис. 6.2, б перемещение каретки вращателя 2 вдоль мачты осуществляется за счет перемещения бесконечной втулочно-роликовой цепи (или каната) 3 при вращении приводной звездочки 4 от мотора М2.

По схеме рис. 6.2, в перемещение каретки вращателя 2 вдоль мачты осуществляется за счет выдвижения штока цилиндра 3, образующего полиспадную систему, совместно с запасованной цепью (или канатом) 4.

По схеме рис. 6.2, г перемещение каретки вращателя 2 вдоль мачты осуществляется за счет прямого контакта зубчатого колеса 3 с рейкой 4, проложенной вдоль мачты, и приводимого во вращение за счет перемещения цепи 5 ведущей звездочкой 6, вращаемой мотором М2.

Вращательно-подающий механизм патронного типа (рис. 6.3) состоит из вращателя 1, закрепленного на платформе станка, гидрпатрона 2 и гидроцилиндров подачи 3.

Двигатель М1 постоянного тока через двухскоростной редуктор, переключаемый рычагом 4, вращает полый шестигранный шпиндель 5, проходящий через ведущую шестерню 6 редуктора. Через внутреннее отверстие шпинделя проходит буровой став 7, который получает вращение от шпинделя через кулаки 8 гидрпатрона 2. Патрон с помощью траверсы 9 и гидроцилиндров 3 перемещается на длину хода цилиндров (1 м), передавая буровому ставу 1 усилие подачи. Далее следуют разжатие кулаков и подъем цитрона в исходное положение. Полное погружение, например восьми

метровой штанги, может быть осуществлено за семь перехватов става. Маневровые подъем и опускание става осуществляются канатом 10 реверсивной тормозной лебедки, состоящей из асинхронного электродвигателя М2, трехступенчатого редуктора 11, барабана 12, блока 13 вертлюга и системы блоков 14—16, установленных на верхнем конце мачты.

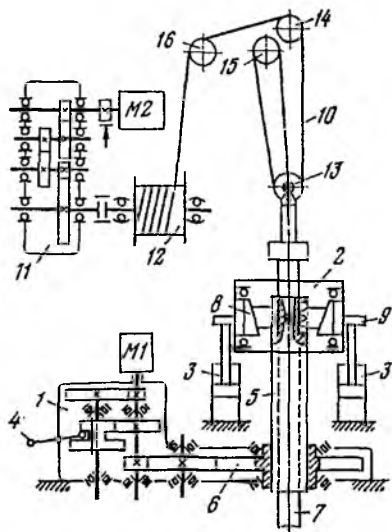


Рис. 6.3. Кинематическая схема вращательно-подающего механизма патронного типа шарошечного станка 6СБШ-200-32

Нижнее расположение вращателя позволяет снизить центр тяжести станка и увеличить его устойчивость при переездах с поднятой мачтой.

Цепную подачу используют на отечественных станках типа СБУ-125 и СБР-125 и ряде станков зарубежного производства.

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с верхним торцовым расположением вращателя и канатно-полиспастной или цепной подачей применяют практически на всех типах станков вращательного, пневмоударного и шарошечного бурения (за исключением серии станков 4СБШ-200-40; 3СБШ-200-60 и 5СБШ-200-36).

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с цепной подачей (см. рис. 6.2, б). Вращение буровому ставу 1 с погружным пневмоударником передается от двухскоростного асинхронного электродвигателя М1 через двухступенчатый планетарный редуктор 2. Подающий механизм обслуживает рабочие и маневровые операции и имеет две тяговые втулочно-роликовые цепи 3, концы которых крепятся к коромыслу вращателя. Привод цепи осуществляется звездочкой 4 от пневмодвигателя М2 через двухступенчатый редуктор, содержащий зубчатую и глобоидную передачи. Звездочки 5 установлены в верхней части мачты. Буровой став перемещается вдоль мачты по направляющим. Регулирования скорости и усилия подачи, а также реверсирования скорости достигают изменением подачи воздуха к пневмодвигателю от передвижного компрессора.

На шарошечном станке СБШ-160-48 применена реечная подача (рис. 6.4) с приводом от гидромотора ГМ-1 через редуктор. Последний состоит из ведущей шестерни 5, зубчатых колес 10 и паразитной шестерни 9, обеспечивающей противоположное вращение шестерен 1, входящих в зацепление с рейками 2. Перемещение ВПМ вдоль мачты осуществляется по направляющим 3 с помощью прижимных роликов 4. Вращение бурового става осуществляется регулируемым высокомоментным радиально-поршневым гидромотором ГМ-2 типа МР-2,5 через шинно-шлицевую муфту 6. Фиксация подвески ВПМ при прекращении бурения и подачи инструмента на забой осуществляется стопорным устройством 7, выключаемым при начале бурения гидроцилиндром 8. Внутри мачты расположена кассета 11 с шестью штангами.

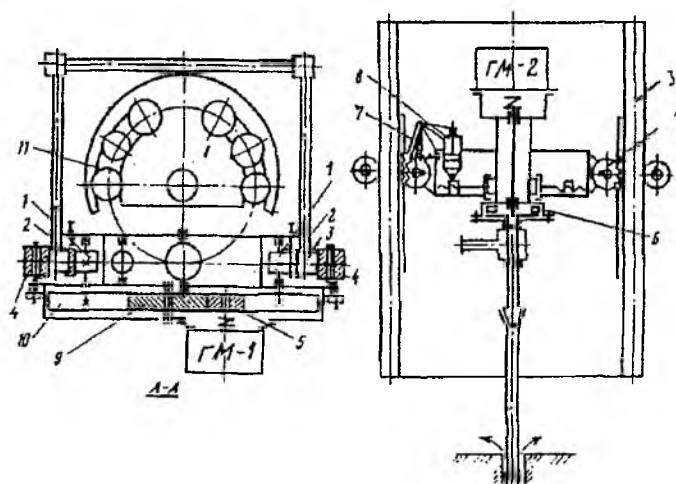


Рис 6.4. Кинематическая схема вращательно-подающего механизма реечного типа шарошечного станка СБШ-160-48

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с цепной подачей станка вращательного бурения 2СБР-125-30 (рис. 6.5) представляет собой раму 1, на которой смонтированы механизмы вращения, буровой став и два механизма подачи. На неподвижных осях на раме установлены ролики 2, с помощью которых рама ВПМ может перемещаться по направляющим мачты 3. Вал гидродвигателя $M1$ через планетарный редуктор 4 с выходным шлицевым валом и муфту 5 передает момент на буровой став 6. В средней части рамы 1 смонтированы два механизма подачи, оси которых перпендикулярны к оси шпинделя. На горизонтальных валах 7 механизма подачи посажены ведущие звездочки 8, сцепленные с втулочно-роликовыми цепями 9, закрепленными на мачте. Отклоняющие звездочки 10, обеспечивают постоянное зацепление ведущих звездочек с цепями. Привод механизма подачи осуществляется от гидродвигателей $M2$ через планетарный редуктор 11. Натяжение цепи регулируют винтом 12. ВПМ обеспечивает осевое усилие до 40 кН, частоту вращения бурового става 0—4,2 с⁻¹ при скорости подачи 0,15 м/мин.

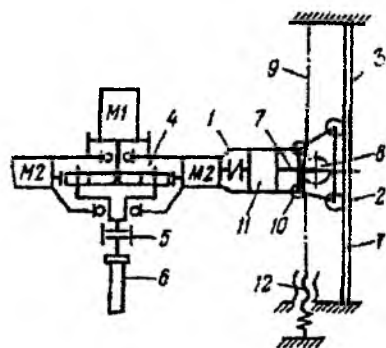


Рис. 6.5. Кинематическая схема вращательно-подающего механизма станка 2СБР-125-30

Вращательно-подающий механизм с канатно-полиспастной системой подачи применен на станках типа СБР-160 (см. рис. 7.7). Шнековый буровой став приводится во вращение от трехскоростного асинхронного электродвигателя через двухступенчатый редуктор. При бурении вращатель подается на забой со скоростью 0—3 м/мин с помощью рабочего каната вращением барабана лебедки. Последняя приводится через цилиндрический редуктор от гидромотора мощностью 3,2 кВт. При маневровых операциях (подъем и спуск бурового става) используют асинхронный двигатель мощностью 30 кВт, обеспечивающий скорость подъема става до 30 м/мин.

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с канатно-поршневой системой подачи (рис. 6.6, а). Вращение от электродвигателя *М1* постоянного тока через зубчатую муфту и шлицевой вал передается входному валу двухступенчатого редуктора *1*. От выходного вала последнего вращение получает шинно-шлицевая муфта *2*, служащая для предохранения электродвигателя и редуктора от вибрации. Через опорный узел *3* на вращающийся буровой снаряд *15—18* передается осевое усилие от нижних канатов механизма подачи, закрепленных на ползунах *4* опорного узла. Ползуны вращателя *5* движутся по направляющим мачты *6*. Опорный узел *3*, в свою очередь, может перемещаться относительно кареток. Электродвигатель *М1* с редуктором, гирляндой электрокабелей и воздушным шлангом на блоке *7* подвешен на канатах *8* и *9*, имеющих тоже передаточное отношение, что и система подачи. Каретка вращателя через полиспадную систему соединена со штоком одного из гидроцилиндров подачи *10*. Ниже опорного узла расположено устройство для подачи водовоздушной смеси в буровой став. Канатно-полиспадная система (с передаточным отношением четыре) осуществляет непрерывную подачу вращателя на длину штанги 8 м при ходе поршня, равном 2 м, и состоит из верхних *11* и нижних *12* канатов, концы которых соединены с кареткой вращателя. При движении штоков цилиндров вверх происходит натяжение нижних канатов и вращатель движется вниз. При опускании штоков натягиваются верхние канаты и происходит подъем вращателя. Натяжение канатов регулируется с помощью винтовых устройств *13* и *14*.

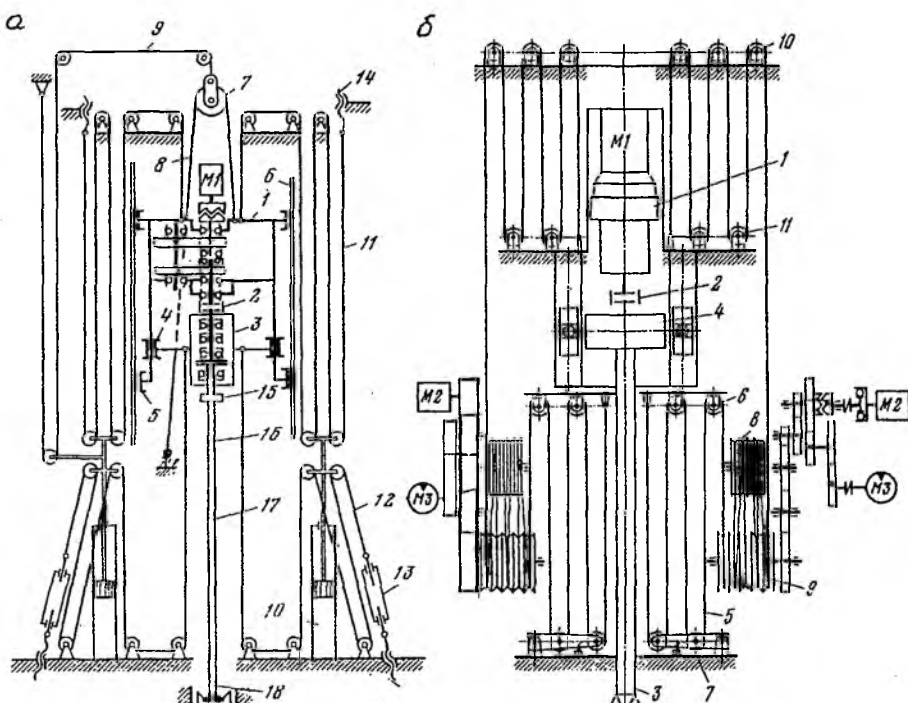


Рис. 6.6. Кинематические схемы вращательно-подающих механизмов шпиндельного типа станков шарошечного бурения:

а — с канатно-поршневой подачей (СБШ-250МНА-32); *б* — с канатно-полиспастной системой подачи (СБШ-320-36)

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с канатно-полиспастной системой подачи (рис. 6.6, б). Вращение бурового става осуществляется от двигателя постоянного тока *M1* через двухступенчатый редуктор *1* и шинно-зубчатую муфту *2*. Принципиальное устройство вращателя станка СБШ-320-36 аналогично устройству вращателя станка СБШ-250МНА-32. Осевое усилие на буровой став *3* передается через опорный узел *4* двумя канатами *5*, образующими 5-кратные нижние полиспасты. Подвижные блоки *6* полиспастов установлены на раме опорного узла, а неподвижные блоки *7* закреплены на мачте. Канаты *5* огибают желобчатые барабаны *8* и *9* лебедок подачи и далее идут к неподвижным блокам *10*, установленным на мачте, образуя 5-кратные полиспасты. Подвижные нижние блоки *11* закреплены на вращателе. При бурении вращатель опускается вслед за опорным узлом с сохранением между ними необходимого зазора. Лебедки подачи

при бурении получают вращение от гидродвигателей $M3$, а при спускоподъемных операциях — от электродвигателей $M2$. Одновременное включение двигателей исключается.

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с реечно-цепной подачей (рис. 6.7, а) имеет на подвижной каретке вращатель 1 с приводом от одного или двух электродвигателей постоянного тока. Подача осуществляется с помощью замкнутой роликовой цепи 2, перемещаемой звездочкой 3, связанной через редуктор 4 с гидродвигателем $M2$. Две звездочки 6 установлены для увеличения угла обхвата и снижения усилий на зубья подвижной звездочки 7, расположенной на валу 8. Две шестерни 9, размещенные на концах вала 8, перекатываются по неподвижным рейкам 5, укрепленным по всей длине мачты. Большое усилие в реечном зацеплении при сравнительно небольшом усилии в цепях достигается благодаря малому диаметру шестерен 9 и большому диаметру подвижных звездочек 7. Для ускоренного подъема и опускания подвижной каретки установлен электродвигатель постоянного тока $M1$, с помощью которого создается весьма высокая скорость холостого хода, что сокращает время вспомогательных операций. Переключение с электродвигателя на $M1$ гидродвигатель $M2$ заблокировано.

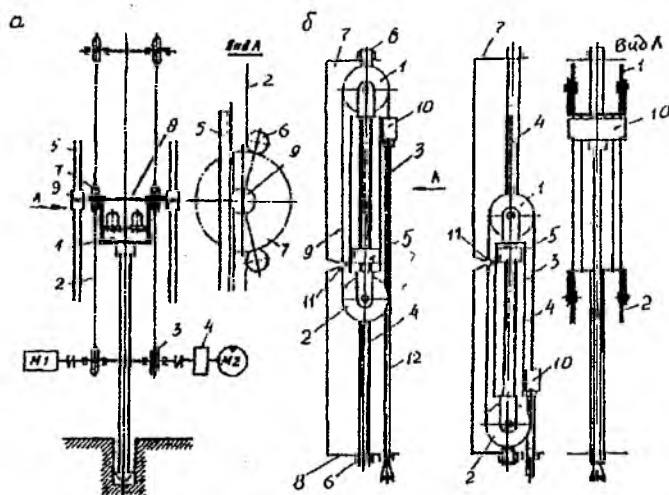


Рис. 6.7. Кинематические схемы вращательно-подающих механизмов шпиндельного типа шарошечных станков:

а — с реечно-цепной подачей (60-R и 61-R «Бюсайрус-Ири» — США); б — с канатно-поршневой подачей (ДМ-М «Ингерсолл-Ранд» — США)

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с канатно-поршневой системой подачи (рис. 6.7, б) имеет верхний 1 и нижний 2 комплекты шкивов, соединенных попарно через траверсы с верхним и нижним концами рубашки 3 гидроцилиндра с неподвижным штоком 4 и поршнем 5 на его середине. Шток 6 жестко присоединен к верхнему 7 и нижнему 8 краям мачты. При подаче масла в верхнюю или нижнюю полости над (под) поршнем, рубашка цилиндра перемещается вниз (вверх) относительно мачты, перемещая траверсы со шкивами, через которые запасованы стальные канаты 9. Последние присоединены одним концом к редуктору вращателя 10, а другим к якорю 11, закрепленному в середине мачты. Редуктор вращателя двигается вдоль мачты по направляющим со скоростью вдвое большей чем скорость рубашки цилиндра и в том же направлении. Хотя ход рубашки цилиндра вдвое меньше длины мачты, вращатель проходит путь вдоль мачты вдвое больший. Шток гидроцилиндра при подаче бурового става 12 вниз нагружен преимущественно растягивающими усилиями. Вращение бурового става осуществляется от одного или двух гидромоторов, устанавливаемых на корпусе редуктора вращателя.

Амортизаторы. Для гашения низкочастотных колебаний бурового става, возникающих при интенсификации режимов бурения (повышения частоты вращения долота и осевого усилия), и уменьшения передачи вибраций на конструкции станка применяют амортизаторы, которые размещают в различных местах бурового снаряда.

Наиболее распространенным видом амортизаторов являются упругие муфты, устанавливаемые между шпинделем вращателя и буровым ставом.

Известны конструкции наддолотных амортизаторов [17] устанавливаемых между долотом и буровыми штангами. Он состоит из двух перемещающихся относительно друг друга труб, между которыми располагаются упругие элементы для гашения осевых и крутильных колебаний, возникающих при работе долота в забое, что позволяет повысить механическую скорость бурения и проходку на долото.

Шинно-шлицевая упругая муфта станка СБШ-250МНА-32 (рис. 6.8) передает крутящий момент от выходного вала редуктора через полумуфту 7, резинокордную эластичную оболочку 2, имеющую вертикальную податливость, и зубчатую полумуфту 3. Последняя соединена шлицами с зубчатой полумуфтой 6, в которую входит

шпиндель опорного узла (см. рис. 6.12). Эластичная оболочка 2 прижимается к полумуфтам четырьмя полукольцами 9 с помощью болтов 8 и сглаживает крутильные колебания. Для уменьшения продольных колебаний между полукольцами установлена резиновая втулка 1. Лыска 5 с кольцом 4 служит для стопорения бурового става при его развинчивании.

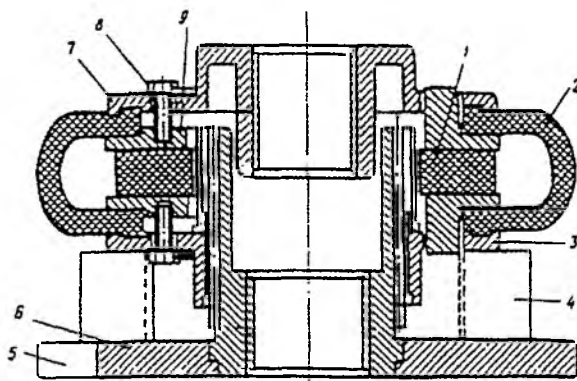


Рис. 6.8. Шинно-шлицевая муфта станка СБШ-250МНА-32

6.2. УСТРОЙСТВА ДЛЯ УДАЛЕНИЯ БУРОВОЙ МЕЛОЧИ ИЗ СКВАЖИНЫ, ПЫЛЕУЛАВЛИВАНИЯ И ПЫЛЕПОДАВЛЕНИЯ

Буровая мелочь из скважины может удаляться продувкой, шнеками или шнекопневматической очисткой, а также промывкой и отсасыванием. Первые два способа применяют на машинах вращательного действия. Шнековый способ прост, надежен, но не пригоден для машин других типов. На карьерах при бурении скважины станками, оборудованными погружными пневмоударниками и шарошками, распространена продувка. Промывку скважин на открытых горных работах не используют. Отсасывание находит применение при подземном бурении бурильными молотками.

Шнековую очистку вертикальной скважины осуществляют на частотах вращения шнека выше критической [см. формулу (4.20)].

Шнекопневматическую очистку скважин на станках шнекового бурения проводят с применением дополнительного оборудования: компрессора с подачей 5—9 м³/мин, устройства для подвода сжатого воздуха к вращающемуся буровому ставу, специальных

шнековых штанг. Она увеличивает скорость и производительность бурения вследствие полной очистки забоя скважины даже при пониженной частоте вращении става, на 20—30 % оптимальную глубину бурения в сухих и в 2—2,5 раза — в обводненных породах, а также в 2,5—3 раза износоустойчивость режущего инструмента и шнековых штанг.

Продувку скважин применяют при шарошечном и пневмоударном способах бурения.

Мокрое пылеулавливание способствует лучшему охлаждению долота и очистке воздуха и используется на шарошечных станках СБШ по требованию заказчика. Недостатки способа: высокий расход воды, затраты на ее подогрев в зимнее время, невозможность использовать буровую мелочь для забойки скважины.

На всех типах станков пневмоударного бурения и на большинстве типов шарошечного применяют системы *сухого пылеулавливания*. Они работают по принципу очистки воздуха, выносящего из скважины продукты бурения, в последовательно установленных ступенях фильтров.

Пневматическое транспортирование буровой мелочи при шарошечном бурении осуществляют по следующей схеме. Воздух от компрессора под давлением 0,6—0,7 МПа подается во внутренний канал буровой штанги, откуда поступает к забою и далее выходит по кольцевому зазору между штангой и стенками скважины со скоростью 20—35 м/с. Для исключения попадания грунтовых вод в скважину давление воздуха в ней должно быть не менее 0,25—0,4 МПа.

Вынос породы из скважины происходит вследствие того, что подъемная сила восходящей струи воздуха, действующая на частицы породы, превышает их вес. Скорость воздуха, при которой его подъемная сила равна весу частицы, называется скоростью витания. В этом случае частицы породы находятся во взвешенном состоянии.

Расход воздуха Q (м³/мин) зависит от скорости восходящего потока V_v (м/с) и площади поперечного сечения зазора между стенками скважины и буровой штанги, соответственно с диаметрами D (м) и $D_{ш}$ (м) и определяется по формуле (4.15).

Фактическую подачу компрессоров бурового станка выбирают на 15—20 % большей, чем теоретическая величина Q , в связи с возможными большими утечками воздуха по трещинам при бурении трещиноватых пород.

Установки сухого пылеулавливания отличаются друг от друга только формой пылеприемника и числом ступеней фильтров фильтрационной камеры. Типовая установка сухого пылеулавливания состоит из открытого пылеприемника 1 (рис. 6.9), прикрепленного к раме станка (под пылеприемником осаждаются крупные фракции бурового продукта — первая ступень очистки), и парного циклона 2 (вторая ступень очистки), после которого более крупные фракции падают в бункер 3, а тонкая пыль поступает в тканевые рукавные фильтры 4, в которых происходит окончательная очистка воздуха (третья ступень). Затем поток вентилятором 5, работающим от двигателя 11, отсасывается и выходит в атмосферу. Для периодической очистки внутренней поверхности рукавов служит механизм встряхивания, состоящий из электродвигателя 6, редуктора 7 и кулачков, воздействующих на рычаг 8, связанный с подвижной рамой 9 фильтра. Выпадающая из рукавов пыль собирается в двух бункерах 10. Управление встряхиванием — дистанционное из кабины машиниста.

При бурении крепких пород, если механическая скорость бурения не превышает 10—15 м/ч, вторая ступень очистки может быть отключена. Установка мокрого пылеподавления применяется на станках СБШ-250МНА-32, СБШ-250-55 и СБШ-270ИЗ и предусматривает впрыскивание под давлением некоторого количества воды или мыльной эмульсии в трубопровод, подающий сжатый воздух к забою скважины через форсунки. Поднимаясь по затрубному пространству, воздушно-водяная смесь увлекает за собой частицы разбуренной породы и поднимает их в виде влажного шлама к устью скважины. Выходящая из скважины влажная порода, воздушным потоком специального мощного вентилятора сдувается в сторону от устья скважины. Закачка воды в водяную емкость осуществляется вихревым насосом. В зимнее время водяная система обогревается.

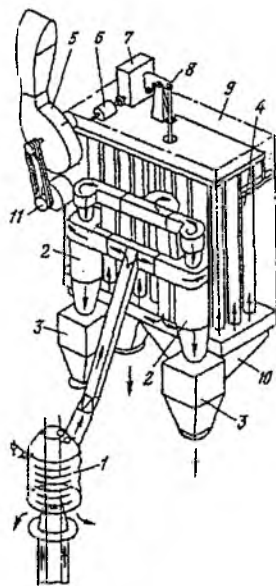


Рис. 6.9. Установка сухого пылеулавливания станка 6СБШ-200-32

Подача воздушно-водяной смеси к буровому ставу станка СБШ-250МНА-32 осуществляется через сальниковое устройство, расположенное ниже опорного узла (см. рис. 6.16), а к ставу станка СБШ-320-36 — через опорный узел и два резиновых рукава, входящих в гирлянду вместе с электро- и маслопроводами.

6.3. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОДВОДА СЖАТОГО ВОЗДУХА И РАБОЧИХ КОМПОНЕНТОВ К ВРАЩАЮЩЕМУСЯ БУРОВОМУ СТАВУ

Для осуществления рабочего процесса к вращающемуся буровому ставу необходимо подавать сжатый воздух, воду, а у станков комбинированного бурения, имеющих термические горелки, и топливо — через невращающиеся подводящие устройства, входящие как конструктивный элемент в вертлюг.

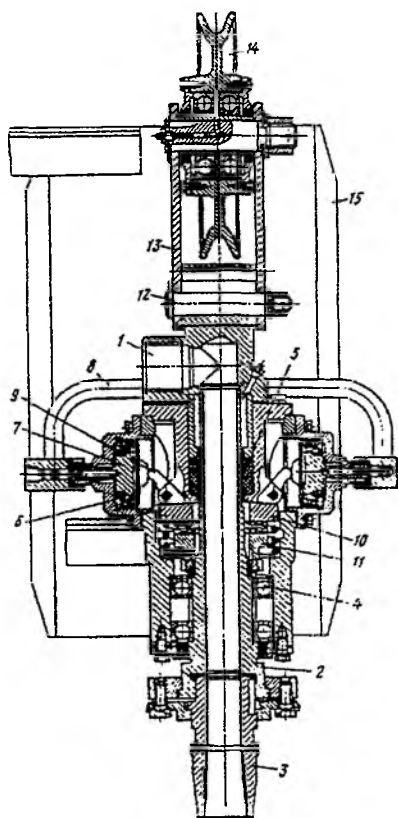


Рис. 6.10. Вертлюг станка шарошечного бурения СБШ-200-32

Вертлюг (рис. 6.10) служит для подачи сжатого воздуха (через патрубок 1) от невращающегося рукава к вращающемуся буровому ставу (через шпиндель 2 и наконечник 3), а также для поддержания верхнего конца штанги при бурении и быстрого подъема става из скважины. Шпиндель установлен в расточке корпуса на шарикоподшипниках 4. Зазор между вращающимся (вместе со штангой) шпинделем и неподвижным корпусом уплотнен сальником 5.

Соединение свободно вращающегося шпинделя вертлюга со штангой и отсоединение его возможно только при застопоренном шпинделе, поэтому в вертлюге предусмотрен механизм стопорения. Он состоит из двух цилиндров 6 с поршнями 7, к которым подводится сжатый воздух по трубопроводу управления 8. Сме-

щаяся под давлением сжатого воздуха, поршни поворачивают рычаги 9, которые, в свою очередь, нажимают на кольцо 10, имеющее кулачки на торцовой поверхности и шлицы на наружной. При сцеплении кулачков кольца 10 с кулачками диска 11, имеющего внутренние шлицы, шпиндель не вращается, так как соединен с неподвижным корпусом. Пальцем 12 к приливу патрубка 1 прикреплены серьги 13, в которых установлен блок 14 подъема вертлюга. Корпус вертлюга прикреплен к салазкам 15, полозья которых скользят по направляющим мачты.

Устройство для подвода рабочих компонентов (рис. 6.11) станков комбинированного (с огневым) бурения состоит из пустотелого коллектора 1, присоединительного фланца 2 стаканов 3—5, упорного кольца 6, крышки 7 и кожуха 8. Фланец 2 навинчен на вал подшипникового узла и вращается вместе с ним и коллектором 1. Через штуцеры 9 и 10 и штангу подается соответственно вода и горючее, а через внутреннюю полость коллектора — сжатый воздух.

Для подвода воздушно-водяной смеси на забой скважины и передачи осевого усилия от канатно-гидравлической системы на вращающийся буровой став служит опорный узел (рис. 6.12). Он состоит из шпинделя 13, посаженного на траверсу 17 на тройном радиально-упорном подшипнике 3 и подшипнике 4, закрытом стаканом 6, который и служит для подвода воздушно-водяной смеси во внутреннюю полость вращающейся штанги. Подвод осуществляется через переходник 5 и полость 7. Уплотнение обеспечивается двумя манжетами 15, зажатыми с помощью кольца 16 и втулки 14 с крышкой 8. Соединение шпинделя с шинно-шлицевой муфтой (см. рис 6.8) — шлицевое с помощью болтов 1 и шайбы 2. Для соединения шпинделя 13 со штангами используют переходник 9.

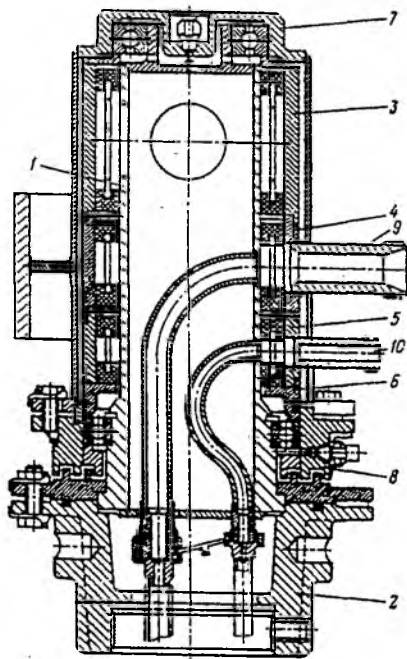


Рис. 6.11. Устройство для подвода рабочих компонентов станка огневого бурения

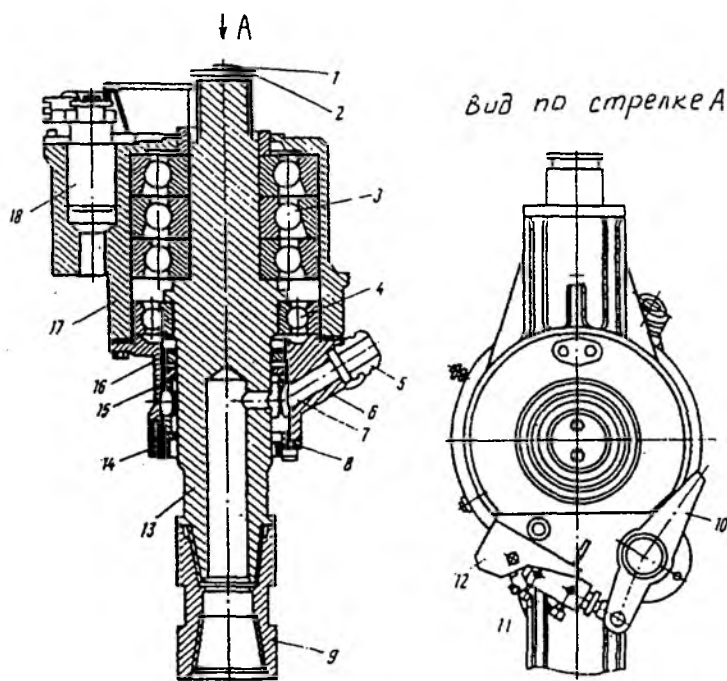


Рис. 6.12. Опорный узел бурового става станка СБШ-250МНА-32

Стопорение шпинделя от вращения при наращивании бурового става производится с помощью рычага 10 стопора, управляемого гидроцилиндром 11, смонтированным на кронштейне 12 и оси 18 траверсы. При повороте рычага 10 он входит в лыску обоймы 5 (см. рис. 6.8) полумуфты 6, исключая тем самым поворот шпинделя. Стопор используется в случае развинчивания бурового става при глубине скважины не кратной длине штанги.

6.4. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ХРАНЕНИЯ, ПОДАЧИ ШТАНГ И СВИНЧИВАНИЯ (РАЗВИНЧИВАНИЯ) БУРОВОГО СТАВА

Кассетирующие устройства (кассеты) механизма подачи штанг. Для хранения штанг и подачи их на ось бурения в процессе наращивания бурового става служат различные кассетирующие устройства.

На станках шарошечного и шнекового бурения применяют кассеты барабанного, секторного типов и индивидуальные, тогда как на станках пневмоударного бурения преимущественно — ба-

рабанного. Емкость кассет секторного типа не превышает трех-четырёх штанг, а барабанного — восьми. Индивидуальные кассеты имеют в установке одну штангу. В мачте могут быть установлены не более 3-х кассет индивидуального типа.

Кассетирующее устройство барабанного типа (рис. 6.13, а) служит для размещения восьми буровых штанг и состоит из невращающейся оси 1, на которую надета поворотная часть, состоящая из трубы 2 с нижней плитой 3, поддерживающей опоры 4 и верхней обоймы 5. На нижней плите размещены шестигранники 6, навинченные на оси 7 и прижимаемые пружинами 8 к торцам фланцев 9. Буровые штанги устанавливаются в кассете вертикально и надеваются своими внутренними шестигранниками на шестигранники 6. При этом верхние концы штанг удерживаются пружинными захватами 10, а также обоймами 5 и 11. На нижнем конце оси 1 свободно посажено храповое колесо 12, в зацепление с которым входят собачки 13, жестко связанные с нижней плитой кассеты. Рычаг 14, соединенный с храповым колесом, имеет ролик 15, который при перемещении двумя гидроцилиндрами, укрепленными на мачте, на ось скважины и обратно, взаимодействует с упорами на раме и поворачивает плиту 3 через собачки 13 на угол 45°. Плита удерживается от поворота шариковыми фиксаторами 16.

Кассетирующее устройство секторного типа станка СБШ-250МНА-32 (рис. 6.13, б) имеет верхний 1 и нижний 5 секторы с тремя гнездами для штанг. Нижняя часть смонтирована в подшипниках 10, размещенных в стакане 9 и кронштейне 12, верхняя — в подшипниках, установленных в кронштейнах 3 и 17, прикрепляемых к мачте. Верхний и нижний секторы соединены валом 14. В каждом из гнезд нижней части сепаратора имеется педаль 6, соединенная с тросом 4, перекинутым через блоки 11 и 13. Трос связан с защелкой 2, установленной на оси 15 и соединенной с пружиной 16. Если штанга установлена в гнезде нижнего сектора кассеты, то под действием ее веса прижимается педаль 6, натягивается трос, поворачивает защелку 2, растягивая пружину. Защелка в ее крайнем положении охватывает штангу и фиксирует ее в пазу верхнего сектора. При подъеме штанги защелка освобождает ее, поворачиваясь под действием пружины и увлекая за собой педаль через трос-тягу. Каждая из трех штанг выводится на ось скважины поворотом сепаратора гидроцилиндром 7, соединенным через рычаг 8 с квадратным хвостовиком вала 14. Для соединения штанги, находящейся в кассете, со штангой, зажатой в патроне, вращают шпиндель.

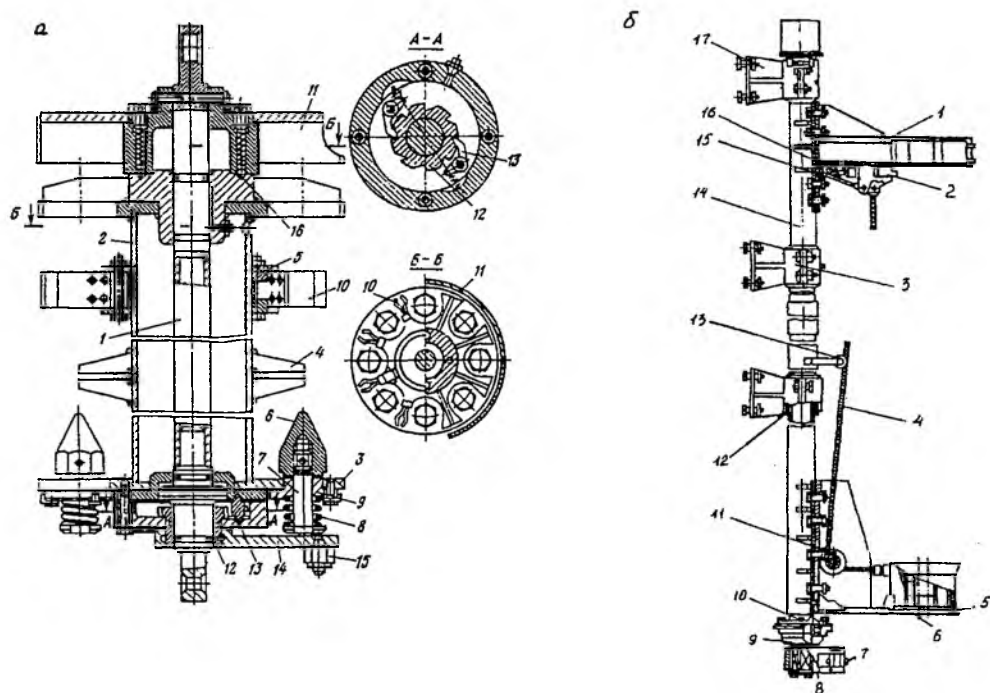


Рис. 6.13. Кассетирующее устройство:

а — барабанного типа станка СБУ-125-24; *б* — секторного типа станка СБШ-250МНА-32

После свинчивания штанг кассету отводят от патрона в обратном направлении. При этом свинченная штанга выходит из кассеты (прорезей секторов). Верхний конец штанги свинчивают с вертлюгом (см. рис. 6.10), после чего продолжают бурение.

Кассетирующее устройство барабанного типа (рис. 6.14) служит для размещения шести—восьми штанг необходимой длины и состоит из вертикальной оси (на рис. 6.14 не показана), расположенной в центре нижней 1 и верхней 5 плит, которые могут поворачиваться вокруг вертикальной оси на 360° с помощью храпового механизма или зубчатой передачи. На нижней плите размещены стаканы 3 с шестигранными отверстиями, куда входят нижние концы вертикально устанавливаемых штанг 9. Верхние концы штанг своими круглыми проточками 4 удерживаются от выпадения в проточках верхней плиты 2. Верхняя (запорная) плита 5 имеет одиночную проточку 6, позволяющую,

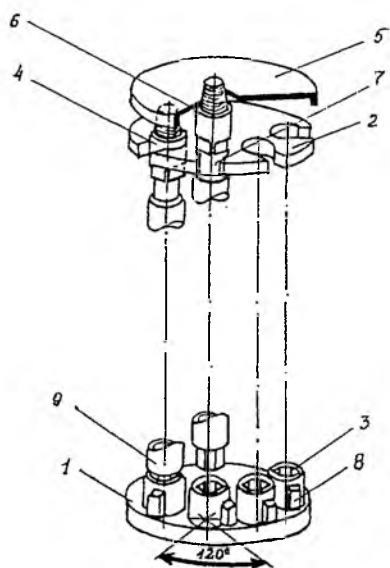


Рис. 6.14. Кассетирующее устройство барабанного типа фирмы «Ингерсолл-Ранд»

после навинчивания шпинделя вращателя на верхний конец штанги, приподнять последнюю до уровня расточки штанги 7, после чего нижний конец штанги выходит из шестигранного отверстия нижнего стакана, а узкая расточка 7 на штанге позволяет убрать кассету с оси бурения поворотным механизмом, после чего можно опустить вынимаемую штангу на ось бурения для ее последующего свинчивания с буровым ставом, находящимся в скважине. Вывод кассеты из мачты осуществляется гидроцилиндром. Поворот кассеты вокруг центральной оси позволяет вывести на ось бурения любую из штанг, находящихся в кассете.

Для облегчения страгивания или затягивания резьбового соединения штанг каждый стакан нижней плиты имеет возможность поворота вокруг своей собственной оси на угол $90\text{—}120^\circ$, до соприкосновения выступа 8 с внешним упором, что позволяет осуществить ударное воздействие на резьбовое соединение, используя для этого только двигатель вращателя. Такой метод страгивания резьбы применяется на вращателях с гидравлическим приводом.

Механизм свинчивания (развинчивания) штанг и долота служит для страгивания резьбовых соединений става затянутых при бурении. Особенности расположения механизма на станке и последовательность его взаимодействия с кассетирующим устройством определяет конструкция ВПМ. Механизм свинчивания (развинчивания) обычно прикрепляется к нижней части мачты и представляет собой зажимное устройство в виде выдвижной вилки или штоков двух гидроцилиндров, захватывающих проточки нижней штанги, и храповой механизм стягивания резьбы, приводимые в действие силовыми гидроцилиндрами. После страгивания резьбового соединения процесс развинчивания (свинчивания) осуществляется вращателем.

6.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Гидравлические системы буровых станков предназначены для осуществления процесса бурения, проведения вспомогательных операций и обеспечивают: вращение бурового става, создание осевого усилия и перемещение бурового става вверх и вниз, свинчивание и развинчивание штанг и долота, подвод и отвод штанг в кассету, разбор и наращивание бурового става, горизонтирование станка с помощью гидродомкратов, подъем и опускание мачты, перемещение элементов пылеулавливающей установки и бурового станка.

Гидравлические системы различных буровых станков komponуются из стандартных элементов и узлов, используемых в объемном и силовом гидроприводе. Наиболее разветвленные гидравлические схемы присущи станкам шарошечного бурения, так как они имеют высокую степень механизации основных и вспомогательных операций при бурении.

6.5.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СХЕМЫ СТАНКОВ ШАРОШЕЧНОГО БУРЕНИЯ

Гидравлическая схемов станков 2СБШ-200-32 и 2СБШ-200-40 состоит из маслonaсосной станции, пульта управления, гидропанели, золотников и маслопроводов, соединяющих элементы гидросистемы с гидроцилиндрами управления зажатием патрона буровой штанги, подачи бурового става, гидродомкратами горизонтирования платформы, и подъема мачты.

Гидравлическая схема станка 2СБШ-250МНА-32 представлена на рис. 6.15. В гидроприводе станка применены двухсекционный насос *А* и сдвоенный насос *В*. Максимальное рабочее давление 12,5 МПа обеспечивается предохранительным клапаном *1* в линии насоса *А*, который может регулироваться предохранительным клапаном *2* прямого действия, подключенным к нему через распределитель *3*. При бурении крепких пород насосы *А* и *Б* работают одновременно. Поток рабочей жидкости от насоса *А* проходит через распределители *4* и *5* в поршневые полости цилиндров подачи *6*. Из штоковых полостей поток рабочей жидкости проходит через гидрозамок *7* и распределитель *5* на слив. При этом реверсивный распределитель *8* разгружает одну секцию насоса *А*, направляя рабочую жидкость на слив. При бурении мягких пород эта же секция

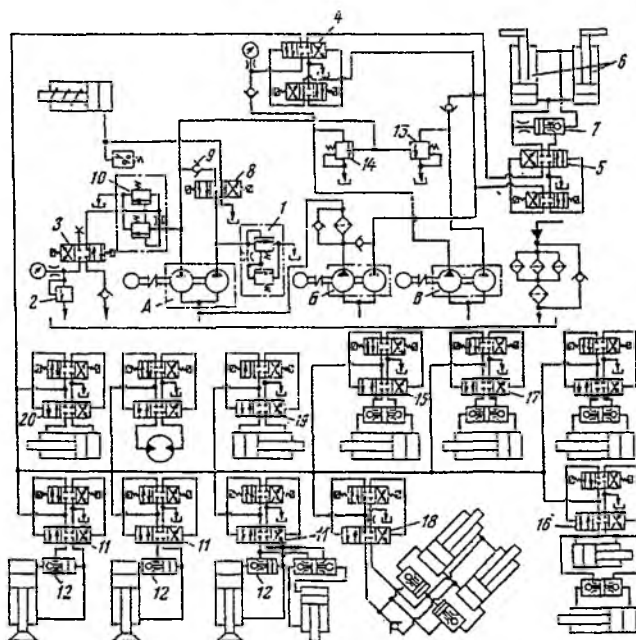


Рис. 6.15. Принципиальная гидравлическая схема станка СБШ-250МНА-32

подключается распределителем 8 к напорной магистрали, и скорость подачи увеличивается. На напорной магистрали имеются обратный 9 и предохранительный 10 клапаны. При медленном подъеме бурового снаряда работают насосы А и Б. Поток рабочей жидкости от насоса А через распределители 4 и 5 и гидрозамок 7 поступает в штоковые полости цилиндров подачи. Из поршневых полостей жидкость проходит через распределитель 5 на слив. При быстром подъеме или спуске бурового снаряда к потоку, идущему от насоса А, добавляется поток от сдвоенного насоса Б. При быстром спуске бурового става штоковые и поршневые полости цилиндров подачи соединяются распределителем 5, а слив прекращается. К потоку рабочей жидкости от насосов добавляется жидкость, поступающая из штоковых полостей, и скорость спуска увеличивается. Распределитель 3 включается при аварийной перегрузке электродвигателя вращателя и разгружает (через предохранительный клапан) гидросистему до давления 1,5 МПа. При установке станка в горизонтальное положение поток жидкости от всех трех насосов через распределители 4 и 11 и гидрозамки 12 проходит в поршне-

вые полости домкратов. Из штоковой полости рабочая жидкость через распределитель 11 поступает на слив. При достижении в системе давления 6 МПа поток рабочей жидкости от одной из секций насоса В (35 л/мин) начинает сбрасываться через редукционный клапан 13. При давлении 7 МПа клапан 14 направляет на слив поток и от второй секции этого насоса (70 л/мин). После отключения насосов поршневые полости домкратов запираются гидрозамками. Подъем и опускание люнета производится с помощью распределителя 15 при работающих насосах А и В. Управление кассетой осуществляется распределителем 16. Зажим штанги в люнете происходит при включении распределителя 17, а подъемом и опусканием мачты управляют распределителем 18. Распределителями 19 и 20 включают цилиндры соответственно механизма свинчивания и верхнего ключа.

Гидросистема СБР-160А обеспечивает горизонтирование станка, подъем и опускание мачты, подачу штанг на ось бурения скважины, центрирование штанг при сборке—разборке става, соединение—разъединение вращателя со ставом, медленный поворот шнека и установку вилки при его разборке. Она состоит из маслостанции, двух гидропанелей, гидроцилиндров, аппаратуры управления и трубопроводов.

Гидросистема станка типа СБУ предназначена для горизонтирования станка, подъема и опускания рабочего органа, а также для перемещения продувочной каретки вдоль рукавных фильтров. Она состоит из маслостанции, гидроцилиндра подъема рабочего органа и трех гидродомкратов. Гидроцилиндр подъема рабочего органа имеет гидрозамок двустороннего действия, гидродомкраты горизонтирования — замки одностороннего действия. Все гидроцилиндры, применяемые на станке, одинаковы по принципу действия.

6.6. ПНЕВМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Пневматические системы в общем случае осуществляют подачу сжатого воздуха к буровому ставу всех станков (за исключением шнековых) для продувки скважины, пневмодвигателю механизма подачи (станок СБУ-125-24), пневмоударнику и пневмоцилиндрам центратора и захвата штанг (станки типа СБУ), вибраторам и пневмоцилиндрам затворов пылеулавливающих установок.

Питание пневмосистемы станка может осуществляться от собственных компрессоров, передвижных компрессорных станций или от карьерной пневмосети.

Пневмосистемы буровых станков комплектуют из стандартных элементов и узлов.

Системы очистки забоя от разрушенной породы на буровых станках применяют двух видов: сжатым воздухом и воздушно-водяной смесью.

При продувке забоя сжатым воздухом используют установки сухого улавливания (см. рис. 6.9), выполненные в основном по единому принципу действия. Они отличаются друг от друга формой пылеприемника и числом ступеней фильтрационной камеры.

Пылеподавление воздушно-водяной смесью обеспечивается коагуляцией мелких фракций породы тончайшей пленкой воды в процессе разрушения породы забоя. Элевация продуктов разрушения по затрубному пространству происходит при полном отсутствии пыли. У устья скважины на расстоянии 1—2 м продукты разрушения, перемешанные с потоком воздушно-водяной смеси, оседают и после высыхания, находясь в сцементированном состоянии, не разносятся ветром по карьере. Система воздушно-водяного пылеподавления приведена на рис. 6.16. Вода в бак 1 закачивается насосом 5 через фильтр 21. Насос 5 перед запуском заполняется водой при открытом кране 3 и закрытом кране 4. После заливки воды кран 3 закрывается. Бак 1 оборудован дренажным незамерзающим краном 23 и краном слива воды 2. Сжатие атмосферного воздуха производится винтовым компрессором 10. При этом сжатый воздух через обратный 11 и регулировочный 16 клапаны, эжектор 17 поступает в буровой став. Управление клапаном 16 производится регулятором панели 14 следующим образом. Воздух от регулятора производительности компрессорной установки, пройдя фильтр очистки воздуха 12, поступает в стабилизатор давления 13 и далее к панели 14. Слив конденсата, образующегося в трубопроводах, производится открыванием вентиля 15. Для впрыскивания воды в воздушный поток установлен насос 7. Забор насосом 7 воды из бака 1 производится при открытом кране 22 и закрытых кранах 6, 8 и 4. Подача воды регулируется вентилем 19, при этом кран 20 закрыт. Давление насоса контролируется манометром 18. Продувка насоса 7 с целью удаления остатков воды и обогрева перед запуском производится при открытых кранах 6, 8, 9 и 4. Отдув буровой мелочи от скважины осуществляется вентилятором 24.

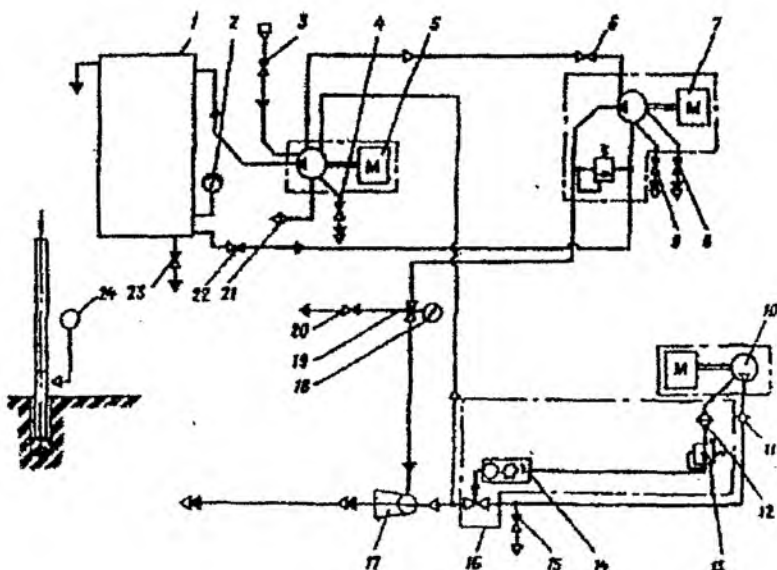


Рис. 6.16. Система воздушно-водяного пылеподавления станка СБШ-250МНА-32

Пневмосистема станка пневмоударного бурения (рис. 6.17) предназначена для обеспечения работы пневмоударников, вибратора, а также для очистки рукавных фильтров. Отработанный пневмоударником воздух попадает на забой, очищает его и удаляет буровую мелочь из скважины. Давление воздуха в сети должно быть не менее 0,5 МПа.

Сжатый воздух по рукаву подводится к крану 1 и далее делится на два потока. Один поток через кран 2 поступает на рукавный фильтр, другой — к автомасленке 3. Воздух, обогащенный маслом, поступает на привод вибратора 10 через кран 9, на пневмоударник и цилиндр подачи — через пробковый кран 8 и

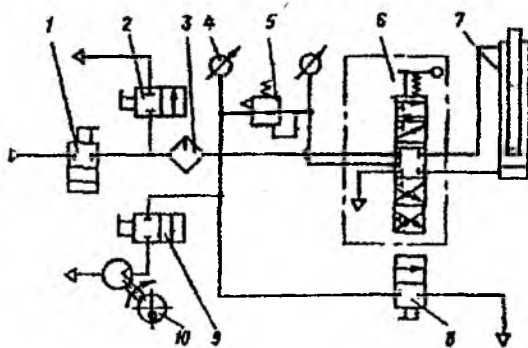


Рис. 6.17. Принципиальная пневматическая схема станка СБУ-100Г

распределитель 6. На цилиндр подачи 7 сжатый воздух в зависимости от положения рукоятки на распределителе может поступать непосредственно из сети или через регулятор давления 5. Манометры 4 служат для контроля давления воздуха в сети.

6.7. ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Ходовое оборудование буровых станков совместно с рамой платформы представляет собой опорно-несущую базу машины, предназначенную для установки машинного помещения с механизмами и рабочим оборудованием и восприятия усилий, возникающих на рабочем оборудовании в период его действия и при передвижении станка.

Как опорная и несущая база станка ходовое оборудование должно воспринимать нагрузки от веса станка и реакции на рабочем оборудовании в процессе бурения, а также обеспечивать устойчивость станка в рабочем и транспортном положениях. Ходовое оборудование станка также должно обеспечивать его перемещение в транспортном положении от одного забоя к другому; маневрирование в процессе работы на уступе, преодоление подъемов пути при передвижении; габаритную проходимость как по дорогам и участкам работы, так и при перевозке по железной дороге или автотранспортом.

На буровых станках применяют гусеничное и пневмоколенное ходовое оборудование.

Буровые станки всех типоразмеров имеют в основном гусеничное ходовое оборудование, за исключением станков СБУ-100Н (несамоходного на салазках) и СБУ-100П (на пневмоколенном ходовом оборудовании).

Рассмотрим основные виды ходового оборудования.

Гусеничное ходовое оборудование на всех моделях станков представляет собой самоходную двухгусеничную тележку с индивидуальным приводом на каждую гусеницу и с передачей крутящего момента от электро- или гидродвигателя к ведущей звездочке через редуктор и цепную или зубчатую передачу. На тяжелых станках шарошечного бурения используют унифицированное ходовое оборудование от карьерных лопат (см. 12.3). Кинематические схемы типовых ходовых устройств некоторых буровых станков будут рассмотрены в главе 7.

Пневмоколенное ходовое оборудование станка СБУ-100П (рис. 6.18) представляет собой приводное индивидуальное шасси. В качестве ходового оборудования буровых машин может быть использовано также и автомобильное шасси. Более подробно пневмоколенное ходовое оборудование будет рассмотрено в разделе IV.

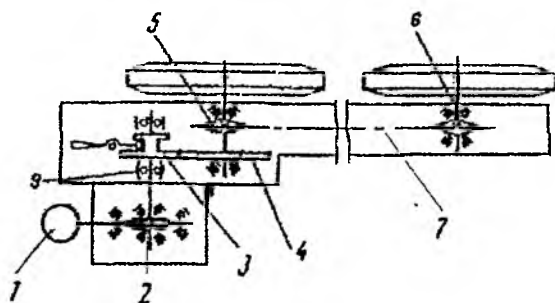


Рис. 6.18. Кинематическая схема привода хода станка СБУ-100П

1 — двигатель хода; 2 — червячная передача; 3 — шестерня переключения скорости; 4 — зубчатое колесо; 5, 6 — звездочки; 7 — цепь

Многоопорный гусеничный ход УГ-60М станка СБШ-250МНА-32 (рис. 6.19) состоит из двух гусеничных тележек 7, соединенных балками 6, двух четырехступенчатых бортовых редукторов 4 с индивидуальными электродвигателями 2 и тормозами 3. Каждая тележка состоит из гусеничной ленты 12 и рамы 5, в которой смонтированы ведущее 1 и натяжное 11 колеса, поддерживающие 13 и опорные 8 катки с балансирами 9. Степень натяжения гусеничных лент регулируется устройствами 10.

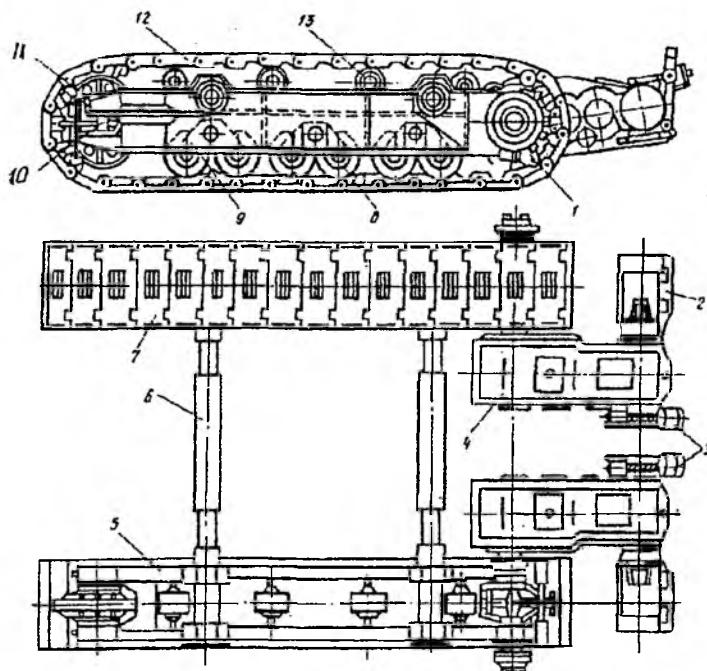


Рис. 6.19. Гусеничный ход УГ-60 станка СБШ-250МНА-32

7.1 СТАНКИ УДАРНО-КАНАТНОГО БУРЕНИЯ

Станки ударно-канатного бурения предназначены для бурения вертикальных разведочных или дренажных скважин по породам любой крепости на глубину до 300 м. В настоящее время на карьерах при бурении крепких пород их вытеснили станки ударно-вращательного бурения погружными пневмударниками и шарошечные, а при бурении пород ниже средней крепости — станки вращательного бурения резцовыми коронками. Основным недостатком ударно-канатных станков — малая частота ударов (40—50 мин⁻¹), ограничивающая их производительность. Увеличить же частоту ударов невозможно, так как продолжительность падения бурового снаряда зависит от высоты его подъема, ускорения свободного падения и сопротивления шламовой смеси.

Станок ударно-канатного бурения (рис. 7.1) имеет тяжелый буровой инструмент *1* (массой 2000—3000 кг и диаметром до 300 мм), который поднимается на канате *2*, огибающем головной блок *3* мачты станка, оттяжной *4* и направляющий *5* блоки и барабан *6* лебедки подъема. Оттяжной блок *4* установлен на балансирах *7*, который под действием кривошипно-шатунного механизма *8, 9*, приводимого в действие от главного вала через шестерню *10*, может совершать колебания вокруг оси направляющего блока *5*. При ходе балансира вниз (положение *1*) буровой снаряд падает с высоты 0,6—1,0 м и, ударяя по породе, разрушает ее. По мере углубления скважины растормаживают барабан *6* и сматывают канат, давая возможность буровому снаряду опускаться ниже.

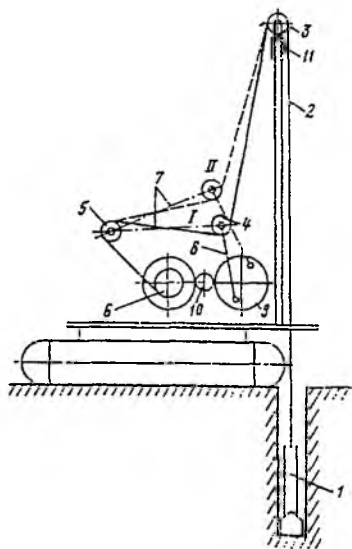


Рис. 7.1. Схема станка ударно-канатного бурения

Во время бурения в скважину подливают воду. Разрушенная порода переходит во взвешенное состояние, образуя с водой шлам, периодически удаляемый из скважины желонкой, представляющей собой отрезок трубы со скобой для крепления подъемного каната сверху и с хвостовиком, имеющим клапан, открывающийся при опускании на грунт. Скорость подъема оттяжного блока 4 в положение II должна быть достаточной, чтобы не препятствовать свободному падению бурового снаряда, но и не слишком высокой, чтобы блок не начинал опускаться вниз прежде, чем снаряд ударит по породе; падение бурового снаряда происходит под действием его собственного веса. Длина каната, на котором подвешен буровой снаряд, должна быть такой, чтобы свободно висящий снаряд лезвием долота в нижнем положении на несколько миллиметров не доходил до породы. Во время бурения внедрение долота в породу будет сопровождаться сжатием амортизатора 11, на котором установлен блок 3. При этом в момент остановки бурового снаряда канат будет натянут и снаряд под действием усилия амортизатора и опускающегося оттяжного блока 4 начнет плавно подниматься вверх. Если канат будет короче, чем необходимо, то значительная часть энергии удара через амортизатор передастся станку, скорость бурения снизится, а станок будет испытывать большие динамические нагрузки. Излишняя длина каната также нежелательна, так как дает ему слабинку: оттяжной блок сначала опускается, не поднимая бурового снаряда, а затем резко дергает канат, что приводит к динамическим ударам на станке.

7.2. СТАНКИ УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ ПОГРУЖНЫМИ ПНЕВМОУДАРНИКАМИ

Станки ударно-вращательного бурения типа СБУ (табл. 7.1) предназначены для проходки вертикальных и наклонных скважин в трудновзрываемых породах с коэффициентом крепости $f = 6—20$. Применяются при выполнении работ в сложных горно-геологических условиях на стесненных рабочих площадках открытых горных работ и строительных объектах.

Станки изготавливаются Кыштымским машзаводом в различных модификациях с условными диаметрами 100(125) и 125(160) мм: СБУ-100Н-35, СБУ-100Г-32 (СБУ-100П-35), 2СБУ-100-32М, 3СБУ-100-32, СБУ-100ГА-50, СБУ-125-24, СБУ-125А-32 и СБУ-125У-52.

Таблица 7.1

Технические характеристики станков ударно-вращательного бурения

Параметры	Модель бурового станка				
	2СБУ-100-32М (СБУ-100Н-35)	3СБУ-100-32	СБУ-100-35; СБУ-100ГА-50	СБУ-125-24; СБУ-125А-32	СБУ-125 У-52
Диаметр скважины, мм	110(125)	85; 110; 125	110; 130	125	125—160
Глубина бурения по вертикали, м	32(35)	32	35; 50	24; 32	52
Угол наклона скважины к вертикали, градус	0—90	Манипулятор	0; 15; 30	0; 15; 30	0—30
Штанга, мм:					
длина	950	950	950	2930	4250
диаметр	83	83	83	89	108
Установленная мощность, кВт	3	59 (дизель)	24	42	80
Мощность вращателя, кВт	4	4	4	3,8/6,2	35
Частота вращения бурового става, с ⁻¹	0,77	0,65—1,33	0,77	0,37; 0,75	0,41—1,5
Крутящий момент на долоте, кН·м	0,83	2,0	0,83	1,67; 1,37	2,4
Усилие подачи на забой, кН	1,0—6,0	до 25	1,0—6,0	4,5—20	до 50
Ход подачи, мм	1050	1800	1050	3700	4400
Скорость подачи, м/с	0,25	0,33	0,25	0,17	0,4
Тип пневмоударника	П-110К; П-125К	П-110К	П-125К	П-125К	П-125К
Тип долота	К-110	К-110К	К-125К	К-125К	К-125К
Мощность ходовых двигателей, кВт	—	—	2x5,5	2x10	2x20
Скорость передвижения, км/ч	—	0,8—1,6	0,83	1,0	0,9
Давление на грунт, МПа	—	0,089	0,05	0,09	0,085
Габариты станка в рабочем положении, мм:					
длина	1135	—	4000	4250	5600
ширина	430	—	2210	3000	3200
высота	2375	—	2210	3000	3200
Масса станка (сухая), кг	270	8500	5000	8500	13500

Станки 2СБУ-100-32 и СБУ-100ГА-50 имеют общий принцип конструкции, но отличаются мощностью пневмоударника, глубиной бурения и способом перемещения.

Станок 3СБУ-100-32 (рис. 7.2) имеет гидрофицированный привод всех основных механизмов — вращателя, подачи бурового става, гусеничного хода, поворота кассеты на ось бурения, а также манипулятора мачты, позволяющего устанавливать ее под заданным углом в пространстве забоя.

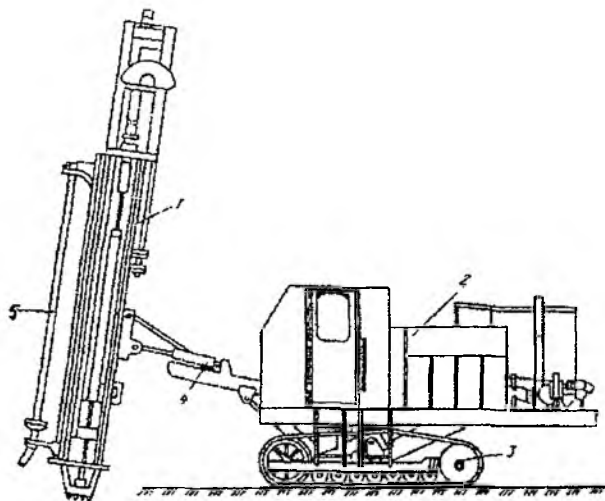


Рис. 7.2. Станок ударно-вращательного бурения 3СБУ-100-32:

1 — рабочий орган; 2 — кузов; 3 — ходовая часть; 4 — манипулятор; 5 — кассета

Вращатель (рис. 7.3) жестко крепится болтами к направляющей плите мачты 19 и включает следующие основные части: аксиально-поршневой гидромотор 1 вращателя закрепленный на разъемном корпусе одноступенчатого редуктора 5.

Вращение от гидромотора через зубчатую муфту 2—3—4 передается на вал-шестерню 8, находящуюся в зацеплении с зубчатым колесом 18, посаженным на шлицах на ступицу 10. Во внутренней полости ступицы подвижно на шлицах установлен шпиндель 11, в нижней части которого крепится переходник 14, жестко соединенный болтами с фланцем 12. Чтобы предотвратить осевое смещение переходника, в кольцевую проточку шпинделя уложено разъемное кольцо 13. В нижней части переходника имеется резьба для соединения со штангами. Вал-шестерня редуктора крепится в двух шариковых подшипниках 6 и 7, а ступица шпинделя — в двух конических роликоподшипниках 9 и 24.

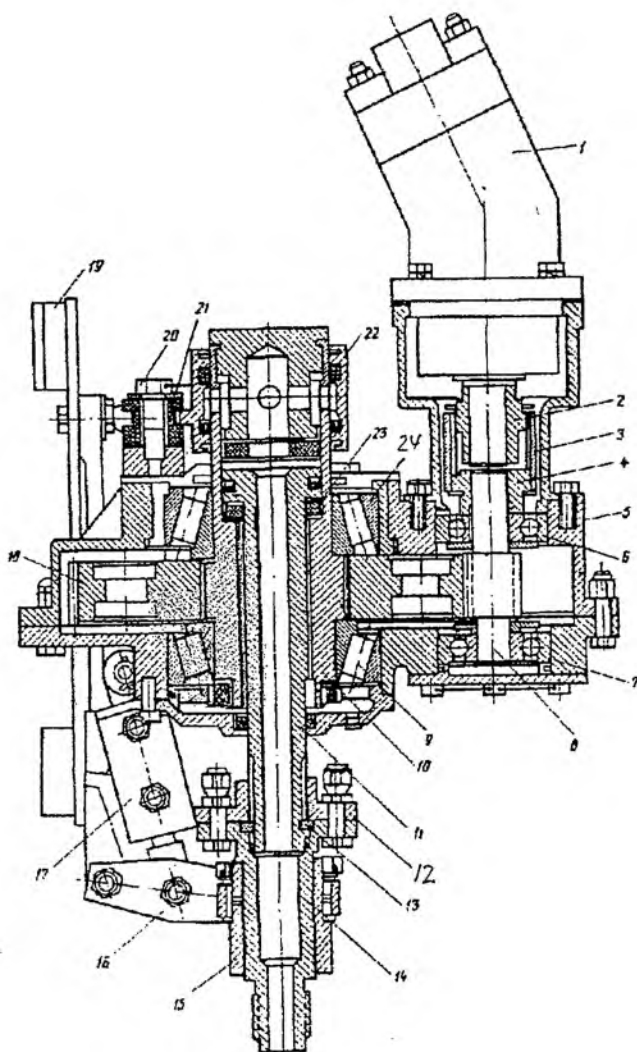


Рис. 7.3. Вращатель станка ЗСБШ-100-32

Жесткую фиксацию резьбового соединения переходника со штангой обеспечивает механизм стопорения, в состав которого входит подвижная втулка 15, способная перемещаться по переходнику на 35 мм. В нижнем положении втулка внутренним шестигранником, надвигаясь на шестигранную поверхность штанги, фиксирует штангу на резьбе шпинделя. Перемещение втулки производится от штока гидроцилиндра 17, шарнирно соетиненного с вилкой 16. С одной стороны вилка соединена шарнирно с плитой

вращателя, с другой — через хомут подвижно с втулкой 15. Такое крепление позволяет втулке свободно вращаться на вилке. Для снижения ударных нагрузок на редуктор вращателя между ступицей и шпинделем установлены резиновые амортизаторы 23. Подача сжатого воздуха к пневмоударнику осуществляется через радиальный патрубок сальникового узла 22. От вращения сальниковый узел фиксируется фланцевым креплением болтами 20 через резиновые втулки 21.

Станок СБУ-125У-52 (рис. 7.4) на гусеничном ходу 1, балансирно связанным с рамой платформы 9, имеет мачту 4, вращатель 10, гидроцилиндр подачи 5 и кассету 3 со штангами. Разрушение породы на забое осуществляется долотом 12 пневмоударника, соединенного со штангой 11. Процессом бурения машинист управляет из кабины 2. Горизонтирование станка обеспечивается тремя гидродомкратами — одним задним 8 и двумя передними 13. На станке имеется система пылеподавления 7. В кузове 6 расположены маслостанция, системы управления приводами и вспомогательные механизмы. В качестве приводов на станках типа СБУ используют электрические, гидравлические и пневматические приводы.

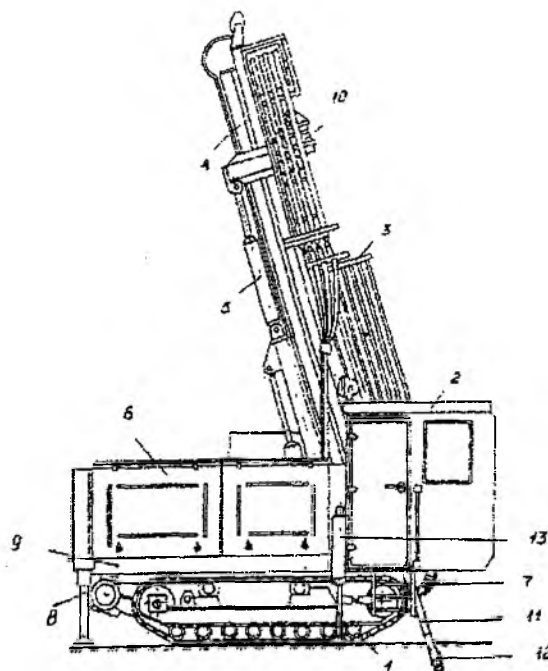


Рис. 7.4. Станок ударно-вращательного бурения СБУ-125У-52

Кинематические схемы станков типа СБУ можно разделить на две группы.

1. Станки СБУ-100 имеют унифицированную кинематическую схему (рис. 7.5 *а*). Спуско-подъемные операции штанги 2 с пневмоударником 1 и двухступенчатым планетарным редуктором вращателя 4 с его асинхронным электродвигателем *М1* осуществляются пневмоцилиндром 3 через его шток 5 по трубчатым направляющим мачты. Шпиндель вращателя соединяется со штангой через амортизатор 14. Наклон мачты обеспечивается гидроцилиндром 9 поворотом ее относительно шарнира 10 рамы платформы станка. Подача сжатого воздуха к пневмоударнику 1 осуществляется через патрубок 15 втулки нижнего конца редуктора 4 и далее через внутреннюю полость штанги. Две гусеничные тележки 7 приводятся от индивидуальных электродвигателей *М2* через червячную пару бортового редуктора 8 и ведущую звездочку 11. Натяжение гусеничной цепи осуществляется гидроцилиндром 12 через направляющий каток 13. Гидродомкраты 6 горизонтируют станок на уступе.

2. Станки типа СБУ-125А-32 имеют отличающуюся от СБУ-100 кинематическую схему (рис. 7.5, *б*). Вращение штанги 1 с пневмоударником 2 осуществляется через двухступенчатый планетарный редуктор 3 от двухскоростного электродвигателя *М1*. Подача вращателя осуществляется от пневмодвигателя *М2* с частотой вращения $33,33 \text{ с}^{-1}$ при номинальной мощности 5,5 кВт через установленный у основания мачты двухступенчатый редуктор с цилиндрической парой 7 и глобоидной передачей 6 с общим передаточным отношением 94,4. На выходном валу редуктора имеются две приводные звездочки 5. Втулочно-роликовые цепи 4 огибают направляющие звездочки 11, установленные на верхнем обводе мачты. В своей средней части цепи закреплены на корпусе вращателя и передают ему свое движение.

Регулирование скорости и усилия подачи достигается изменением расхода воздуха, а направления движения — реверсированием воздушной струи.

Привод гусениц осуществляется от двух электродвигателей *М3* через двухскоростной редуктор с цилиндрической 10 и червячной ступенями и далее через зубчатую муфту 8 на ведущую звездочку 9.

Силовые цилиндры гидросистемы станка получают питание от маслостанции.

Ходовое оборудование станков типа СБУ-100 выполняется в трех модификациях.

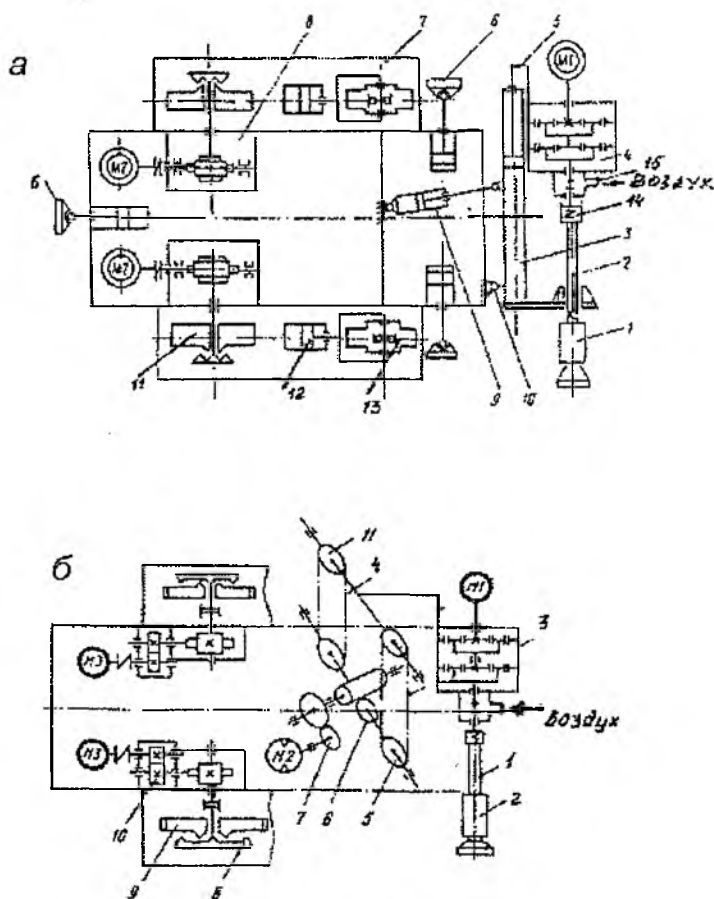


Рис. 7.5. Кинематические схемы станков:
 а — СБУ-100-32; б — СБУ-125А-32

Станок 2СБУ-100-32 не имеет ходового устройства и перемещается с помощью специального тягового барабана, расположенного на шпинделе станка. Станок СБУ-100П-32 имеет пневмоколесный ход с приводом от двух электродвигателей через бортовые редукторы на два ведущих колеса (см. рис. 6.18). При транспортировке на дальние расстояния бортовые редукторы отключаются от ведущих колес и перемещение станка осуществляется буксировкой.

Все остальные модификации станков имеют гусеничный ход с индивидуальным приводом от асинхронного электродвигателя и червячный редуктор с тормозным устройством, за исключением

станка ЗСБУ-100-32, имеющего индивидуальный привод хода от аксиально-поршневых гидромоторов через бортовой планетарный редуктор.

Все станки ударно-вращательного бурения с пневмоударниками оснащены трехступенчатой схемой сухого пылеулавливания.

7.3. СТАНКИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ РЕЗЦОВЫМИ ДОЛОТАМИ

Станки вращательного бурения резцовыми долотами (табл. 7.2) предназначены для бурения вертикальных и наклонных взрывных скважин по углю и породам с коэффициентом крепости $f < 6$ и имеют модификации СБР-160А-24, 2СБР-160-25 и СБР-160Б-32 (рис. 7.6), отличающиеся, главным образом, глубиной бурения и второстепенными деталями.

Таблица 7.2

Технические характеристики станков вращательного бурения

Параметры	Станки режущего типа		Станки комбинированные	
	СБР-160А-24	СБР-160Б-32	2СБР-125-30	СБШК-200
Условный диаметр скважины, мм	160	160	115; 125	190; 214
Глубина бурения, м	24	32	30	50
Угол бурения скважины к вертикали, градус	0; 15; 30	0; 15; 30	0; 15; 30	0; 15; 30
Скорость подачи, м/с	0—0,5	0—0,5	0 — 0,25	0,03 — 0,48
Усилие подачи, кН	65	80	До 40	До 196,2
Частота вращения бурового става, с ⁻¹	1,7; 2,3; 3,3	1,7; 2,3; 3,3	0—4,2	0,05—3
Крутящий момент, кН·м	3,2	3,2	1,8	7,5
Мощность двигателей, кВт:				
вращателя	36/40/50	36/40/50	40	50
хода	2×15	2×15	26	2×18

Параметры	Станки режущего типа		Станки комбинированные	
	СБР-160А-24	СБР-160Б-32	2СБР-125-30	СВШК-200
Скорость передвижения станка, км/ч	0,9	0,9	До 1,5	0,8
Угол, преодолеваемый станком, градус	15	15	До 15	12
Длина штанги, мм	8390	8390	4200	12000
Габариты в рабочем положении, мм:				
длина	7080	7080	5200	10300
ширина × высота	3400×12925	3400×12925	3250×7200	4900×18200
Масса станка, т	25	32	12	48,2

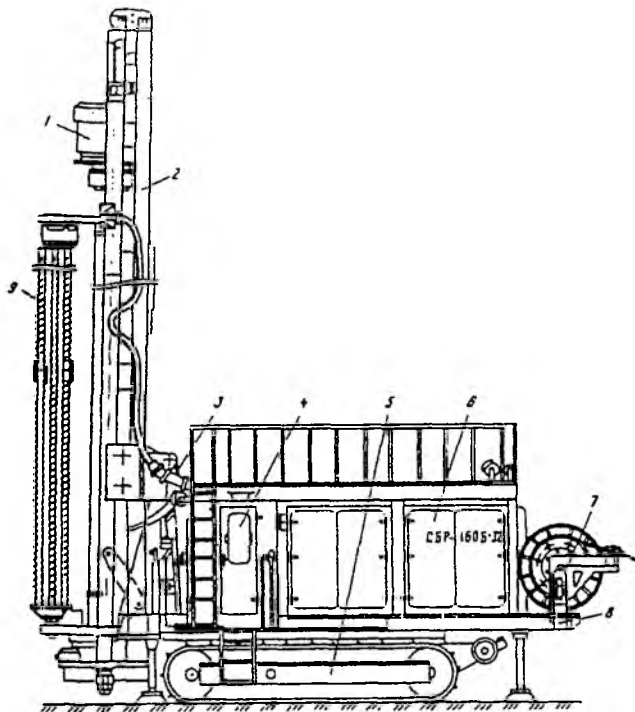


Рис. 7.6. Станок режуще-вращательного бурения СБР-160Б-32:

1 — вращатель; 2 — мачта; 3 — гидроцилиндры подъема и опускания мачты; 4 — кабина; 5 — ходовая часть; 6 — кузов; 7 — кабельный барабан; 8 — рама станка; 9 — кассета

Машины состоят из следующих основных узлов и систем: многоопорного гусеничного хода с электроприводом; рамы с кузовом и кабины машиниста; мачты с направляющими для перемещения бурового става и вращателя; кассеты для хранения шнеков; механизма свинчивания-развинчивания; механизма подачи бурового става на забой; гидроцилиндров выравнивания станка и подъема мачты; компрессорной станции; гидро-и пневмосистем; электрической части, кабельного барабана. Компрессорная установка станка используется при варианте шнеко-пневматической очистки скважины от буровой мелочи. Привод станка — электрический, от карьерной сети переменного тока.

Вращение буровому ставу (рис. 7.7) передается от вращателя 1 с трехскоростным асинхронным двигателем *М2* и двухступенчатым редуктором (изменение частоты вращения двигателя — ступенчато, переключением числа пар его полюсов). Быстрый спуск—подъем бурового става 25 осуществляется электродвигателем *М5* через муфту 9 двухступенчатого редуктора, выходной вал которого через зубчатую муфту связан с барабаном 10. При этом гидродвигатель *МГ1*, использующийся для медленной подачи става на забой при бурении, отключается электромагнитной муфтой 7 и не работает.

При работе *МГ1* нормально замкнутый тормоз 8 расторможен, а ротор двигателя *М5* вращается вхолостую. Замыкание тормоза 8 позволяет удерживать буровой став на весу. Регулирование скорости *МГ1* — дросселем с пульта управления.

Кроме принудительной подачи става на забой имеется возможность его опускания под действием собственного веса при разомкнутом тормозе 8. Подъемный канат 4 от барабана 10 через блоки 3, 2, 21 и блоки 22, 24 закрепленные на каретке вращателя 1, поднимают последний, так как канат другим концом закреплен в мачте у его натяжного устройства 18. Напорный канат 5 от барабана 10, блоки 6, 2, 12 передает усилие подачи каретке вращателя через блоки 23 и 20, установленные на ее корпус, и далее огибает блоки 15 и закрепляется на натяжном гидроцилиндре 19. При сматывании одной ветви каната с барабана, другая наматывается на место смотанного.

Подача штанг на ось бурения осуществляется из кассеты 16, поворачиваемой храповым механизмом 17 с приводом от гидроцилиндра. При сборке—разборке буровой снаряд удерживается вилкой 14 с гидроприводом.

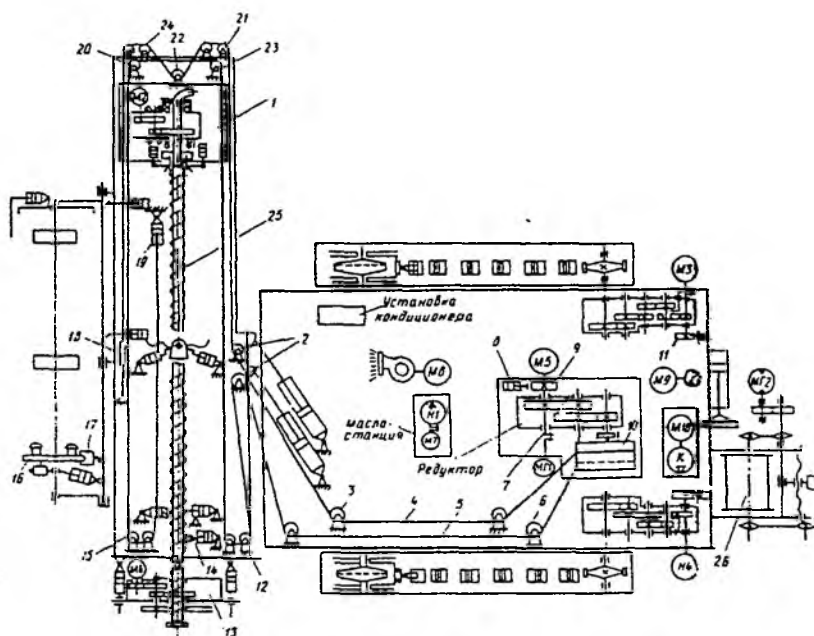


Рис. 7.7. Кинематическая схема станка СБР-160Б-32

Привод гусениц независимый, от электродвигателей *М3* и *М4* через бортовые редукторы, муфты и колодочные тормоза *11*. Последние при буксировке станка посторонней тягой принудительно размыкаются.

Компрессор *К* и вентиляторы машинного отделения приводятся от электродвигателей *М10*, *М8* и *М9*. Кабельный барабан *26* емкостью 350 м приводится во вращение от гидродвигателя *МГ2* через редуктор и цепную передачу. Для удаления штыба от устья скважины используют лопастной штыбоотбрасыватель *13*, приводимый от электродвигателя *М6* мощностью 1,5 кВт. Привод насоса *Н1* маслостанции обеспечивается электродвигателем *М7* мощностью 7,5 кВт.

Работа механизмов и устройств станка обеспечивается гидросистемой.

На станке СБР-160Б-32 механизированы операции по сборке—разборке бурового става. Для этого шнеки снабжены полуавтоматическим замковым соединением, работающим на принципе пружинного защелкивания стыкуемых концов шнековых штанг. Для разборки става нижний шнек фиксируется вилкой, а штоки

гидроцилиндров-размыкателей утапливают защелки и размыкают замок.

Изготовитель станков СБР-160А-24 и 2СБР-125-30 — Карпинский машзавод.

Для бурения сложноструктурных пород созданы станки комбинированного бурения, использующие режущие, шарошечные и комбинированные долота.

Буровой станок 2СБР-125-30 предназначен для бурения направленных скважин по углю и породам с $f < 10$. Станок имеет гусеничный ход, гидравлические приводы вращения и подачи бурового става (см. рис. 6.5), пылеулавливающую установку с трехступенчатой очисткой. Кассета барабанного типа рассчитана на установку шести шнековых штанг или гладких труб. Отличительные особенности станка: наличие центратора штанг, герметизатора-расштыбовщика устья скважин, замковых соединений штанг, индикатора спуско-подъемных операций. Станок можно использовать также и с погружным пневмоударником. В этом случае применяют гладкие штанги-трубы, а источником пневмоэнергии служит передвижная компрессорная станция.

Станок СБШК-200 предназначен для комбинированного бурения вертикальных и наклонных скважин глубиной до 50 м в породах с коэффициентом крепости $f \leq 12$. Принципиально станок выполнен по схеме, характерной для станка шарошечного бурения. К станкам с вращательным способом бурения он отнесен по основному способу бурения. При бурении мягких пород ($f \leq 6$) на станке используют инструмент режущего типа, а транспортировка буровой мелочи из скважины при использовании гладких штанг осуществляется сжатым воздухом, при использовании же шнековых штанг — комбинированным способом: шнеками и сжатым воздухом.

Крутящий момент на буровой став передается от шпинделя безредукторного вращателя с высокомоментным радиально-поршневым гидродвигателем. Подача бурового инструмента на забой осуществляется посредством двух трехкулачковых гидропатронов, соединенных со штоками двух гидроцилиндров подачи. Гидропатроны производят периодические захваты за направляющие мачты, что обеспечивает шагающий способ подачи с автоматическим перехватом.

Лебедка подъема става, подача кассеты и ходовое оборудование также оснащены высокомоментными регулируемыми гидромоторами.

7.4. СТАНКИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ ШАРОШЕЧНЫМИ ДОЛОТАМИ

Станки вращательного бурения шарошечными долотами типа СБШ (табл. 7.3) предназначены для бурения взрывных скважин на открытых горных разработках в сухих и обводненных, монолитных и трещиноватых породах с коэффициентом крепости $f = 6 \div 18$ и состоят из следующих основных узлов: гусеничного хода с индивидуальным приводом на каждую гусеницу; платформы с машинным отделением, маслостанцией, компрессорной установкой и электрооборудованием; мачты с рабочим органом, состоящим из механизма вращения и подачи бурового става; механизма свинчивания-развинчивания штанг; сепаратора или кассеты для штанг; пылеулавливающей установки или емкости для воды; кабины машиниста; гидро- и пневмосистем и кабельного барабана. Подъем и опускание мачты осуществляется с помощью двух гидроцилиндров, а горизонтирование станка — с помощью трех или четырех гидродомкратов.

Таблица 7.3

Технические характеристики станков шарошечного бурения

Параметры	ЗСБШ-200/250-60	6СБШ-200-32; 5СБШ-200-36	СБШ-250МНА-32 (СБШ-250МН)	СБШ-270ИЗ	СБШ-160-48
Скважина: диаметр, мм	215,8; 244,5	215,8; 244,5	244,5; 269,9	244,5; 269,9	160
глубина, м	до 60	до 40	до 32 (48)	32—55	48
Угол бурения к вертикали, градус	0—30, через 5	0; 15; 30	0; 15; 30	0; 15; 30	0; 15; 30
Длина штанги, мм	12070	8060	8200 (12000)	11000	8000
Ход непрерывной подачи, м	1	1	8	12	8000
Усилие подачи, кН, не более	300	300	300	450	167
Скорость подачи на забой, м/с	0,033	0,033	0,017	0,1	до 0,05
Частота вращения долота, с ⁻¹	до 2,5	до 2,5	0,25—2,5	0—2	0—2
Крутящий момент, кН·м	6—4,42	6—4,42	4,2	8—13	5,86

Параметры	ЗСБШ- 200/250-60	6СБШ-200-32; 5СБШ-200-36	СБШ- 250МНА-32 (СБШ-250МН)	СБШ-270ИЗ	СБШ- 160-48
Подача ком- прессора, м³/с	0,53	0,42	0,417(0,53)	0,63	0,42
Мощность электродвига- телей, кВт:					
установленная	386	377	400	1000	420
вращателя	68	68	60	105	—
компрессора	250	200	200	300	200
хода	44	44	2×22	2×65	—
Габариты в ра- бочем положе- нии, мм:					
длина	12100	10250	9200	12780	11500
ширина	5400	4880	5450	6090	5450
высота	17320	13830	15350	19450	1300
Тип хода	Э-1602	УГ-60	УГ-60	ЭКГ	ЭГ-400
Масса станка, т	62	54	77	136	45

Станки ЗСБШ-200-60 и 6СБШ-200-32 (рис. 7.8) являются модификациями выпускавшихся ранее станков СБШ-200-32 и 2СБШ-200-40 и имеют также патронную схему ВПМ (см. рис. 6.3), тиристорный привод механизма вращения бурового става и хода, мачту с открытой передней панелью, кабельный барабан и штангу увеличенной длины до 12 м против 8 м, вертлюг с отдельным приводом шпинделя, что позволяет одновременное свинчивание верхнего и нижнего ниппелей буровой штанги при свинчивании—развинчивании стыков става и сокращает затраты времени на выполнение вспомогательных операций. Система пылеулавливания — сухая, кабина машиниста установлена на пружинных амортизаторах.

Кассетирующее устройство — секторного типа — крепится на кронштейнах впереди мачты и допускает размещение четырех штанг диаметром 180 мм и длиной 8 или 12 м каждая. Свинчивание и развинчивание бурового става механизированы и осуществляются с помощью гидроцилиндров через храповой механизм.

Гидросистема станка имеет поршневой насос, обслуживающий вспомогательные механизмы: гидроцилиндры подъема и опускания мачты, поворота кассеты, свинчивания штанг и гидродомкраты горизонтирования станка. Маслостанция с лопастным

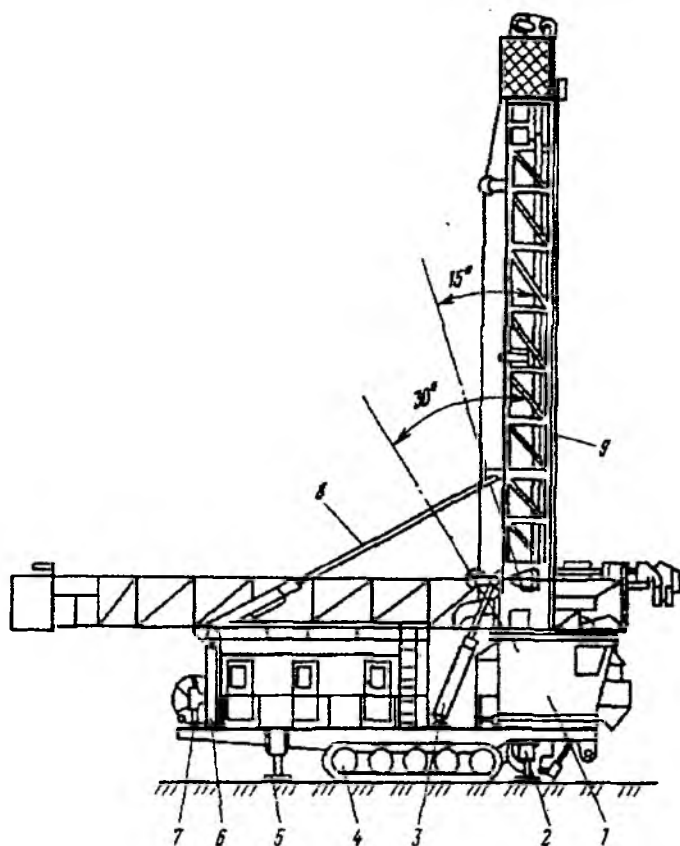


Рис. 7.8. Станок шарошечного бурения 6СБШ-200-32:

1 — кабина машиниста; 2 — передний домкрат выравнивания станка; 3 — гидроцилиндры наклона мачты; 4 — гусеничные тележки; 5 — задний домкрат выравнивания станка; 6 — задняя опора мачты; 7 — кабельный барабан; 8 — телескопический подкос мачты; 9 — мачта

насосом обслуживает механизмы, обеспечивающие рабочие операции процесса бурения: непрерывную подачу бурового става на забой скважины, удержание зажима гидropатрона и подъем штанг на величину хода патрона в случае заклинивания става.

Пневмосистема станка работает от винтового компрессора 6ВКМ-25/8. Давление воздуха во всех звеньях контролируется манометрами и регулируется дистанционно из кабины машиниста. Очистка воздуха, поступающего из скважины, от продуктов разрушения осуществляется сухим методом в рукавных фильтрах.

Схема управления станком осуществляет два режима: «Ручные операции», позволяющий управлять главным электроприводом и гидросистемой при сборке и разборке бурового става, и «Бурение»,

обеспечивающий автоматический перехват патроном бурового става в процессе бурения скважины на глубину каждой штанги.

Кабина машиниста оборудована приборами, показывающими величину тока нагрузки электродвигателей, частоту вращения бурового става, усилие его подачи на забой и механическую скорость бурения.

Питание станка электроэнергией осуществляется от карьерной сети через передвижную понизительную трансформаторную подстанцию, от которой ток напряжением 380 В с помощью двух гибких кабелей подается через вводную коробку станка ко всем его потребителям, за исключением цепей освещения и отопления.

На раме станка (рис. 7.9) находится машинное отделение, в котором размещается основное оборудование: компрессор 1, маслonaсосная станция 2, бак 3 и гидроаппаратура управления 4, установка пылеулавливания 5, водяной насос 6 с емкостью и трубопроводами, мачта 7, кассета 8, лебедка подъема бурового става 16.

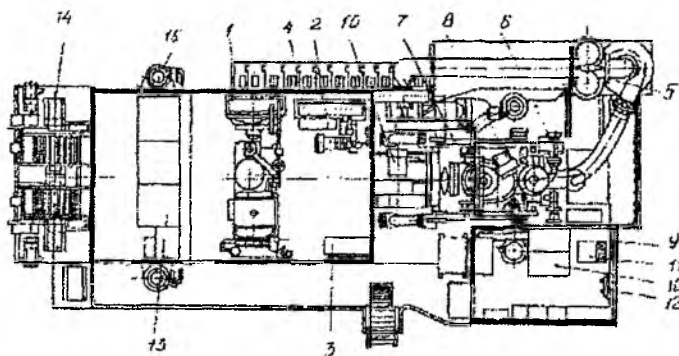


Рис. 7.9. Размещение оборудования на раме станка 6СБШ-200-32

В кабине машиниста 9 установлены пульта управления бурением 10 в ручном и автоматическом режимах и кресло 11 машиниста. В заднем отсеке 12 машинного отделения находятся тиристорные преобразователи и электроаппаратура управления 13, а снаружи его расположены кабельный барабан 14 и гидродомкраты 15 выравнивания станка.

Мачта станка 3СБШ-200-55 представляет собой сварную конструкцию из труб квадратного сечения и листового металла с открытой передней панелью. На мачте смонтированы: ВПМ (вращатель, гидropатрон, два напорных гидроцилиндра), кассета с че-

тырьмя штангами, гидроключ развинчивания бурового става, блоки подъемного каната, вертлюг, приспособление для смены долота, гидроцилиндры подъема мачты в рабочее положение.

Станки СБШ-200 всех моделей изготавливаются в России Бузулукским заводом тяжелого машиностроения, а на Украине Барвенковским заводом.

Станок СБШ-250МНА-32 (рис. 7.10) предназначен для бурения вертикальных и наклонных скважин в сухих и обводненных, а также трещиноватых породах.

К основным конструктивным особенностям станка относятся: наличие верхнего привода вращения бурового става, непрерывная подача бурового става на всю длину (8 м) штанги, воздушно-водяная система пылеподавления при бурении (см. рис. 6.16), механизация операций по сборке и разборке бурового става. Станок выпускается Воронежским заводом горно-обогатительного оборудования.

Все узлы рабочего органа смонтированы в мачте. Основные из них — вращательно-подающий механизм, кассета секторного типа с тремя штангами, механизм развинчивания штанг, верхний ключ с гидроприводом.

Мачта представляет собой сварную пространственную ферму, на верхней обвязке которой смонтирована опора блока механизма подачи, а на нижней установлены гидроцилиндры канатно-поршневой системы подачи (см. рис. 6.6, а) и механизма развинчивания штанг и верхний ключ. Вдоль мачты идут направляющие для каретки вращателя и натяжной каретки гирлянды. Внутри мачты располагается кассетирующее устройство для удержания трех штанг и подачи их на ось скважины при наращивании бурового става. Заваливание мачты осуществляется двумя гидроцилиндрами. В рабочих положениях мачта закрепляется специальным механизмом, расположенным на консолях машинного отделения.

Подвод электроэнергии к двигателю вращателя и подача воздушно-водяной смеси для продувки скважины выполняются с помощью гибкой гирлянды, в которой объединены кабель, воздушный и водяной рукава.

Свинчивание и развинчивание штанг и шарошечного долота осуществляется шпинделем. Гидравлическая схема станка (см. рис. 6.15) обеспечивает создание осевого усилия на долоте, перемещение бурового става, свинчивание и развинчивание штанг и долота, подвод и отвод штанг в кассету, разбор и наращивание бурового става, подъем и опускание мачты и горизонтирование станка на трех гидродомкратах.

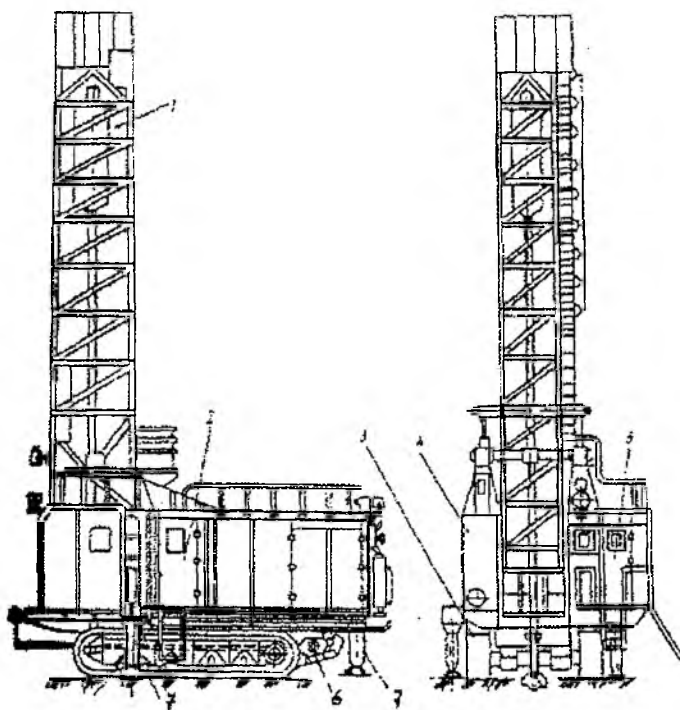


Рис. 7.10. Станок шарошечного бурения СБШ-250МНА-32:

1 — мачта; 2 — машинное отделение; 3 — гусеничные тележки; 4 — бак пылеподающей системы; 5 — кабина машиниста; 6 — электродвигатели хода; 7 — гидродомкраты

Управляют механизмами станка с трех пультов, основной из которых расположен в кабине машиниста. С этого пульта ведется управление процессом бурения. Второй — расположен в нижней части мачты и предназначен для дублирования управления некоторыми операциями. С третьего, выносного пульта, управляют механизмом хода станка.

Вращатель бурового става станка СБШ-250МНА-32 (рис. 7.11) состоит из фланцевого электродвигателя 11 постоянного тока, соединенного с редуктором 10, шинно-шлицевой муфты 3 опорного узла 8 и скользит по направляющим мачты вкладышами 4. К корпусу редуктора прикреплены каретки 9, концы которых соединены траверсой 7 и фланцем 1. На последнем смонтирован вентилятор 12 охлаждения двигателя. На цапфах опорного узла крепятся шарниры 5, служащие для передачи осевого усилия от канатов 6 и подъемного усилия от канатов 2 (см. также рис. 6.6, а).

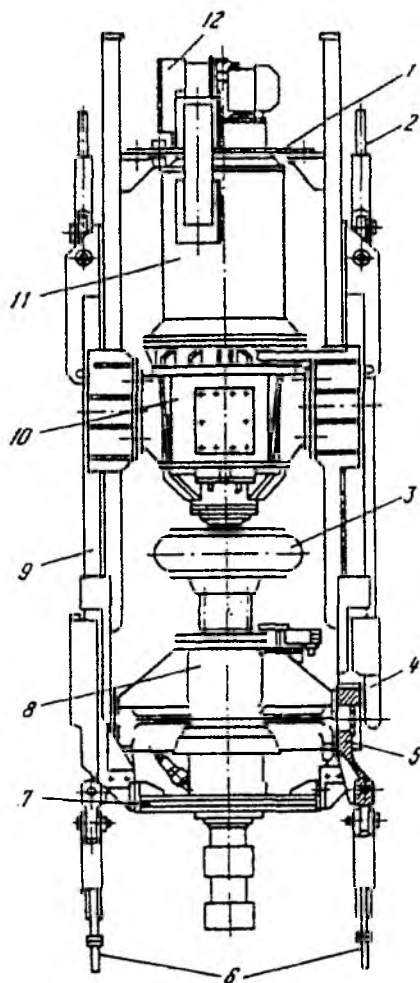


Рис. 7.11. Вращатель бурового станка СБШ 250МНА-32

В числе последних разработок Воронежского завода представлен станок среднего класса СБШ-250/270-60 (другое название РД-10). Эта машина сочетает в себе особенности предыдущих моделей серии СБШ-250, имеет высоковольтное исполнение (6000 В), большую длину штанг (12,5—16 м), более комфортную кабину и органы управления, более производительный компрессор и большую массу станка (90 т).

Станки серии СБШ-250 унифицированы по ходовому оборудованию, основным механизмам и двигателям, а также имеют практически одинаковые скоростные и силовые характеристики, за исключением линейных размеров мачт. К основным конструктивным отличиям станков второго поколения следует отнести наличие: двух лебедок подачи с 3-кратной канатно-полиспастной системой; полной механизации операций по свинчиванию и развинчиванию бурового става; системы автоматизации режима бурения и горизонтирования станка; буровых штанг диаметром 219 мм

вместо 200 мм, что увеличивает скорость потока в затрубном пространстве от 25 до 45 м/с и улучшает очистку скважины.

Гидрофицированный буровой станок СБШ-160-48 выпускаемый ОАО «Рудгормаш» предназначен для бурения технологических взрывных скважин диаметром 160 мм, глубиной до 48 м в породах и рудах крепостью $f = 6 \div 14$ по шкале проф. Протоdjаконова на открытых горных разработках нерудных полезных ископаемых, а также при выполнении работ по заоткоске бортов уступов карьеров.

Станок представляет собой самоходный буровой агрегат, состоящий из гусеничного хода, машинного отделения и мачты.

На гусеничном ходу экскаваторного типа с индивидуальным гидравлическим приводом на каждую тележку установлена платформа, на которой монтируется все оборудование станка. Скорость передвижения станка — до 1,2 км/ч.

В передней части платформы на оси рабочей площадки установлена мачта станка. С левой стороны мачты установлена кабина машиниста на виброгасящих амортизаторах, а с правой расположена система мокрого пылеподавления. В задней части станка, являющейся машинным отделением, смонтировано оборудование электро- (на 380 В) и гидропривода (рабочее давление 18 МПа) и компрессорная установка. К платформе крепятся четыре гидравлических домкрата горизонтирования, расположенных по два в передней и задней частях платформы.

Мачта представляет собой сварную пространственную ферму открытого типа, изготовленную из труб квадратного сечения. Внутри мачты размещается сепаратор карусельного типа с шестью буровыми штангами диаметром 133 мм. В нижней части мачты размещается люнет и механизм для развинчивания буровых штанг, состоящий из нижнего и верхнего гидравлических ключей. На внутренних боковых поверхностях мачты расположены зубчатые рейки, по которым перемещается вращательно-подающий механизм. Последний состоит из 2-х гидромоторов и планетарного редуктора, обеспечивает вращение и подачу бурового инструмента на забой при бурении и ускоренном спуске или подъеме бурового става на вспомогательных операциях при разборке бурового става. Вращатель и подающий механизм размещены в одном корпусе.

Расчетная техническая производительность станка в диапазоне крепостей пород $f = 6+14$ составляет соответственно 35—25 м/ч.

Станок СБШ-270ИЗ (рис 7.12) предназначен для бурения взрывных скважин в породах любой крепости. Механизмы станка (вращатель бурового става, подачи, хода) приводятся в действие двигателями постоянного тока с питанием от тиристорных преобразователей. Малоопорный гусеничный ход — с индивидуальным приводом на каждую гусеницу. Мачта станка выполнена из труб квадратного сечения, конструкция открытого типа обеспечивает свободный доступ к оборудованию, расположенному на ней. Станок снабжен компрессором с подачей

40 м³/мин. Поставка бурового станка ОАО Объединенные машиностроительные заводы — группа «Уралмаш-Ижора» осуществляется с электрооборудованием 6000 В при частоте 50 Гц, двумя питающими трансформаторами по 160 кВ·А и системой мокрого пылеподавления. Может комплектоваться кабельным барабаном емкостью не менее 630 м, указателем глубины бурения. Система подачи обеспечивает скорость подъема става из скважины до 16 м/мин двумя двигателями по 40 кВт. Скорость передвижения станка 1,47 км/ч, преодолеваемый подъем 12°, удельное давление на грунт при ширине трака 900 мм — 0,149 МПа.

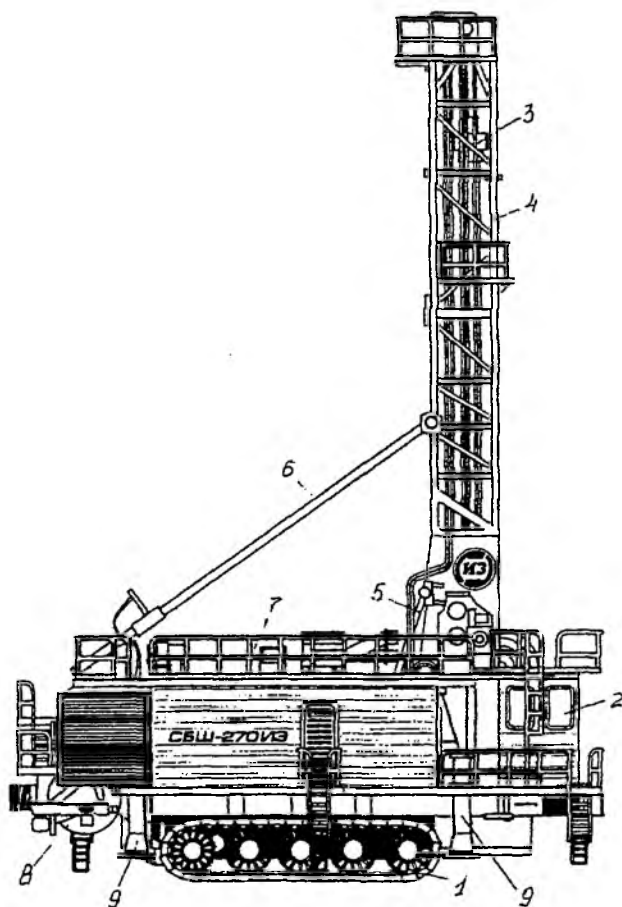


Рис. 7.12. Станок шарошечного бурения СБШ-270ИЗ:

1 — гусеничная тележка; 2 — кабина машиниста; 3 — вращатель; 4 — мачта; 5 — гидроцилиндры подъема мачты; 6 — жесткая поддержка мачты; 7 — машинное отделение; 8 — кабельный барабан; 9 — гидродомкраты выравнивания платформ

7.5. СТАНКИ ОГНЕВОГО БУРЕНИЯ

Огневое бурение скважин производится главным образом в кремнистых породах с коэффициентом крепости $f \geq 14 \div 20$. Породы разрушаются за счет термических напряжений, возникающих вследствие неравномерного нагревания отдельных слоев под воздействием горячих газов, образующихся в результате сгорания жидкого топлива и истекающих из сопла с большой скоростью.

Для бурения в горелку реактивного типа подают смесь горючего с окислителем (керосин — зимой, дизельное топливо — летом). Горелка охлаждается водой, которая от высоких температур переходит в пар, выносящий на поверхность уступа продукты разрушения породы.

Основные узлы станков огневого бурения: рабочий орган, состоящий из горелки, буровой штанги, механизма вращения, подводящего устройства и подвески; мачта станка (сварная конструкция); лебедка для подъема и опускания рабочего органа; отсасывающая установка для отвода продуктов разрушения от устья скважины; механизм прощупывания забоя, позволяющий автоматически поддерживать заданное расстояние от среза сопла до забоя; кузов (машинное помещение) станка; ходовая часть; система питания станка рабочими компонентами (горючими, окислителем, водой); система электропитания.

Расход воды для охлаждения камеры сгорания составляет 1—4 м³/ч. Вода, топливо и кислород или сжатый воздух поступают в камеру сгорания через стальную трубу длина которой зависит от глубины скважины. Внутри трубы проложены отдельные трубки для подачи топлива и окислителя; вода поступает через оставшееся свободное пространство трубы.

Типы станков огневого бурения: кислородный СБО-1Б — в кислородном и воздушном — СБО-160/20 исполнении; воздушные СБТМ-20 и СБО-5. Станок СБО-5 смонтирован на базе автомобиля КраЗ, а остальные — на гусеничном ходу. В настоящее время чисто огневые станки для бурения не применяются из-за низких скоростей и высокой стоимости бурения.

Комбинированная технология (бурение вертикальных скважин шарошечным инструментом, а расширение — термическим способом) предназначена для обурирования пород средней термобуримости и труднотермобуриемых. Применение ее позво-

ляет уменьшить объем механического бурения, увеличить выход горной массы с 1 м скважины и значительно раздвинуть область применения термического способа расширения заряжаемой части скважин в крепких горных породах. Для этих целей используют станок СБШ-250МНР.

Технические характеристики станка СБШ-250МНР: диаметр шарошечного долота 244,5 мм, диаметр скважины с расширением 400 мм при глубине до 20 м, расход горючего 120 л/ч, масса станка 76 т. Остальные параметры станка соответствуют параметрам базовой машины СБШ-250.

7.6. ШНЕКОБУРОВЫЕ МАШИНЫ

Шнекобуровые машины (ШБМ) предназначены для выемки полезных ископаемых (главным образом угля) из горизонтальных и пологих тонких пластов мощностью до 1 м, а в отдельных случаях и более мощных, вскрывать которые на полную глубину оказывается экономически нецелесообразным.

ШБМ выбуривают в пласте скважины (целики между которыми оставляют) и выдают уголь на поверхность шнеком. Пласты угля могут располагаться ниже дна разрезов на небольшой глубине или находиться за контуром карьерных полей после их отработки. Применение ШБМ уменьшает потери полезных ископаемых в недрах и позволяет организовать дополнительную добычу.

Одношпиндельная шнекобуровая машина ШБМ-500 с электрическим приводом предназначена для выемки полезного ископаемого из горизонтальных и пологопадающих пластов мощностью до 1,5 м выбуриванием режущей головкой и для транспортирования его с помощью шнека до места перегрузки на разгрузочный конвейер. Станок установлен на шагающем устройстве. Опытный образец ШБМ-500 был изготовлен на Карпинском рудоремзаводе МУП для Кузбасса.

Технические характеристики шнекобуровых машин ШБМ-500: диаметры скважины 1,1; 1,3; 1,5 м; производительность машин соответственно 280; 350; 460 т/смену. Угол бурения, до 20° при глубине бурения до 50 м. Длина секции шнека 4,2 м. Габариты станка (ширина×длина×высота) 15700×12700×9200 мм. Масса машины 120 т.

7.7. НЕКОТОРЫЕ ТИПЫ ЗАРУБЕЖНЫХ БУРОВЫХ СТАНКОВ

За рубежом буровые станки для открытых работ выпускают фирмы: «Бюсайрус-Ири», «Ингерсолл-Ранд», «Гарднер-Денвер», «Харнишфегер», «Дрилтех» (США), «Атлас Копко» (Швеция) и др. Ими созданы станки шарошечного бурения вертикальных и наклонных скважин диаметром до 560 мм, станки для пневмоударного бурения скважин диаметром до 700 мм, двухшпиндельные станки для вращательного бурения горизонтальных скважин диаметром до 219 мм и машины для шнекобуровой выемки угля из тонких пластов мощностью до 2,13 м.

Шнекобуровые машины (ШБМ), выпускаемые в США, состоят из выемочного одно- или многошпиндельного бурового агрегата и погрузочного встроенного или приставного скребкового конвейера с автономным приводом и представляют собой рамы прямоугольной формы, по углам которых установлены вертикальные домкраты. Внутри фермы горизонтально укреплен желоб, на котором смонтирован привод бурового става, перемещающийся вдоль по направляющим.

Сборка—разборка шнековых секций осуществляется крапом-укосиной, смонтированным на вертикальном домкрате. Диаметры буровых коронок в зависимости от горно-геологических условий составляют от 457 до 2130 мм. Обычно ШБМ снабжают двумя—тремя комплектами буровых ставов различных диаметров. Длина секций у одношпиндельных машин не более 10 м, у многошпиндельных — до 4 м. Все ШБМ снабжены гидравлическим механизмом шагания для передвижения вдоль забоя.

Одношпиндельные машины легкого типа имеют один дизельный двигатель, а более мощные — два. Исполнительный орган подается на забой в большинстве случаев с помощью втулочно-роликовых цепей и тяговых звездочек и гидродомкратами двойного действия. У многошпиндельных машин шнеки вращаются в противоположных направлениях. Привод бурового става бурошнековых машин состоит из дизельного двигателя, гидромуфты и редуктора, установленных на буровой каретке.

Фирма «Ингерсолл-Ранд» выпускает семейство полностью гидрофицированных станков, снабженных одним первичным двигателем (высоковольтным электрическим или дизельным), обеспечивающим привод компрессора с одной стороны и насосной станции с другой. Последняя подает гидроэнергию ко всем потребителям станка, многие из которых работают в раздельном режиме. Такая схема позволяет существенно снизить установленную мощность электро- и гидромашин и более рационально распределять энергию между внутренними потребителями станка. Вращатели станков приводятся от регулируемых аксиально-поршневых моторов. Системы подачи — цепные от гидромоторов или гидроцилиндров с цепными или канатными полиспастами.

Наиболее прогрессивные технические решения реализованы в модели станка ДММ-2, имеющего оригинальную систему подачи — гидроцилиндры и канатный полиспаст, нагружающую мачту преимущественно растяжением, в силу чего она имеет низкую металлоемкость (0,7 т/м). Диаметры бурения до 270 мм, глубина бурения до 50 м, масса станка 52,2 т.

Наиболее мощный станок фирмы «Ингерсолл-Ранд» модель ДМН с диаметрами бурения 229—311 мм, глубиной бурения до 55 м, усилием подачи 0,488 МН, имеет компрессор производительностью до 73,6 м³/мин, мощность вращателя 230 кВт, установленную мощность сетевого двигателя 600 кВт и массу 112—124 т.

Станки модели 60/61-R серии III фирмы «Бюсайрус-Ири» обеспечивают бурение вертикальных и наклонных до 30° скважин шарошечными долотами диаметром до 452 мм на глубину до 20 м за один проход. Усилие подачи на буровом ставе до 0,58 МН. Станок массой 163 т предназначен для бурения скважин диаметром 251—455 мм, имеет в комплекте основную и три запасных (длиной по 15 м) штанги. Момент на долоте составляет 14,72 кН·м при частоте вращения 0—17 с⁻¹. Подача винтового компрессора 60 м³/мин. Станок имеет жесткую сварную мачту коробчатого типа высотой 15,2; 16,75 или 19,81 м.

На угольных разрезах Кузбасса и Южной Якутии работали 25 станков модели 60-Р с диаметром бурения 311 мм.

Наиболее мощный станок фирмы «Бюсайрус-Ири» модель 67-Р бурит скважины диаметром до 455 мм, имеет усилие подачи до 725 кН, мощность вращателя 225 кВт, установленную мощность электродвигателей 770 кВт, два компрессора суммарной производительностью 182 м³/мин и массу 170 т.

Глава 8

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И БЕЗОПАСНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ

8.1. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И РЕЖИМЫ БУРЕНИЯ

Технология бурения определяет последовательность выполнения операций, обеспечивающих процесс образования скважин. При обурировании части породного массива выполняются следующие операции: установка станка на заданной отметке, непосредственно бурение, наращивание бурового става по мере углубления скважины, разборка бурового става, замена изношенного инструмента, перемещение станка к отметке следующей скважины. Принятая технология бурения в значительной степени определяет эксплуатационную сменную производительность бурового станка.

Техническая скорость бурения, относящаяся к чистому времени бурения отдельной скважины, зависит от соответствия показателю трудности бурения горных пород (крепости горной породы) выбранных конструкции и типа бурового инструмента, нагрузки на буровой инструмент и частоты его вращения, способа и условий удаления буровой мелочи, а также организации буровых работ. В свою очередь, от технической скорости бурения зависит эксплуатационная часовая производительность бурового станка.

Режим бурения определяется величиной развиваемых на инструменте усилий или частотой ударов, частотой вращения рабочего инструмента и методом удаления буровой мелочи. Каждый вид бурения характеризуется определенными параметрами режима бурения.

Современные буровые станки являются машинами циклического действия, что обусловлено технологией ведения горных работ и конструктивным исполнением станка. В течение смены время $T_{см}$ (Ч), расходуется как на бурение скважины, так и на выполнение многочисленных вспомогательных операций.

Сменная производительность бурового станка $П_{см}$ (м/смену) определяется по формуле

$$П_{см} = K_{ц} T_{см} V_T$$

или

$$T_{\text{см}} = K_{\text{ц}} T_{\text{см}} / (t_{\text{б}} + t_{\text{в}}) = K_{\text{ц}} T_{\text{см}} / (V^{-1} + t_{\text{в}}),$$

где $K_{\text{ц}}$ — коэффициент использования нормативного времени смены $T_{\text{см}}$ (ч) для бурения за вычетом вероятных простоев станка (в среднем $K_{\text{ц}} = 0,6 \div 0,8$); $V_{\text{т}}$ — техническая скорость бурения, в среднем $V_{\text{т}} = (0,75 \div 0,8) V$, м/ч; V — теоретическая скорость чистого бурения, м/ч; $t_{\text{б}}$ — удельные затраты времени на чистое бурение, ч/м; $t_{\text{в}}$ — сумма удельных затрат времени на выполнение вспомогательных технологических операций (переезд от скважины к скважине с учетом снятия станка с домкратов, замена долота; наращивание бурового става и т. д.), ч/м.

Продолжительность вспомогательных операций в общем виде $T_{\text{в}}$ (ч), проводимых после подъема става из скважины и до начала бурения очередной скважины, состоит из затрат времени на:

- опускание мачты в транспортное положение (если это необходимо по технологическим соображениям), $t_{\text{ом}}$;
- съем станка с домкратов и подъем фартука пылесборника, $t_{\text{сд}}$;
- переезд от скважины к скважине с необходимой скоростью $V_{\text{х}}$ — $t_{\text{х}}$;
- постановку станка на домкраты на новой скважине, $t_{\text{пд}}$;
- подъем мачты из транспортного положения до нужного угла ее установки для бурения, $t_{\text{пм}}$;
- замену долота, $t_{\text{зд}}$;
- замену штанги, $t_{\text{зш}}$;
- подвод долота от центратора ($H_{\text{ц}}$) к поверхности уступа на уменьшенной скорости подачи $V'_{\text{пд}}$, забуривание долота и стабилизатора на их суммарную высоту ($h_{\text{сд}} = h_{\text{д}} + h_{\text{с}}$) на уменьшенных скорости подачи $V''_{\text{пд}}$, оборотах долота и усилия подачи, м

$$t_{\text{п}} = H_{\text{ц}} / V'_{\text{пд}} + h_{\text{сд}} / V''_{\text{пд}};$$

- наращивание става до полной глубины скважины H , м

$$t_{\text{н}} = \{[H - (H_{\text{ц}} - h_{\text{сд}} + l_{\text{ш}})] / l_{\text{ш}}\} t_{\text{зш}} = [n] t_{\text{зш}} = n \text{ ШТАНГ ПО } t_{\text{зш}};$$

- демонтаж става после достижения заданной глубины скважины H , м

$$t_{\text{д}} = n \text{ ШТАНГ ПО } t_{\text{зш}};$$

$$T_{\text{в}} = t_{\text{ом}} + t_{\text{сд}} + t_{\text{х}} + t_{\text{пд}} + t_{\text{пм}} + t_{\text{зд}} + t_{\text{зш}} + t_{\text{п}} + t_{\text{н}} + t_{\text{д}},$$

где $l_{\text{ш}}$ — длина штанги, м; $V_{\text{пд}}$ — скорости спуско-подъемных операций рабочего органа, м/ч; $H_{\text{ц}}$ — расстояние от платформы станка до поверхности уступа, м; $h_{\text{сд}}$ — суммарная длина долота и наддолотного стабилизатора, м.

Значения $T_{\text{в}}$ различны для случаев ($l_{\text{д}}$ — проходка на долото):

- бурения в крепких породах, когда долото меняется раньше, чем закончена проходка скважины ($l_{\text{д}} < H$);
- бурения одним долотом многих скважин ($l_{\text{д}} \gg H$);
- бурения одной штангой уступа глубиной H без наращивания ($l_{\text{ш}} = H$ или $l_{\text{д}} \gg H$).

Сумма удельных затрат времени $t_{\text{в}}$ (ч/м) на выполнение вспомогательных технологических операций при бурении одной скважины глубиной H (м) определяется по формуле

$$t_{\text{в}} = T_{\text{в}}/H.$$

Время цикла бурения одной скважины ($T_{\text{в}}$ (ч) — время до начала бурения следующей):

$$T_{\text{ц}} = T_{\text{в}} + H/V.$$

Месячная $\Pi_{\text{мес}}$ (м/мес.) и годовая $\Pi_{\text{год}}$ (м/год) производительности:

$$\Pi_{\text{мес}} = \Pi_{\text{см}} n; \Pi_{\text{год}} = \Pi_{\text{мес}} N \text{ или } \Pi_{\text{год}} = \sum \Pi_{\text{мес} i},$$

где n и N — соответственно среднее число рабочих смен в календарном месяце и число рабочих месяцев в году.

Сменная производительность бурового станка по обуренной горной массе $\Pi_{\text{о.см}}$ (м³/смену) определяется с учетом среднего выхода горной массы (м³) с 1 м скважины B (м³/м):

$$\Pi_{\text{о.см}} = \Pi_{\text{см}} B,$$

где $B = W/L$; W — объем взорванной массы, м³; L — суммарное число метров скважин, пробуренных, заряженных и взорванных, м.

Аналогично определяются месячная и годовая производительности.

Теоретическая скорость чистого бурения

У станков вращательного бурения шарошечными долотами основными факторами, определяющими рациональный режим бурения, являются: осевая нагрузка на долото, частота его вращения и эффективность очистки забоя от буровой мелочи.

Теоретическая скорость бурения V (м/ч) определяется по формуле (4.14).

На практике частота вращения бурового инструмента принимается $0,5—2$ с⁻¹ при удельном усилии $1,8—0,7$ МН на 1 м диаметра долота.

Интенсификация процесса бурения возможна при увеличении стойкости долота и частоты его вращения до $2,1—3,3$ с⁻¹ и одновременном обеспечении виброустойчивости станка за счет применения наддолотных амортизаторов и принудительной смазки опор долота.

Техническая скорость бурения V_T (м/ч) скважины шарошечным долотом D (м) с осевой нагрузкой $P_{ос}$ (МН) и частотой вращения долота $n_{вр}$ (с⁻¹) в породах с коэффициентом крепости f и соответствующим ему пределом прочности породы при механическом способе бурения $\sigma_{м.б}$ (МПа) (см. прил., табл. П4) может быть подсчитана по эмпирической зависимости

$$V_T = 400 P_{ос} n_{вр} / (\sigma_{м.б} D^2). \quad (8.1)$$

Средняя техническая скорость бурения пород с коэффициентом крепости $f = 6÷16$ шарошечными долотами при $D = 0,2$ м, $n_{вр} = 2,7÷1,3$ с⁻¹ и $P_{ос} = 0,12÷0,22$ МН составляет $20,4—7,8$ м/ч; при $D = 0,25$ м, $n_{вр} = 1,35$ с⁻¹ и $P_{ос} = 0,18÷0,3$ МН составляет $19,2—6$ м/ч в породах с $f = 6÷20$; при $D = 0,32$ м, $n_{вр} = 1,3$ с⁻¹ и $P_{ос} = 0,45÷0,55$ МН — $17,4—9$ м/ч в породах с $f = 12÷18$.

Расход сжатого воздуха Q (м³/мин), обеспечивающий полное удаление из скважины продуктов разрушения, определяется по формулам (4.15) и (5.1).

У станков вращательного бурения резцовыми долотами (шнекового) режим бурения характеризуется усилиями подачи, частотой вращения бурового инструмента и эффективностью удаления продуктов разрушения.

Максимальная теоретическая скорость бурения $V_{\max}$ определяется из выражения (4.19).

Величина минимального усилия подачи $P_{\text{ос min}}$ (кН), при котором начинается объемное разрушение породы, определяется из эмпирического выражения

$$P_{\text{ос min}} \geq 0,5 \sigma_{\text{м.б}} F_3, \quad (8.2)$$

где $F_3 = 0,5 \div 3 \text{ см}^2$ — площадка затупления долота (нижний предел относится к бурению пород невысокой крепости, а верхний — к бурению тяжелых пород); $\sigma_{\text{м.б}}$ — предел прочности породы при механическом способе бурения (МПа).

Частота вращения бурового става $n_{\text{вр}}$ (с^{-1}) определяется с учетом превышения критической частоты его вращения по условию транспортирования породы шнеком [см. формулу (4.20)].

Техническая скорость шнекового бурения $V_{\text{т}}$ (м/ч) долотом диаметром D (м) может быть определена по эмпирической зависимости

$$V_{\text{т}} = P_{\text{ос}} n_{\text{вр}} / (2 \sigma_{\text{м.б}}^2 D^2). \quad (8.3)$$

У станков ударно-вращательного бурения погружными пневмоударниками режим бурения характеризуется энергией A (кДж) единичного удара долота диаметром d (м) или ударной нагрузкой P_y (кН), числом ударов пневмоударника Z в минуту и частотой вращения бурового става n_1 (с^{-1}), а также зависит от $\sigma_{\text{м.б}}$ (кПа), давления сжатого воздуха, полноты удаления продуктов разрушения из забоя, степени притупления угла заострения лезвий бурового долота и формы последнего.

Теоретическую скорость бурения и частоту вращения долота с учетом перечисленных выше факторов можно определить по зависимостям (4.6) и (4.7).

Техническая скорость бурения $V_{\text{т}}$ (м/ч) может быть определена по формуле

$$V_{\text{т}} = Z A / (\sigma_{\text{м.б}} K_{\text{ф}} d^2) = Z P_y h / (\sigma_{\text{м.б}} K_{\text{ф}} d^2), \quad (8.4)$$

где $K_{\text{ф}}$ — коэффициент, учитывающий форму бурового долота (для штыревых $K_{\text{ф}} = 1,15$; для крестовых — 1,2; для трехперых долот — 1,25).

ПРИМЕР 8.1. Определить техническую скорость бурения скважины V_T (м/ч) шарошечным долотом $D = 0,27$ м с осевой нагрузкой $P_{ос} = 0,35$ МН, частотой вращения долота $n_{вр} = 1,5$ с⁻¹ в породах с коэффициентом крепости $f = 17$ и соответствующим ему пределом прочности породы при механическом способе бурения $\sigma_{м.б} = 170$ МПа (см. прил., табл.П4), а также сменную производительность шарошечного бурового станка при бурении уступа с расстоянием между скважинами вдоль уступа — $E = 1,25$; $S = 13$ м, поперек — $S = (25+40) \times D = 10,8$ м и глубиной $H = (2,5+5) S = 54$ м с наращиванием става штангами длиной $l_{шт} = 8$ м. Максимальная скорость подъема бурового става $V_{пд} = 30$ м/мин, нормативное время подъема мачты в вертикальное положение $t_{пм} = 2$ мин, время замены одной штанги при наращивании $t_{зш} = 1,5$ мин, нормативное время замены долота $t_{зд} = 2$ мин, проходка на долото $l_d = 500$ м, нормативное время на съём станка с домкратов и постановки его на них $t_{сд} = 1,5$ мин и $t_{пд} = 2,5$ мин, скорость передвижения станка $V_x = 1,47$ км/ч = $24,5$ м/мин; время демонтажа штанги $t_d = 1,8$ мин.

Решение

1. Техническая скорость бурения по (8.1)

$$V_T = 400 P_{ос} n_{вр} / (\sigma_{м.б} D^2) = 400 \cdot 0,35 \cdot 1,5 / (170 \cdot 0,27^2) = 16,94 \text{ м/ч} = 0,282 \text{ м/мин.}$$

2. Теоретическая скорость бурения

$$V = V_T / 0,8 = 16,94 / 0,8 = 21,1 \text{ м/ч} = 0,35 \text{ м/мин.}$$

3. Сменная производительность при времени смены $T_{см} = 8$ ч и коэффициенте использования нормативного времени $K_{ц} = 0,8$:

$$П_{см} = K_{ц} T_{см} V_T = 0,8 \cdot 8 \cdot 16,94 = 108,4 \text{ м/смену.}$$

4. Удельные затраты времени на чистое бурение

$$t_6 = 1/V = 1/21,1 = 0,047 \text{ ч/м} = 2,82 \text{ мин/м.}$$

5. Продолжительность вспомогательных операций T_b , проводимых после подъема става и до начала бурения очередной скважины, состоит из затрат времени на:

- съём станка с домкратов и подъем фартука пылесборника, $t_{сд} = 1,5$ мин;
- переезд от скважины к скважине со скоростью $0,5 V_x$, $t_x = E / 0,5 \times V_x = 13 / 0,5 \cdot 24,5 = 1,06$ мин;
- постановку станка на домкраты, $t_{пд} = 2,5$ мин;
- подвод долота от центриатора ($H_{ц} = 2$ м) к поверхности уступа со скоростью подачи $0,5 V_{пд}$ и забуривание долота и стабилизатора на их высоту ($h_{сд} = 0,4 + 0,5 = 0,9$ м) со скоростью $0,02 V_{пд}$ на уменьшенных оборотах долота и усилия подачи,

$$t_{п} = H_{ц} / 0,5 V_{пд} + h_{сд} / 0,02 V_{пд} = 2 / 15 + 0,9 / 0,02 \cdot 30 = 1,63 \text{ мин};$$

- наращивание става до полной глубины скважины $H = 54$ м,

$$t_{н} = \{ [H - (H_{ц} - h_{сд} + l_{шт})] / l_{шт} \} t_{зш} = \lfloor 5,65 \rfloor t_{зш} = 6 \text{ штанг по } 1,5 \text{ мин} = 9 \text{ мин};$$

- демонтаж става после достижения заданной глубины скважины $H = 54$ м,
 $t_d = 6$ штанг по 1,8 мин = 10,8 мин;

- подъем и опускание мачты $t_{\text{пм}} = 0$ мин; замена долота $t_{\text{зд}} = 0$ мин (не производится в данную смену).

$$T_b = t_{\text{сд}} + t_x + t_{\text{пд}} + t_{\text{п}} + t_{\text{н}} + t_d = 1,5 + 1,06 + 2,5 + 1,63 + 9 + 10,8 = 26,49 \text{ мин.}$$

6. Сумма удельных затрат времени на выполнение вспомогательных технологических операций при бурении одной скважины глубиной $H = 54$ м,

$$t_b = T_b / H = 26,49 / 54 = 0,49 \text{ мин/м.}$$

7. Проверяем сменную производительность по формуле

$$P_{\text{см}} = K_{\text{ц}} T_{\text{см}} / (t_b + t_b) = 0,8 \cdot 8 \cdot 60 / (2,82 + 0,49) = 116 \text{ м/смену.}$$

8. Время цикла бурения одной скважины

$$T_{\text{ц}} = T_b + H/V = 26,49 + 54/0,35 = 180,77 \text{ мин} = 3,01 \text{ ч.}$$

9. Выход горной массы с одной скважины

$$Q = H S E = 54 \cdot 13 \cdot 10,8 = 7581,6 \text{ м}^3.$$

8.2. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ РАБОТЕ НА БУРОВЫХ СТАНКАХ

К работе на буровом станке допускаются только лица, прошедшие специальное обучение, сдавшие техминимум, прошедшие стажировку на рабочем месте и получившие права на управление станком. Все работы на станке должны выполняться в строгом соответствии с требованиями «Правил техники безопасности при эксплуатации передвижных электроагрегатов» (ПТБ) и «Правил технической эксплуатации и обслуживания электроустановок промышленных предприятий» (ПТЭ).

Машинисты станков и их помощники обязаны знать принцип действия и устройство машин, знать ПТБ и ПТЭ, должностные инструкции и руководствоваться ими в своей работе. Машинисты и их помощники ежегодно проходят аттестацию на знание правил безопасности, которую проводит комиссия из лиц технического надзора при обязательном участии инженера по технике безопасности.

Машинист станка является ответственным за соблюдение правил техники безопасности членами бригады в своей смене.

Основные условия безопасной работы на буровых станках сводятся к следующему:

- перед запуском станка необходимо проверить техническое состояние машины согласно инструкции по эксплуатации. Работать можно только на исправном буровом станке;
- не допускается эксплуатация станка без заземлений корпусов электрооборудования;
- при установке станка на первый ряд скважин управление станком должно осуществляться дистанционно, при работе станок должен быть расположен перпендикулярно к бровке уступа на расстоянии не менее 3 м, что позволяет быстро отвести станок при появлении признаков обрушения уступа;
- вращающиеся части станков должны иметь ограждения;
- запрещается производить смазку и регулировку механизмов станка во время работы;
- все работы по монтажу, ремонту и ликвидации неисправностей должны производиться при полном отсутствии напряжения на станке;
- не допускается нахождение людей под мачтой при ее подъеме или опускании;
- перемещение станка на расстояние до 100 м разрешается производить с поднятой мачтой (если площадка плохо выровнена и имеет уклон более 5° или станок проходит вблизи линии электропередачи, то мачту необходимо опустить);
- спуск с уклонов, превышающих 12°, должен производиться при поддержке станка тросом сзади;
- в непосредственной близости от работающего станка не должно быть посторонних. Во время работы станка машинист должен находиться у рычагов управления, а во время кратковременных отлучек поручать наблюдение за станком своему помощнику. Одновременная отлучка машиниста и помощника запрещается.

При обслуживании станков комбинированного бурения наряду с общими правилами безопасности для всех типов станков необходимо соблюдать ряд положений, обусловленных особенностями их работы:

- кислород и горючее для станка не должны содержать воды;
- станки должны быть удалены друг от друга на расстояние не менее 50 м и не менее 25 м от других машин;

- запрещается смазывать узлы кислородной магистрали материалами, содержащими жировые вещества;
- категорически запрещается осматривать, измерять скважины в радиусе 25 м от работающего станка и ранее чем через 12 ч после бурения;
- во время работы станка нельзя проводить сварочные и автогенные работы в радиусе 25 м.

КОМПАНИЯ ЗАО "АТЛАС КОПКО"

Atlas Copco

Компания "Атлас Копко" имеет богатую историю, насчитывающую более 130 лет.

В 1873 году в Швеции была образована компания АВ Atlas для производства оборудования для железных дорог. С этой даты фирма "Атлас Копко" начинает отсчет своей деятельности. Компания "Атлас" была одной из самых больших компаний Швеции того времени. В 1917 году Atlas сливается с компанией АВ Diesel Motorer и становится компанией Atlas Diesel. В 1956 году компания меняет название на Atlas Copco и основной деятельностью становится производство компрессорного оборудования.

В настоящее время "Атлас Копко" — это международная, всемирно известная машиностроительная группа компаний, специализирующаяся в следующих направлениях:

- производство горного и строительного оборудования;
- производство компрессорного оборудования;
- производство промышленного оборудования;
- сдача оборудования в аренду.

Штаб-квартира находится в Стокгольме, Швеция. Компания насчитывает свыше 27 000 сотрудников, занятых более чем на 56 промышленных предприятиях в 19 странах мира, в компаниях по продажам и представительствах в более чем 150 странах мира.

Основной целью деятельности "Атлас Копко" является повышение эффективности работы предприятий-заказчиков путем предоставления высоконадежной, производительной, современной и экономичной техники с прогрессивными технологиями. Все производимое оборудование отвечает строгим требованиям качества стандарта ISO 9001.

На рынке России продукция компании появилась в начале прошлого века, а уже в 1914 году в Москве на Мясницкой, д. 38 было открыто представительство фирмы. В настоящий момент фирма "Атлас Копко" имеет Российское отделение, осуществляющее продажу и сервисную поддержку оборудования на Российском рынке, изготавливаемого на заводах "Атлас Копко" в Швеции, Бельгии, Франции, Австрии, Германии, Китае, Японии, Индии, Финляндии, Южной Африке, Чили, Канаде, США. На данный момент в компании трудится около 300 человек. Филиалы, склады запасных частей и сервисные центры, расположенные по всей России, обеспечивают качественную работу оборудования и сводят к минимуму время простоя.

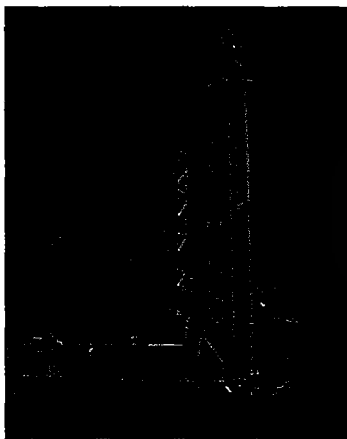
Адрес Российского отделения компании "Атлас Копко": 127015, г. Москва, ул. Вятская, д. 27, стр. 13, телефоны: +7 (495) 933-55-52, 933-03-25; факс. +7 (495) 933-55-58, 975-89-45.

Характеристики буровых станков фирмы AC DRILLING SOLUTIONS

Показатели		DM30	DM45/50 LP	DM—45/50HP	DML
Диаметр скважины, мм		127—171	127—235	127—228	170—250
Длина штанги, м		9,1	9,1 или 7,6	9,1 или 7,6	9,1 или 10,7
Глубина бурения, м		До 45,7	54,9 или 45,7	54,9 или 45,7	54,9 или 53,3
Усилие подачи, кг		13 608	22 680	22 680	27 216
Скорость подачи, м/мин		0—30,5	0—44,5	0—44,5	0—44,5
Скорость подъема, м/мин		0—85,3	0—62,5	0—62,5	0—62,5
Скорость вращения, об/мин/момент вращения		0—100 об/мин	0—105 об/12 200 Н·м, 106—160 об/7320 Н·м	0—105 об при 12 200 Н·м, 105—160 об/7320 Н·м	0—105 об при 12 200 Н·м, 105—160 об/7320 Н·м
Стандартный компрессор Ингерсолл-Рэнд	Вращательное бурение, м³/мин при давлении в кПа	25,5/758	25,5/758 29,7/758 34,0/758	—	34,0/758 45,3/758 53,8/758
	Ударно-вращательное бурение, м³/мин при давлении в кПа	25,5/2413	—	25,5/2413 30,3/2413	35,4/2413 41/2413
Дизельный привод	Вращательное бурение	CAT C15 425 л.с. Cum QSX15 425 л.с.	CAT C15 425 л.с./ 475 л.с./525 л.с. Cum QSX15 425 л.с./475 л.с./525 л.с.	—	CAT C15 525 л.с./ CAT C16 600 л.с./ 3412, 760 л.с. Cum QSX15 525 л.с./600 л.с. QSK 19C 755 л.с.
	Ударно-вращательное бурение	CAT C15 525 л.с. Cum QSX15 525 л.с.	—	CAT C15 525 л.с./ CAT C16 600 л.с. Cum QSX15 525 л.с./600 л.с.	Cum QSK—19C 755 л.с. CAT 3412E 760 л.с.
Электропривод					
Ходовая часть		CAT 320L ADS undercarriage	CAT 325L ADS undercarriage	CAT 325L ADS undercarriage	CAT 330S ADS undercarriage
Скорость передвижения, км/ч		0—3,2	0—3,1	0—3,1	0—2,7
Наклонное бурение, град		0—20	0—30	0—30	0—30
Рабочая масса, кг		28 123	39 000	39 000	50 000

Показатели		DM-M2	DM-M3	Pit Viper 270	Pit Viper 351
Диаметр скважины, мм		251—270	251—311	200—270	270—410
Длина штанги, м		10,7	12,2	12,2 или 16,76	19,8
Глубина бурения, м		53,3		60 или 30	40
Усилие подачи, кг		34 020	40 824	34 020	57 000
Скорость подачи, м/мин		0—25,6	0—43,9	0—38,6	0—20,72
Скорость подъема, м/мин		0—25,6	0—42,1	0—48,2	0—47,2
Скорость вращения, об/мин/момент вращения		0—150 об при 11 800 Н·м	0—200 об при 13 805 Н·м	0—150 об при 11 800 Н·м	25 760 Н·м 0—95 об/мин и 14 250 Н·м 95—170 об/мин
Стандартный компрессор Ингерсолл-Рэнд	Вращательное бурение, м ³ /мин при давлении в кПа	53,8/758 73,6/758	53,8/758	53,8/758	62/758; 85/758; 107,5/758
	Ударно-вращательное бурение, м ³ /мин при давлении в кПа	—	—	41/2413	—
Дизельный привод	Вращательное бурение	CAT 3412E 760 л.с. Cum QSK—19C 755 л.с.	Cat 3508E 850 л.с; Cat 3508E 950 л.с.	Cat 3412E 760 л.с. Cum QSK—19C 755 л.с.	CAT 3512 1000; 1200; 1500 л.с. QSK45 1000; 1200; 1500 л.с.
	Ударно-вращательное бурение	—	—	Cat 3412E 760 л.с. Cum QSK—19C 755 л.с.	—
Электропривод				Есть	Есть
Ходовая часть		CAT 330EL	Intertrack B8 CAT 350	Cat 345 SL	Cat 375L
Скорость передвижения, км/ч		0—1,9	0—1,56	0—1,8	0—1,8
Наклонное бурение, град		0—30	0—30	0—30	0—30
Рабочая масса, кг		60 700	104 327	75 000—80 000	169 000

Буровой станок DM-45



Буровой станок DM45/HP производства фирмы "Атлас Копко" на гусеничном ходу оснащен вращателем с гидроприводом и предназначен для промышленного бурения скважин глубиной до 54,9 м со сменными штангами длиной 9,1 м. При вращательном бурении номинальный диаметр скважины составляет 127—228 мм, при бурении с использованием погружного пневмоударника высокого давления номинальный диаметр скважины составляет 127—203 мм. Нагрузка на долото, создаваемая давлением подачи, достигает 22 680 кг. Для работы пневмо-

компрессора и гидравлической системы в стандартном буровом станке DM45/HP используется дизельный двигатель. Производительность компрессора 25,5 или 30,3 м³/мин при давлении 2413 кПа.

Буровой станок DM45/LP производства фирмы "Атлас Копко" на гусеничном ходу оснащен гидравлическим вращателем и предназначен для промышленного бурения скважин глубиной до 54,9 м со сменными штангами длиной 9,1 м. При вращательном бурении номинальный диаметр скважины составляет 127—228 мм. Производительность компрессора 25,5 или 29,7 м³/мин при давлении 758 кПа.

Буровой станок DML



Буровой станок DML производства фирмы "Атлас Копко" на гусеничном ходу оснащен гидравлическим вращателем и предназначен для промышленного бурения скважин глубиной до 54,9 м со сменными штангами длиной 9,1 м. Кроме того, могут поставляться штанги длиной 10,7 м. Номинальный диаметр скважин при вращательном бурении составляет 190—250 мм. При бурении с использованием погружного пневмоударника высокого давления номинальный диаметр скважины составляет 152—225 мм. Нагрузка на долото, создаваемая давлением подачи, достигает 27 216 кг. Для управления работой пневмокомпрессора и гидравлической системы в стандартном буровом

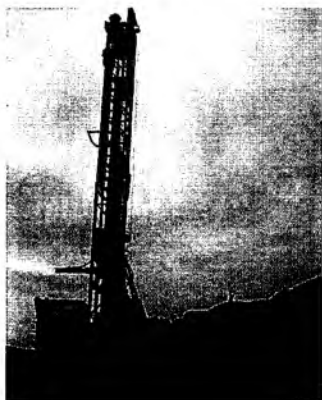
станке DML используется дизельный двигатель. Производительность компрессора 25,5 или 29,7 м³/мин при давлении 758 кПа.

станке DML используется дизельный двигатель. Производительность компрессора низкого давления 34; 45,3 или 53,8 м³/мин при давлении 758 кПа. Для бурения с использованием пневмоударника станок оснащается компрессором высокого давления производительностью 35,4 м³/мин при давлении 2413 кПа.

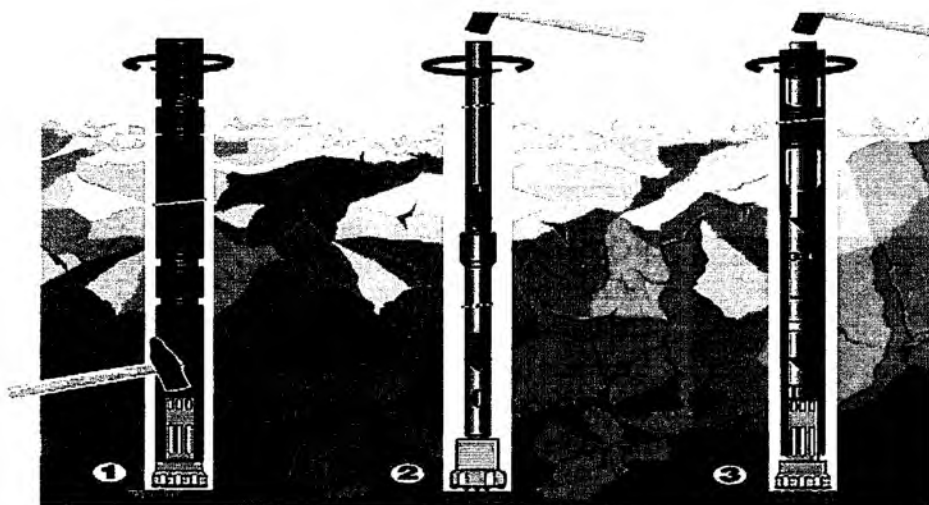
Буровой станок Pit Viper 270

Буровой станок для бурения скважин PIT VIPER 270 производства компании "Атлас Копко" на гусеничном ходу оснащен вращателем, работающим от установленного сверху привода, и сменными штангами. Он предназначен для бурения скважин диаметром 250—270 мм методом вращательного бурения. При использовании штанг длиной 40 футов (12,2 м), PV275, максимальная общая глубина бурения составляет 60 м, при использовании штанги длиной 16,8 м, PV271, максимальная глубина составляет 32 м.

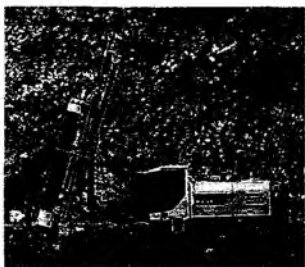
Канатная система подачи с гидравлическим приводом обеспечивает нагрузку на долото 34 020 кг. Общая масса станка зависит от комплектации и приблизительно составляет 75 000—80 000 кг.



Буровые станки для бурения взрывных скважин ударно-вращательным способом с дизельным двигателем и компрессором на борту



Буровые станки с погружным пневмударником



ROC F6

Диаметр скважин — 85—130 мм

Буровые трубы, длина — 4 м, барабан — 8 труб

Двигатель САТ — 253 л.с.

Компрессор — 14 бар, 213 л/с



ROC L6/L6H

Диаметр скважин — 90—152 мм

Буровые трубы, длина — 5 м, барабан — 8 труб

Двигатель САТ — 365 л.с./431 л.с.

Компрессор — 25 бар, 295/405 л/с



ROC L8/L8 (30)

Диаметр скважин — 110—178/203 мм

Буровые трубы, длина — 6 м, барабан — 8 труб

Двигатель САТ — 440/547 л.с.

Компрессор — 25/30 бар, 405/465 л/с

Буровые станки с гидроперфоратором



ROC D5/D7

Диаметр скважин — 35—115 мм

Перфораторы СОР — 12—18 кВт

Буровые штанги, длина — 3,6 м, барабан — 8 труб

Двигатель САТ — 157/213 л.с.

Компрессор — 8,5/10,5 бар, 85/127 л/с



ROC D9

Диаметр скважин — 76—115 мм

Перфоратор СОР — 21 кВт

Буровые штанги, длина — 3,6 м, барабан — 8 труб

Двигатель САТ — 216 л.с.

Компрессор — 10,5 бар, 136 л/с



ROC F7

Диаметр скважин — 76—115 мм

Перфоратор — 18—21 кВт

Буровые штанги, длина — 3,6 м, барабан — 8 труб

Двигатель САТ — 253 л.с.

Компрессор — 10,5 бар, 148 л/с



ROC F9

Диаметр скважин — 89—127 мм

Перфораторы СОР — 25 кВт

Буровые штанги, длина — 3,6; 6,1 м, барабан — 8 труб

Двигатель САТ — 304 л.с.

Компрессор — 10,5 бар, 213 л/с



ROC L7

Диаметр скважин — 89—152 мм

Перфоратор СОР — 40 кВт

Буровые штанги, длина — 6,1 м, барабан — 8 труб

Двигатель САТ — 440 л.с.

Компрессор — 12 бар, 254 л/с

Буровые станки с системой COPROD



ROC F7 CR

Диаметр скважин — 105—127 мм

Перфоратор COP — 21 кВт

Буровые штанги, длина — 3,6 м, барабан — 8 труб

Двигатель CAT — 186 кВт (253 л.с.)

Компрессор — 10,5 бар, 148 л/с



ROC F9 CR

Диаметр скважин — 105—127 мм

Перфоратор COP — 25 кВт

Буровые штанги, длина — 3,6 м, барабан — 8 труб

Двигатель CAT — 224 кВт (304 л.с.)



ROC L7 CR

Диаметр скважин — 105—180 мм

Перфоратор COP — 40 кВт

Буровые штанги, длина — 3,6 или 6,1 м барабан — 8 труб

Двигатель CAT — 272 кВт (369 л.с.)

Компрессор — 10,5 бар, 228 л/с

Все буровые станки отличаются малыми размерами и массой, высокой маневренностью, полной автономностью и высокой производительностью бурения.



КОМПАНИЯ "СЕТКО"

В России и СНГ официальным представителем Schramm является компания "СЕТКО". Компания "СЕТКО" оказывает полный комплекс услуг по продаже, гарантийному/послегарантийному обслуживанию, поставке запасных частей, бурового, породоразрушающего и вспомогательного инструмента и оборудования для производства буровых работ.

Компания Schramm основана в 1901 году и изначально специализировалась на производстве компрессоров. В 1956 году основной специализацией компании стали буровые станки. С 1956 года выпущено более 2000 буровых установок. На 2006 год объем производства составил около 70 буровых станков в год. Модельный ряд буровых комплексов состоит из 14 буровых установок, способных бурить скважины глубиной до 3500 м и диаметром до 1000 мм.

География эксплуатации буровых станков насчитывает более 100 стран. От северного климата Канады и Якутии до Австралии и ЮАР. Буровые станки Schramm зарекомендовали себя как надежное и высокотехнологическое оборудование в любых климатических условиях, отвечающее современным стандартам.

Области применения буровых комплексов Schramm: бурение скважин на воду, нефть и газ, капитальный и текущий ремонт скважин, бурение технологических скважин различного назначения (дегазация угольных пластов, водопонижающие скважины и др.), геолого-разведочные работы.

Более подробную информацию о буровых комплексах Schramm можно найти на сайтах:

www.schramminc.com

www.cetco.ru

www.driller.ru

CAPITAL EQUIPMENT & TECHNOLOGY CORPORATION

105005, Россия, Москва, Посланников пер., д. 5, стр. 1.

Тел.: +7 (495) 232-10-02, факс: +7 (495) 232-10-03.

URL: www.cetco.ru; www.driller.ru. E-mail: mining@cetco.ru

T130XD

Мощный и надежный буровой станок T130XD признан одним из самых надежных станков в мире. Области применения — бурение на нефть и газ, бурение дегазационных скважин, бурение на воду при большой глубине залегания водоносных горизонтов.

Грузоподъемность — 59 090 кг.

Диаметр проходного отверстия бурильного стола — 711 мм.

Двигатель палубный — 760 л.с.

Компрессор палубный — 38 м³/мин при 24 атм; 32 м³/мин при 34 атм.

Ход верхнего привода — 15,25 м.

Наклонное бурение — 45° от вертикали.

Двигатель. Detroit Diesel DDC/MTU 12V-2000TA DDEC. Мощность 760 л.с. (567 кВт) при 1800 об/мин.

Базовый компрессор. Двухступенчатый, маслonaполненный винтовой компрессор. Производительность от 38 м³/мин при 24 атм до 32 м³/мин при 35 атм.

Система охлаждения. Трехсекционный радиатор охлаждения. Обеспечивает охлаждение двигателя, компрессора и гидравлической системы.

Габариты. Длина 13,0 м. Ширина 2,6 м. Высота 4,1 м. Масса (в базовой комплектации без бурильных труб) 41 700 кг.

Шасси. Конструкция подрамника бурового станка позволяет монтировать станок на различные шасси.

Вращатель с верхним приводом. Одноступенчатый, маслonaполненный. Диаметр шпинделя 2—11/16" (68,3 мм) Рабочие обороты 0—143 об/мин. Момент 12 045 Н·м.

Аутригеры. Передний (один) ход 0,91 м. Задний (два) ход 0,91 м.



Система подачи. Ход верхнего привода 15,24 м. Усилие на подъем 59 000 кг. Скорость подъема 38 м/мин. Усилие на забой 14 545 кг. Скорость спуска 82 м/мин.

Мачта. Телескопического типа: в сложенном положении — 13 м; в развернутом — 21,65 м.

Бурильные и обсадные трубы. Длина трубы бурильной/обсадной до 15 м. Проходное отверстие бурильного стола 711 мм.

Лебедка. Планетарного типа с гидротормозом. Грузоподъемность 6804 кг. Скорость подъема 59,1 м/мин.

Гидравлическая система. Разомкнутый контур, система контроля рабочих нагрузок. Фильтрующий элемент 7 мкм. Объем гидросистемы 760 л.

Система подачи бурового раствора. Буровой насос производительностью до 34,1 л/мин.

Система подачи смазки на породоразрушающий инструмент. Насос поршневого типа производительностью до 18,9 л/ч.

Энергообеспечение и освещение. АКБ — 2 шт. по 12 В, последовательное подключение. Мачта — 3 прожектора по 60 Вт. Рабочая площадка — 3 прожектора по 70 Вт.

Вспомогательное оборудование. Стеллаж для бурильных труб, ящик для инструмента, строп для бурильных труб, ключ для развинчивания бурового снаряда, комплект по обслуживанию станка на 50 часов работы.

Дополнительное оборудование. В соответствии с пожеланиями заказчика буровой комплекс может быть оснащен любым дополнительным оборудованием, например:

- два передних аутригера;
- кран-балка;
- устройство загрузки бурильной трубы;
- плавающий переходник;
- карусель на 7/9 бурильных труб для автоматической подачи;
- лебедка 9752 кг;
- пакет для бурения обратной циркуляцией.

T450WS

Компактный, легкий и маневренный буровой комплекс на пневмоходу. T450WS может быть укомплектован для разведки полезных ископаемых, геотермической разведки, исследования почв, бурения на воду, бурения строительных и взрывных скважин.

Грузоподъемность — 13 605 кг.

Диаметр проходного отверстия стола — 406 мм.

Силовой агрегат — 465 л.с.

Компрессор — 25,5 м³/мин при 24 атм.

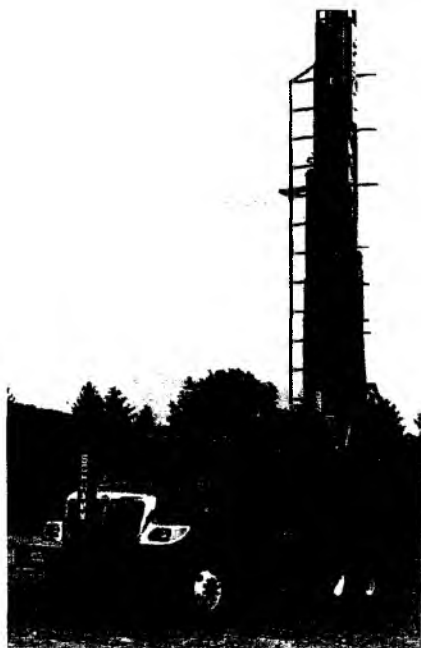
Двигатель. Caterpillar 3406C. Мощность 465 л.с. (347 кВт) при 1800 об/мин. Топливный бак 681 л.

Компрессор. Двухступенчатый, маслonaполненный винтовой компрессор. Производительность: 900 CFI@350 PSI (25,5 м³/мин при 24 атм).

Муфта сцепления. Обеспечивает легкий пуск двигателя.

Система охлаждения. Трехсекционный радиатор охлаждения. Обеспечивает охлаждение двигателя, компрессора и гидравлической системы.

Габариты. Длина 9,90 м. Ширина 2,43 м. Высота 3,81 м. Масса (в базовой комплектации без бурильных труб) 19 400 кг.



Шасси. Конструкция подрамника бурового станка позволяет монтировать станок на различные шасси. International 7400 6x4. Двигатель DTE 530E. Мощность 310 л.с. (231 кВт) при 2000 об/мин. Коробка передач 10-скоростная.

Вращатель с верхним приводом. Одноступенчатый, маслonaполненный. Диаметр шпинделя 2—11/16" (68,3 мм). Рабочие обороты 0—105 об/мин. Момент 75,390 in-lb (8518 Н·м).

Аутригеры. Передний (один) ход 1,0 м. Задний (два) ход 0,9 м.

Система подачи. Ход верхнего привода 25' (7,6 м). Грузоподъемность 30 000 lb (13 605 кг). Скорость подъема 216 fpm

(65,9 м/мин). Усилие напора 22,500 lb (10 206 кг). Скорость спуска 161 fpm (49,1 м/мин).

Мачта. Длина 32'6" (9,9 м).

Бурильные и обсадные трубы. Длина бурильной трубы 20' (6,1 м). Длина обсадной трубы 25' (7,6 м). Проходное отверстие стола, макс 16,5" (419 мм).

Лебедка. Планетарного типа с гидротормозом. Грузоподъемность 5800 lb (2631 кг). Скорость подъема 163 fpm (49,7 м/мин).

Гидравлическая система. Разомкнутый контур, система контроля рабочих нагрузок. Фильтрующий элемент 7 мкм. Объем гидравлической системы 530 л.

Система подачи бурового раствора. Буровой насос производительностью до 34,1 л/мин.

Система подачи смазки на породоразрушающий инструмент. Насос поршневого типа, производительность до 18,9 л/ч.

Энергообеспечение и освещение. АКБ — 2 шт. по 12 В, последовательное подключение. Мачта — 3 прожектора по 60 Вт. Рабочая площадка — 3 прожектора по 70 Вт.

Вспомогательное оборудование. Стеллаж для бурильных труб, ящик для инструмента, строп для бурильных труб, ключ для развинчивания бурового снаряда, комплект по обслуживанию станка на 50 часов работы.

Дополнительное оборудование. В соответствии с пожеланиями заказчика буровой комплекс может быть оснащен любым дополнительным оборудованием, например:

- два передних аутригера;
- карусель на 15 бурильных труб для автоматической подачи;
- кран-балка;
- плавающий переходник;
- возможно бурение наклонных скважин.

T685WS

Мощный и надежный буровой комплекс создан для работы в тяжелых буровых условиях. Комплектация станка обеспечивает максимальную производительность буровых работ. T685WS — инвестиции, которые оправдывают себя в кратчайшие сроки и надежность работы в течение долгих лет эксплуатации.

T685WS может быть укомплектован для разведки полезных ископаемых, разработки месторождений, исследования почв, бурения на воду и бурения строительных скважин.

Грузоподъемность — 33 884 кг.

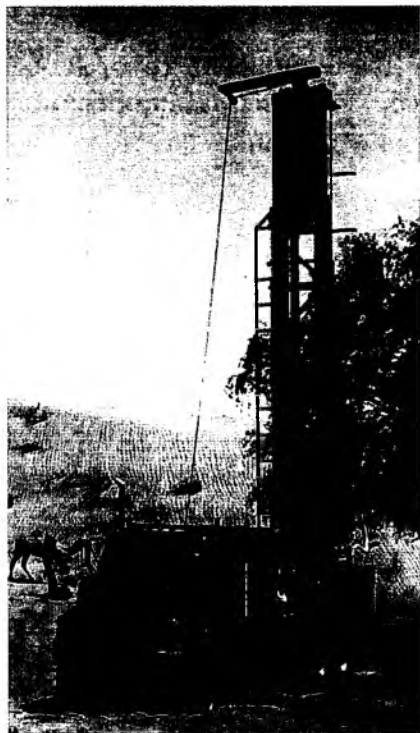
Диаметр проходного отверстия стола — 771 мм.

Силовой агрегат — 750 л.с.

Компрессор — 32,6 м³/мин при 24 атм.

Двигатель. Cummins QSK19-C. Мощность при 1800 об/мин 755 л.с. (563 кВт). Топливный бак 852 л.

Базовый компрессор. Двухступенчатый, маслonaполненный винтовой компрессор. Производительность: 1150 CFI@350 PSI (32,6 м³/мин при 24 атм).



Система охлаждения. Трехсекционный радиатор охлаждения. Обеспечивает охлаждение двигателя, компрессора и гидравлической системы.

Габариты. Длина 12,04 м. Ширина 2,44 м. Высота 4,11 м. Масса (в базовой комплектации без бурильных труб) 25 855 кг.

Шасси. Конструкция подрамника бурового станка позволяет монтировать станок на различные шасси. International 2674 6x4. Двигатель Cummins ISM или Caterpillar C12.

Вращатель с верхним приводом. Одноступенчатый, маслonaполненный. Диаметр шпинделя 3" (76,2 мм). Рабочие обороты 0—143 об/мин. Момент 106 600 in-lb (12 045 Н·м). Плавающий переходник.

Мачта. Длина 35'4" (10,8 м).

Аутригеры. Передний (один) ход 1,13 м. Задний (два) ход 1,04 м.

Система подачи. Ход верхнего привода 30' (9,1 м). Усилие на подъем 74 700 lb (33 884 кг). Скорость подъема 152,8 fpm (46,6 м/мин). Усилие на забой 35 000 lb (15 876 кг). Скорость спуска 113,5 fpm (34,6 м/мин).

Бурильные и обсадные трубы. Длина бурильной трубы 20' (6,1 м) или 25' (7,6 м). Длина обсадной трубы 30' (9,1 м). Проходное отверстие стола, макс 28" (711 мм).

Кран-балка. Угол поворота 140°, ход 1 м.

Лебедка. Планетарного типа с гидротормозом. Грузоподъемность 7600 lb (3447 кг). Скорость подъема 199 fpm (60,7 м/мин).

Гидравлическая система. Разомкнутый контур, система контроля рабочих нагрузок. Фильтрующий элемент 7 мкм. Объем гидравлического бака 606 л.

Система подачи бурового раствора. Буровой насос подачи воды, производительность до 95 л/мин, каждый.

Система подачи смазки на породоразрушающий инструмент. Насос поршневого типа производительностью до 18,9 л/ч.

Энергообеспечение и освещение. АКБ — 2 шт. по 12 В, последовательное подключение. Мачта — 3 прожектора по 60 Вт. Рабочая площадка — 3 прожектора по 70 Вт.

Вспомогательное оборудование. Стеллаж для бурильных труб, ящик для инструмента, строп для бурильных труб, ключ для развинчивания бурового снаряда, комплект по обслуживанию станка на 50 часов работы.

Дополнительное оборудование. В соответствии с пожеланиями заказчика буровой комплекс может быть оснащен любым дополнительным оборудованием, например:

- два передних аутригера;
- телескопическая мачта;
- пакет оборудования для эксплуатационной разведки;
- карусель для автоматической подачи бурильных труб;
- бурение наклонных скважин.

РАЗДЕЛ III

**ВЫЕМОЧНО-
ПОГРУЗОЧНЫЕ
МАШИНЫ
(ЭКСКАВАТОРЫ)**

9.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ЭКСКАВАТОРОВ

Наиболее характерными представителями выемочно-погрузочных машин, эксплуатируемых на открытых разработках, являются одноковшовые и многоковшовые экскаваторы.

Экскаватором называется машина, предназначенная для черпания (экскавации) горной массы, перемещения ее на относительно небольшие расстояния и погрузки на транспортные средства или в отвал.

Рабочий цикл одноковшового экскаватора складывается из четырех последовательных операций: наполнения ковша (черпания), перемещения его к месту разгрузки (транспортирования), разгрузки и перемещения порожнего ковша к месту черпания для воспроизведения нового цикла. Поэтому одноковшовые экскаваторы являются машинами цикличного (прерывного) действия. В отличие от них многоковшовые экскаваторы, у которых все элементы рабочего цикла осуществляются одновременно (совмещенно), являются машинами непрерывного действия.

Существующие типы экскаваторов в общем виде классифицируются типажом по следующим признакам: назначению и роду выполняемой работы; вместимости ковша (E , м^3 — одноковшовые) или теоретической производительности (Q , $\text{м}^3/\text{ч}$ — многоковшовые); видам рабочего, ходового и силового оборудования. В свою очередь одноковшовые экскаваторы подразделяются на лопаты: карьерные прямые напорные механические гусеничные (ЭКГ), прямые гидравлические (ЭГ) и обратные гидравлические (ЭГО), прямые вскрышные гусеничные (ЭВГ) и на драглайны — шагающие (ЭШ) и гусеничные (ЭДГ). Карьерно-строительные лопаты (преимущественно гидравлические) маркируются как ЭО.

Многоковшовые экскаваторы подразделяются на: роторные гусеничные — вскрышные (ЭР или ЭРГ), вскрышные на шагающе-рельсовом ходу (ЭРШР), добычные гусеничные (ЭРП или ЭР-Д),

добычные на шагающе-рельсовом ходу (ЭРШР-Д) и на цепные гусеничные (ERs) или на рельсовом ходу (Es). Кроме упомянутых больших классов экскаваторов имеются и некоторые мало распространенные разновидности экскаваторов, например прямые лопаты с рабочим оборудованием типа «Суперфронт» и с рабочим оборудованием фрезерного типа (барабан с зубками).

Силовое оборудование мощных экскаваторов преимущественно электрическое, на машинах среднего класса и малой мощности применяются также дизель-электрические и дизель-гидравлические и электрогидравлические приводы.

В свою очередь, одноковшовые и многоковшовые экскаваторы имеют более узкие классификации, отвечающие конкретной специфике конструкций той или иной группы машин, которые будут рассмотрены ниже, в соответствующих разделах.

Любой экскаватор, одноковшовый или многоковшовый, состоит из рабочего (у одноковшовых экскаваторов оно же и транспортирующее), транспортирующего, механического, включающего главным образом передаточные механизмы (трансмиссии), ходового и силового оборудования, а также механизмов управления, металлоконструкций платформы и надстройки, кузова.

9.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Конструктивной схемой, в отличие от кинематической, называют схематическое изображение всей машины или ее основных узлов с указанием их действительного взаимного расположения и кинематической связи.

Одним из главных признаков различия одноковшовых экскаваторов, определяющих их назначение и область применения, является рабочее оборудование. В зависимости от назначения рабочее оборудование одноковшовых экскаваторов имеет различную конструкцию и кинематику. На универсальных экскаваторах могут применяться до десяти видов сменного рабочего оборудования. Однако экскаваторы, используемые на открытых горных разработках, имеют, как правило, один основной вид специализированного рабочего оборудования.

Основные виды рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов, применяемого на открытых работах, — прямая напор-

ная лопата, драглайн, гидравлические прямые и обратные лопаты и ковшовые погрузчики.

Известны четыре вида рабочего оборудования прямой напорной лопаты: прямая с выдвижной рукоятью, коленно-рычажная, рычажная типа «Суперфронт» и гидравлическая. Напорная лопата имеет систему принудительной подачи рукояти и ковша в забой, действующую от какого-либо привода.

9.2.1. МЕХАНИЧЕСКАЯ ПРЯМАЯ НАПОРНАЯ ЛОПАТА

Прямая напорная лопата с выдвижной рукоятью (рис. 9.1) состоит из ковша 1, рукояти 2, удерживаемой седловым подшипником 3 и деталями напорного механизма. Стрела опирается на поворотную платформу с помощью пятового шарнира 4 и поддерживается с помощью подвески 5. Подъемный канат от лебедки O_1 проходит через головной блок 6 стрелы и в точке В с подвеской 7 ковша образует подвижное звено.

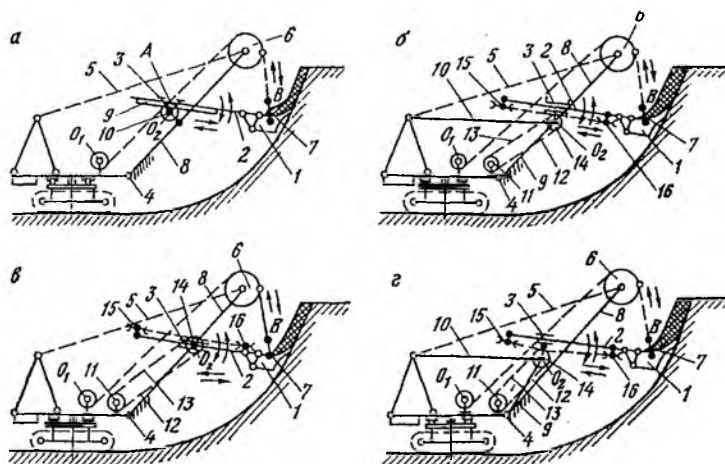


Рис. 9.1. Конструктивные схемы прямой напорной лопаты с выдвижной рукоятью

В зависимости от системы напорного механизма и конструкции стрелы различают четыре основных типа прямой лопаты:

- с зубчато-реечным механизмом напора (см. рис. 9.1, а), расположенным на стреле 8 и передающим усилие на зубчатую рейку 9 рукояти через кремальерную шестерню 10 с осью вращения O_2 и через точки контакта ползунов седлового подшипника с рукоятью (точка А);
- с канатным механизмом напора (см. рис. 9.1, б) и стрелой, которую шарнир O_2 делит на две части — верхнюю 8 и ниж-

нюю 9, поддерживаемую подкосом 10. Напорная лебедка 11 располагается на платформе. Выдвижение и возврат рукояти производятся канатами 12 и 13, которые огибают центральные блоки 14, закрепленные на оси O_2 и полублоки 15 и 16, закрепленные на рукояти;

- с канатным механизмом напора (см. рис. 9.1, в) и неразрезной стрелой 8. Седловой подшипник 3 и центральные блоки 14 укрепляются на оси O_2 в стреле. Выдвижение и возврат рукояти осуществляются лебедкой 11 так же, как и на схеме, показанной на рис. 9.1, б;

- с канатным механизмом напора (см. рис. 9.1, г) и неразрезной двухбалочной стрелой 8. Седловой подшипник 3 установлен в шарнире стойки 9, не связанной со стрелой. Стойка поддерживается подкосом 10. Напорная лебедка 11 расположена в передней части платформы. Выдвижение и возврат рукояти осуществляются так же, как на схеме, показанной на рис. 9.1, б.

Положение рукояти в седловом подшипнике позволяет ей вращаться вокруг оси O_2 крепления седлового подшипника под действием усилия в подъемном канате, а также поступательно перемещаться в седловом подшипнике в результате действия напорного механизма и проворачиваться вокруг продольной оси. Таким образом, у трех последних типов напора рукоять имеет три степени подвижности. Рабочие движения ковша во времени определяются сложением векторов перемещений, обеспечиваемых подъемным и напорным механизмами при вращательном движении барабанов лебедок напора и подъема.

Разгрузка ковша после поворота платформы к отвалу или на ось транспортного средства осуществляется открытием днища специальным механизмом. Ковш опускается в исходное положение для копания у подошвы уступа под действием веса рукояти и ковша при этом днище ковша захлопывается. Ковш готов к наполнению.

Напорные прямые лопаты предназначены для разработки массивов, расположенных, как правило, выше уровня установки машины, но способны осуществлять черпание и ниже уровня установки на незначительную глубину, достаточную только для самозаглубления машины при проходке траншей.

Прямая коленно-рычажная напорная лопата (рис. 9.2) имеет рукоять, кинематически не связанную со стрелой и перемещающуюся между стойками двухбалочной неразрезной стрелы. Такого рода лопаты известны с двумя системами подачи: зубчато-реечной (см. рис. 9.2, а) и канатной (см. рис. 9.2, б).

Элементами рабочего оборудования лопаты являются ковш 1, рукоять 2, стрела 3 с головными блоками 4 и пятой 5, балансир 6, подвеска ковша 7, стреловой полиспасть 8, подъемный канат 9.

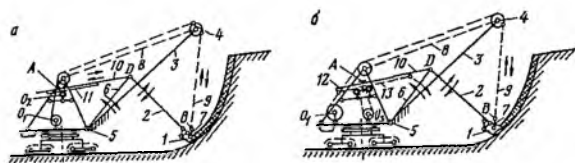


Рис. 9.2. Конструктивные схемы коленно-рычажных прямых лопат

У коленно-рычажных лопат седловой подшипник *A* вынесен на двуногую стойку, а подача рукояти на забой осуществляется напорной балкой 10, перемещаемой посредством либо зубчато-реечной системы 11 (см. рис. 9.2, а), либо системы канатов 12 и 13 (см. рис. 9.2, б).

В кинематическом отношении неподвижным звеном исполнительного механизма экскаватора является поворотная платформа с двуногой стойкой и стрелой. Напорный механизм передает напорно-возвратное движение балке 10, шарнирно соединенной с балансиром 6. Рукоять и ковш образуют вращательные пары в шарнире *D* и в точке *B*. Ковш подвешивается к подъемному канату 9 через подвеску ковша 7. Коленно-рычажный механизм воспроизводит движение прямой лопаты в результате вращательного движения кремальерной шестерни вокруг оси O_2 , а также барабанов лебедок относительно точек O_1 и O_3 . Траектории копания определяются в результате сочетания поворотного относительно точки *D* и поступательного относительно седлового подшипника *A* движений напорной балки 10 рукояти.

Разгрузка ковша осуществляется так же, как и у прямой напорной лопаты с выдвижной рукоятью — открытием днища. Коленно-рычажные системы применяются на мощных вскрышных лопатах производства фирмы «Марион» (США) и на вскрышной лопате ЭВГ 35/65 НКМЗ (Украина). На карьерных лопатах данная система не нашла применения ввиду низкой ее кинематической эффективности.

Прямая напорная лопата с рабочим оборудованием «Суперфронт» (рис. 9.3) имеет стрелу 22, на которой установлен нижний блок 2 канатного привода подъема рамы 6, образующий с верхним блоком 3 через уравнительный блок 5 полиспастьную систему. Два напорных гидравлических цилиндра 16 при выдвижении перемещают штангу 17 и мачту 20 относительно оси O_1 . Мачта напорным звеном 21 передает усилие на раму 6. Гидрозамок 9 через канат 11,

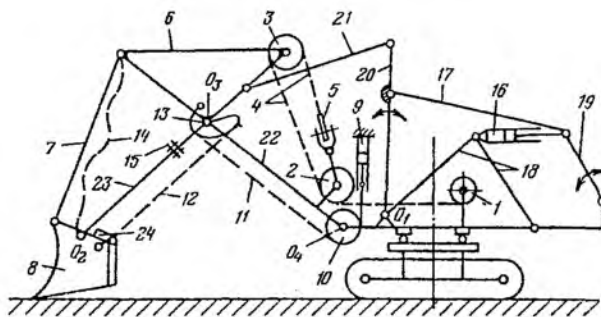


Рис. 9.3. Конструктивная схема прямой лопаты типа «Суперфронт»:

1 — подъемная лебедка; 2 и 3 — нижний и верхний блоки механизма подъема; 4 — подъемный канат; 5 — уравнительный блок; 6 — подъемная рама; 7 — подъемное звено; 8 — ковш; 9 — гидрофиксатор; 10 — блок; 11, 12 — канаты поворота ковша; 13 — профильный полублок; 14 — канат фиксации положения ковша; 15 — база рукояти; 16 — гидроцилиндры напора; 17 — штанга; 18 — двуногая стойка; 19 — поддерживающее звено; 20 — мачта; 21 — напорное звено; 22 — стрела; 23 — рукоять; 24 — пневмоцилиндр открывания ковша

профильный полублок 13 и канат 12 удерживает ковш 8 от поворота по часовой стрелке вокруг оси O_1 , укрепленной на рукояти 23 ковша. Возврат ковша в исходное положение осуществляется под действием сопротивления копания или поворотом рамы 6 относительно оси O_3 механизмом подъема или напора. Последние передают усилия через звено 7 и ковш поворачивается относительно оси O_2 до полного выбирания слабины каната 14. Стрела 22 может подниматься и опускаться, поворачиваясь вокруг шарнира O_4 за счет перемещения мачты 20. При разгрузке ковша его днище открывается с помощью пневмоцилиндров 24, установленных на задней стенке ковша.

Таким образом, траектория рабочего движения образуется при сложном взаимодействии трех механизмов: подъема, напора и поворота ковша.

9.2.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ЭКСКАВАТОР (ПРЯМАЯ И ОБРАТНАЯ ЛОПАТЫ)

Гидравлическая прямая лопата с поворотным ковшом (рис. 9.4, а) имеет следующие элементы рабочего оборудования: стрелу 1, рукоять 2 и ковш 3, соответственно поворачивающиеся относительно шарниров O_1 , O_2 и O_3 с помощью гидравлических цилиндров подъема—опускания 4 стрелы, напора 5 рукояти и поворота 6 ковша. Гидроцилиндр 6 может крепиться как к рукояти, так и к стреле 1. Гидроцилиндр 6 крепится также к угловой тяге 7,

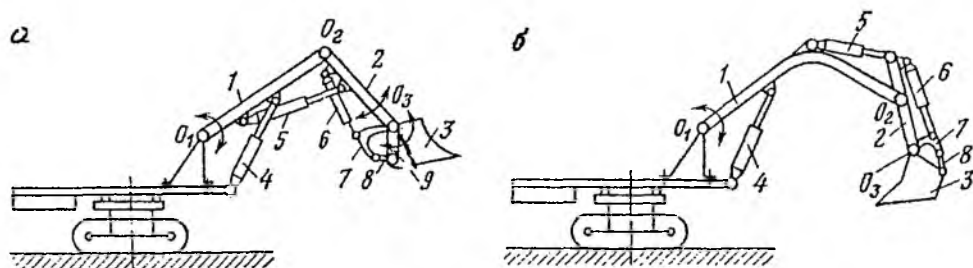


Рис. 9.4. Конструктивные схемы гидравлических экскаваторов со сменным рабочим оборудованием:

а — прямая напорная лопата с поворотным челюстным ковшом; *б* — обратная лопата с поворотным ковшом

соединенной шарниром с тягой 8 ковша. В кинематическом отношении неподвижным звеном исполнительного механизма экскаватора является поворотная платформа. Траектория копания образуется сочетанием перемещений основных элементов рабочего оборудования.

Разгрузка ковша прямой лопаты производится открытием челюстного створа. Для этого в задней стенке 9 ковша установлены два гидроцилиндра, поворачивающие переднюю часть ковша 3 вокруг шарнира O_3 . При этом задняя стенка является неподвижным звеном.

Гидравлическая обратная лопата (рис. 9.4, *б*) имеет стрелу 1 и рукоять 2. Поворот стрелы, рукояти и ковша в рабочем движении осуществляется соответственно вокруг осей O_1 , O_2 и O_3 гидроцилиндрами 4, 5 и 6. Тяги 7 и 8 служат для крепления ковша.

Виды оборудования гидравлического экскаватора — прямая и обратная лопаты, могут быть сменными и размещаться попеременно на одной базовой машине.

9.2.3. ДРАГЛАЙН

Драглайн (рис. 9.5) имеет ковш 1 с упряжью, тяговый 2 и подъемный 3 канаты, стрелу 4 с направляющими 5, головными 6 блоками и пятой 7. Для перемещения ковша служат лебедки подъема и тяги. Угол наклона стрелы определяется длиной поддерживающего стрелу каната или полиспаста 10.

Исполнительный механизм драглайна имеет два гибких звена-каната, связывающих ковш с ведущими звеньями механизма. Неподвижным звеном механизма драглайна является платформа экскаватора с двуногой стойкой и стрелой. Подъемный 8 и тяговый 9

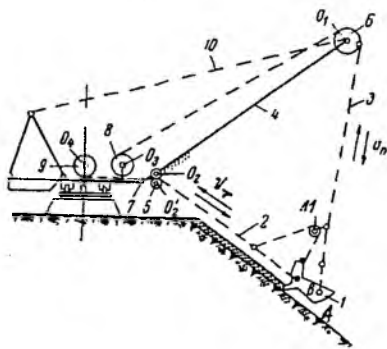


Рис. 9.5. Конструктивная схема экскаватора драглайна

зывает относительно блока 11, давая возможность ковшу опрокинуться.

Рабочее оборудование приспособлено к разработке грунта преимущественно ниже уровня стояния экскаватора, хотя вполне успешно может работать и выше этого уровня.

9.3. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ МНОГОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Выемочно-погрузочные машины непрерывного действия — многоковшовые экскаваторы — различаются по типу рабочего органа и характеру перемещения его в пространстве.

По типу рабочего органа многоковшовые экскаваторы бывают цепными; скребково-ковшовыми; роторными; фрезерно-ковшовыми; с бесковшовым фрезерным рабочим органом. По характеру движения рабочего органа — экскаваторы:

- *продольного копания*, у которых направление рабочего движения (ротора, цепи) совпадает с направлением их перемещения;
- *поперечного копания* (обычно с неповоротной платформой), у которых направление рабочего движения (ротора, цепи, скребка) перпендикулярно к направлению их перемещения;
- *радиального копания*, у которых рабочий орган (ротор, ковшовая цепь) вместе с платформой поворачивается относительно базы машины.

На открытых разработках применяются преимущественно роторные и цепные экскаваторы поперечного и радиального копания. Эти экскаваторы используются на однотипных работах большого объема, сосредоточенных в одном месте или на большом протяжении.

Экскаваторы продольного копания представлены группой фрезерных, траншейных и землеройных машин. Последние два вида относятся к строительным и в настоящем учебнике не рассматриваются.

9.3.1. ЦЕПНОЙ ЭКСКАВАТОР

Многоковшовый цепной экскаватор (рис. 9.6) зачерпывает горную массу ковшами 1, укрепленными на бесконечной цепи, двигающейся по ковшовой раме 2 и приводимой в движение приводной звездочкой 3. Двигаясь по забою снизу вверх, ковши заполняются горной породой и транспортируют ее по приемному желобу 4 к приводной звездочке, где они опрокидываются. Порода высыпается в бункер или на приемные промежуточные конвейеры, откуда она через погрузочные устройства поступает в вагоны или на магистральный конвейер.

Исполнительный орган при отделении стружки от массива движется в горизонтальной и вертикальной плоскостях (см. рис. 9.6, а). Основные рабочие движения — прямолинейное движение ковша в плоскости рисунка, определяемое скоростью резания v_r , и поперечная подача ковшовой рамы V_x (в плоскости перпендикулярной к плоскости рисунка т. е. транспортная скорость экскаватора, если он работает поперечным черпанием). Цепные экскаваторы поперечного черпания различают:

- по взаимному расположению экскаватора и забоя — экскаваторы нижнего черпания (забой расположен ниже уровня передвижения экскаватора) и экскаваторы верхнего черпания (забой выше уровня передвижения экскаватора); у современных моделей экскаваторов рабочее оборудование легко перестраивается с верхнего черпания на нижнее и наоборот поворотом звеньев ковшовой рамы; разработка забоя верхним черпанием менее энергоемка, однако для верхнего черпания в большинстве случаев более рационально применять роторные экскаваторы;

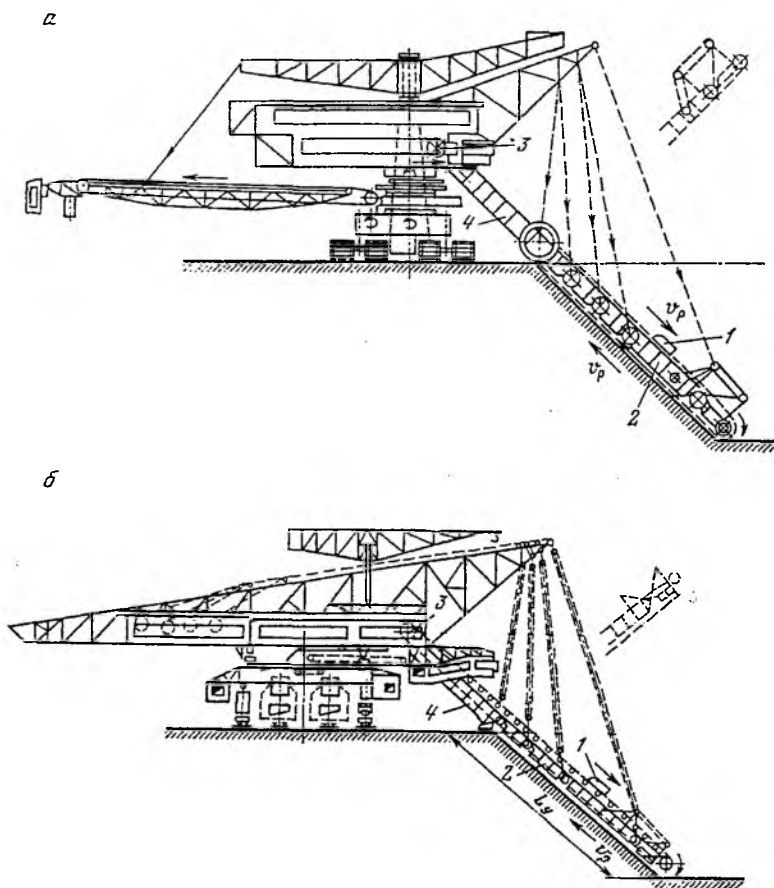


Рис. 9.6. Конструктивные схемы многоковшовых экскаваторов:

a — с гусеничным ходовым оборудованием; *б* — с рельсовым ходовым оборудованием

- по конструкции рабочего оборудования: с жестко направленной ковшовой цепью; со свободно провисающей нижней ветвью ковшовой цепи и комбинированные;
- по способу подачи рабочего оборудования в забой — веерного или параллельного черпания. Современные экскаваторы в зависимости от конструктивного исполнения ковшовой рамы и машины в целом могут работать тем и другим способом. При параллельном черпании снимается стружка одинаковой толщины t по всей длине забоя (ковшовой рамы), а при веерном черпании — стружка треугольного поперечного

сечения с максимальной толщиной у конца ковшовой рамы и минимальной — вблизи экскаватора;

- по *конструкции разгрузочных устройств* — с центральным разгрузочным бункером и непосредственной погрузкой на транспорт (см. рис. 9.6, б) и с консольными ленточными разгрузочными конвейерами (см. рис. 9.6, а). Разгрузочные консоли устанавливают в основном на гусеничных машинах. У экскаваторов с рельсовым ходом подвижный состав, как правило, пропускают под корпусом машины через портал, на котором установлены бункеры и погрузочные устройства. Экскаваторы называют однопортальными, если под ними проходит один железнодорожный транспортный путь, и двухпортальными — если два пути (см. рис. 9.6, б). Одной из существенных особенностей работы крупных многоковшовых экскаваторов (при условии отгрузки горной массы на железнодорожный транспорт) является то, что во время работы по специальной рельсовой колее движется сам экскаватор, а не загружаемый им железнодорожный состав;

- по *способу связи рабочего оборудования с ходовой тележкой* — неповоротные и поворотные. У первых рабочее оборудование жестко связано в горизонтальной плоскости с корпусом и ходовой частью, в связи с чем движение экскаватора строго ориентировано относительно плоскости ковшовой рамы. У вторых — верхняя платформа с рабочим оборудованием может поворачиваться относительно ходового оборудования горизонтальной плоскости на некоторый угол или 360°. Современные цепные экскаваторы — поворотные; по ходовому оборудованию — с рельсовым, гусеничным, рельсогоусеничным и шагающим (с внутренним опорным башмаком) ходом. В настоящее время цепные экскаваторы изготавливают на гусеничном или, реже, на рельсовом ходу.

9.3.2. РОТОРНЫЙ ЭКСКАВАТОР

Роторный экскаватор (рис. 9.7) представляет собой самоходную машину непрерывного действия, экскавирующую горную породу ковшами, укрепленными на роторном колесе I, и предназначенную для одновременной разработки и транспортирования вскрышных пород или полезного ископаемого.

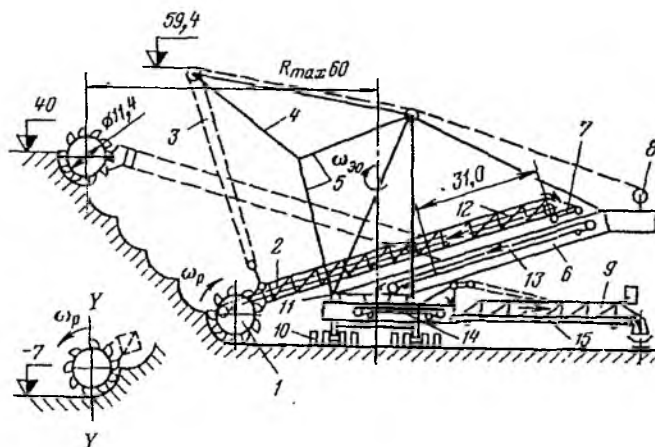


Рис. 9.7. Конструктивная схема роторного экскаватора с выдвижной стрелой ЭРГ-1600-40/10.31 (НKMЗ):

1 — ротор; 2 — выдвижная стрела; 3 — подвеска стрелы; 4 — пилон; 5 — надстройка; 6 — стрела противовеса; 7 — выдвижная тележка; 8 — лебедка подъема стрелы; 9 — отвальная консоль; 10 — гусеничная тележка; 11 — поворотная платформа; 12 — конвейер роторной стрелы; 13 — конвейер стрелы противовеса; 14 — перегрузочный конвейер; 15 — отвальный конвейер

В отличие от цепного экскаватора транспортирование породы после разгрузки ее из ковшей ротора осуществляется ленточным конвейером 12, расположенным на стреле 2.

Исполнительный орган — роторное колесо (ротор) — осуществляет движение в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Основные рабочие движения — вращательное ротора в вертикальной плоскости и поворотное стрелы с ротором на платформе в горизонтальной плоскости вокруг вертикальной оси $Y-Y'$. Траектория перемещения ковша определяется скоростями резания ω_p и подачи ω_{30} .

Роторные экскаваторы радиального и поперечного копания различают по технологическим признакам:

- по *теоретической производительности* в взрыхленной массе — малые (до 630 м³/ч); средние (до 2500 м³/ч); мощные (до 10000 м³/ч);
- по величине *расчетного коэффициента сопротивления копанию* (и назначению) — с нормальным (до 0,7 МПа вскрышные экскаваторы); с повышенным (до 1,4 МПа) и высоким (до 2,1 МПа добычные);
- по *способу отработки забоя* — верхнего черпания (с глубиной копания ниже горизонта установки машины не более 1/2 диаметра ротора); верхнего и нижнего черпания;

- по способу подачи рабочего органа на забой при отработке блока — с выдвижными и невыдвижными стрелами.

По компоновочным признакам роторные экскаваторы, приняв условные обозначения: СР — стрела ротора; СП — стрела противовеса; РК — разгрузочная консоль; ВС — верхнее строение с противовесом роторной стрелы; СРК — стрела разгрузочного конвейера; ОПУ — опорно-поворотное устройство; ПУ — погрузочное устройство, можно классифицировать:

- по общей компоновке экскаватора с расположением: СР и приемной части РК на поворотной платформе ВС (рис. 9.8, *а—г*). При этом приемная часть РК относительно оси поворота может располагаться как соосно (см. рис. 9.8, *а—г*), так и со смещением (рис. 9.8, *д—е*); СР на поворотной платформе ВС и приемной части РК на нижней раме (см. рис. 9.7); СР на поворотной платформе ВС и приемной части РК на промежуточной центральной платформе (см. рис. 9.8, *д*);
- по конструкции разгрузочного оборудования: с консольным разгрузочным конвейером; с мостовым разгрузочным конвейером;
- по конструкции стрелы ротора: с постоянным вылетом СР (см. рис. 9.8), с переменным вылетом СР. В первом случае стрела перемещается по направляющим ВС, во втором — раздвигается;
- по типу подвески стрелы ротора: с канатной (см. рис. 9.8) и с гидравлической подвесками;
- по уравниванию верхнего строения экскаватора: с уравниванием только СР (см. рис. 9.8); с уравниванием СР и соосным опиранием мостового разгрузочного пролета; с раздельным уравниванием СР и СРК; со взаимным уравниванием СР и СРК и размещением их на одной металлоконструкции (см. рис. 9.8,); с уравниванием СРК и со смещением оси ее вращения относительно оси поворота;
- по конструкции нижней рамы: без горизонтирования ВС (см. рис. 9.8, *а—в*); с горизонтированием ВС (см. рис. 9.8, *г—е*). Для экскаваторов малой и средней производительности характерно соосное расположение мест разгрузки и крепления СР и РК, что упрощает транспортирование породы

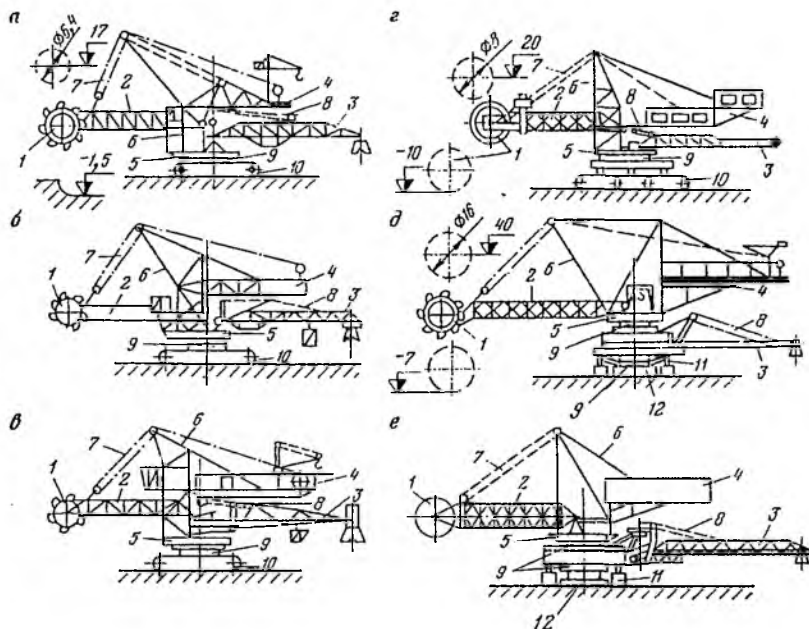


Рис. 9.8. Схемы роторных экскаваторов:

a — ЭРГ-400; *б* — ЭР-1250; *в* — ЭРП-1600 (ДМЗ); *г* — ЭРП-2500 («АзовМаш»); *д* — ЭРШР-5000; *е* — ЭРП-5250 (НКМЗ);

1 — ротор; 2 и 3 — роторная и разгрузочная стрелы; 4 — консоль противовеса; 5 — поворотная платформа; 6 — верхнее строение; 7, 8 — подвески роторной и разгрузочной стрел; 9 — опорно-поворотное устройство; 10, 11 — гусеничное и шагающе-рельсовое оборудование; 12 — опорная база

при любых углах поворота в плане. Наиболее мощные роторные экскаваторы имеют несоосное расположение РК с местом разгрузки СР, что требует установки передаточных конвейеров, но уменьшает высоту верхнего строения.

Современные роторные экскаваторы, как правило, делают с невыедными стрелами, что на 20—25 % снижает их массу по сравнению с экскаваторами, имеющими выдвигные стрелы. Отсутствие выдвигной стрелы на мощных отечественных экскаваторах компенсируется маневренностью машины на шагающе-рельсовом ходовом устройстве.

9.3.3. ФРЕЗЕРНЫЙ ЭКСКАВАТОР

Фрезерная экскавационная машина продольного копания (рис. 9.9) отделяет породу от массива послойно-полосовым спосо-

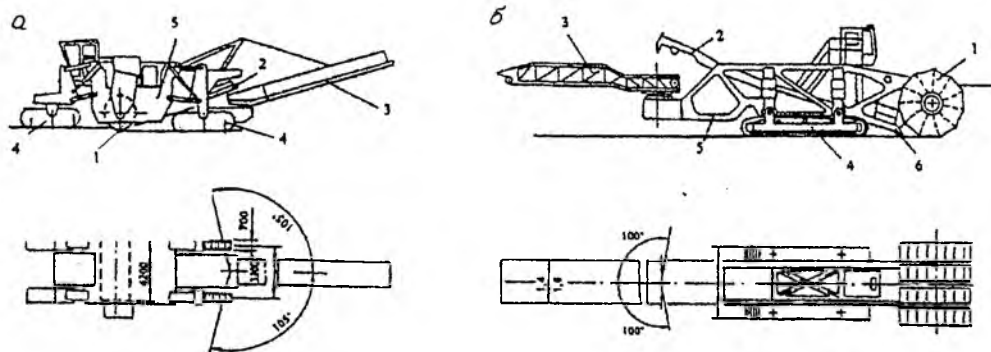


Рис. 9.9. Конструктивная схема экскаватора продольного черпания фрезерного типа СМ:

а — комбайн фирмы «Виртген»; *б* — комбайн фирмы «Крупп»

бом за счет вращения барабанного рабочего органа *1* роторного или шнекового типа, оснащенного по периметру режущими зубками или скребками, и подает ее на приемный конвейер *2* с помощью башмака *б* при непрерывном горизонтальном движении машины.

Рабочий орган закрепляется на раме машины *5* между ходовыми тележками *4* (см. рис. 9.9, *а*) или консольно перед машиной (см. рис. 9.9, *б*). Погрузку породы в транспортное средство осуществляет поворотный разгрузочный конвейер *3*.

10.1. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Рабочее оборудование определяет тип экскаватора и его конструктивную схему. Обычно оно включает элементы (рабочий орган, стрелу, некоторые исполнительные механизмы), которые могут быть заменены на большие или меньшие или на элементы другого типа. Несмотря на многообразие типов рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов, все они по способу связи исполнительного органа — ковша с поворотной платформой (стрелой) — подразделяются на две группы: с жесткой и гибкой связями. К первой группе относят прямую и обратную лопаты, ко второй — драглайн.

Рабочее оборудование драглайна состоит из ковша и стрелы. У прямой (обратной) лопаты к рабочему оборудованию относят стрелу, рукоять, ковш, механизм напора и открывания днища ковша.

10.1.1. ПРЯМАЯ МЕХАНИЧЕСКАЯ ЛОПАТА

Существующие конструкции рабочего оборудования прямой лопаты с выдвижной рукоятью по конструкции стрелы подразделяют на два типа:

- механические лопаты с внешней рукоятью, у которых балки рукояти проходят снаружи стрелы (ЭКГ-5А, ЭКГ-12, ЭКГ-4УС, ЭКГ-20);
- механические лопаты с внутренней рукоятью, у которых балки рукояти проходят внутри стрелы (ЭКГ-10, ЭКГ-15 и их модификации).

Внешняя рукоять (рис. 10.1, *г, д, е, ж*) состоит из двух балок, охватывающих стрелу, выполненную в этом случае в виде одной балки. Внутренняя рукоять, как правило, состоит из одной балки, проходящей внутри стрелы. Последняя может быть как двухбалочной, так и однобалочной.

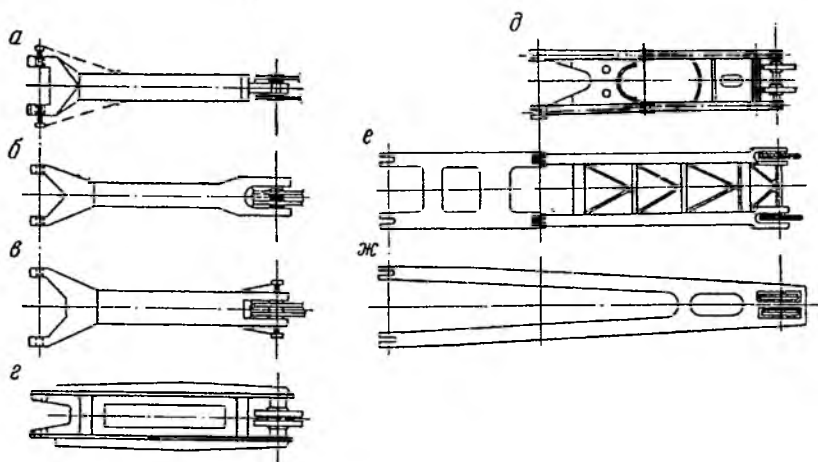


Рис. 10.1. Схемы конструкций стрел (в плане):

а — однобалочная с боковыми оттяжками; *б, в* — однобалочные коробчатого сечения с расставленными опорными проушинами; *г, жс* — двухбалочные цельнорамные; *д, е* — двухбалочные разрезные

Внешняя рукоять обеспечивает хорошую устойчивость ковша в процессе отделения породы от массива и применяется на карьерных лопатах, предназначенных для тяжелых условий эксплуатации.

К достоинствам однобалочных рукоятей по сравнению с двухбалочными следует отнести меньшую массу и простоту конструкции как самих рукоятей, так и их седловых подшипников. Однобалочные рукояти наиболее часто применяют с канатными механизмами напора. Известны конструкции однобалочных рукоятей с реечной системой напора.

Конструкции рабочего оборудования прямой лопаты с невыдвижной относительно стрелы рукоятью ковша можно разделить на два вида:

- механические с рабочим оборудованием типа «Суперфронт» (например, модель 204-М.);
- гидравлические: ЭГ-150, ЭГ-350.

У лопаты типа «Суперфронт» 204-М (см. рис. 9.3) рукоять 23 ковша состоит из двух балок, одним концом присоединенных через шарнир к ковшу, а другим — болтами к торцу базы 15 рукояти. Длина рукояти и вместимость ковша базовой машины могут быть изменены на большие или меньшие. При этом соответствующей замены требуют только подъемное звено 7, рукоять 23, ковш 8 и канаты 12 и 14, ограничивающие поворот ковша.

У гидравлической лопаты стрела и рукоять представляют собой мощные рамы, соединенные шарниром и поднимаемые гидроцилиндрами.

Конструктивные исполнения составных элементов рабочего оборудования лопаты (стрелы, рукояти, ковши, подвески ковша и т. д.) разнообразны.

Стрела. В настоящее время на отечественных экскаваторах с канатной системой выдвижения рукояти преимущественно применяют двухбалочные стрелы и внутреннюю рукоять. Однобалочные стрелы и двухбалочные внешние рукояти имеют экскаваторы с зубчато-реечной системой напора, такие, как карьерные лопаты ЭКГ-5А, ЭКГ-12 и ЭКГ-20.

Большинство стрел современных моделей экскаваторов имеют в плане расширенную к пяте форму (рис. 10.1, *а—в*), при этом на моделях, имеющих однобалочную стрелу, иногда используют боковые оттяжки (см. рис. 10.1, *а*) с целью улучшения ее устойчивости (ЭКГ-5А).

При однобалочной внутренней рукояти стрелу обычно выполняют двухбалочной (см. рис. 10.1, *г—ж*); при двухбалочной наружной рукояти стрела однобалочная (см. рис. 10.1, *а—в*).

Двухбалочные стрелы применяют на экскаваторах с канатным и коленно-рычажным напором. Эти стрелы выполняют цельнорамными (см. рис. 10.1, *г, ж*) или шарнирно-сочлененными (см. рис. 10.1, *д, е*).

Стрелы экскаваторов с коленно-рычажным и канатным напором не несут на себе механизм напора и работают только на продольное сжатие (за исключением небольших нагрузок от веса в вертикальной плоскости и инерционных нагрузок от собственного веса в горизонтальной плоскости).

Шарнирно-сочлененная двухбалочная стрела экскаватора с канатным напором состоит из двух частей — нижней и верхней (см. рис. 10.1, *д*). Нижняя часть стрелы (см. рис. 18.1) образует жесткий треугольник с двуногой стойкой 5 и подкосами 4. Входящую только отдельным элементом в пространственную конструкцию и работающую как одно целое нижнюю часть стрелы изготавливают легкой в виде сварной стержневой системы. Верхняя часть стрелы соединена шарниром с нижней и подвешивается на стреловых канатах или жесткой тяге 3. Исполнительная часть механизма напора с седловым подшипником 8 монтируется на оси, соединяющей нижнюю часть стрелы с подкосами. Так как верхняя часть

стрелы передает только сжимающие усилия от подъемных канатов, ее выполняют в виде двух стоек коробчатого или трубчатого сечения.

Корпуса стрел изготавливают сварными коробчатого или круглого сечения. Трубчатые элементы обладают большой прочностью и легкостью.

Стрелы мощных вскрывных лопат с коленно-рычажным напором изготавливают в виде неразрезной цельнорамной двухбалочной конструкции с форменной раскосной решеткой (см. рис. 10.1, *ж*).

Подвеска стрелы. Стрелы прямых лопат удерживаются в рабочем положении с помощью канатного полиспаста, вант или реже жесткой тяги.

При вантовой подвеске или жесткой тяге стрела удерживается в рабочем положении несколькими канатами (вантами) или жесткими тягами постоянной длины, имеющими на концах коуши или кованые заделки. Поэтому при вантовой подвеске угол установки стрелы может быть изменен только путем замены длины вантов (тяг). Подвеска стрелы экскаваторов с прямым канатным напором и разрезной стрелой (см. рис. 18.1) состоит из двух вантов 3, двух подкосов 4, соединяющих срединный шарнир стрелы с двуногой стойкой, которая передает часть нагрузки от стрелы на поворотную платформу. Двуногая стойка и подкосы представляют собой трубчатые сварные конструкции. Передняя и задняя стойки крепятся к кронштейнам поворотной платформы. Ванты крепятся к двуногой стойке и к оси головного блока.

При полиспастной подвеске стрелы (см. рис. 18.2) ее угол установки может быть изменен увеличением (уменьшением) пролета канатов 3 между блоками 5 подвески стрелы и 6 двуногой стойки с помощью стреловой лебедки, располагаемой либо на крыше кузова, либо на поворотной платформе.

Рукоять (рис. 10.2) служит для передачи на ковш напорного, а на гидравлических экскаваторах и подъемного усилий. В зависимости от числа балок различают однобалочные (внутренние) и двухбалочные (внешние) рукояти. Однобалочные рукояти состоят из пустотелых балок прямоугольного или круглого сечения, один конец которых соединяется с ковшом проушинами или через фланец на болтах. На другом конце балки крепится напорный блок (при канатном напоре) или вилка (при коленно-рычажном напоре) универсального шарнира. Однобалочная рукоять состоит из балки 3 (см. рис. 10.2, *а*), к передней части которой приварена встык концевая отливка 5. На отливке установлен кронштейн 7 для

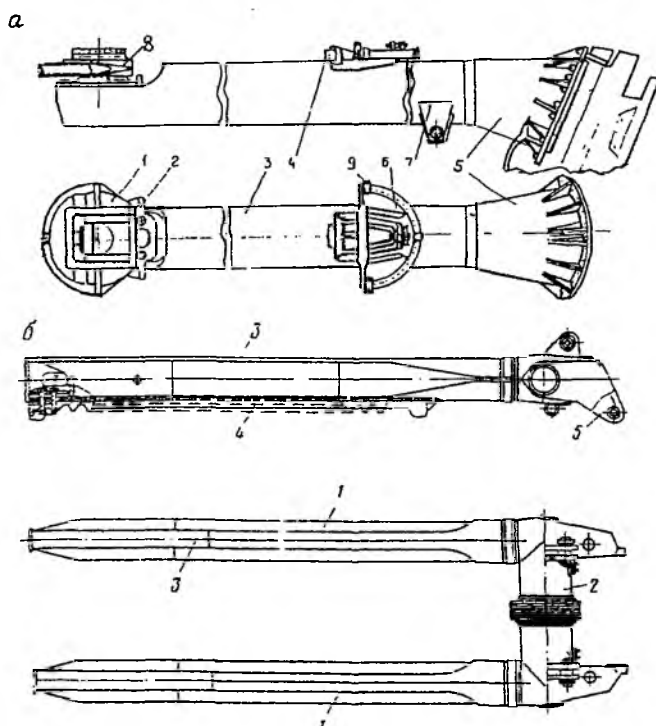


Рис. 10.2. Рукояти одноковшовых экскаваторов:

а — однобалочная круглого сечения; *б* — двухбалочная трубчатая

валика механизма открывания днища ковша. Напорный и возвратный канаты через полублоки 1 и 6 сообщают возвратно-поступательное движение рукояти. Передний 4 и задний 2 упоры ограничивают ход рукояти. Задний упор установлен на корпусе поглощающих аппаратов 8, служащих для гашения энергии удара в механизме напора при стопорении рукояти в забое во время движения «от себя». Съемные уголки 9 предохраняют выпадание канатов из ручьев полублоков.

Двухбалочная рукоять внешнего типа охватывает стрелу снаружи и проходит через два направляющих гнезда седлового подшипника, смонтированного на напорном валу снаружи конструкции стрелы.

Двухбалочная рукоять (см. рис. 10.2, б) выполняется из двух балок 1, соединяемых концевой отливкой 2. По верхним накладкам 3 балок скользят ползуны седловых подшипников. При износе накладок заменяются. Снизу приварены зубчатые рейки 4. С ковшом рукоять соединяется с помощью кронштейнов 5 и тяг переменной длины.

Известны конструкции механических лопат, у которых на балках рукояти вместо тяг устанавливались гидроцилиндры для изменения угла наклона ковша экскаватора (ЭКГ-4У, ЭКГ-8И). Гидроцилиндры позволяют машинисту экскаватора дистанционно регулировать угол резания зубьев ковша по траектории его движения, угол установки ковша по отношению к оси рукояти в пределах 34—79° за счет активного перемещения штоков гидроцилиндров с помощью насосов или с помощью энергии гидро-пневматических аккумуляторов, запасенной при черпании. Изменение угла наклона ковша улучшает как условия черпания (например, при разработке сближенных пластов) и наполнения ковша, так и его разгрузку в транспортные средства, когда необходимо увеличить угол наклона передней стенки ковша к горизонту, а поднимать ковш нельзя во избежание просыпания материала или повреждения транспортного средства от удара падающих с большой высоты кусков. При верхней погрузке, наоборот, для обеспечения разгрузки необходимо увеличивать угол наклона задней стенки ковша.

Ковш. Конструкции ковшей, применяемых на лопатах, отличаются большим разнообразием и зависят от назначения ковша, способов его изготовления и опорожнения.

Ковши прямых лопат по виду соединения с рукоятью можно разделить на две группы: с шарнирным и с жестким соединениями. Ковши первой группы применяют на большинстве карьерных экскаваторов. В последнем случае концевая отливка рукояти является задней стенкой ковша.

По назначению ковши подразделяют на тяжелые, средние и легкие соответственно для разработки тяжелых, средних и легких пород, а также для выемки и погрузки угля.

Типы и ряды вместимости ковшей прямых лопат от 4 м³ и более регламентированы ОСТ 24.072.06—80 и установлены: КОПЛ — для особо легкой породы (плотность γ до 1,6 т/м³); КПЛ — для легкой породы (γ от 1,6 до 2 т/м³); КПС — для средней породы (γ от 2 до 2,5 т/м³); КПТ — для тяжелой породы (γ до 4 т/м³). Назначение ковша определяет собой и технологию его изготовления. Для работ в тяжелых условиях (погрузка руды, скальных пород и др.) применяют преимущественно литые ковши, в легких породах — сварные ковши; наиболее широко распространены комбинированные ковши — сварно-литые.

Ковш сварно-литой вместимостью 8—10 м³ Ижорского завода (рис. 10.3, а) состоит из корпуса 1, днища 2, траверсы 3, пяти

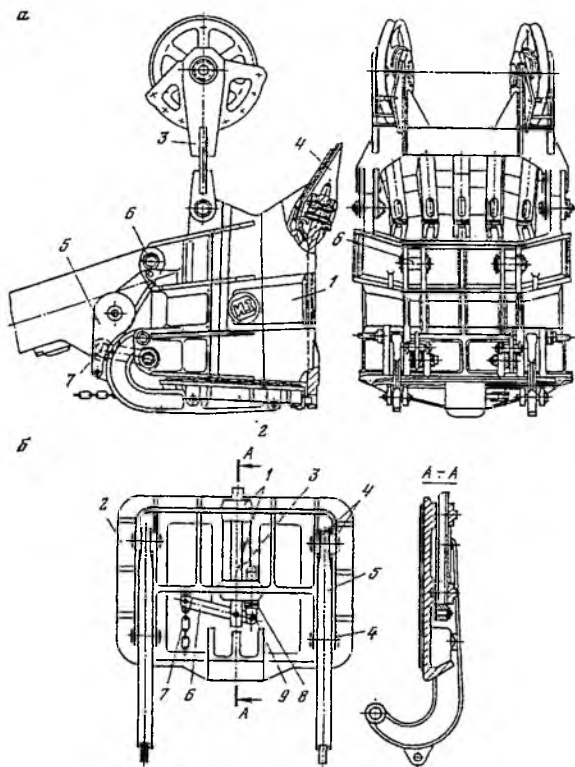


Рис. 10.3. Сварно-литой ковш (а) и днище ковша (б) экскаватора

зубьев 4 и механизма 5 торможения днища. Корпус ковша сваривают встык из четырех отливок. Передняя стенка, подверженная наибольшему износу, выполнена из высокомарганцовистой стали 110Г13Л. Заднюю стенку, цельнолитую из низкоуглеродистой стали, сваривают встык с двумя боковыми стенками. На задней стенке имеются проушины 6 и 7 для присоединения ковша к рукояти, подвешивания днища и крепления траверсы ковша.

Днище 2 (рис. 10.3, б) с направляющими 1 засова 3 и кронштейны 4 также отлиты из стали 110Г13Л. В кронштейнах крепятся балки 5 для поддержки днища. Засов открывается с помощью рычага 6 и цепи 7. Величина выдвижения засова регулируется шайбами 8, надетыми на палец 9.

По способу опорожнения различают ковши со свободно падающим маятниковым (створчатым) днищем, челюстные и разгружающиеся опрокидыванием. Наибольшее распространение у прямых лопат имеет первая конструкция вследствие меньших затрат времени на разгрузку. Вторую применяют при необходимости обеспечить выгрузку при меньшей высоте расположения ковша над транспортным сосудом и на прямых гидравлических лопатах.

У ковшей современных механических лопат задняя стенка по высоте, как правило, значительно меньше передней. С лицевой стороны передняя стенка ковша в целях лучшего захвата и более эффективного его заполнения имеет либо плоскую, либо цилинд-

рическую форму с большим радиусом кривизны. На ковшах, предназначенных для работ в скальных породах, переднюю стенку выполняют более закругленной. Верхняя часть стенки, образующая кромку ковша, снабжается литым козырьком из высокомарганцовистой стали, повышающим прочность и долговечность стенки.

Зубья ковша прямой лопаты сменные. Для экскаваторов средней и большой мощности их отливают из высокомарганцовистой стали 110Г13Л и наплавляют твердым сплавом.

Зубья или их сменные наконечники преимущественно делают симметричными относительно продольной оси. Для дальнейшей работы после затупления зуб или наконечники снимают и поворачивают на 180° . Зуб считается непригодным, если угол его заострения превышает 60° .

Зуб 1 (рис. 10.4, а) к режущей кромке ковша 2 может крепиться с помощью клина, состоящего из фасонного зажима 3, прокладки 4 и клина 5, забиваемого в паз зуба и загибаемого для предохранения от выскакивания.

Наиболее рациональным по расходу металла является двухсекционный зуб (рис. 10.4, б) со сменным наконечником, состоящий из основания 1, надеваемого на режущую кромку ковша, и сменной коронки 2. Удерживает коронку палец 3, застопоренный сухарем 4 и поддерживаемый резиновой подушкой 5.

Применяют различные виды наконечников (коронки): общего назначения (рис. 10.5, а) для пород, склонных к разрушению резанием; скальные (рис. 10.5, б) — для черпания хорошо взорванных скальных пород; клиновые (рис. 10.5, в) — для проникновения в плохо взорванные скальные массивы.

Подвеска ковша осуществляется либо с помощью литого коромысла, проушины которого крепятся в его боковых стенках (ЭКГ-10; ЭКГ-12,5; ЭКГ-20 и др., см. рис. 18.1 и 18.2),

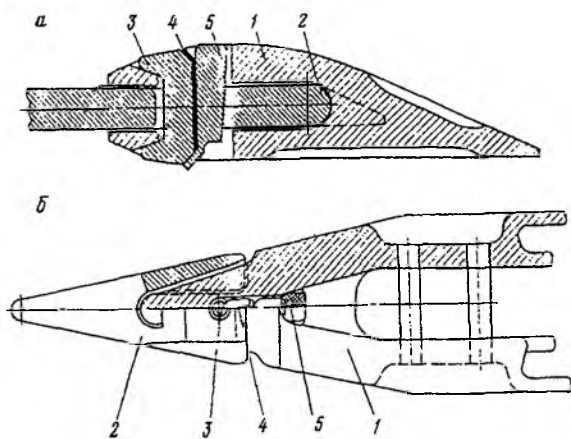


Рис. 10.4. Конструкции крепления:
а — сменных зубьев (УЗТМ); б — сменных наконечников (ИЗТМ)

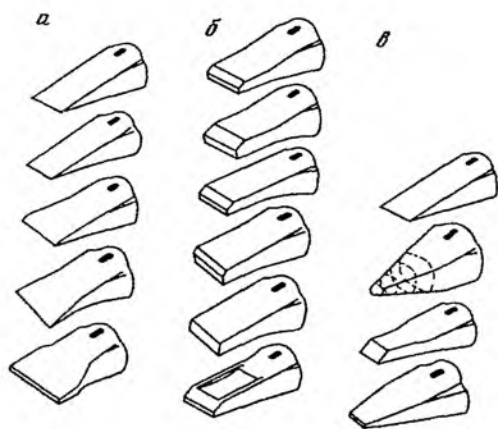


Рис. 10.5. Сменные наконечники для зубьев ковшей

либо с помощью блоков, обоймы которых укреплены непосредственно в боковых стенках ковша (ЭВГ-35.65М; 201-М, см. рис. 18.3). Подвеска ковша, укрепленного на двухбалочной рукояти (ЭКГ-5А; ЭКГ-12 и ЭКГ-20), воспринимающей через седловые подшипники крутящий момент от внецентренного приложенного усилия к ковшу, осуществляется через коромысло. В этом случае допускается установка одного центрально расположенного на коромысле ковша уравнительного блока. При внутренней рукояти, разгруженной от кручения, более эффективна подвеска ковша с креплением двух блоков к углам коромысла или непосредственно к боковым стенкам ковша. При такой схеме одна из ветвей подвески воспринимает момент от внецентренно приложенного усилия на зубьях ковша.

Механизм напора. Напорное усилие на ковше прямой лопаты создается с помощью механизма напора. Усилие от привода механизма напора через канатно-полиспастную систему или зубчатореecную пару передается непосредственно на рукоять ковша, передвигающуюся в седловых подшипниках (см. рис. 9.1).

Размещение механизма напора на стреле (рис. 10.6) увеличивает как момент инерции поворотной части и опрокидывающий момент экскаватора, так и массу противовеса, что, в свою очередь, требует уменьшения либо вместимости ковша, либо радиуса черпания. Увеличение динамического момента инерции и радиуса масс, вращающихся вместе с поворотной платформой (за счет увеличения плеча расположения центра тяжести механизма напора относительно оси вращения платформы), повышает инерционные нагрузки на детали механизма поворота. При этом время разгона и торможения платформы также возрастает, что увеличивает время цикла.

Экскаваторы с канатно-полиспастной системой перемещения рукояти имеют лебедку механизма напора, отнесенную на поворотную платформу (ЭКГ-10 и др.). На стреле остаются только направляющие блоки и седловой подшипник. Схема принята за

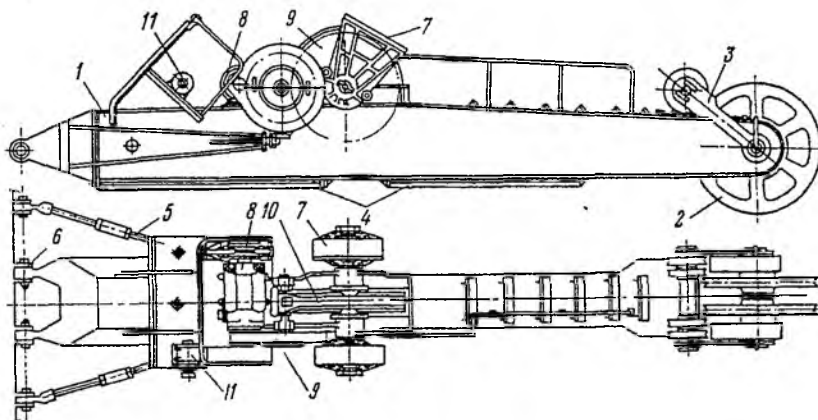


Рис. 10.6. Стрела экскаватора ЭКГ-5А в сборе:

1 — корпус; 2 — головной блок; 3 — серьга подвески стрелы; 4 — буфер; 5 — оттяжка стрелы; 6 — палец крепления стрелы; 7 — седловой подшипник; 8 — двигатель механизма напора; 9 — зубчатое колесо; 10 — зубчатая передача; 11 — двигатель механизма открывания днища

основу для реализации на многих моделях типажного ряда отечественных карьерных лопат.

Зубчато-реечная система напора имеется только на моделях экскаваторов, предназначенных для эксплуатации в особо тяжелых условиях.

У коленно-рычажных лопат (см. рис. 9.2) усилие напора от механизма привода передается на рукоять через напорную штангу, перемещающуюся в седловых подшипниках и соединенную общим шарниром с рукоятью и качающейся стойкой. В этом случае привод механизма (двигатель с редуктором) располагают либо на двуперной стойке, либо на поворотной платформе (ЭВГ-35.65М). Перемещение напорной балки осуществляется канатно-полиспастной системой или зубчато-реечной парой.

При зубчато-реечной системе напора момент от двигателя 8 через шестерню и зубчатое колесо 9 (см. рис. 10.6) предохранительной муфты 1 (рис. 10.7, а) передается ступице 2 шкива, сидящей на шлицах ведомого вала 3. Ее колодки 4, охватывающие шкив, установлены на осях 5, запрессованных в тело колеса 1, и затянуты муфтой 6. При перегрузках происходит проскальзывание шкива относительно колодок. Для ограничения хода и замедления скорости движения рукояти в конце хода установлен командоаппарат 7, связанный цепной передачей 8 с напорным валом 3 (рис. 10.7, б).

Напорный вал с посаженной на шлицах кремальберной шестерней 2 получает вращение от промежуточного вала через зубчатое колесо 1, сидящее на шлицах. Седловые подшипники 4,

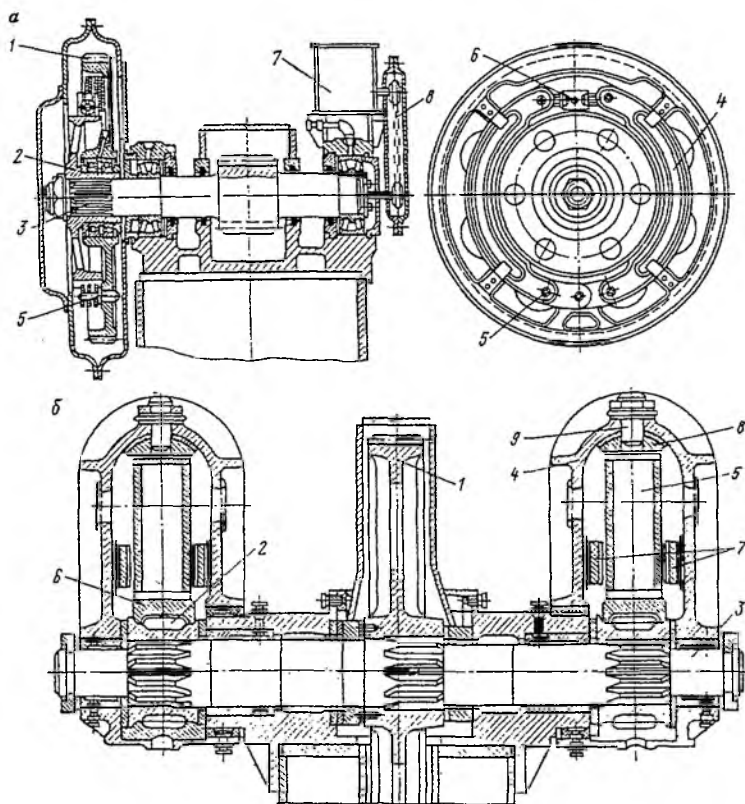


Рис. 10.7. Механизм реечного напора экскаватора ЭКГ-5А:
а — промежуточный вал; *б* — напорный вал и седловой узел

посаженные на вал, в своих окнах ориентируют балки рукояти 5 с зубчатыми рейками 6 с помощью чугунных направляющих ползунов 7 и 8. Последние крепятся к корпусу болтами 9 и удерживаются упорами.

У канатного механизма напора лебедка располагается в передней части платформы. Напорные 1 (рис. 10.8) и возвратные 2 канаты, сбегая с барабанов 3 и 4, огибают блоки 5 и 6, установленные на стреле, и идут к переднему 7 и заднему 8 полублокам рукояти. Вращение барабанов 3 и 4 вызывает осевое перемещение рукояти. Канатный механизм напора имеет простое устройство и при высоком качестве канатов надежен в работе; его обслуживание и ремонт несложны. Для защиты механизма напора от стопорных нагрузок предусмотрена муфта предельного момента 9, установленная между двигателем 10 и редуктором 11. Барабан 3 разъемный,

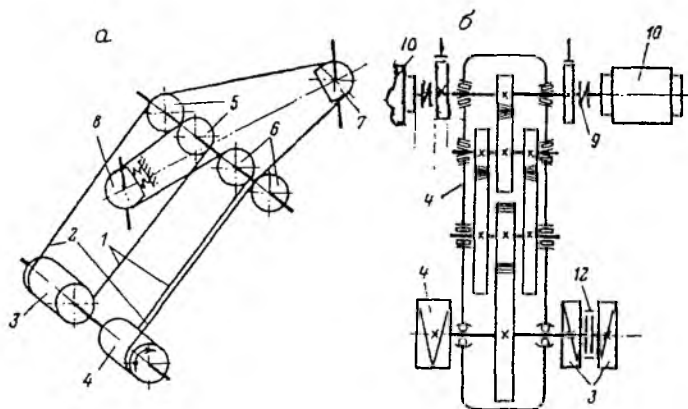


Рис. 10.8. Механизм напора с канатно-полиспастной системой перемещения рукояти (ЭКГ-10):

а — схема запасовки канатов; *б* — кинематическая схема лебедки

имеет устройство *12* для регулировки натяжения канатов механизма напора. У экскаватора ЭКГ-10 лебедка приводится в действие двумя электродвигателями. Редуктор *11* — горизонтальный, трехступенчатый с цилиндрическими зубчатыми передачами. Смазка зубчатых передач и подшипников осуществляется разбрызгиванием масла из ванны в корпусе редуктора, для чего на ведущем валу установлены два разбрызгивателя. Для нормальной работы подшипников и зацепления при пониженных температурах в редукторе предусмотрен подогрев масла. Торможение напорной лебедки при работе производится противотоком. Для аварийного торможения служат дисковые электромагнитные тормоза, которые также выполняют функцию стояночных тормозов. Для ограничения перемещения рукояти предусмотрен конечный выключатель.

Аналогичную кинематическую схему лебедки напора и схему запасовки канатов имеют все модели экскаваторов производства АО «Ижорские заводы».

Седловой узел (рис. 10.9) установлен на напорной оси *1* на подшипниках скольжения *5*. Корпус *6* седлового подшипника представляет собой стальную отливку, в которой на осях *7* установлены ролики *8*, служащие для восприятия боковых нагрузок от рукояти. В процессе работы рукоять опирается на опорный фасонный ролик *9*, установленный на напорной оси. Двухручьевые блоки *4* для напорного и возвратного канатов установлены на напорной оси на подшипниках качения. Верхняя секция *3* стрелы

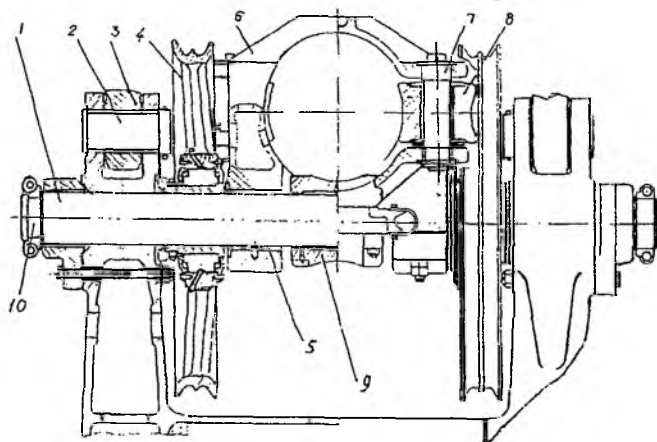


Рис. 10.9. Седловой узел экскаватора ЭКГ-10

соединяется с нижней секцией при помощи валиков 2. В продольном направлении напорная ось фиксируется хомутами 10.

Уменьшения динамического момента инерции поворотной платформы и рабочего оборудования вскрышного экскаватора достигают с помощью коленно-рычажной системы напора. Применение же этой системы напора на карьерных лопатах не дает преимуществ перед другими типами напора.

У вскрышного экскаватора ЭВГ-35.65М (рис. 10.10) лебедка 1 механизма напора размещается на платформе. Рукоять 2 универсальным шарниром 3 связана с напорной штангой 4 и балансиром 5, который нижним концом шарнирно соединен с поворотной платформой 6. Напорная штанга проходит через седловой подшипник. На ее переднем и заднем концах установлены блоки 7 и 12, на которых запасованы канаты напора и возврата штанги. Перемещением напорной штанги перемещают рукоять и ковш. Для уменьшения потерь на трение и износа штанги 4 в седловом подшипнике сверху установлены ролики.

Универсальный шарнир имеет две пересекающиеся оси: вертикальную *а-а* и горизонтальную *б-б*. Вокруг оси *б-б* рукоять поворачивается при подъеме ковша. Когда под действием сил инерции при повороте экскаватора на выгрузку или к забою ковш отклоняется от плоскости стрелы, рукоять может поворачиваться вокруг оси *а-а*, благодаря чему она разгружается от изгибающих усилий.

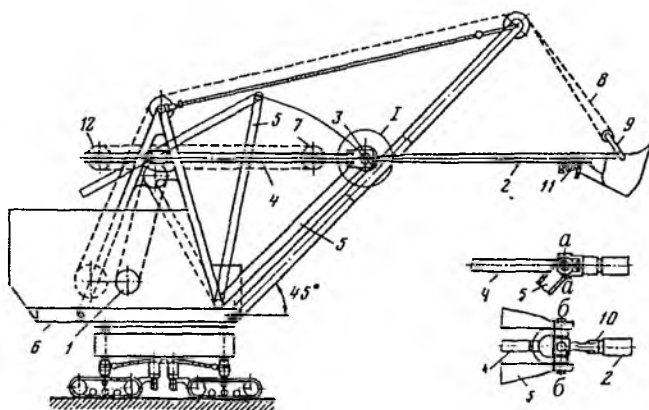


Рис. 10.10. Вскрышной экскаватор ЭКГ-35.65М с коленно-рычажной системой напора

Во время черпания породы нагрузка на зубья ковша распределяется неравномерно и ковш от перекоса удерживают подъемные канаты 8 и подвеска 9. Перекос ковша не создает скручивающих нагрузок на рукоять, так как последняя может свободно поворачиваться вокруг продольной оси на цапфе 10 универсального шарнира.

Коленно-рычажная система позволяет разгрузить стрелу от веса механизма напора и напорного усилия. Масса стрелы при этом может быть уменьшена на 15—20 %.

Механизм открывания днища ковша предназначен для выдергивания засова из отверстия в пяте передней стенки ковша в момент разгрузки. Закрывание днища происходит автоматически в момент опускания ковша из положения выгрузки в положение начала черпания. Выдергивание засова осуществляется тросиком от электродвигателя 11 (см. рис. 10.10) постоянного тока небольшой мощности через систему тросов и рычагов. Электродвигатель, на валу которого консольно сидит барабан, постоянно находится под слабым током, создавая момент, достаточный для выбирания слабины тросика. Для открывания днища машинист экскаватора нажимает кнопку и подает номинальный ток, в результате чего создается необходимый момент для выдергивания засова.

На мощных вскрышных лопатах в отличие от карьерных механизм открывания ковша располагается вблизи ковша на нижней стороне рукояти.

10.1.2. ПРЯМАЯ И ОБРАТНАЯ ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ЛОПАТА

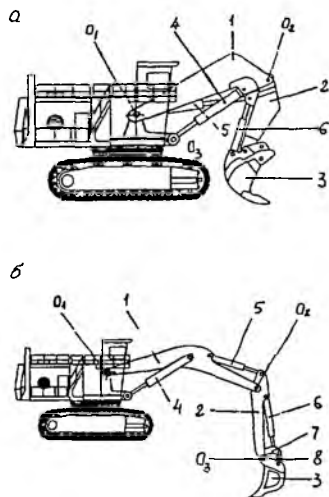
Рабочее оборудование гидравлического экскаватора — прямая (обратная) лопата (рис. 10.11) включает стрелу 1, рукоять 2 и ковш 3, соответственно имеющие возможность поворота относительно шарниров O_1 , O_2 и O_3 с помощью гидравлических цилиндров подъема-опускания стрелы 4, рукояти 5, поворота ковша 6 и тяг 7 и 8 для обратной лопаты (рис. 10.11, б). Траектория копания образуется сочетанием перемещений основных элементов рабочего оборудования.

По способу опорожнения различают ковши челюстные (рис. 10.12, а) и разгружающиеся опрокидыванием (рис. 10.12, б). Разгрузка ковша прямой лопаты с челюстным ковшом производится открытием его челюстного створа.

Челюстной ковш (см. рис. 10.12, а) прямой гидравлической лопаты имеет заднюю стенку 1, соединяющуюся через шарниры 2 с рукоятью. Челюсть 3 за рычаги 4 поворачивается относительно шарнира 5 с помощью двух гидроцилиндров 6, расположенных в отсеках задней стенки. Неподвижным звеном в данном случае является задняя стенка.

Ковши, разгружающиеся опрокидыванием (см. рис. 10.12, б), используют на обратных гидравлических лопатах, а также фронтальных погрузчиках (см. раздел IV).

Рабочее оборудование обратных лопат устанавливается на поворотной платформе базовой машины — прямой гидравлической лопаты.



По традиционной схеме (см. рис. 10.11, а) выполняется рабочее оборудование прямых гидравлических лопат большинства фирм производителей. Однако особое расположение силовых гидроцилиндров у ряда моделей экскаваторов имеет целью образование параллелограммных связей в кинематической схеме рабочего оборудования.

Рис. 10.11. Гидравлический экскаватор с рабочим оборудованием:

а — прямая; б — обратная лопата

КОМПАНИЯ KOMATSU MINING GERMANY**KOMATSU**

Интенсификация открытого способа разработки твердых полезных ископаемых в значительной степени определяется применением современных карьерных экскаваторов большой единичной мощности. KOMATSU MINING GERMANY является лидером в производстве карьерных гидравлических экскаваторов большой единичной мощности. Ранее завод по производству этих экскаваторов назывался MAN-NESMANN DEMAG BAUMASHINEN. Кратко перечислим основные вехи развития завода. В январе 1925 года DEMAG Duisburg купил завод Carlshutte, который выпускал экскаваторы с паровым двигателем с начала XX века (рис. 1). Несколько позднее завод начинает выпуск экскаваторов с электроприводом и ковшом вместимостью 0,9 м³.



Рис. 1

Конструктивной схемой были приняты двухбалочная стрела и однобалочная рукоять (рис. 2).



Рис. 2

В 1937 г. завод был переведен из Дюйсберга в Дюссельдорф, и с 1939-го начат выпуск экскаватора U35 с канатным напором и ковшом от 5 до 7 м³ (рис. 3), который по своему исполнению очень напоминает экскаваторы Ижорского завода, запущенные в производство в конце 40-х годов, то есть 10 лет спустя.

Наряду с прямыми лопатами выпускались экскаваторы с рабочим оборудованием обратная лопата и драглайны (рис. 4 и 5).

В 1954 году на заводе начато производство полностью гидравлического экскаватора B504 с ковшом вместимостью 0,4 м³ (рис. 6).

Принципиальным подходом фирмы явилось постоянное обновление моделей, которое сопровождалось увеличением мощности, рабочей массы и вместимости ковша. Это были модели Н-21 с ковшом 1,7 м³, Н-111 с ковшом 7,5 м³, Н-121, Н-185 с ковшом 13 м³, а 20 лет спустя, в 1979 г., уже серийно выпускался самый мощный в мире экскаватор Н-241 с ковшом вместимостью 14 м³ (рис. 7) и рабочей мас-



Рис. 3



Рис. 4

сой 240 т. Конкуренты в это время серийно выпускали машины мощностью в 2 раза меньше.

Наконец, в 1986 году, завод изготовил экскаватор с ковшем вместимостью 30 м³ модели Н-485, рабочей массой 485 т, который по своим параметрам в очередной раз опередил на годы конкурентов (рис. 8).

В 1996 году MANNESMANN DEMAG BAUMASHINEN и KOMATSU MINING GERMANY создали совместное предприятие DEMAG-KOMATSU. Такая кооперация явилась не только финансовым инструментом, но и позволила внести в конструкцию ряд изменений, базирующихся на опыте создания горной техники на заводах KOMATSU. В частности, была полностью заменена кабина экскаватора на кабину,



Рис. 5

имеющую большее усиление и параметры безопасности, а также улучшенные эргономические показатели. Кроме того, в модели РС-3000, которая часто используется в сочетании с автосамосвалами и другим оборудованием, производимым в Японии, основные насосы немецкого производства были заменены на сочлененные насосы японского производства. Это позволило повысить уровень унификации с другим оборудованием заказчика, производимым KOMATSU. С 1999 года все экскаваторы завода в Дюссельдорфе выпускают с названием КО-

MATSU и в названии индекс Н заменен на РС. Так Н-255, Н-285S, Н-455, Н-655S стали РС-3000, РС-4000, РС-5500 и РС-8000. При этом вместимость ковшей увеличилась на 2—5 м³ при соответствующем увеличении массы машин и их надежности. Завод KOMATSU MINING GERMANY основным направлением деятельности считает улучшение условий сервиса для заказчиков с одновременным увеличением надежности систем экскаватора и его производительности



Рис. 6

в целом. Именно поэтому все экскаваторы проходят заводскую сборку, наладку и стендовые испытания до отправки с завода. После разборки на модули машины отправляют заказчику. Транспортировка поворотной платформы с оборудованием, как сверхнегабаритного груза, затруднительна. Однако заказчик часто заинтересован в сокращении сроков поставки и готов идти на доставку оборудования в

собранном виде даже самолетом. Так, в ОАО ХК "Якутуголь" осуществлена доставка российскими самолетами двух экскаваторов РС-5500 и двух экскаваторов РС-8000 из г. Дюссельдорфа в г. Нерюнгри (Якутия).



Рис. 7

Основными преимуществами в технологическом прорыве явились:

- сварные конструкции коробчатого типа, которые сочетают литые элементы со стальными листами, имеющие 2-стороннюю сварку по специальной технологии (рис. 9). Срок службы узлов рабочего оборудования (стрелы, рукояти) составляет не менее 15 лет, а базовые элементы (нижняя рама, поворотная платформа, ходовые тележки) рассчитаны на весь срок службы экскаваторов. В эксплуатации имеются отдельные машины с наработкой более 120 000 моточасов в течение 25 лет;

- экскаваторный тип хода с одноребордными опорными роликами (рис. 10), имеющими закалку токами высокой частоты до глубины 25—40 мм, высокие эксплуатационные качества и срок службы 3—5 лет, и система крепления нижней рамы с ходовыми тележками с помощью всего восьми мощных пальцев вместо многочисленных болтов, применяемых в конструкциях конкурентов (рис. 10а);



Рис. 8

- гидравлическая система открытого типа (рис. 11) с минимальным (3—4) количеством главных насосов и без вспомогательных насосов. Это полностью отличается от решений, используемых компаниями-конкурентами, которые применяют закрытую гидравлическую систему с заведомо большим количеством элементов и, как следствие, с меньшей эксплуатационной надежностью при большей стоимости;

- все экскаваторы выпускаются с дизельным приводом основных насосов или электрическим приводом насосов. На рис. 12 показан вариант исполнения кузова для РС-5500 и РС-8000 с удвоенными комплектами двигателей и насосов. Следует обратить внимание на то, что двигатели и насосы находятся в

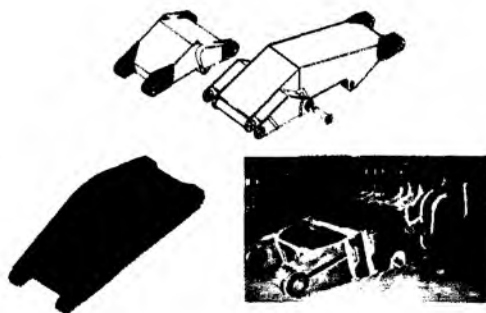


Рис. 9



Рис. 10

защищенном от внешних воздействий кузове, в удобном для обслуживающего персонала месте;

- унификация выпускаемых моделей: РС-3000 в 2-кратном размере — это РС-5500, РС-4000 в 2-кратном размере — это РС-8000. Таким образом, заказчик приобретает более мощные машины для вскрышных работ и меньшей мощности для добычных. Внимание завода концентрируется на надежности, которая обусловлена эволюцией экскаваторов от менее мощных моделей до более мощных.

Большое внимание завод KMG уделяет инфраструктуре сервисного обслуживания карьерных гидравлических экскаваторов на карьерах и угольных разрезах. Необходимы специальные подходы к эксплуатации этих машин, обладающих новыми технологическими возможностями и

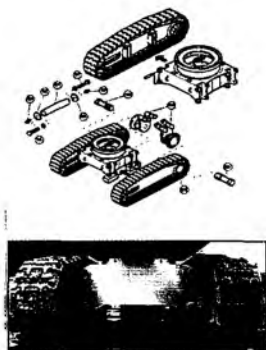


Рис. 10a

высокой надежностью, но имеющих относительно низкую долговечность при отсутствии сервисной поддержки. Во многом благодаря усилиям DEMAG-KOMATSU MINING GERMANY ситуация на зарубежных предприятиях изменилась. Еще десять лет назад гидравлические экскаваторы составляли 30 %, а карьерные одноковшовые экскаваторы с электромеханическим приводом 70 % от всего парка машин с ковшом более 12 м³. В настоящее время 85 % машин, поставляемых на открытые горные работы, составляют карьерные гидравлические экскаваторы и только 15 % — экскаваторы с электро-

механическим приводом. Главной причиной изменений является стремление заказчиков увеличить прибыль за счет повышения производительности труда и уменьшения численности работающих на горных предприятиях. Заказчиками карьерных экскаваторов с электромеханическим

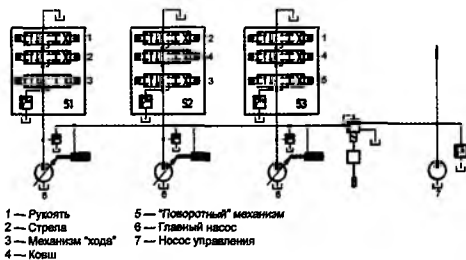


Рис. 11

приводом являются предприятия, которые имеют сложившуюся инфраструктуру с ремонтными цехами, системами электроснабжения и традициями интенсификации горных работ за счет увеличения вместимости ковшей и производительности средств транспорта. Основной объем за-

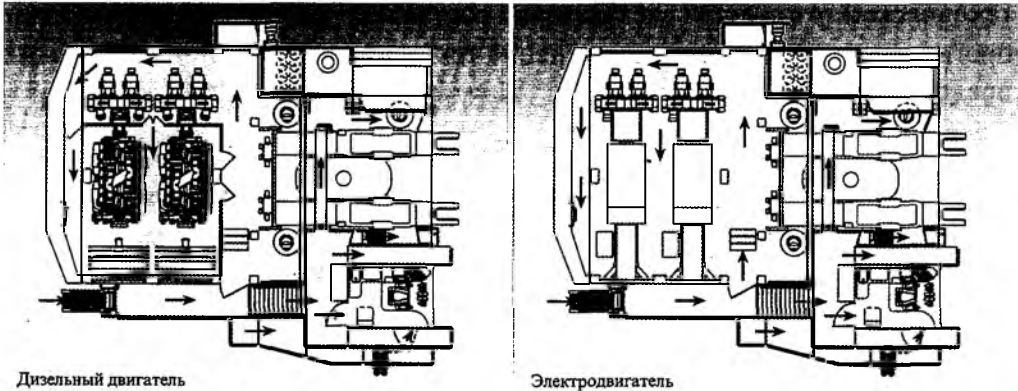


Рис. 12

казов относится к экскаваторам с ковшом 50 м^3 и более. Новые предприятия, как правило, идут на применение карьерных гидравлических экскаваторов, которые оснащаются дизельным двигателем.

В России, учитывая преимущества гидравлических экскаваторов, известные горные предприятия АК "АЛРОСА", ОАО ХК "Якутуголь", ОАО "Апатит", ОАО "Черниговец", ОАО "Норильский Никель", а также "Навоийский горнометаллургический комбинат" в Узбекистане и ряд предприятий в Казахстане приняли решение о техническом перевооружении путем внедрения нового поколения экскаваторов.

На мировом рынке находится в эксплуатации более 660 экскаваторов KMG с ковшом вместимостью 12 м^3 и более. В последние годы выпуск машин превысил 50 единиц в год. В России работает незначительное количество этих машин, но все они работают в "тяжелых" забоях и большинство — в экстремальных условиях при низких температурах. Так, в компании "АЛРОСА" работают три экскаватора, два из которых имеют ковш 19 м^3 . В ОАО ХК "Якутуголь" работают два экскаватора с ковшами вместимостью 23 м^3 , два экскаватора с ковшами вместимостью 36 м^3 и один экскаватор РС-3000 с удлиненным рабочим оборудованием и ковшом вместимостью $8,5 \text{ м}^3$ и экскаватор РС-8000. По концентрации таких крупных машин на одном разрезе угольный разрез "Нерюнгринский" находится на втором месте в мире.

Следует отметить, что в экстремальных условиях экскаватор РС-5500 обеспечивает производительность на уровне $500\,000 \text{ м}^3$, а экскаватор РС-8000 достигает производительности до 1700 м^3 в час (при ковше 36 м^3) и $720\,000 \text{ м}^3$ в месяц при температуре окружающей среды до -60°C в забоях с породами объемной массой до $2,7 \text{ т/м}^3$ с погрузкой в 200-тонные автосамосвалы 830Е производства KOMATSU. Коэффициент

Информация для специалистов

технической готовности экскаваторов составляет 0,9—0,93, что позволяет прогнозировать успешное применение техники KOMATSU на российских предприятиях.

**Данные для технико-экономического обоснования
по применению мощных гидравлических экскаваторов
фирмы Komatsu Mining Germany**

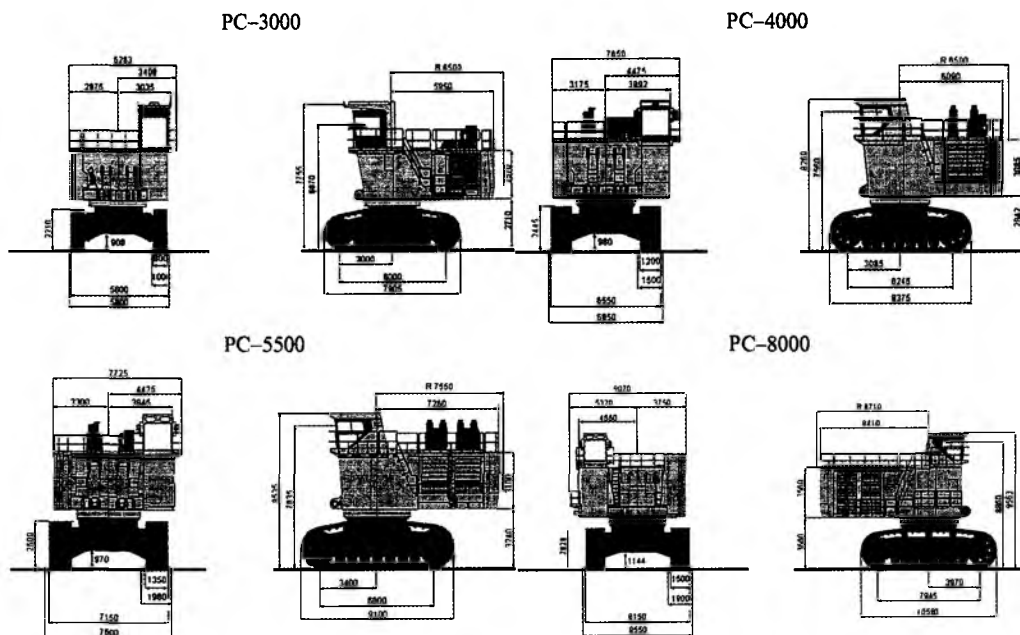


Рис. 13



PC-3000

PC-4000

PC-5500

PC-8000

Таблица П-К-1

Показатели	РС-3000	РС-4000	РС-5500	РС-8000
Общие данные:				
– объемная масса экскавируемых пород (в плотном теле), т/м ³	2,5	2,5	2,5	2,5
– вместимость ковша, м ³	15,0	22,0	28,0	42,0
– диапазон вместимостей ковша, м ³ , в разных условиях их использования	11—21	19—33	23—40	36—60
– максимальное усилие резания, кН	1100	1330	1870	2320
– тип привода	Диз/эл	Диз/эл	Диз/эл	Диз/эл
Рабочие размеры, м:				
– высота черпания (эффективная)	10,0	13,0	15,0	17,0
– радиус черпания при максимальной высоте	12,0	13,0	14,0	14,0
– радиус черпания максимальный	13,5	15,0	16,5	17,8
– высота черпания при максимальном радиусе	6,0	7,5	8,0	8,0
– максимальный радиус черпания на уровне стояния	12,8	14,0	15,0	16,0
– минимальный радиус черпания на уровне стояния	7,5	8,0	9,0	10,0
– глубина черпания ниже уровня стояния (макс)	3,2	2,8	2,9	3,0
– радиус разгрузки максимальный	11,0	13,0	14,0	16,5
– высота разгрузки при максимальном радиусе — при открытом днище ковша	6,0	6,0	6,0	6,0
– радиус разгрузки при максимальном подъеме	7,2	9,0	9,0	10,0
– высота разгрузки при максимальном подъеме ковша (при открытом днище ковша)	10,0	12,0	13,5	14,0
Основные габариты	Рис. 13			
Размеры ковша, м:				
– высота	3,3	3,8	3,8	4,2
– глубина	3,1	3,6	3,8	3,9
– ширина	3,79	4,0	4,565	5,63
Предельно допустимый поперечный уклон:				
– при работе, град	5	5	5	5
– при движении, %	70	70	60	50
Среднее удельное давление на грунт, Н/см	19,4/23,7	23,2/18,4	23,14/17,85	26,7/21,4
Угол поворота платформы, град	360	360	360	360
Частота вращения платформы, об/мин	4,6	4,0	3,1	2,7

Информация для специализированного

Показатели	РС-3000	РС-4000	РС-5500	РС-8000
Продолжительность цикла при работе с поворотом платформы на 90° (для пород II, III, IV и V категорий), с	24, 26, 28, 30	26, 28, 30, 32	27, 29, 31, 33	27, 30, 32, 34
Коэффициент наполнения ковша, средний	1,15	1,15	1,15	1,15
Скорость передвижения, км/ч	2,4	2,1	2,2	2,2
Рабочая масса экскаватора с противовесом, т	250—258	380—395	525—540	720
Технико-экономические показатели:				
– состав бригады по каждому виду экскаватора	1	1	1	1
– калькуляция материальных затрат по обслуживанию каждого экскаватора на 1 машино-час работы:				
• удельный расход дизельного топлива, л/ч	172	248	328	558
• удельный расход электроэнергии, кВт/ч	799	1148	1516	2465
• средний расход запасных частей на час работы экскаватора, евро/ч (за срок эксплуатации 20 лет)	28	60	90	120
– расход горючего для экскаваторов с дизельным приводом, л/ч	161—208	217—279	322—415	488—627
Электрооборудование (для экскаваторов с электроприводом):				
– номинальное напряжение источника питания экскаватора, В	6000	6000	6000	6000
– мощность сетевого электродвигателя на экскаваторе, кВт	940	1350	1800	2900
– тип электродвигателя	Асинхронный	Асинхронный	Асинхронный	Асинхронный
– кратность пускового тока $I_{п\text{ ном}}/I_{ном}$	2	2	2	2
Экологические параметры:				
– сертификат соответствия российским нормам	Есть	Есть	Есть	Есть
– высота разгрузки — высота пересыпки ковша над дном автосамосвала	0,5	0,5	0,5	0,5
– шумовые характеристики экскаватора (для расчета внешнего шума) и уровень звукового давления в кабине экскаватора	Норм.	Норм.	Норм.	Норм.
– вибрационные характеристики экскаваторов	Норм.	Норм.	Норм.	Норм.
– наличие кондиционера в кабине экскаватора с очисткой воздуха	Есть	Есть	Есть	Есть

КОМПАНИЯ CATERPILLAR



Компания Caterpillar производит широкую гамму оборудования как для открытых горных работ, так и для подземных: гусеничные и колесные бульдозеры, экскаваторы, скреперы и автогрейдеры, самосвалы и колесные погрузчики. Компания Caterpillar является лидером в производстве оборудования для горнодобывающей промышленности.

Кроме производства машин и материально-технического обслуживания своей продукции, компания тесно работает с заказчиками как на этапе выбора оптимального парка машин, так и на этапе его эксплуатации с применением различных компьютерных программ и спутниковой навигации. В режиме реального времени отслеживается местоположение оборудования, его диспетчеризация, параметры содержания полезного компонента в забое для усреднения при выемке породы, задаются оптимальные режимы работы машин и отслеживается состояние основных узлов и агрегатов оборудования. Внедрение этой системы позволяет существенно увеличить производительность парка машин в карьере и снизить себестоимость транспортирования горной массы.

Компания Caterpillar постоянно совершенствует модельный ряд оборудования. Машины становятся более экономичными, безопасными, комфортными и экологически чистыми, все больше функций управления передается бортовому компьютеру. Таким образом, широкая гамма оборудования Caterpillar способна удовлетворить потребности любых клиентов горнодобывающей отрасли.

Адрес департамента горного оборудования компании ООО "Катерпиллар СНГ": 113035, г. Москва, Садовническая ул., д. 82, телефон (495) 755-68-11, факс (495) 785-56-90.

Гусеничные бульдозеры

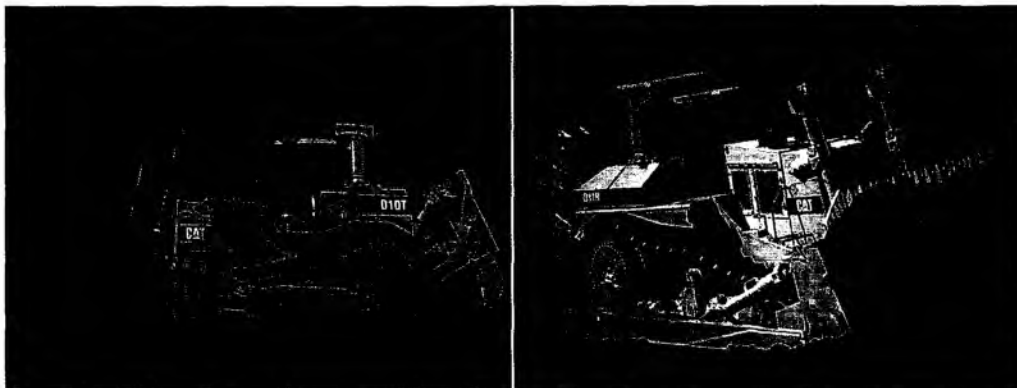


Таблица П-Кат-1

Показатели	D10T	D11T
Мощность на маховике, кВт (л.с.)	433 (580)	634 (850)
Эксплуатационная масса, кг	66 451	104 600
Переключение передач под нагрузкой, бортовой фрикцион с тормозом		
Модель двигателя	Cat® C27 ACERT™	3508B
Номинальное число оборотов коленчатого вала двигателя, об/мин	1800	1800
Число цилиндров	12	8
Диаметр цилиндра, мм	137	170
Ход поршня, мм	152	190
Рабочий объем, л	27	34,5
Число опорных катков (с каждой стороны)	8	8
Ширина стандартного башмака гусеничной ленты, мм	610	710
Длина участка контакта гусеничной ленты с грунтом (между натяжными колесами), м	3,88	4,44
Площадь контакта с грунтом (со стандартными башмаками), м ²	4,74	6,31
Ширина колеи, м	2,55	2,90
ОБЩИЕ ГАБАРИТЫ		
Высота (с демонтированными быстросъемными верхними деталями), м	3,222	3,61
Высота (до верха навеса с ROPS), м	4,340	4,66
Высота (до верха кабины с ROPS), м	4,078	4,40
Полная длина, м:		
– с полууниверсальным отвалом SU	9,260	10,83
– без отвала и рыхлителя	5,331	6,16
Ширина (по цапфам), м	3,716	4,37
Ширина (без цапф, со стандартными башмаками), м	3,160	3,60
Дорожный просвет, мм	615	623
Ширина отвалов различного типа, м:		
– универсальный	5,26	6,35
– полууниверсальный	6,35	5,60
Вместимость топливного бака, л	1204	1609

Колесные и многофункциональные погрузчики

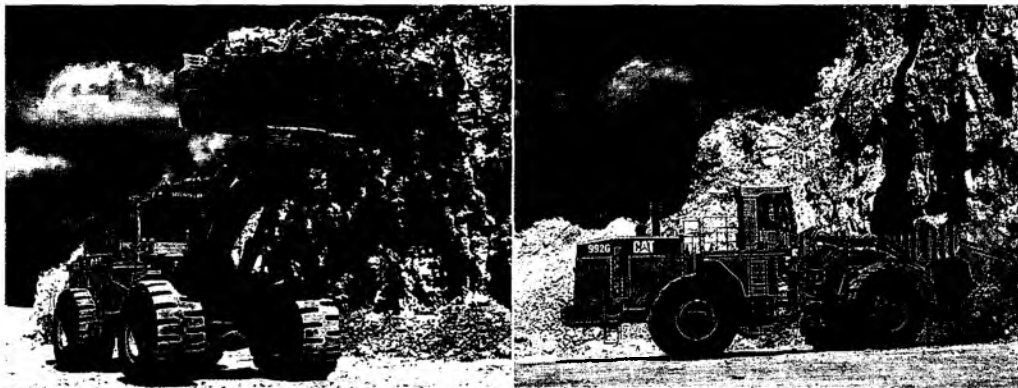


Таблица П-Кат-2

Показатели	992 G	994 D
Мощность на маховике, кВт (л.с.)	597 (800)	933 (1250)
Эксплуатационная масса, кг	94 927—100 277	189 343—194 053
Полная номинальная нагрузка ковша, кг	33100	55800 STD/53100 H.L.
Модель двигателя	3508B DITA	33516B DITA
Номинальные обороты двигателя, об/мин	1750	1600
Диаметр цилиндра, мм	170	170
Ход поршня, мм	190	190
Число цилиндров	8	16
Рабочий объем, л	34,5	69
Скорости переднего хода, км/ч:		
– 1-я передача	6,6	7,3
– 2-я передача	11,5	12,9
– 3-я передача	19,9	22,6
Скорости заднего хода, км/ч:		
– 1-я передача	7,3	8,1
– 2-я передача	12,6	14,3
– 3-я передача	22,0	24,9
Продолжительность цикла работы гидросистемы при номинальной нагрузке в ковше, с:		
– подъем	9,12	12,5
– опрокидывание	3,26	3,4
– опускание (порожний, за счет собственного веса)	3,47	4,0
– всего	15,85	19,9
Колея, м	3,3	4,1
Габаритная ширина по шинам, м	4,5	5,45
Дорожный просвет, мм	691	825
Вместимость топливного бака, л	1610	4641
Гидравлические системы, л:		
– подъем, наклон, вентилятор	646	723
– только бак	326	656
– рулевое управление и тормоза	231	267
– только бак	159	208
– охлаждение тормозов	—	42
– только бак	—	36

Строительные и карьерные самосвалы



Таблица П-Кам-3

Показатели	777D	785C	789C
Тип кузова	Плоское днище	Двухскатный кузов	Двухскатный кузов
Полная масса машины, кг	163 293	249 475	317 513
Масса шасси, кг	50 610	77 111	97 069
Обломочные материалы (% от массы шасси)	—	3084	9337
Масса кузова, кг	16 687	—	—
Номинальная нагрузка без футеровки кузова, кг	95 996	—	—
Масса кузова без футеровки, кг	—	21 471	26 282
Масса стандартной футеровки кузова, кг	5460	—	—
Полная футеровка, кг	—	7641	9430
Заданная полезная нагрузка, кг	90 536	140+ т	180+ т
Объем кузова, м ³ : геометрический (SAE) с «шапкой» (угол откоса 2:1) (SAE)	42 60,2	78	105
Распределение нагрузки на незагруженном самосвале, %: передняя ось/задняя ось	41,75/58,25	47/53	46,9/53,1
Распределение нагрузки на загруженном самосвале, %: передняя ось/задняя ось	33/67	33/67	33,6/66,4
Модель двигателя	3508B EUI	3512B EUI	3516B
Число цилиндров	8	12	16
Диаметр цилиндра, мм	170	170	170
Ход поршня, мм	190	190	190/215
Рабочий объем, л	34,5	51,8	69/78
Мощность на маховике, кВт (л.с.)	699 (938)	1005 (1348)	1335 (1791)
Полная мощность, кВт (л.с.)	746 (1000)	1082 (1450)	1417 (1900)
Стандартные шины	27.00R49	33.00—R51	37.00R57
Габаритный диаметр поворота машины, м	28,4	30,5	30,2
Вместимость топливного бака, л	1137	1893	3218
Предельная скорость (загруженная машина), км/ч	60,4	54,8	54,4
ОБЩИЕ ГАБАРИТЫ (без груза)			
Высота до верха поперечного бруса камнезащитного отражателя козырька, м	5,18	5,77	6,15
Колесная база, м	4,60	5,18	5,70
Полная длина, м	—	11,02	12,18
Полная длина (эксплуатационная), м	10,3	—	—
Полная длина (в транспортном положении), м	9,78	—	—
Высота загрузки, м	4,57	4,97	5,21
Высота при полностью поднятом кузове, м	10,0	11,21	11,90
Длина кузова (установленная длина), м	6,79	7,65	8,15
Ширина (эксплуатационная), м	6,10	6,64	7,67
Ширина (в транспортном положении), м	3,51	3,91	3,84
Колея передних шин, м	4,17	4,85	5,43

Строительные и карьерные самосвалы



Таблица П-Кам-4

Показатели	793С	797В
Тип кузова	Плоское днище	Плоское днище
Полная эксплуатационная масса машины, кг	383 740	623 690
Масса шасси, кг	117 707	214 820
Обломочные материалы (% от массы шасси), кг	4708	8593
Масса кузова без футеровки, кг	35 906	47 264
Полная футеровка, кг	2513	3992
Заданная полезная нагрузка, кг	223+ т	345+ т
Объем кузова, м ³ : геометрический (SAE) с «шапкой» (угол откоса 2:1) (SAE)	110 147,6	173 220
Распределение нагрузки на незагруженном самосвале, %: передняя ось/задняя ось	43,5/56,5	43,5/56,5
Распределение нагрузки на загруженном самосвале, %: передняя ось/задняя ось	33,3/66,7	33,3/66,7
Модель двигателя	3510B/3516B HD	3524B EUI
Число цилиндров	16	16
Диаметр цилиндра, мм	170	170
Ход поршня, мм	190/215	215
Рабочий объем, л	69/78	117,1
Мощность на маховике, кВт (л.с.)	1615 (2166)	2513 (3370)
Полная мощность, кВт (л.с.)	1715 (2300)	2648 (3550)
Стандартные шины	40.00R57	59/80R63
Габаритный диаметр поворота машины, м	32,4	42,1
Вместимость топливного бака, л	4467	6814
Предельная скорость (загруженная машина), км/ч	54,3	67,6
ОБЩИЕ ГАБАРИТЫ (без груза)		
Высота до верха поперечного бруса камнезащитного отражателя козырька, м	6,43	7,58
Колесная база, м	5,90	7,20
Полная длина, м	12,87	14,53
Высота загрузки, м	5,86	7,08
Высота при полностью поднятом кузове, м	13,21	15,29
Длина кузова (установленная длина), м	8,94	9,84
Ширина (эксплуатационная), м	7,41	9,76
Ширина (в транспортном положении), м	3,91	4,02
Колея передних шин, м	5,61	6,51

Колесные бульдозеры



Таблица П-Кат-5

Показатели	834H	844H	854G
Мощность на маховике, кВт (л.с.)	372 (498)	463 (620)	597 (800)
Эксплуатационная масса, кг	47 106	70 815	99 395
Модель двигателя	Cat® C18 ACERT™	Cat® C27 ACERT™	3508B DITA
Номинальные обороты коленчатого вала двигателя, об/мин	1800	1800	1750
Число цилиндров	6	12	8
Рабочий объем, л	18,1	27,1	35,5
Число передач: вперед/назад	4/3	3/3	3/3
Максимальная скорость переднего хода, км/ч	38,5	21	21,1
Диаметр поворота с отвалом, м	17,6	21,73	23,4
Размер стандартных шин	35/65—R33, 24 PR (L—4)	45/65—R39, PR (L—4)	45/65—R45 (L—4)
Вместимость топливного бака, л	793	1016	1562
ОБЩИЕ ГАБАРИТЫ			
Высота (до верха конструкции защиты оператора при опрокидывании машины (ROPS)), м	4,09	5,023	5,44
Колесная база, м	4,55	4,6	5,89
Габаритная длина с бульдозерным отвалом, м	10,42	10,94	13,405
Ширина (по стандартным шинам), м	3,47	4,37	4,52
Дорожный просвет, мм	540	431	475
	Прямой отвал	Полууниверсальный отвал	
Ширина, м	5,07	5,278	6,604
Высота, м	1,46	1,877	2,124
Вместимость, м³	7,87	16,1	25,4
Дорожный просвет под отвалом, мм	1390	1372	1539
Глубина резания, мм	455	466	398
Регулировка наклона отвала, м	1,48	830	1165
Регулировка перекоса отвала, град	21	13	15
Скорость подъема, м/с	0,8	0,353	0,385

Автогрейдеры



Таблица П-Кат-6

Показатели	16М	24Н
Мощность-нетто на маховике, кВт (л.с.)	213 (285)	373 (500)
Система автоматического регулирования мощности двигателя (VHP) (на передачах 4—8), кВт (л.с.)	213—224 (285—300)	—
Эксплуатационная масса, кг	28 086	61 950
Модель двигателя	Cat® C13 ACERT™ VHP	3412E HEUI
Номинальное число оборотов в минуту	2000	2000
Число цилиндров	6	12
Рабочий объем, л	12,5	27
Запас крутящего момента, %	50	30
Число передач: вперед/назад	8/6	6/3
Максимальная скорость движения: вперед/назад, км/ч	52,5	37,7
Стандартные шины — передние и задние, км/ч	41,5	36,1
Передний мост/рулевое управление:	18.00—25 (12 PR) (E-2)	29.5—29
Угол качания в вертикальной плоскости, град	32	32
Угол наклона колес, град	18,2	18
Угол поворота, град	50	50
Угол складывания шарнирно сочлененной рамы, град	20	25
Минимальный радиус поворота, м	8,9	12,0
Число опорных башмаков поворотного круга	6	8
Максимальная подача насоса, л/мин	280	508
Объем гидросистемы, л	114	250
Рабочее давление: максимальное/минимальное, кПа	24150/3100	24150/3100
Уровень шума внутри кабины/SAE J919, дБ	80	75
ОБЩИЕ ГАБАРИТЫ		
Высота (до верхней точки системы ROPS для защиты машиниста при опрокидывании машины), м	3,70	4,35
Полная длина, м	9,99	14,16
Длина с рыхлителем и толкающей плитой, м	11,67	15,80

Показатели	16М	24Н
База машины, м	6,98	10,23
Полная ширина (по верхней части передних шин), м	3,08	4,23
Стандартный отвал:		
– длина, м	4,88	7,32
– высота, мм	787	1067
– толщина, мм	25	51
Высота подъема над землей, мм	395	634
Максимальный вынос отвала, м:		
– рама прямая	2,28	3,22
– сложенное положение шарнирно сочлененной рамы	3,95	5,05
Вместимость топливного бака, л	530	1207

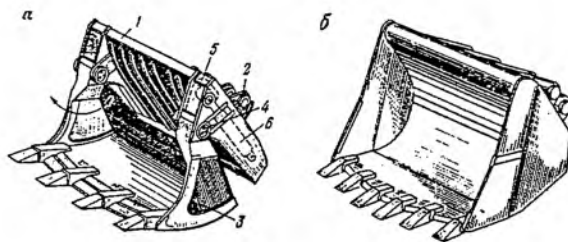


Рис. 10.12. Ковши гидравлических экскаваторов

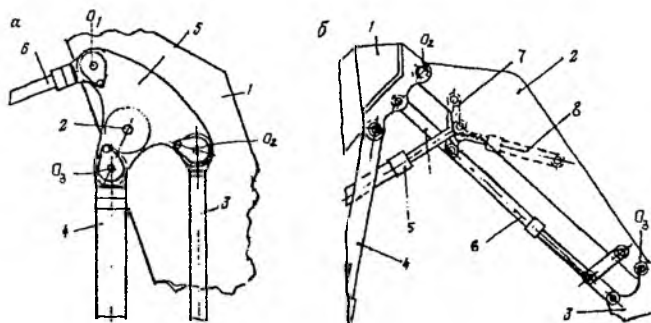


Рис. 10.13. Схемы установки силовых цилиндров гидроэкскаваторов:
а — «Трипауэр» фирмы O&K; *б* — с параллельной тягой фирмы «Комацу»

Фирма «Оренштейн-Коппель» (ФРГ) разработала рабочее оборудование «Трипауэр» (рис. 10.13, *а*), имеющее трехплечий рычаг 5, установленный на оси 2, закрепленной в стреле 1 с возможностью поворота относительно оси 2, и кинематически связанный с гидроцилиндрами подъема-опускания 4 стрелы 1 и поворота 6 ковша. Траектория копания образуется сочетанием перемещения стрелы, рукоятки ковша относительно шарниров O_1 , O_2 , O_3 , а трехплечего рычага 5 относительно оси 2, причем одно плечо рычага опирается через штангу 3 на поворотную платформу экскаватора, что автоматически обеспечивает горизонтальную подачу ковша на любой высоте уступа и при любом положении рабочего оборудования сохраняет постоянным угол установки груженого ковша.

Кинематика перемещения рабочего оборудования гидравлической прямой лопаты фирмы «Комацу» (Япония) (рис. 10.13, *б*) осуществляется относительно шарниров O_1 , O_2 , O_3 традиционными гидроцилиндрами 4 подъема-опускания стрелы 1 и напора 5 руко-

яти 2, при этом гидроцилиндр 6 поворота ковша 3 шарнирно связан со стрелой 1 тягой 7, а параллельно рукояти 2 установлен гидроцилиндр 8, что обеспечивает большую по длине подачу ковша на уровне стояния экскаватора и высокое усилие вырыва ковша на большей части уступа по высоте.

10.1.3. ДРАГЛАЙН

Рабочее оборудование драглайна состоит из стрелы, ковша и направляющих блоков.

Стрела драглайна может иметь различное конструктивное исполнение. По основным конструктивным признакам стрелы драглайнов можно объединить в четыре группы: вантовые, трехгранные жесткие, ферменные (как с дополнительной двуногой стойкой и промежуточными подвесками, так и без них) и комбинированные.

Вантовые стрелы до 1972 г. применялись на драглайнах УЗТМ: ЭШ 10.75, ЭШ 14.75; ЭШ 15.90 и ЭШ 25.100А. Вантовая стрела состоит из одной вертикальной и двух наклонных вантовых ферм, имеющих один центральный сжатый пояс трубчатого сечения, надвое разветвляющийся книзу. Элементы, работающие на растяжение, выполнены из канатов, что делает стрелу легкой и достаточно прочной.

Вантовая стрела экскаватора ЭШ 15.90 (рис. 10.14) составлена из трубчатых элементов: первый от пяты стрелы представляет собой пространственную жесткую конструкцию, образованную элементами 1, 2 и 3, а три остальных являются вантовыми фермами. Сжатый пояс 4 стрелы образован трубой, свальцованной и сваренной из листов низколегированной стали 10ХСНД. Растянутые пояса вертикальной и горизонтальной вантовых ферм выполнены из канатов 5, 6, 7 закрытого типа. Канаты 6 верхнего пояса предварительно напряжены с усилием, превышающим усилие растяжения от концевой нагрузки. В вершине 8 жесткой конструкции установлен узел крепления подвески стрелы. Трубчатые стойки 9 вместе с канатами 6 и 7 образуют вертикальную вантовую ферму, а профильные боковые стойки 10 и канаты 5 — две боковые вантовые фермы. Диагональные оттяжки 11 увеличивают жесткость стрелы, препятствуя ее скручиванию. Канаты 5 боковых вантовых ферм имеют натяжные устройства. Неравномерное натяжение канатов вызывает значительную перегрузку отдельных частей стрелы и может привести к аварии. Вверху центральный стержень

заканчивается рамой 12, на которой установлены блоки для подъемных канатов.

Жесткая часть стрелы разделена на две панели, причем в качестве элементов жесткости применены крестовые раскосы из предварительно натянутых вант 13. Это позволило увеличить высоту стрелы и тем

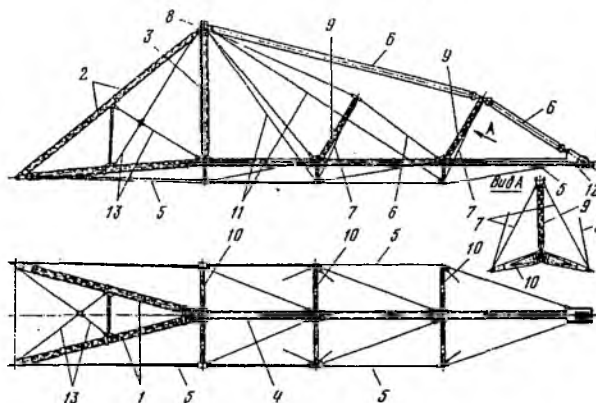


Рис. 10.14. Вантовая стрела экскаватора-драглайна ЭШ 15.90 (УЗТМ)

самым разгрузить ее пояса. Стойки вертикальных ферм соединены с трубой шарнирно, что предохраняет их от изгиба, а трубу от скручивания при неточном монтаже. Канаты, работающие на кручение, соединяют наклонные стойки с вершиной 8 жесткой части стрелы.

Трехгранные жесткие стрелы (рис. 10.15) применяются на отечественных драглайнах ЭШ 15.90А; ЭШ 20.90; ЭШ 40.85 и ЭШ 100.100 (УЗТМ) и других. Такая стрела выполнена из трех жестких трубчатых поясов 1, 2, 4, образующих с головной частью трехгранную пирамиду с вертикальными трубчатыми стойками 3 и вантовыми диагональными связями 5. Верхний трубчатый пояс 4 стрелы предварительно напряжен системой вантовых канатов до суммарного усилия, равного усилию растяжения пояса от концевой нагрузки и веса стрелы, что увеличивает выносливость последней. Стрелу на жестких серьгах 6 подвешивают к стойке 7 поворотной платформы. На верхнем поясе стрелы также располагают ролики для подъемных канатов. Последние касаются роликов при ослаблении натяжения, например во время копания.

Трехгранная трубчатая стрела с канатными раскосами тяжелее, чем вантовая (масса 1 м стрелы соответственно 1,3—1,4 и 1,1—1,2 т), но имеет большую эксплуатационную надежность.

Комбинированные шарнирно-сочлененные стрелы применяют на драглайнах средней мощности (ЭШ 10.70А; ЭШ 20.55 и ЭШ 15.70) производства НКМЗ.

Стрела драглайнов ЭШ 20.55 и ЭШ 15.70 (рис. 10.16) представляет собой пространственную ферменную конструкцию, вы-

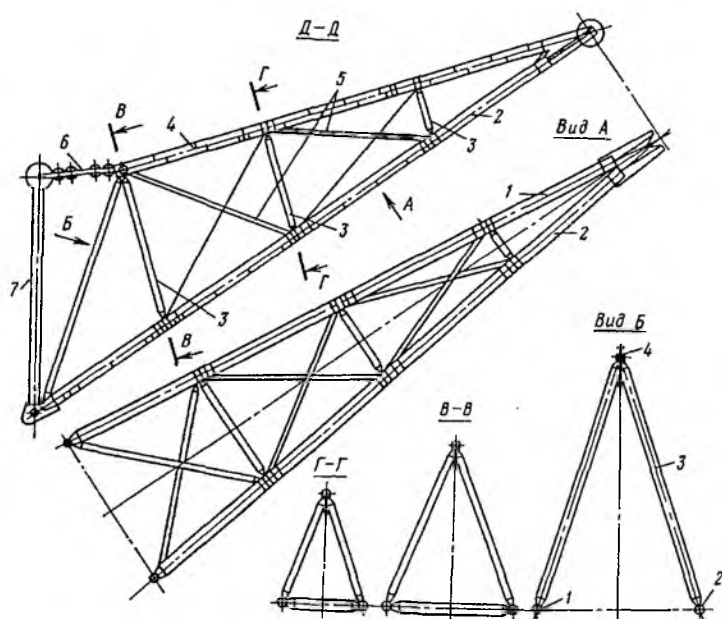


Рис. 10.15. Трехгранная жесткая стрела экскаватора-драглайна ЭШ 100.100

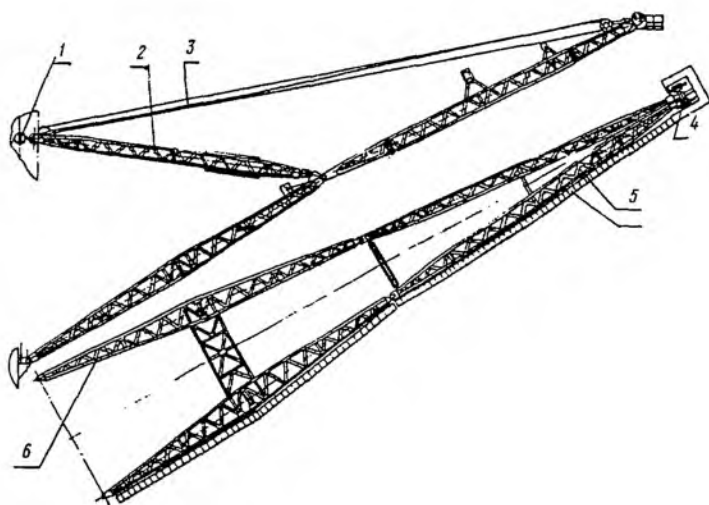


Рис. 10.16. Стрела экскаваторов-драглайнов ЭШ-20.55 и ЭШ 15.70 (НКМЗ)

1 — стойка поворотной платформы; 2 — раскос; 3 — подвеска передняя; 4 — блоки головные следящие; 5 и 7 — секции верхняя и нижняя; 6 — лестницы

полненную из уголков и состоящую из верхней 5 и нижней 7 частей, связанных шарниром. Раскос 2 поддерживает нижнюю секцию. Подвеска стрелы 3 канатная, обеспечивает удержание стрелы

через блок 1, укрепленный на стойке машинного отделения. На правой стороне стрелы установлены лестницы 6. Наличие излома геометрической оси нижнего пояса в вертикальной плоскости исключает запрокидывание верхней части стрелы относительно шарнира.

Головные блоки 4 на драглайнах средней и большой мощности установлены в подвижной раме (люльке), которая позволяет им следовать за отклонением подъемных канатов. Это устраняет трение канатов о боковые поверхности ручьев блоков и уменьшает износ как канатов, так и блоков.

Направляющие блоки (наводка) тяговых канатов устанавливаются между опорами стрелы на платформе экскаватора для обеспечения постоянного направления входа тягового каната на барабан лебедки. На экскаваторах малой мощности наводка состоит из двух вертикальных и двух горизонтальных блоков, объединенных общей поворачивающейся обоймой.

На мощных экскаваторах (рис. 10.17) тяговые канаты от ковша проходят через нижние поворотные вокруг вертикальной оси блоки 8, с которых идут на верхние неповоротные 7 и далее на барабан лебедки 5.

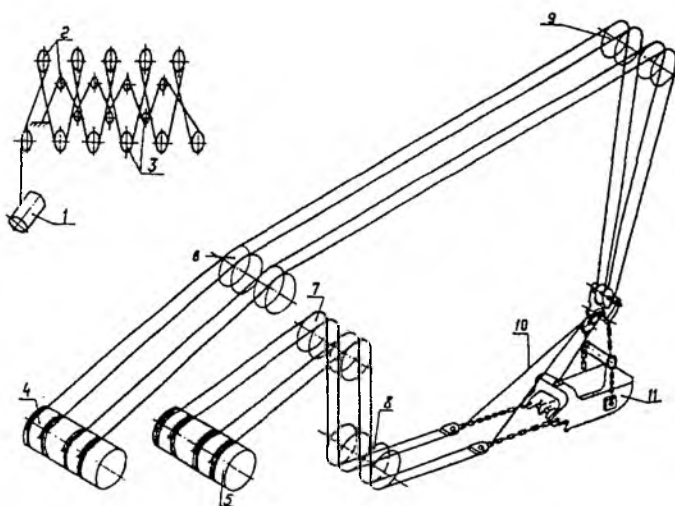


Рис. 10.17. Схема навески канатов экскаватора ЭШ 100.100:

1 — барабан лебедки подъема стрелы; 2 — блоки двуногой стойки; 3 — блоки поддержки стрелы; 4, 5 — барабаны подъемной и тяговой лебедок; 6, 7 — блоки тяговые и подъемных лебедок; 8, 9 — блоки наводки и головные; 10 — упряжь ковша; 11 — ковш

Ферменные решетчатые стрелы с дополнительной стойкой и промежуточной подвеской характерны для экскаваторов фирм «Марион» и «Бюсайрус-Ири». На экскаваторах фирмы «Марион» четырехгранная ферменная стрела имеет рыбообразную форму с расширяющимся основанием. Ее пояса выполнены из уголков, а раскосы и стойки — из труб. Стрела подвешена к мачте, являющейся продолжением верхнего строения и двуперной стойки, на вантах, идущих от головного блока и от срединного сечения стрелы.

Фирмой «Марион» из алюминиевых сплавов изготовлены и испытаны экспериментальные образцы ферменных стрел драглайнов длиной до 78 м, имеющие на 30 % меньшую массу по сравнению со стрелами аналогичной длины, выполненными из стального проката.

На экскаваторах фирмы «Бюсайрус-Ири» применяют трехгранные стрелы с поясами, раскосами и стойками из труб, в основные элементы которых накачан под давлением азот. Специальные датчики, установленные на стреле, позволяют машинисту по падению давления (по утечке газа) определять наличие в ней трещин и предупреждать поломки стрелы.

Ковш драглайна (рис. 10.18) состоит из сварного корпуса 1, козырька 2, отлитого заодно с основаниями зубьев, и арки 3. Последняя служит для придания боковой жесткости ковшу и крепления разгрузочных канатов 4. Наибольшей жесткостью обладают литые арки, однако они тяжелее сварных. К передней части ковша (щекам) приваривают проушины 5 для тяговых цепей 6, а к боковым стенкам прикрепывают проушины 7 для цепей 8 подъема. Через траверсу 9 и балансир 10 цепи 8 соединяются с подъемными канатами 15. В основание козырька 2 вставляют зубья 11.

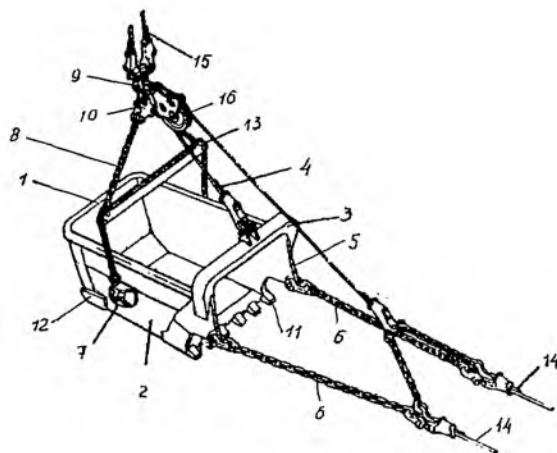


Рис. 10.18. Ковш драглайна

Чтобы защитить днище ковша от изнашивания, к нему приваривают стальные полозья 12 внутри и снаружи. Для предохранения подъемных цепей 8 от истирания о ковш предусмотрена распорная балка 13. Центр тяжести ковша с грузом находится между подъемными цепями и аркой. Вследствие этого при ослаблении тяговых 14 и разгрузочных 4 канатов последние проскальзывают по блоку 16, ковш поворачивается вокруг осей крепления подъемных цепей и порода свободно выгружается через открытое пространство под аркой и между тяговыми цепями. В транспортном положении (при поворотах) ковш удерживается в горизонтальном положении с помощью натянутых тяговых (тягового) и разгрузочного канатов. Совокупность деталей, соединяющих ковш с тяговыми и подъемными канатами, называется упряжью ковша.

Для сравнения ковшей применяют характеристики металлоемкости пустого ковша, представляющие собой отношение массы ковша к его вместимости. Эти характеристики для ковшей тяжелого типа вместимостью 14—100 м³ изменяются в пределах 1,54—1,23 т/м³, составляя в среднем 1,4 т/м³.

За рубежом ковши драглайнов в зависимости от назначения подразделяют на легкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые с удельной металлоемкостью от 0,7 до 1,6 т/м³. Как правило, с ростом вместимости ковша его металлоемкость падает. Так, у ковша вместимостью 168 м³ экскаватора 4250-W этот коэффициент равен 0,72 т/м³.

Ковши безарочной конструкции драглайнов отличаются низкой металлоемкостью (около 1 т/м³). Безарочный ковш имеет расширение в области режущей кромки, в результате чего облегчаются заполнение и его разгрузка, уменьшается возможность образования пустот в ковше при черпании.

Зубья ковшей драглайнов отливают из высокомарганцовистой стали. Их конструкции аналогичны применяемым на прямых лопатах.

10.1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ И МАСС ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Линейные размеры (в метрах) ковшей механических лопат и драглайнов — ширина B_p , длина — L_i и высота h_i , а также их масса $m_{кл}$ (т) приближенно могут быть определены в функции их вместимости E (м³) по следующим зависимостям:

для мехлопат

$$B_{\text{кл}} = 1,2 \sqrt[3]{E}; \quad L_{\text{кл}} = 0,77 B_{\text{кл}}; \quad h_{\text{кл}} = 0,75 B_{\text{кл}}; \quad (10.1)$$

$$m_{\text{кл}} = K_{\text{к}} E; \quad (10.2)$$

для драглайнов

$$B_{\text{кд}} = 1,15 \sqrt[3]{E}; \quad L_{\text{кд}} = 1,2 B_{\text{кд}}; \quad h_{\text{кд}} = 0,65 B_{\text{кд}}; \quad (10.3)$$

$$m_{\text{кд}} = K_1 (K_2 + E) E^{2/3}, \quad (10.4)$$

где $K_{\text{к}}$ — коэффициент тары ковша с подвеской (1—1,4 для легких; 1,3—1,9 для средних и 1,6—2,4 для тяжелых пород), т/м³; K_1 и K_2 — коэффициенты пропорциональности (0,143 и 9,6 для легких; 0,092 и 20 для средних; 0,046 и 40,6 для тяжелых пород).

Масса породы в ковше $m_{\text{п}}$ (т) определяется по формуле

$$m_{\text{п}} = E \gamma / K_{\text{р}}, \quad (10.5)$$

для которой значения γ и $K_{\text{р}}$ приведены в табл. П6 (см. приложение).

Для драглайнов концевую нагрузку в подъемном канате $G_{\text{к+п}}$ (кН) можно определить по зависимости

$$G_{\text{к+п}} = g (m_{\text{к}} + m_{\text{п}}) = 315 E.$$

Масса стрелы с блоками $m_{\text{с}}$ (т) мехлопаты или драглайна, а также масса напорного механизма карьерной мехлопаты $m_{\text{н}}$ (т) могут быть определены в функции массы экскаватора $m_{\text{э}}$ (т) по зависимости вида

$$m_{\text{с}} = K_{\text{м}} m_{\text{э}}, \quad (10.6)$$

где $K_{\text{м}}$ — коэффициент массы (см. приложение, табл. 10.2), $m_{\text{э}}$ — масса экскаватора (см. прил., табл. П8).

Масса одноковшового экскаватора $m_{\text{э}}$ (т) в первом приближении может быть определена и по зависимости вида

$$m_{\text{э}} = K_{\text{э}} E, \quad (10.7)$$

где K_3 — коэффициент металлоемкости, т/м³. Для карьерных лопат ($E = 2 \div 20$ м³) $K_3 = 38 \div 55$ т/м³, для вскрышных лопат ($E = 6,5 \div 100$ м³) $K_3 = 55 \div 110$ т/м³, для драглайнов ($E = 6 \div 100$ м³) $K_3 = 50 \div 120$ т/м³.

По величине массы одноковшового экскаватора и коэффициенту пропорциональности K_i (прил., табл. П8) приближенно могут быть определены линейные размеры L_i (м) конструктивных элементов, перечисленных в таблице по эмпирическому выражению

$$L_i = K_i^3 \sqrt{m_3}. \quad (10.8)$$

10.2. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ МНОГОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

10.2.1. ЦЕПНОЙ ЭКСКАВАТОР

Рабочее оборудование цепного многоковшового экскаватора состоит из ковшовой рамы с подвеской, цепи, имеющей 20—60 ковшей, и привода.

Ковшовая рама (рис. 10.19), как правило, имеет жестко направляемую цепь. Экскаваторы с такой цепью применяют для работы в однородных грунтах или на планировке откосов. Рамы с направляющими для цепей обеспечивают хорошее наполнение ковшей и позволяют работать с большой глубиной черпания.

Рама со свободно висящей нижней ветвью цепи имеет более высокий КПД, причем цепь в меньшей степени подвержена динамическим нагрузкам при работе в породах с твердыми включениями. Свободно провисающая цепь обладает значительной свободой перемещения как в плоскости своего движения, так и перпендикулярно к ней. Поэтому ковши, встречая при своем движении препятствия, обходят их, чем предотвращаются поломки ковшей или разрывы цепи. Рамы со свободным провисанием цепи в настоящее время применяют редко (главным образом на драгах), так как они ограничивают высоту уступа и снижают производительность экскаватора. У всех видов рам холостая ветвь ковшовой цепи движется по роликам.

Верхняя часть ковшовой рамы размещается в приемном желобе, который опускается до бровки забоя и служит для подъема груженных ковшей к месту разгрузки на приводной звездочке.

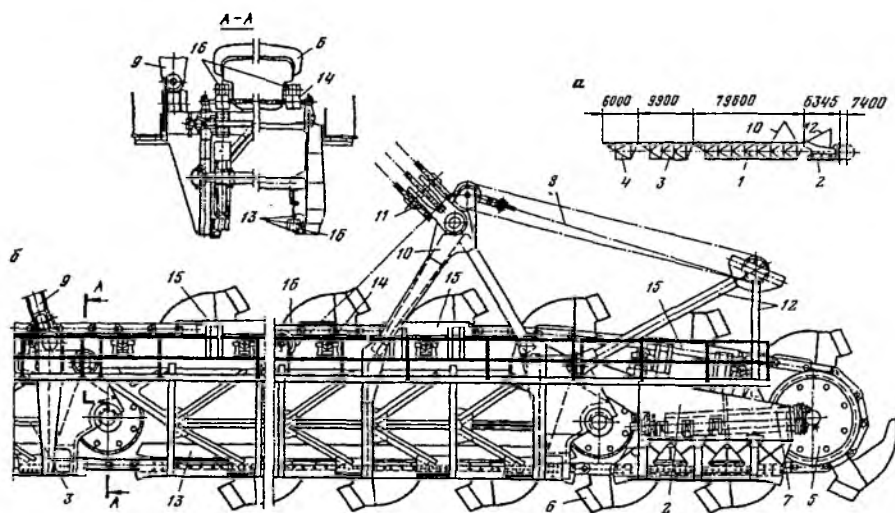


Рис. 10.19. Схема (а) и фрагмент (б) ковшовой рамы экскаватора Es-3150 (бывш. ГДР):

1 — основная ферма рамы; 2 — планирующее звено для нижнего черпания; 3, 4 — планирующие звенья для верхнего черпания; 5 — направляющее колесо; 6 — ковш; 7 — натяжное устройство цепи; 8 — полиспаст нижнего планирующего звена; 9 — нижняя подвеска планирующего звена; 10, 11 — соответственно рама и система блоков основной фермы; 12 — траверса подвески планирующего звена; 13, 15 — направляющие шины; 14 — поддерживающий ролик (с внешней ребордой) для ковшовой цепи; 16 — ковшовая цепь

Остальная часть рамы, поддерживающая холостую ветвь и направляющая рабочие ковши, обязательно имеет шарнир у выхода из приемного желоба, необходимый для изменения ее наклона на угол $55\text{--}60^\circ$ от горизонтали в обе стороны (для работы верхним и нижним черпанием).

При наличии одного шарнира *A* (рис. 10.20, а) и неподвижной верхней части *B* ковшовой рамы разработку ведут веерным способом — с постепенным (после каждого прохода экскаватора по фронту забоя) опусканием ковшовой рамы, что обеспечивает переменное сечение стружки на пути резания. После последнего прохода рама снова поднимается, экскаватор перемещается из точки *O* в точку *O'* на расстояние $a = 1,5 \div 6$ м и работа производится в том же порядке.

При подвижной верхней части *B* (рис. 10.20, б) или же при наличии короткого промежуточного звена *AD* (рис. 10.20, в) удастся осуществлять перемещение рамы как при нижнем, так и при верхнем черпании. Наличие планирующего звена *C* (рис. 10.20, в, г) на конце рамы позволяет качественно зачищать подошву уступа,

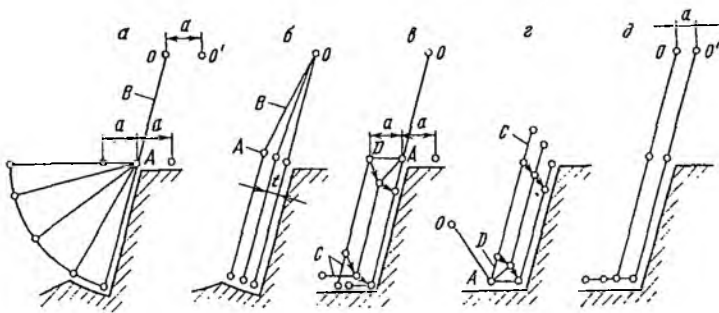


Рис. 10.20. Схемы перемещения ковшовой рамы:

а — веерного; *б* — параллельного режущей части; *в* — параллельного (для рамы с коротким средним и планирующим звеньями); *г* — параллельного (для рамы с коротким средним звеном при верхнем черпании); *д* — параллельного (для рамы с перемещением точки крепления *O* относительно ходовой части)

не оставляя на ней гребешков. Ковшовой рама может иметь до пяти-шести шарниров, что позволяет производить селективную отработку сложноструктурных забоев. На верхнем конце рамы устанавливают ведущие (шести-, восьми- или десятигранные) звездочки, а на нижнем — направляющие колеса.

Подвеска рамы состоит из системы полиспастов, удерживающих раму в нужном положении. Жесткая рама шарнирно соединена с корпусом экскаватора и за свободный конец подвешена к укосу. Шарнирная рама подвешена за каждый шарнир. Изменяя длину отдельных подвесок, можно придавать раме желаемый изгиб.

Все подвески, кроме крайней, состоят из параллельных ветвей канатов. В крайней подвеске, кроме параллельных ветвей, имеются ветви, идущие диагонально (рис. 10.21). В случае упирания ковшовой цепи в непреодолимое препятствие возникают большие боковые нагрузки на раму, под действием которых она отклоняется от вертикальной плоскости. При этом одна диагональ подвески укорачивается, а другая — удлиняется. Тогда проходящая через траверсу 2 горизонтальная ветвь каната с надетой на нее профилированной насадкой 1 начинает двигаться, воздействуя через ролик 3, удерживаемый цилиндром 4, на концевой выключатель 5. Последний включает поворотные (или ходовые) двигатели, предохраняя ковшовую раму от деформации. Однако для работы экскаватора в плотных породах или при длинной ковшовой раме этого недостаточно, поэтому дополнительно применяют специальные канатные оттяжки и даже жесткие боковые треугольные фермы. Последние (на поворотных платформах) удерживают главным образом желоб и первый подвижный шарнир ковшовой рамы.

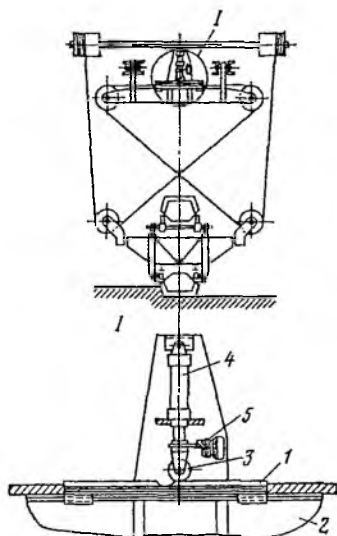


Рис. 10.21. Диагональная подвеска ковшовой рамы с противоперекосным устройством

Подвеску многошарнирной ковшовой рамы экскаватора большой мощности выполняют на шести—восьми полиспадах, состоящих из 24—36 ветвей канатов, причем к первому и последнему шарнирам ветви идут крестообразно. Приводные барабаны канатов ковшовой рамы и противовеса часто располагают на одном валу. В этом случае диаметры барабанов и полиспасты подбирают так, чтобы при любом положении ковшовой рамы противовес ее уравнивал.

В последнее время чаще применяют индивидуальный привод подъема каждого шарнира ковшовой рамы, что, однако, затрудняет уравнивающее движение подвижного противовеса.

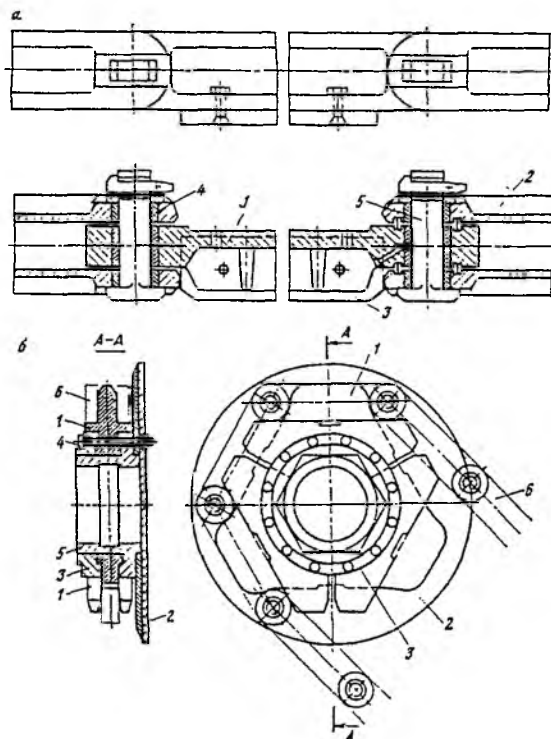
Для уменьшения высыпания породы из ковшей после выхода их из забоя используют приемный желоб. Для исключения контакта между ковшами и желобом при колебаниях рамы последний должен иметь раструб на входе, обеспечивающий зазор до 80 мм между ковшом и основной частью желоба. Расстояние от кромки желоба до бровки забоя не должно превышать 25—40 мм. Для регулировки этого расстояния применяют телескопическую конструкцию желоба, нижняя часть которого может выдвигаться на 100—300 мм.

Для подборки породы, высыпающейся из ковшей, по бокам желоба устанавливают небольшие роторы, перегружающие породу в желоб.

Ковшовая цепь состоит из звеньев, соединенных между собой шарнирами (рис. 10.22, а). Ковши крепятся к звеньям цепи 1, называемыми рабочими. Между рабочими звеньями находится от четырех до восьми холостых звеньев 2. По числу холостых звеньев между ковшами бывают четырех-, шести- и восьмизвенные цепи. Наиболее распространены четырехзвенные цепи. Шагом цепи (длиной звена) и числом холостых звеньев определяется расстояние между ковшами. Чем плотнее порода, разрабатываемая экскаватором, и чем больше вместимость ковша, тем большими должны быть шаг цепи и число холостых звеньев. Звенья цепей изготавливают

Рис. 10.22. Элементы ковшовой цепи:

a — звено цепи: 1 — рабочее звено; 2 — холостое звено; 3 — сменная накладка; 4 — втулка; 5 — палец;
б — ведущая звездочка: 1 — трехсоставная звездочка; 2 — направляющий диск; 3 — кольцо; 4 — болт; 5 — ступица; 6 — цепь



литыми или коваными. Последние более прочны и долговечны. Утолщенные звенья имеют сменные накладки 3. Для уменьшения износа плоских поверхностей звеньев сменные накладки направляющих ковшовой рамы изготавливают из более мягкой стали.

С этой же целью в отверстия планок запрессовывают втулки 4 из марганцовистой стали. Через втулки проходят пальцы 5, соединяющие планки между собой и изготавливаемые из марганцовистой стали. Обычно шарниры цепей работают без смазки, но на некоторых экскаваторах последних выпусков смазка предусмотрена.

Срок службы цепи в зависимости от абразивности породы изменяется в широких пределах — от 350 до 2600 ч и определяется главным образом долговечностью тонких (холостых) звеньев. В пересчете на выработанную горную массу срок службы цепи составляет 15—18 млн м³.

Между шагом цепи $t_{ш}$ (м) и вместимостью ковша E (л) имеется зависимость

$$t_{ш} = K_{ц}^3 \sqrt{E}, \quad (10.9)$$

где $K_{ц}$ — коэффициент, равный 0,056 при стандартном или 0,074 при удлиненном шаге.

Высота звена цепи $h_{ц}$ (м) определяется по формуле

$$h_{ц} = 0,29 t_{ш}. \quad (10.10)$$

Увеличение шага цепи влечет за собой также увеличение диаметра ведущей звездочки и крутящего момента на ее приводном валу.

Один из наиболее часто встречающихся отказов цепных экскаваторов — обрыв ковшовой цепи. Обрыв одной ветви, раньше чем сработает защита, обычно влечет разрыв и второй ветви. Для предупреждения таких явлений на ковшовой раме устанавливают ловитель. Оборвавшаяся цепь, падая, попадает на захват, а концевой выключатель останавливает двигатели приводов ковшовой цепи и хода.

Ковши многоковшовых цепных экскаваторов изготовляют клепаными или сварными вместимостью до 4500 л. Козырек ковшей — из марганцовистой стали. Во избежание спрессовывания породы боковые стенки ковша выполняют параллельными, однако в этом случае приходится увеличивать размеры козырька для того, чтобы устранить касание уступа хвостовой частью ковша.

Основные размеры ковшей цепных экскаваторов (длина L_k , ширина B_k и высота h_k) выражают в долях шага:

$$L_k = 2,6 \div 2,8 t_{ш}; B_k = 2,05 \div 2,15 t_{ш}; h_k = 1,4 \div 1,5 t_{ш}. \quad (10.11)$$

Боковые стенки ковша имеют лапы, которыми его крепят к рабочим звеньям цепи.

Натяжной механизм, устанавливаемый у направляющих колес ковшовой цепи, служит для ее натяжения при изменении наклона рамы или планирующего звена.

Направляющие колеса 5 (см. рис. 10.19) с высокими реборами установлены на оси в подшипниках и через пружины, заключенные в трубу, и винтовое натяжное устройство 7 опираются на ковшовую раму. Вращая с помощью электродвигателя и системы передач червячное колесо, соединенное с гайкой, машинист может перемещать ось барабана и этим регулировать натяжение цепи. Величина хода натяжного устройства должна быть чуть больше половины шага ковшовой цепи.

Ведущие звездочки (рис. 10.22, б) являются одними из наиболее нагруженных деталей привода. Их изготавливают составными из нескольких основных элементов с чередующимися одинарными и двойными зубьями. Наличие шестигранных соединений кольца обода звездочки со ступицей и кольцевых выступов обеспечивает разгрузку соединительных болтов. Шестигранные звездочки применяют в основном при ковшах вместимостью до 600 л.

Многогранная форма звездочек вызывает колебания скорости ковшовой цепи, которые уменьшаются с увеличением числа граней звездочки. Существуют специальные устройства, позволяющие выравнивать скорость ковшовой цепи.

10.2.2. РОТОРНЫЙ ЭКСКАВАТОР

Рабочее оборудование роторных экскаваторов включает в себя рабочий орган — ротор с ковшами, приемно-питающее устройство ротора и стрелу.

Ротор. Рабочие органы роторного типа могут быть разделены:

- по *способу разгрузки ковшей* на гравитационные (рис. 10.23, *а*) и инерционные (рис. 10.23, *б, в*); по конструкции роторные колеса с гравитационной разгрузкой бывают камерные (рис. 10.24, *а*), бескамерные (рис. 10.24, *б*) и комбинированные;
- по *расположению оси вращения ротора* относительно оси барабана приемного конвейера: с параллельным расположением (рис. 10.25, *а—е*), под углом в горизонтальной и (или) вертикальной плоскостях (рис. 10.25, *ж, з*);
- по *расположению приемной части конвейера* относительно ротора: с боковым расположением (рис. 10.25, *а—е*), в торце ротора (см. рис. 10.23, *а—в*), внутри ротора (см. рис. 10.25, *ж, з*);
- по *конструкции приемно-питающего устройства* при бескамерном и камерном роторе: с неподвижным лотком, с вращающимся конусом, с барабанным или роликовым питателем, с тарельчатым питателем, комбинированные (см. рис. 10.25);
- по *типу привода* — с нерегулируемым и регулируемым приводом;
- по *креплению привода к стреле*: с жестким креплением и с подвеской на упруго-демпфирующем устройстве.

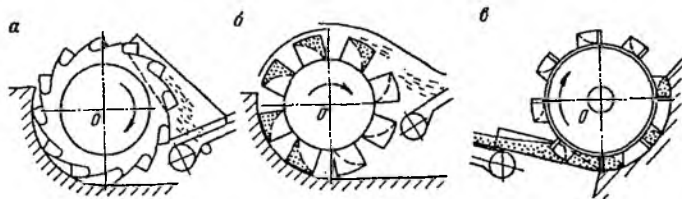


Рис. 10.23. Схемы прямой разгрузки ротора:

а — гравитационная торцовая; *б* — инерционная с подъемом материала через ротор; *в* — то же, без подъема материала

Гравитационная разгрузка частиц породы из ковша, когда он поднимается в верхнее положение на колесе, осуществляется через открытую нижнюю полость свободным потоком под действием веса разгружаемого материала.

Инерционная разгрузка породы из ковша обеспечивается при высокой скорости движения под действием центробежных сил, выбрасывающих породу из ковша через его переднюю открытую часть по касательной в месте разгрузки.

Камерный ротор (см. рис. 10.24, а) представляет собой колесо, на периферии диска 1 которого укреплены ковши 2. Под ковшами внутри колеса расположены обтекаемые желоба (камеры) 3, по которым порода, высыпаясь из ковша (после его выхода за пределы запирающего сектора A_1), стекает на конвейер 4 роторной стрелы. Камеры внутри футеруют износостойкими и антиадгезионными (препятствующими налипанию) материалами, например супроленом, тефлоном. Для улучшения разгрузки задняя стенка камеры выполнена по касательной к окружности небольшого диаметра d_1 . Камерные роторы предназначены главным образом для верхнего черпания и редко реверсируются для работы ниже уровня стоянки экскаватора. Значительный суммарный объем собственно ковша E и его камеры E_1 , в соответствующих условиях эксплуатации позволяет получать при работе с камерными роторами высокую производительность, превышающую на 30—40 % номинальную, определяемую, как правило, только по паспортной вместимости E ковша.

У бескамерного ротора (см. рис. 10.24, б) порода в ковше 1 вместимостью E и его подковшовой камере 5 вместимостью E_1 перемещается по неподвижной обечайке A_2 , прикрепленной к стреле и закрывающей подковшовое пространство с внутренней стороны. Обечайка и разгрузочный сектор могут выполняться подвижными, что позволяет сохранить благоприятные условия разгрузки породы из ковшей при переменных углах наклона стрелы.

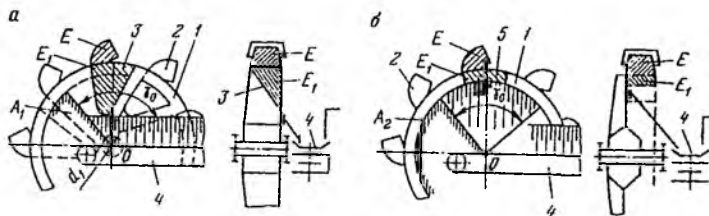


Рис. 10.24. Схемы роторных колес

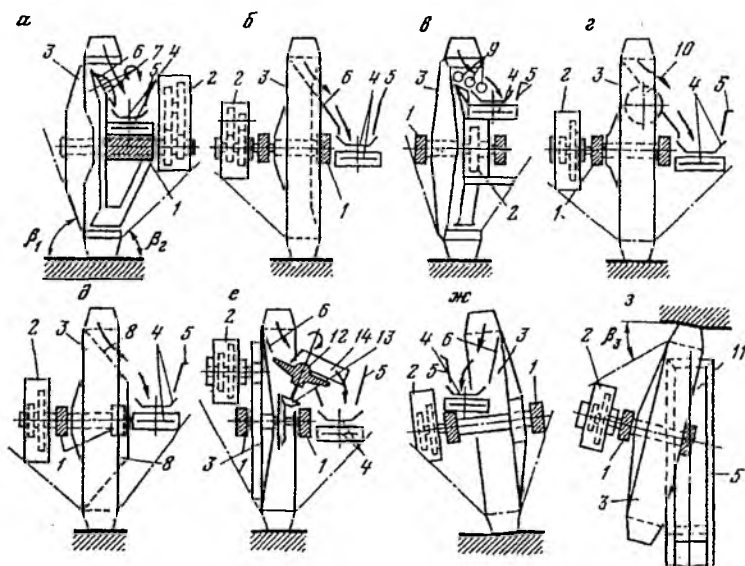


Рис. 10.25. Схемы приемно-питающих устройств роторных исполнительных органов:

1 — опора роторного колеса; 2 — редуктор; 3 — роторное колесо; 4 — лента конвейера роторной стрелы; 5 — бортик конвейера; 6 — лоток; 7 — скребок; 8 — вращающийся конус; 9 — ролик; 10 — барабан; 11 — ленточный питатель; 12 — тарельчатый питатель; 13 — коническая передача; 14 — неподвижный скребок

Комбинированный (полукамерный) ротор имеет удлиненную заднюю стенку ковша, несколько не достигающую до центра колеса. Поэтому ковши вместе с подковшовой камерой, образованной неподвижным сектором и «хвостом» ковша, имеют значительную вместимость при малых размерах ротора, что повышает производительность экскаватора. Камерные и комбинированные роторы наиболее пригодны для разработки сухих, плотных материалов, например углей.

Скорость скольжения породы по разгрузочной поверхности ротора зависит от угла наклона этой поверхности к горизонту.

При боковой разгрузке иногда осуществляют наклон оси ротора по отношению к оси конвейера в вертикальной и горизонтальной плоскостях на $5\text{--}10^\circ$ (см. рис. 10.25, ж, з). Наклон ротора в сторону конвейера дает значительное улучшение условий разгрузки. При прямой разгрузке ротор устанавливают перед конвейером.

Число Z ковшей на роторе и его частота вращения n_p должны выбираться такими, чтобы за время прохождения ковшом разгрузочного угла γ_0 ($70\text{--}80^\circ$ у камерных и $120\text{--}130^\circ$ у бескамерных)

порода успела соскользнуть с разгрузочной поверхности на конвейер. В свою очередь, число ковшей на роторе и частота вращения последнего определяют производительность экскаватора.

Путь, проходимый породой по разгрузочным поверхностям ротора, у бескамерных роторов значительно короче, чем у камерных, что позволяет значительно увеличить частоту вращения бескамерного ротора и число опорожнений ковшей в минуту с 30—40 у камерных до 108 у бескамерных. Скорость резания при этом у отдельных машин может составлять 1,5—5 м/с, а частота вращения — 2—10 мин⁻¹.

Наиболее крупным недостатком роторов с гравитационной разгрузкой является ограничение угловой скорости ротора центробежными силами, препятствующими разгрузке, до величины не более $w_{\max}$ (рад/с). Последняя допускается большей с уменьшением диаметра ротора D_p (м), поскольку

$$w_{\max} = (0,5 \div 0,7) \quad w_{kp} = (2,22 \div 3,14) \sqrt{1/D_p}. \quad (10.12)$$

Инерционная (центробежная) разгрузка позволяет устанавливать существенно более высокую частоту разгрузок ковшей по сравнению с гравитационной. Инерционная разгрузка теоретически возможна при $w \geq w_{kp} = \sqrt{2g / D_p}$. В этом случае порода из ковшей, находящихся в верхнем положении, не падает вниз, а выбрасывается под действием векторной суммы веса и центробежной силы. Инерционные роторы по сравнению с гравитационными при равной производительности имеют меньшие габариты и массу. Уменьшение же массы ротора у экскаваторов с большими линейными параметрами может обеспечить примерно 1,5—2-кратное снижение массы машины, хотя уменьшение диаметра ротора не всегда может быть оправдано по технологическим условиям отработки уступа. Интенсивный износ высокоскоростных роторов, повышенное пылеобразование и энергоемкость процесса, опасность значительных повреждений рабочего органа при встрече с твердыми включениями в массиве, а также ряд других их отрицательных качеств ограничивают область применения инерционных роторов главным образом машинами малой и средней производительности для добычи угля.

Роторы с инерционной разгрузкой устанавливают впереди конвейера, они могут осуществлять разгрузку через ротор с подъемом материала (см. рис. 10.23, б) или за ротором без подъема материала (см. рис. 10.23, в).

Для гравитационных роторов диаметр может быть определен исходя из вместимости E (м³) ковша по зависимости

$$D_{\text{цр}} = 5,5 + 3,3 E - 0,28/E. \quad (10.13)$$

Приемно-питающие устройства служат для передачи породы от рабочего (ковша) на транспортирующий (ленту) орган. Их конструкции зависят от параметров рабочего органа и свойств перегружаемого материала. В основном приемно-питающие устройства устанавливают на экскаваторах с бескамерными роторами.

Наиболее простой конструкцией приемно-питающего устройства является неподвижная наклонная плоскость — (лоток) 6 (см. рис. 10.25, б, ж), вводимая во внутреннюю полость ротора под углом 60—70° к горизонту и обеспечивающая передачу породы на ленту 4 конвейера. Поверхность скольжения лотка ограничена боковыми стенками. Неподвижный лоток пригоден при разработке только несвязных, сыпучих и каменных пород. При разработке вязких и липких пород на лотке целесообразно устанавливать вращающиеся вокруг оси скребки 7 (см. рис. 10.25, а).

Широкое распространение получили приемно-питающие устройства, рабочая поверхность которых выполнена в виде вращающегося конуса 8 (см. рис. 10.25, д) с углом наклона к горизонту 60—70°. Для очистки поверхности конуса от налипающего грунта и ограничения его потока служат боковые скребки A_1 (см. рис. 10.24), неподвижные относительно стрелы.

Приводной роликовый стол-питатель (см. рис. 10.25, в) должен иметь уклон в сторону стрелового конвейера и возрастающую частоту вращения роликов 9 в направлении разгрузки. Ролики устанавливают с минимальным зазором, чтобы порода не просыпалась между ними, а их поверхность покрывают резиной.

Модификацией роликового питателя является барабанный питатель (см. рис. 10.25, з), представляющий собой цилиндрический или конический барабан 10, перекрывающий по своей длине сектор разгрузки.

При установке очистительных устройств применение питателя эффективно на любых породах, однако порода на конвейер выносится питателем со значительной поперечной скоростью и под прямым углом к направлению движения ленты. Поэтому порода скользит по ленте до тех пор, пока не приобретет той же скорости, что и лента. Следствием проскальзывания породы на ленте является повышенный износ последней.

Для того чтобы предохранить длинную дорогостоящую ленту стрелового конвейера от быстрого износа, иногда применяют промежуточный короткий (по длине близкий к диаметру ротора) продольный конвейер-питатель 11 (см. рис. 10.25, з). На последнем используется лента с более толстым слоем резины.

Порода с промежуточного конвейера поступает на главный конвейер со скоростью, равной скорости движения ленты главного конвейера и почти совпадающей с ней по направлению. Кроме того, в месте перегрузки породы иногда устанавливают колосники (грохот), через которые мелкие куски породы подсыпаются на ленту, защищая ее поверхность от ударов крупными кусками и тем самым уменьшая ее износ.

Относительно равномерный и направленный по движению ленты поток породы можно получить установкой во внутреннюю полость ротора вращающегося наклонного тарельчатого питателя 12 (см. рис. 10.25, е), приводимого в действие через коническую передачу 13 от вала ротора. Недостатком тарельчатого питателя является сложность конструкции и трудность перекрытия сектора разгрузки при больших диаметрах ротора.

Бескамерная конструкция ротора позволяет расположить его под углом к оси стрелы в горизонтальной или вертикальной плоскости и ввести стреловой конвейер в его внутреннюю полость (см. рис. 10.25, ж, з). Такие схемы применяются на некоторых мощных зарубежных роторных экскаваторах.

По конструкции режущей части роторы делятся на ковшовые и ковшовые с дополнительными рыхлящими поясами. Последние представляют собой, как правило, режущие кромки от ковша без днища, их устанавливают в промежутке между ковшами.

Ковши. Конструкция ковша роторного экскаватора должна обеспечивать: осуществление процессов резания и заполнения ковша с возможно меньшими энергозатратами, исключение залипания его режущего периметра и внутренней полости; полную разгрузку породы в пределах разгрузочного сектора; ограничение величины кусков, образующихся в результате отделения стружки; снижение неравномерности внешней нагрузки, возникающей в результате периодического входа и выхода режущих элементов из контакта с забоем и исключение просыпей при черпании.

В ковше различают две основные части: режущую, отделяющую стружку от массива, и корпусную, транспортирующую породу к месту разгрузки.

Ковши, в свою очередь, различаются:

- по конструкции и наличию днища — с жестким днищем, гибким днищем и без днищ (при инерционном способе разгрузки). Жесткое днище может быть сплошным или прутковым, гибкое — цепным или кольчужным;
- по форме режущего пояса (козырька) — арочные, прямоугольные и трапециевидные. Режущая кромка пояса по армировке режущим инструментом может быть с зубьями и без зубьев;
- по наклону боковой режущей кромки к радиусу ротора — с радиальной, боковой и наклонной (ковши косога резания) режущими кромками.

Корпус ковша может быть: со сплошным днищем для экскавации пород, не восстанавливающих свою связность после экскавации (песчаные и супесчаные породы, угли, скальные прослойки с малой влажностью); с цепной задней стенкой для супесчаных пород, легких суглинков и влажных углей; каркасный со сплошным цепным днищем для экскавации тяжелых и липких пород при любых климатических условиях.

Ковши всех средних и крупных отечественных роторных экскаваторов снабжены цепными днищами. В верхнем положении ковша на роторе цепи провисают внутрь, стряхивая с себя породу. Хорошие результаты по снижению кусковатости отделяемой горной породы и уменьшению динамики при работе машин достигаются установкой промежуточных режущих поясов между ковшами, которые представляют собой режущую кромку от стандартного ковша без корпуса.

Важным условием для работы ковша является соотношение его габаритов: длины L_k , ширины b_k и высоты h_k .

На практике соотношение h_k/b_k изменяется в пределах от 0,5 до 1,1, а h_k/L_k — от 0,8 до 1,1, оптимальные значения $h_k/b_k = 0,75 \div 0,8$ и $h_k/L_k = 0,52 \div 0,59$.

Проф. Н.Г. Домбровский рекомендует

$$L_k = b_k \geq 1,5h_k; \quad h_k = \sqrt[3]{E/K_e}, \quad (10.14)$$

где K_e — коэффициент вместимости, составляющий для несвязных пород 1,0, для среднесвязных 1,1 и для вязких 1,25.

Привод ротора классифицируется по следующим признакам:

- по компоновке: с приводом, встроенным в ротор (см. рис. 10.25, в); с наружным размещением привода (рис. 10.26, а-в); с комбинированным размещением привода (рис. 10.26, г);
- по конструктивному исполнению: с планетарной передачей; с передачей обычного исполнения (см.рис. 10.26, а-в); с комбинированной передачей (см. рис. 10.26, г);
- по способу крепления привода к роторной стреле: с жестким креплением; с посадкой редуктора на вал ротора б (см. рис. 10.26, а) с одной стороны и через упруго-демпфирующую опору 3 на металлоконструкцию роторной стрелы с другой стороны;
- по способу передачи крутящего момента: через вал (см. рис. 10.26); через зубчатый венец с внутренним или внешним зацеплением, закрепленный на роторе (см. рис. 10.25, е);
- по числу скоростей привода: с одно- и многоскоростным приводом. Последний по способу регулирования скорости может быть ступенчатым и бесступенчатым;
- по числу двигателей привода ротора: одно- и многодвигательный.

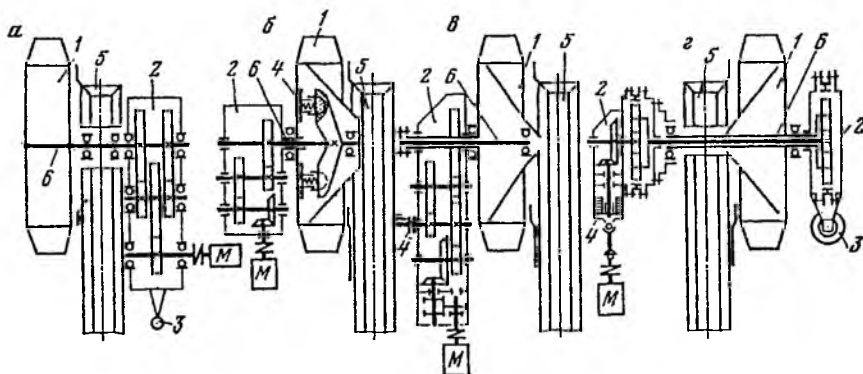


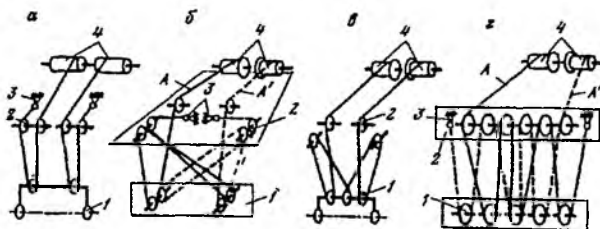
Рис. 10.26. Схемы компоновки роторного узла:

1 — роторное колесо; 2 — редуктор; 3 — упругая подвеска; 4 — муфта; 5 — конвейер; 6 — вал роторного колеса

Предохранительные муфты в приводе роторных экскаваторов применяются фрикционного, гидравлического, электромагнитного и планетарного типов. Установка муфт 4 (см. рис. 10.26, б) может производиться на валу ротора, на промежуточном валу механической передачи (см. рис. 10.26, в) и на валу двигателя (см. рис. 10.26, г).

Рис. 10.27. Схемы запосовки канатных подвесок роторной стрелы:

1 — блок роторной стрелы;
2 — блок верхнего строения;
3 — устройство контроля за усилием в канатах; 4 — лебедка подъема стрелы



Роторная стрела. По типу металлоконструкции роторные стрелы могут выполняться: в виде пространственных ферм, трубчатыми и балочными. В свою очередь, фермы могут иметь прямоугольные, трехгранные и реже ромбические очертания.

Роторный экскаватор может выполняться как со стрелой постоянной длины, так и с (выдвижной) стрелой (см. рис. 9.7).

У экскаваторов с выдвижными стрелами крепление опорной части роторной стрелы может быть выполнено с опиранием на напорную тележку. Подача стрелы на забой и обратно может осуществляться зубчато-реечным механизмом или тяговыми лебедками.

Устройство для подъема и опускания стрелы может быть выполнено: с канатными подвесками; с гидравлическим устройством; с жесткими элементами постоянной длины, один конец которых для осуществления подъема стрелы перемещается лебедкой по направляющим, находящимся на стреле противовеса.

В свою очередь, канатные подвески подразделяются по числу канатов и барабанов лебедки на одноканатные системы с одно- и двухбарабанным приводом и на двухканатные системы с двухбарабанным приводом.

Канатные подвески роторной стрелы имеют, как правило, две независимые симметричные полиспастные системы (рис. 10.27, а, б, г), приводимые в действие либо от двух лебедок с выравнивающим нагрузкой устройством, либо от двухбарабанного привода. В случае обрыва одной из ветвей (А или А') вторая в состоянии удерживать роторную стрелу. Для удержания роторной стрелы от раскачивания в горизонтальной плоскости применяют крестообразную (рис. 10.27, б) или V-образную (рис. 10.27, в) подвеску.

Подвески конвейерной стрелы всегда имеют крестообразную схему полиспастов, применяемую из-за значительной скорости поворота стрелы и появляющихся вследствие этого боковых составляющих сил тяжести.

11.1. РАБОЧИЕ МЕХАНИЗМЫ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Рабочие и холостые движения экскаватора осуществляются, приводимыми от двигателя или группы двигателей, отдельными механизмами или группой механизмов.

Главные механизмы служат для получения рабочих движений ковша экскаватора: подъема (и тяги у драглайна) и напора. Доставку ковша к месту разгрузки производят механизмом поворота. Все эти механизмы устанавливают на поворотной платформе (за исключением механизма напора у карьерных лопат с зубчатопеременной системой выдвигания рукояти, находящейся, как правило, на стреле — см. гл. 10).

По кинематическому признаку механизмы экскаватора подразделяются на три типа:

- с *одноводвигательной схемой* привода всех механизмов от одного общего двигателя;
- с *групповой схемой* привода нескольких механизмов от общих двигателей;
- с *многодвигательной схемой* привода механизмов от собственных (индивидуальных) двигателей.

Первые два типа применялись на экскаваторах малой мощности — универсальных, которые здесь не рассматриваются. Механизмы экскаваторов средней и большой мощности имеют индивидуальный привод постоянного тока с одним или несколькими двигателями.

Механизмы подъема и тяги одноковшовых экскаваторов (за исключением гидравлических) состоят из приводных лебедок и канатно-блочных передач. Схемы канатно-блочных передач у экскаваторов с индивидуальным приводом обычно выполняют бесполиспастными. При двух- или четырехканатном подъеме на ковше мехлопат иногда применяют двукратный полиспаст или уравнивательные блоки, выравнивающие натяжение отдельных ветвей канатов. На драглайнах полиспастные системы на подъеме и тяге не применяют.

Подъемные лебедки экскаваторов подразделяют по числу двигателей барабанов и редукторов. По числу двигателей подъемные лебедки бывают однодвигательными (ЭКГ-5А, ЭВГ-35.65М), двухдвигательными (ЭКГ-10, ЭКГ-15, ЭКГ-20, ЭШ 65.45М, ЭШ 11.70, ЭШ 15.90 и др.) и многодвигательными — с четырьмя (ЭШ 40.85, ЭШ 100.100) и более двигателями. На некоторых зарубежных драглайнах число двигателей в приводах подъемных лебедок достигает десяти.

По числу барабанов подъемные (тяговые) лебедки экскаваторов подразделяют на одно- и двухбарабанные (сдвоенные).

Подъемные лебедки экскаваторов выполняются двух видов: безредукторные (ЭВГ-35.65М) и редукторные. Последние, в свою очередь, могут быть одноредукторными (ЭКГ-5А, ЭКГ-10, ЭКГ-20 и ЭШ 15.90), двухредукторными (ЭШ 25.100) и многоредукторными — с четырьмя (ЭШ 100.100) и более редукторами.

Подъемные и тяговые лебедки у шагающих экскаваторов, а также подъемные и напорные у большинства карьерных и вскрышных в наибольшей степени характеризуются блочностью и унификацией конструкций. Под блочными понимают такие конструкции машин или их механизмов, которые состоят из отдельных узлов (редукторов, барабанов, лебедок, тормозов, аппаратов и др.), соединенных с остальной конструкцией машины с помощью легкоразъемных соединений.

Унифицированными называют такие конструкции машин, у которых разнотипность деталей и узлов одного и того же назначения сведена до минимума. Блочность и унификация конструкций в значительной степени облегчают и упрощают конструирование, изготовление и эксплуатацию (ремонт) таких машин. Так, применение унифицированных стандартных узлов (модулей) для подъемных и тяговых лебедок, например драглайнов, позволяет получать типовой унифицированный ряд лебедок (рис. 11.1) с разнообразными комбинациями идентичных передач и двигателей, используемых как базовые для исходной (простейшей) модели параметрического ряда.

Использование стандартных блоков зубчатых передач в различных комбинациях дает определенные преимущества по сравнению с индивидуальным методом проектирования редукторов, главными из которых являются: высокая надежность уже отработанных систем, взаимозаменяемость, ремонтпригодность и малая номенклатура запасных частей.

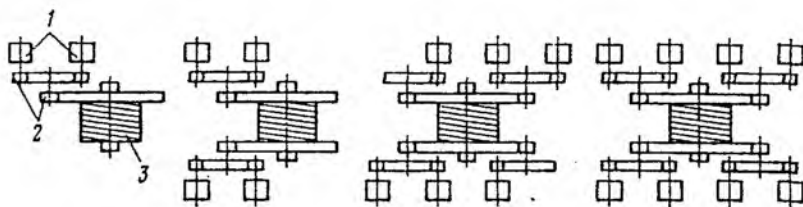


Рис. 11.1. Унифицированный ряд подъемных и тяговых лебедок, скомпонованных из стандартных модулей:

1 — двигатель; 2 — зубчатая передача; 3 — барабан

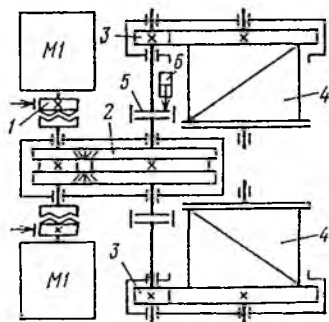


Рис. 11.2. Кинематическая схема подъемной и тяговой лебедок драглайна ЭШ 15.90:

1 — кулачковая муфта с тормозным шкивом; 2 — шевронная пара; 3 — цилиндрическая пара; 4 — барабан; 5 — зубчатая муфта; 6 — пневмоцилиндр управления зубчатой муфтой

Унифицированные подъемные лебедки применяются на карьерных мехлопатах (ЭКГ-10 и ЭКГ-8УС; ЭКГ-15 и ЭКГ-12УС), подъемные и тяговые — практически на всех моделях драглайнов.

Подъемная и тяговая лебедки на отечественных драглайнах кинематически и конструктивно унифицированы (рис. 11.2). Расчеты показывают, что предпочтительным является превышение мощности подъемной лебедки на 15—20 % по сравнению с мощностью тяговой. При установке для привода лебедки малого числа двигателей большой единичной мощности этого достичь трудно. При использовании же схем компоновки лебедок из стандартных модулей (см. рис. 11.1) возможно оснастить подъемную лебедку большим числом двигателей, чем тяговую.

Безредукторная подъемная лебедка на экскаваторе ЭВГ-35.65М приводится от тихоходного электродвигателя постоянного тока мощностью 3200 кВт с номинальной частотой вращения 26/48 мин⁻¹. На концах вала смонтированы левый и правый барабаны с соответственно ориентированными нарезками, на каждый из которых навиваются по два каната.

Примером планетарной лебедки с двумя отдельными барабанами и приводом от двух двигателей предназначенной для подъема ковша посредством сдвоенного канатного полиспаста может служить подъемная лебедка экскаватора ЭКГ-10. Лебедка приводится в действие двумя электродвигателями, снабженными дисковыми тормозами.

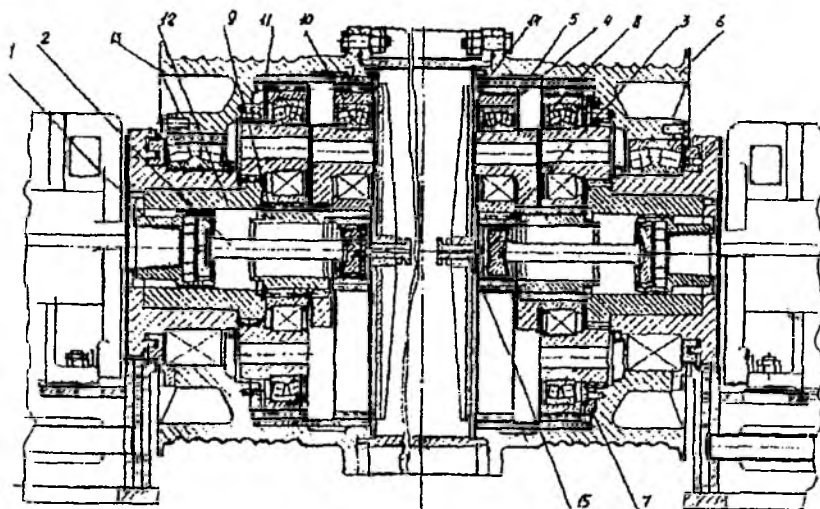


Рис. 11.3. Планетарный барабан-редуктор подъемной лебедки экскаватора ЭКГ-10

Барабан-редуктор подъемной лебедки (рис. 11.3) представляет собой планетарный редуктор, смонтированный внутри барабана. Крутящие моменты от электродвигателей через зубчатые муфты 1 и торсионы 2 передаются на ведущие шестерни 3 редуктора. От ведущих шестерен 3 через сателлиты 4 движение передается на колеса 5, имеющие по два венца внутреннего зацепления и жестко связанные с барабаном 6 через диск 7. Одновременно от сателлитов 4 движение получают водила 8, а от них через центральные шестерни 9 сателлиты 10, сцепленные с венцами колеса 5.

Водила 11 застопорены при помощи зубчатых втулок 12, запрессованных в неподвижные стойки. Первая ступень барабана-редуктора работает как дифференциал, а вторая как обычная зубчатая передача с паразитной шестерней. Сателлиты 10, 4 и барабаны 13 и 6 вращаются на подшипниках качения, а шестерни 3 — плавающие.

В крышках 14 имеются регулировочные винты 15 с шариком для выбора осевого зазора ведущих шестерен 3.

Торможение подъемной лебедки при работе производится противотоком. Для аварийного и экстренного торможения предусмотрены дисковые электромагнитные нормально замкнутые тормоза, которые выполняют также функцию стояночных тормозов, срабатывая при размыкании цепи управления и обесточивании экскаватора.

Подъемный канат экскаватора ЭКГ-10 закреплен обоими концами на барабанах 13 и 6 лебедки, а средней частью охватывает блоки подвески ковша, головные блоки и уравнильные полублоки стрелы. Для ограничения подъема ковша на стреле установлен конечный выключатель.

Для смягчения возможных ударов траверсы ковша о головные блоки на втулке крепления подъемного каната к голове стрелы предусматривается специальный фигурный упор, на который ложатся блоки траверсы.

На механизмах экскаваторов Ижорского завода применены дисковые электромагнитные тормоза. Дисковый тормоз с электромагнитным управлением компактен, имеет высокий тормозной момент, надежен и бесшумен в работе, легко регулируется.

При выборе *места расположения механизма на поворотной платформе* экскаватора определяющим является необходимость: осуществления наиболее простой кинематической связи с исполнительным органом (ковшом, венцом и др.), обеспечения минимальной протяженности гидро-, пневмо- и электрокоммуникаций, легкого доступа для обслуживания и ремонта, а также размещения наиболее тяжелых агрегатов в задней части платформы, чем достигается уменьшение величины противовеса (балласта) и снижение общей массы экскаватора.

Расположение главных механизмов на поворотной платформе у карьерных мехлопат (рис. 11.4) характеризуется смещением мотор-генераторного преобразовательного агрегата 1, как наиболее тяжелого, в хвостовую часть платформы, а подъемных лебедок 2 с приводом — в среднюю. Механизмы поворота 3, будучи всегда кинематически связанными с поворотным венцом, располагают как в передней части относительно оси вращения O (ЭКГ-5А, ЭКГ-10), так и в средней и задней ее частях (ЭКГ-12,5 и ЭКГ-20). Лебедка напорного механизма 5 у современных карьерных экскаваторов с канатно-полиспастной системой выдвижения рукояти обычно находится в передней части поворотной платформы.

На поворотной платформе гидравлического карьерного экскаватора ЭГ-350 (рис. 11.5) хвостовую часть платформы занимают преобразовательный агрегат, масляные баки и радиатор, а также две насосные станции. В центральной части платформы находятся механизмы поворота, компрессор, блок золотников и станция управления. В передней части платформы (за осью вращения O) расположены трансформатор и кабина машиниста, а также оси крепления стрелы и стреловых цилиндров.

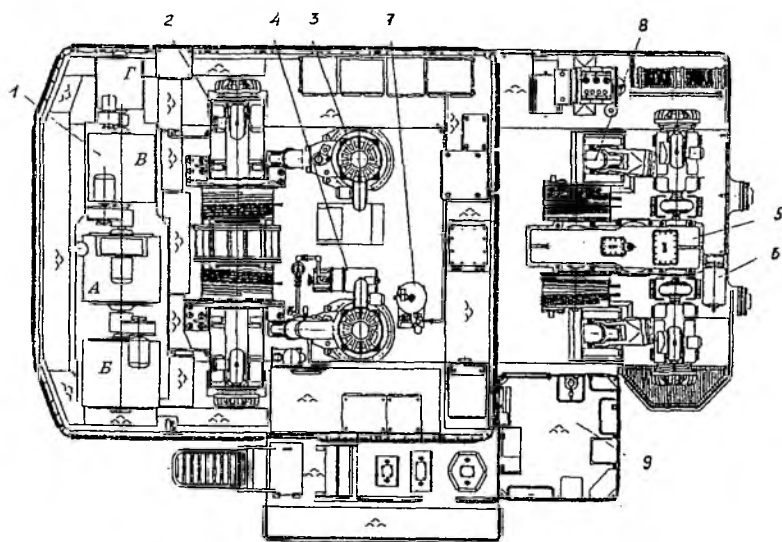


Рис. 11.4. Размещение механизмов на поворотной платформе экскаватора ЭКГ-10: 1 — четырехмашинный агрегат (сетевой асинхронный двигатель А; генераторы подъема В, поворота и хода В, напора Г); 2 — лебедка подъема; 3 — механизм поворота платформы; 4 — компрессор; 5 — лебедка напора; 6 — двигатель механизма открывания ковша; 7 — станция централизованной смазки; 8 — проушина крепления пяты стрелы; 9 — кабина машиниста

Поворотные платформы карьерных лопат изготавливают из проката и отливок. Обычно платформа состоит из нескольких частей, состыкованных сваркой или на чистых болтах: центральной, боковых и хвостовой. Последняя служит ящиком для балласта и основанием для силового агрегата. По бокам к платформе крепят легкие площадки для обслуживающего персонала.

У мощных драглайнов размещение механизмов на платформе характеризуется большим разнообразием. Тем не менее подъемные и тяговые лебедки, как наиболее тяжелое оборудование, устанавливают в хвостовой части платформы, а преобразовательные агрегаты, как относительно более легкие узлы, либо переносят в переднюю часть платформы, либо устанавливают рядом с подъемной лебедкой (ЭШ 100.100 и др.).

Сравнительно большая площадь поворотных платформ шагающих экскаваторов позволяет более рационально разместить на ней все механизмы, в том числе и механизмы поворота, число которых на самых крупных экскаваторах составляет 10—12.

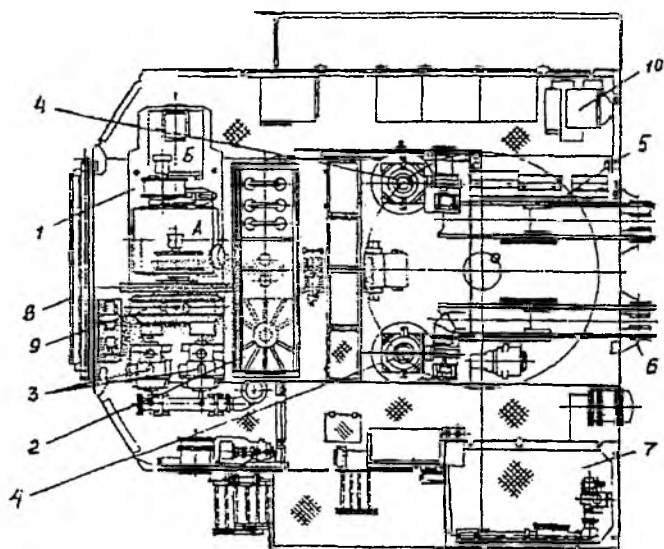


Рис. 11.5. Размещение механизмов на поворотной платформе экскаватора ЭГ-350: 1 — преобразовательный агрегат (сетевой асинхронный двигатель *A*; генератор *B*); 2 — маслобак); 3 — главные насосы маслостанции; 4 — механизмы поворота платформы; 5, 6 — проушины крепления стрелы и стреловых цилиндров; 7 — кабина машиниста; 8 — масляный радиатор; 9 — раздаточный редуктор; 10 — трансформатор

На рис. 11.6, *a* показано расположение механизмов на поворотной платформе драглайнов ЭШ11.70 и ЭШ 14.50 (НКМЗ), имеющих шагающее устройство механического типа. На такого типа экскаваторах тяговую 1 и подъемную 2 лебедки устанавливают между центральной цапфой и четырехмашинным агрегатом 3. В центре поворотной платформы находится привод 4 кривошипно-шатунного механизма шагания, состоящий из трехступенчатого редуктора 5, раздаточных валов 6, открытых бортовых передач 7 и валов с эксцентриками 8, вращающимися в установленных на раме платформы подшипниках 9. В центре передней части платформы расположены два поворотных механизма 10, а слева — кабина 11 машиниста. В машинном зале размещены пневмосистема 12 и система смазки 13. На передней балке поворотной платформы расположены блоки наводки 14 тяговых канатов. Аналогичную компоновку механизмов на поворотной платформе имеют также, экскаваторы НКМЗ ЭШ 20.65 и ЭШ 15.80.

На мощных драглайнах УЗТМ принята схема размещения оборудования на поворотной платформе, характерная для драглайна ЭШ 100.100 (рис. 11.6, *б*).

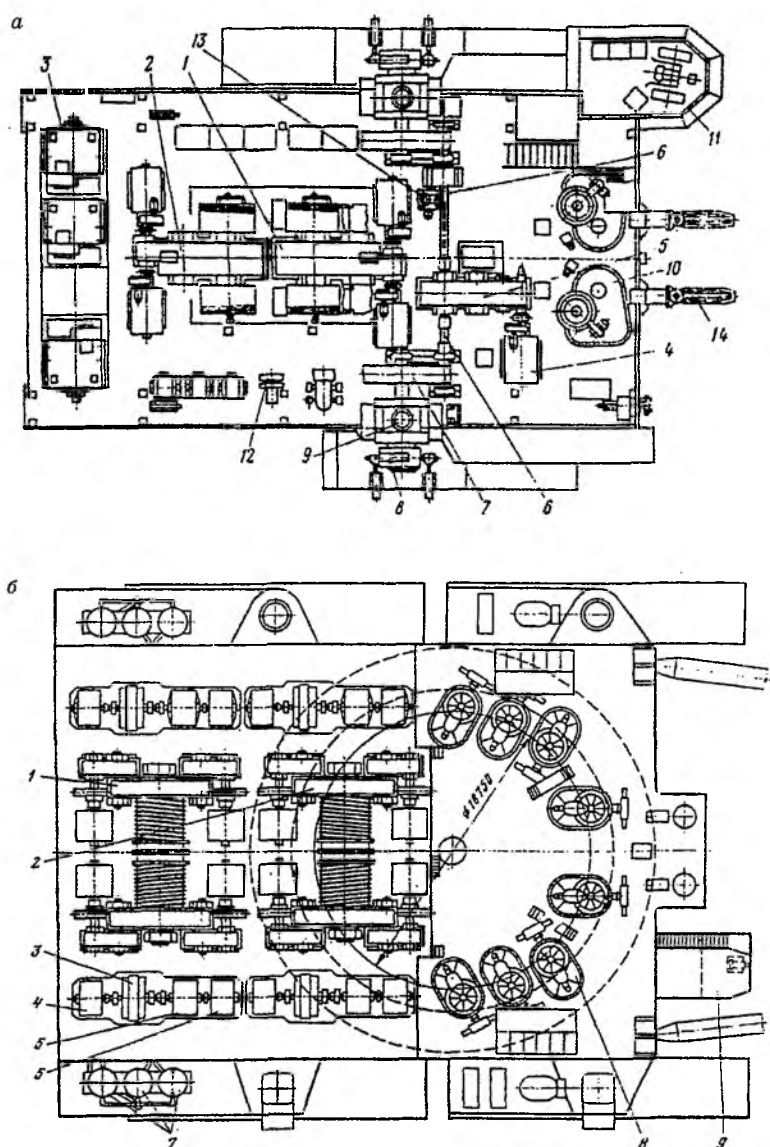


Рис. 11.6. Размещение механизмов на поворотной платформе драглайнов:
а — ЭШ 11.70А и ЭШ 14.50; *б* — ЭШ 100.100

Подъемная 1 и тяговая 2 лебедки имеющие по четыре двигателя мощностью по 2550 кВт каждый с частотой вращения ротора $n = 4,16 \text{ с}^{-1}$ смещены назад за ось вращения платформы. Сбоку от лебедок расположены баки гидросистемы 7, компрессорные станции и трансформаторы, а также четыре четырехмашинных агрегата, в состав каждого из которых входят синхронный двигатель 3 и

три генератора — подъема 4, тяги 5 и поворота 6. Впереди платформы полукругом устанавливают восемь поворотных механизмов 8, приводимых в движение двигателями мощностью по 1000 кВт ($n = 0,5 \text{ с}^{-1}$).

Кабина управления 9 драглайном находится справа от продольной оси платформы между опорами стрелы.

От электродвигателей через эластичные муфты вращение передается четырем шевронным редукторам, выходные цилиндрические прямозубые шестерни которых попарно входят в зацепление с бортовыми зубчатыми венцами двухбарабанной лебедки диаметром 3,4 м и длиной 8 м. Барабан не имеет сквозной оси и опирается на две короткие полуоси, запрессованные в ступицы зубчатых венцов. На каждую половину барабана наматываются по два каната диаметром по 90 мм с разрывным усилием 6 МН каждый.

Нормально замкнутые пружинные тормоза колодочного типа, размыкаемые пневмоцилиндрами, в состоянии удерживать груженный ковш массой 300 т в любой точке его траектории. Во время работы осуществляется электрическое торможение ковша электродвигателями. Общая масса лебедки (без электрооборудования) — 520 т.

Аналогично располагается оборудование на поворотных платформах экскаваторов ЭШ 40.85, ЭШ 20.90 и их модификаций.

На современных драглайнах УЗТМ подъемная лебедка обычно устанавливается за тяговой (от оси вращения). При этом подъемные канаты идут непосредственно на верхние блоки надстройки платформы и далее на головные блоки стрелы, а тяговые — по наклонным направляющим на блоки наводки, расположенные посередине и у основания вертикальной стойки надстройки, и далее к ковшу. Поворотные платформы мощных вскрывных лопат и драглайнов, а также опорные рамы последних представляют собой сложные металлоконструкции, составляемые из секций, число которых может достигать 50. Секции свариваются или свинчиваются чистыми болтами на месте монтажа.

Поворотные платформы шагающих экскаваторов служат опорой для механизма шагания. Через роликовый круг платформа опирается на базу и соединяется с ней центральной цапфой.

Кузов экскаватора представляет собой панельную стальную конструкцию. У мощных экскаваторов внутри кузова устанавливаются один—два мостовых крана (например, на экскаваторе ЭШ 100.100 два крана грузоподъемностью 75 т каждый), используемые при монтажных и ремонтных работах. В задней стенке кузова

имеются ворота, а в полу — люки, через которые краном извлекаются механизмы, направляемые в ремонт.

11.2. РАБОЧИЕ МЕХАНИЗМЫ МНОГОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Привод ковшовой цепи у экскаваторов с ковшами вместимостью до 1000 л осуществляется с помощью рабочего механизма, состоящего из редуктора и электродвигателя, а у более мощных экскаваторов — из двух электродвигателей и двух последовательно расположенных редукторов. Второй редуктор (обычно планетарный) совмещается с предохранительной муфтой (рис. 11.7). На мощных экскаваторах, кроме главного привода ковшовой цепи, устанавливается еще и вспомогательный *M2* (см. рис. 11.7, *а*), способный передвигать цепь со скоростью в 15—20 раз меньшей, чем номинальная. Этот привод необходим для осмотра, смазки и ремонта цепи.

Для предохранения цепи и ковшей от поломки при встрече с непреодолимым препятствием в кинематическую цепь привода ковшовой цепи всегда включается предохранительное устройство. В качестве последнего используют роликовые, фрикционные (преимущественно пластинчатые) муфты, муфты-тормоза с плавающей рамой и зажимными роликовыми или колодочными звеньями, управляемыми рычажной системой от пневмо- или гидроцилиндров.

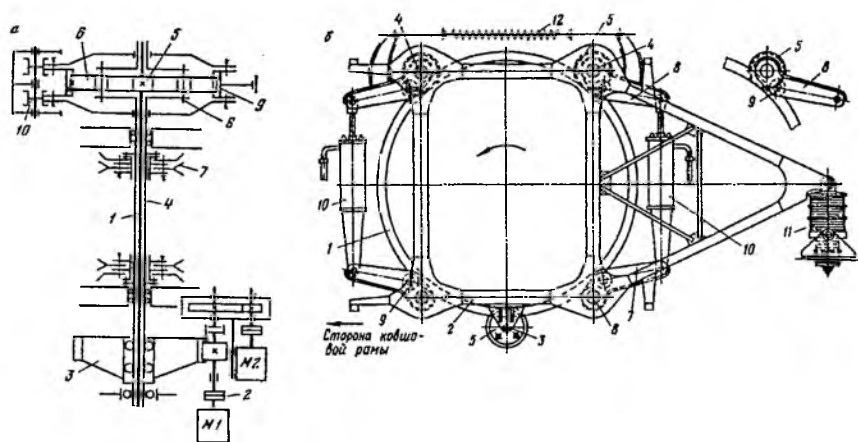


Рис. 11.7. Схемы однодвигательного привода ковшовой цепи с планетарной муфтой-тормозом (*а*) и четырехроликовой предохранительной муфтой-тормозом (*б*)

Роликовые муфты применяют на нереверсируемых приводах цепных многоковшовых экскаваторов с крутящим моментом на валу от 10 до 130 кН·м и частотой вращения не более $2,5 \text{ с}^{-1}$. Муфты с пружинным прижатием роликов характерны для маломощных приводов. На мощных роликовых муфтах удержание роликов осуществляют пневмо- или гидроцилиндрами.

На рис. 11.7, а показана схема привода ковшовой цепи с планетарной предохранительной муфтой-тормозом. Вал-втулка 1 с ведущими звездочками приводится в движение от электродвигателя М1 через муфту 2, зубчатую передачу 3, большое колесо которой находится на валу 4. На другой стороне вала 4 жестко крепится солнечная шестерня 5, от которой усилия посредством водила 8 планетарной передачи 6 передаются валу-втулке 1, на которой находятся ведущие звездочки 7 цепи.

Наружный зубчатый венец 9 планетарной передачи удерживается смонтированной на нем четырехроликовой предохранительной муфтой-тормозом 10. Вспомогательный привод М2 служит для монтажных операций.

Неподвижный зубчатый венец 1 (см. рис. 11.7, б) планетарного редуктора опирается на три пары опорных колес 5, установленных на осях 3 и 4 в плавающей раме 2 муфты. Колеса позволяют корпусу при перегрузках проворачиваться относительно рамы. В углах рамы на осях 4 и 6 в корпусах рычагов 7 и 8 установлены ролики 9, входящие в криволинейные пазы корпуса и удерживаемые при работе пневмоцилиндрами 10. Для гашения ударных нагрузок предназначен упругий элемент 11, а для разжатия тормозных роликов при сбросе давления в цилиндрах 10 — пружина 12. При нормальной нагрузке на ковшовую цепь корпус планетарного редуктора неподвижен, а планетарные шестерни, получающие вращение от ведущей (солнечной) шестерни, вращают водило, обегая корпус по венцовому колесу. Сила прижатия роликов определяется величиной давления воздуха в цилиндрах 10. При перегрузке ковшовой цепи ролики 9 не могут удержать венец 1, вследствие чего последний поворачивается и ведущий вал с водилами останавливается.

Аналогичную конструкцию имеют двухдвигательные механизмы привода ковшовой цепи экскаваторов большой мощности.

У современных цепных экскаваторов скорость ковшовой цепи достигает $1,35 \text{ м/с}$.

Привод роторного колеса состоит из редуктора (простого или планетарного) и двигателя. На мощных экскаваторах привод может иметь несколько двигателей и редукторов.

Редукторная часть привода ротора может быть размещена на стороне ковшового колеса, внутри него или на конвейерной стороне (см. рис. 10.25). Выбор местоположения привода при конструировании роторных экскаваторов определяется многими факторами, среди которых особенно важную роль играют расположение центра тяжести головки ротора (идеальное — на оси роторной стрелы) и достижение максимально возможных углов β_i подхода ротора к забою в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

По схеме (см. рис. 10.25 в,) длина вала ротора минимальная, а углы подхода ротора к забою наиболее благоприятные, однако при этом демонтаж редуктора затруднен. Схемы (см. рис. 10.25, а и 10.26, а) с консольным расположением редуктора обеспечивают достаточные углы подхода к забою со стороны ротора и позволяют устанавливать коробку редуктора на оси колеса на собственных подшипниках, тогда как другую ее сторону закрепляют жестко на стреле либо на упругой опоре (плавающий привод). Последнее может быть достигнуто и при других схемах расположения привода.

Во всех схемах соблюдается принцип статически определенного трехточечного опирания привода. Для этого опоры двигателя крепят к раме редуктора. Двумя своими подшипниками редуктор опирается на вал ротора и еще в одной точке — на ферму стрелы ротора. Установка в этом месте упруго-демпфирующей подвески (УДП) редуктора, которая наиболее компактно выполняется в виде пневмогидравлического амортизатора (ПГА) с нелинейной характеристикой жесткости и демпфирования, обеспечивает гарантированное снижение динамических явлений в приводе ротора и металлоконструкциях верхнего строения экскаватора, стабилизирует поведение рабочего органа в забое, увеличивает надежность и долговечность экскаватора.

УДП служит для осуществления упругой связи редуктора привода ротора со стрелой и состоит из двух систем: упругого элемента и устройства, уменьшающего амплитуды перемещений (демпфера). Упругий элемент предназначен для восприятия вертикальных реакций на хвостовике редуктора от касательной составляющей усилий копания на роторе и смягчения ударного и вибрационного ее воздействия на трансмиссию привода и стрелу ротора. Демпфирующее устройство совместно с трением в подвеске созда-

ет сопротивление перемещению хвостовика редуктора привода ротора, ограничивает амплитуду колебаний редуктора и переводит механическую энергию колебаний в тепловую.

Собственно эффект гашения вынужденных (и собственных) колебаний в системе стрела — подвеска стрелы — подвеска редуктора, появляющихся в результате воздействия на систему периодического возмущения со стороны забоя, заключается в противофазном колебании массы редуктора на упруго-демпфирующей подвеске, настраиваемой на частоту возмущения.

Стрела ротора 1 (рис. 11.8, а) сочленяется с хвостовиком 3 редуктора 2 посредством пневмогидравлических амортизаторов (ПГА) 4, состоящих из цилиндров, штоковая А и поршневая Б полости каждого из которых соединены между собой трубопроводом 5 с встроенным в него дросселем 6. Полости А (газовые) каждого цилиндра выполнены с редукционными клапанами 7, поддерживающими начальное давление в цилиндрах, изменяющееся при утечках газа из рабочей полости.

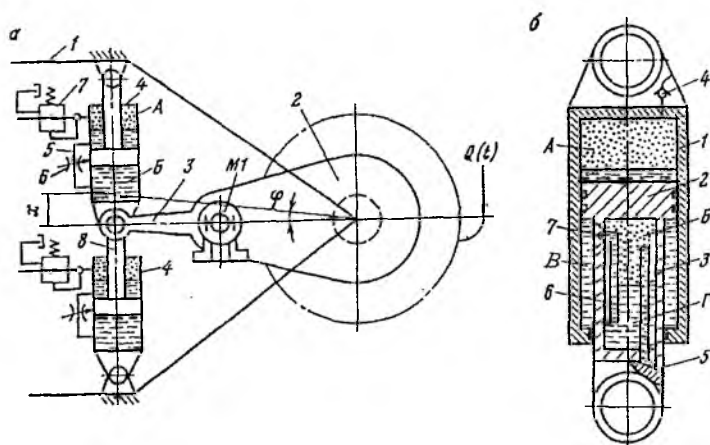


Рис. 11.8. Схемы подвески редуктора привода ротора на ПГА (а) и ПГА типа БелАЗ (б)

При нагружении роторного колеса периодической силой $Q(t)$ редуктор поворачивается на угол φ и перемещает шток 8 цилиндра на расстояние x , уменьшая рабочий объем цилиндра на величину объема штока. Давление в газовой полости увеличивается в соответствии с уравнением газового состояния, при этом происходит перетекание жидкости из полости А в полость Б. Сопротивление дросселя 6 перетеканию создает демпфирующую силу, сдвигает по фазе цикл колебания массы редуктора с приводом М1. Послед-

няя должна колебаться в противофазе (со сдвигом на 180° против фазы колебания стрелы ротора) и тем самым создавать стабилизирующую силу, удерживающую стрелу ротора от перемещения. Демпфер уменьшает амплитуду перемещения ротора.

Известным образцом ПГА является подвеска типа БелАЗ (рис. 11.8, б). Она представляет собой цилиндр 1, в котором перемещается поршень 2 с пустотелым штоком 3. На крышке у верхней опоры и штоке цилиндра имеются клапаны 4 и 5, служащие для зарядки пневмополостей А и Б газом (азотом или воздухом) под заданным давлением. Для улучшения уплотнения и теплообмена над поршнем 2 находится тонкий слой масла. Кольцевая полость В соединяется с полостью Б штока с помощью трубок б, предотвращающих попадание газа в полость В. При статической нагрузке положение поршня 2 в цилиндре 1 определяется соотношением давлений газа в полостях А и В. При увеличении нагрузки поршень 2 перемещается вверх, уменьшая объем полости А, что приводит к возрастанию давления в последней. Одновременно жидкость из полости Г под давлением газа в полости Б по трубке б перетекает в полость В — давление в цилиндре противодействия уменьшается.

Роль дросселирующей системы выполняют трубки б с дросселем, встроенным на выходе в полость В. Число трубок б определяет сопротивление протеканию жидкости из полости Г в полость В. Проходное сечение части трубок б перекрывается обратными клапанами 7, за счет чего при ходе отбоя (растяжения) получают повышенное сопротивление на амортизаторе (несимметричность характеристики сопротивления). При работе дроссельная система демпфера создает дополнительный перепад давлений между полостями В и Б, что, в свою очередь, увеличивает динамическую жесткость упругого элемента.

На кафедре МОК МГИ был разработан комплекс специальных ПГА (рис. 11.9) для подвесок редукторов роторных экскаваторов, имеющих два отдельных цилиндра — пневматический и гидравлический, что существенно повышает его долговечность и улучшает динамические характеристики.

Многолетний опыт эксплуатации ПГА на отечественных (ЭРГ-350/1000, ЭРГ-400, ЭР-1250, ЭР-2500) и зарубежных (СРСк-470, СРС-2000, СРС-2400) роторных экскаваторах в различных горно-геологических и климатических условиях показал их высокую эффективность при подавлении динамических явлений в трансмиссии привода ротора и металлоконструкциях верхнего

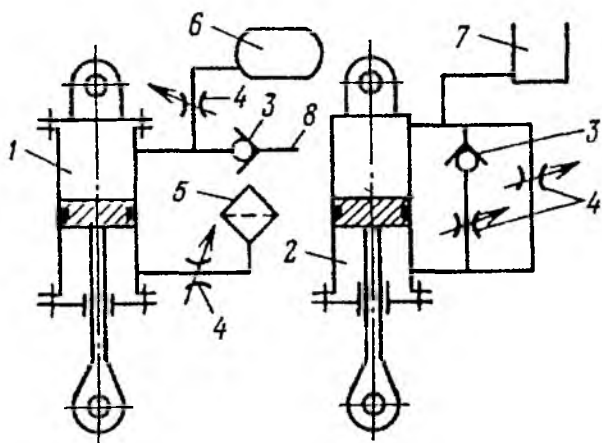


Рис. 11.9. Схема ПГА на отдельных цилиндрах:

1 — пневмоцилиндр; 2 — гидроцилиндр; 3 — обратный клапан; 4 — дроссель; 5 — воздушник; 6 — дополнительный объем; 7 — масляный бачок; 8 — трубопровод от компрессора

строения. Значительные низкочастотные колебания верхнего строения роторного экскаватора СРС-2400 удалось погасить введением в конструкцию экскаватора системы ППП-04 (рис. 11.10), состоящей из канатной оттяжки серединного шарнира жесткой подвески роторной стрелы, присоединенной через систему рычагов и ПГА к металлоконструкции роторной стрелы. В данном случае эффект гашения колебаний верхнего строения экскаватора массой свыше тысячи тонн по первой (нижней) форме был обеспечен противофазным колебанием самой подвески массой около 20 т.

Для предохранения трансмиссии от поломок при встрече роторного колеса с непреодолимым препятствием служат различные предохранительные устройства, главным образом муфты. На роторных экскаваторах применяются роликовые, фрикционные, планетарные и гидравлические муфты.

В зависимости от исполнения муфты могут устанавливаться либо между двигателем и редуктором, либо на промежуточном валу трансмиссии, имеющем частоту вращения 2—2,35 с⁻¹. Идеальным местом размещения муфты можно считать вал роторного колеса, однако получающиеся при этом повышенные габариты и масса (а для гидравлической муфты также и низкая частота вращения тихоходного вала) не позволяют, как правило, удачно решить эту задачу.

Уровень настройки муфт в приводе роторного колеса от номинального момента M_n обычно выбирают в диапазоне 1,7÷2,2 M_n .

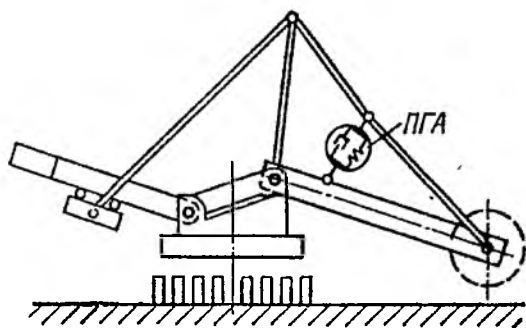


Рис. 11.10. Схема установки системы ПГП-04 на экскаваторе СРС-2400

На основании ряда исследований, проведенных кафедрой МОК МГИ, сформулирован ряд общих рекомендаций по созданию оптимального привода роторного колеса.

Вал роторного колеса должен иметь возможно меньшую крутильную жесткость, тогда как выходной вал редуктора должен быть максимально жестким. При отсутствии специальных средств гашения крутильных колебаний в приводе, например предохранительных гидродинамических муфт (ПГДМ) или ПГА подвески редуктора привода ротора, такое сочетание жесткостей позволяет иметь минимальные коэффициенты динамичности по крутящему моменту при стопорении роторного колеса в забое. Также рекомендуется применять плавающую схему установки редуктора, когда его выходная ступень посажена на вал роторного колеса, а хвостовая часть опирается на упруго-демпфирующую подвеску, в качестве которой наиболее целесообразно использовать ПГА, имеющий нелинейную (пневматическую) пружину и гидравлический демпфер. При правильном выборе характеристики ПГА такая схема компоновки привода обеспечивает гашение вертикальных колебаний стрелы ротора и стрелы противовеса в достаточно широком диапазоне частот.

Установка хвостовой части редуктора на ПГА, имеющем рабочий ход не менее 200—250 мм (или угловое перемещение 2—5°), эквивалентна установке на валу ротора упругой муфты, допускающей относительный (к валу роторного колеса) поворот вала двигателя на 1000—1500°, чего практически невозможно достичь ни на одном из существующих устройств, кроме ПГА. Этим и наличием гидравлического демпфера амплитуд перемещений объясняются уникальные возможности ПГА в части предохранения

трансмиссий от появления в них экстремальных нагрузок при импульсном нагружении рабочего органа и даже его стопорении.

Наиболее удовлетворительные динамические характеристики привода и выполнение противоперегрузочных требований обеспечиваются при применении гидравлического привода, а также ПГДМ.

С помощью ПГДМ в случае стопорения колеса удастся отсечь от привода до 80 % маховых колес, сосредоточенных на двигателе и ведущей полумуфте (против 60—65 % у муфт других типов), а также улучшить пусковые свойства привода с асинхронным электродвигателем и короткозамкнутым ротором. При этом разрешаются сложности привода больших инерционных масс, для разгона которых без гидродинамической муфты требуется глубокое и длительное по времени регулирование скольжения двигателя, а также исключается вредное влияние больших маховых масс двигателя в режимах с неравномерным ходом процесса.

ПГДМ, являясь одним из наиболее универсальных предохранительных устройств в приводе роторного колеса, способна обеспечить необходимую крутильную жесткость привода и демпфирование в нем крутильных колебаний, снизить динамическую нагруженность металлоконструкций, в значительной мере выровнять нагрузки в многодвигательных приводах и предохранить трансмиссию привода от поломок в режиме стопорения исполнительного органа за счет ограничения времени действия импульса перегрузки по стопорению до 0,1 с.

Механизм подъема стрелы. Для осуществления селективной выемки полезных ископаемых со сложным залеганием пластов привод механизма подъема стрелы должен обеспечивать: широкий диапазон регулирования скорости ее подъема и опускания; точность манипуляций при работе горизонтальными стружками; высокую надежность и безаварийную остановку роторной стрелы в случае исчезновения на машине питающего напряжения; выравнивание нагрузок в канатах при их неравномерной вытяжке и раздельной работе подъемных лебедок.

Скорость подъема—опускания роторной стрелы на экскаваторах по соображениям безопасности не должна превышать 5 м/мин. На экскаваторах средней мощности применяются подъемные лебедки мощностью до 200 кВт с подъемным усилием до 0,5 МН и скоростью навивки каната на барабан до 24 м/мин.

На подъемных лебедках стрел многоковшовых экскаваторов применяются двигатели постоянного тока, работающие по системе Г-Д. Опускание стрелы осуществляется в режиме противовключения (добавления в сопротивление ротора шунтового сопротивления).

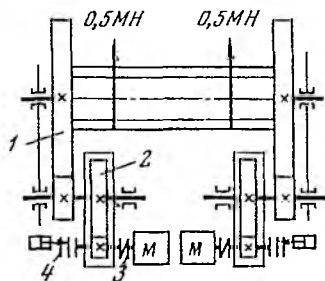


Рис. 11.11. Схема механизма подъема роторной стрелы мощных экскаваторов:

1 — зубчатое колесо барабана; 2 — редуктор; 3 — упругая муфта; 4 — дисковый тормоз

На мощных роторных экскаваторах число двигателей подъемной лебедки достигает четырех, а их суммарная мощность 1800 кВт.

Обычно подъемные лебедки выполняются двухбарабанными и двухдвигательными и снабжаются тормозами (рис. 11.11). При пуске сначала происходит размыкание электрического тормоза, а в последней фазе — двойного колодочного тормоза. Иногда устанавливают второй механический тормоз, включаемый временным реле после начала действия первого тормоза. При опускании стрелы каждый двигатель работает в гене-

раторном режиме и осуществляет электрическое торможение. После снижения скорости до 10 % номинальной выключается соленоид и грузом на рычаге осуществляется начальное прижатие тормозных дисков с малым усилием. После небольшой временной выдержки выключается основной соленоид и обеспечивается окончательное торможение лебедки.

Механизм выдвижения стрелы. Основные требования к приводу выдвижения стрелы — быстродействие и точность установки — обуславливают необходимость применения, так же как и в лебедках подъема стрелы, системы Г-Д. Особенность работы привода заключается в том, что статический момент может изменяться в широких пределах, а двигатель может работать в генераторном режиме (при выдвижении стрелы вниз или втягивании сверху вниз).

Механизм выдвижения роторной стрелы выполняется зубчато-реечным при малых ходах выдвижения (до 15 м) и канатным при больших. Применение выдвижной стрелы увеличивает массу экскаватора на 20—25 %, но, с другой стороны, резко уменьшает неравномерность нагружения ходового механизма.

Опорная тележка 1 (рис. 11.12) роторной стрелы перемещается по наклонной колее 2 и приводится в движение либо посредством подвижного механизма 3, колеса 4 последней передачи которого зацепляются, например, с зубьями рейки, уложенной вдоль колее 2, либо лебедкой 5. При перемещении тележки из положения а в положение б изменяется положение центра тяжести поворотной платформы экскаватора. Для устранения смещения центра тяжести тележку 1 сопрягают с двумя подвижными противовесами б через систему канатов.

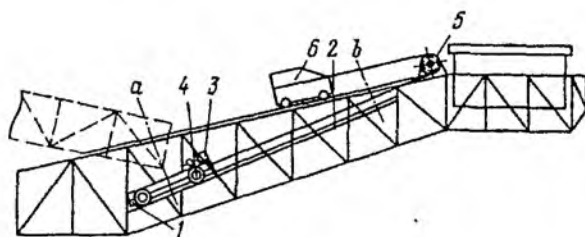


Рис. 11.12. Схема перемещения подвижного противовеса роторного экскаватора

Конвейеры для больших углов наклона роторной стрелы. Угол наклона роторной стрелы и ее конструктивная длина определяются предельно допустимым углом транспортирования материала стреловым конвейером (для стандартной ленты 18—20°), зависящим от сцепления между породой и лентой.

Роторные экскаваторы, снабженные специальными конвейерами с покрывающей лентой,двигающейся с той же скоростью, что и основная, могут работать при угле наклона роторной стрелы до 40° (рис. 11.13). При этом транспортируемая порода зажимается между основной 1 и покрывающей 2 лентами конвейера. Лента 2 выполняется с прокладками из искусственного волокна или стальных тросов. В ряде исполнений конвейер может иметь прижимные ролики, представляющие собой автомобильные пневматики 3, которые установлены на рычагах, прижатых к ленте 2 пружинами или гидроцилиндрами. При небольших уклонах покрывающая лента поднимается с помощью гидросистемы в верхнее положение и не участвует в транспортировании породы.

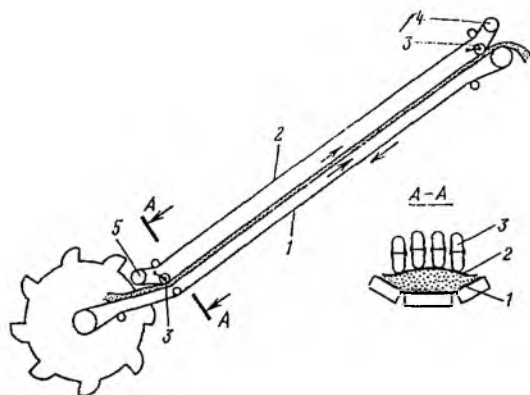


Рис. 11.13. Схема конвейера с прижимной лентой роторной стрелы экскаватора для углов поъема до 40°

В других исполнениях конвейера покрывающая лента выполняется из цепей или канатов, а прижатие породы осуществляется под действием ее веса. Для придания покрывающей ленте скорости, равной скорости движения ленты основного конвейера, служит приводная станция 4. Натяжение покрывающей ленты осуществляется перемещением барабана 5.

Погрузочные устройства предназначены для погрузки породы в вагоны одного состава и рядом стоящего без просыпания ее на междупутье. На экскаваторах малой и средней мощности для этой цели применяются погрузочные воронки, на мощных многоковшовых цепных или роторных — конвейерные погрузочные устройства (рис. 11.14).

Последние представляют собой систему, состоящую из распределительного поворотно-выдвижного конвейера 1 (поворотного и выдвижного) и четырехвороночного распределителя 2. Распределитель подвижен относительно оси путей и вагонов 3.

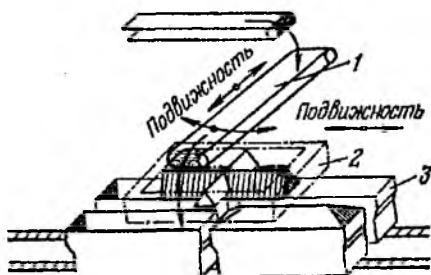


Рис. 11.14. Погрузочное устройство мощного многоковшового экскаватора

11.3. ОПОРНО-ПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА ЭКСКАВАТОРОВ

Опорно-поворотные устройства (ОПУ) экскаваторов состоят из поворотного механизма, опорного устройства и центральной цапфы (последняя может отсутствовать).

Поворотный механизм экскаватора служит для вращения платформы экскаватора с целью осуществления рабочего движения или поворота на выгрузку.

Современные карьерные и вскрышные одно- и многоковшовые экскаваторы имеют механизм поворота с индивидуальным

приводом, состоящий из двух или более (до 10) самостоятельных механизмов-агрегатов, работают на один зубчатый венец.

Поворотный механизм одноковшового экскаватора ЭКГ-10, состоящий из двух одинаковых приводов, показан на рис. 11.15, *а*. Каждый из них состоит из фланцевого электродвигателя 2, снабженного дисковым тормозом 1, и планетарного редуктора 3. Редуктор крепится к поворотной платформе шпильками, а для восприятия реактивного момента служат втулки 4, запрессованные в нижний фланец редуктора и приваренные к поворотной платформе. На конце тихоходного вала 5 редуктора сидит шестерня, сцепленная с зубчатым венцом 9, закрепленным на раме ходовой тележки.

Смазка зубчатых передач редуктора принудительная от индивидуальной насосной установки 6. Во избежание работы редуктора поворота с неработающей насосной установкой на нагнетательном трубопроводе установлено реле давления 7. Для слива масла служит труба 8.

Редуктор механизма поворота (рис. 11.15, *б*) — двухступенчатый, планетарный вертикального исполнения. От ведущей шестерни 1, закрепленной на валу электродвигателя гайкой 2, крутящий момент через три сателлита 3, оббегающих неподвижное цен-

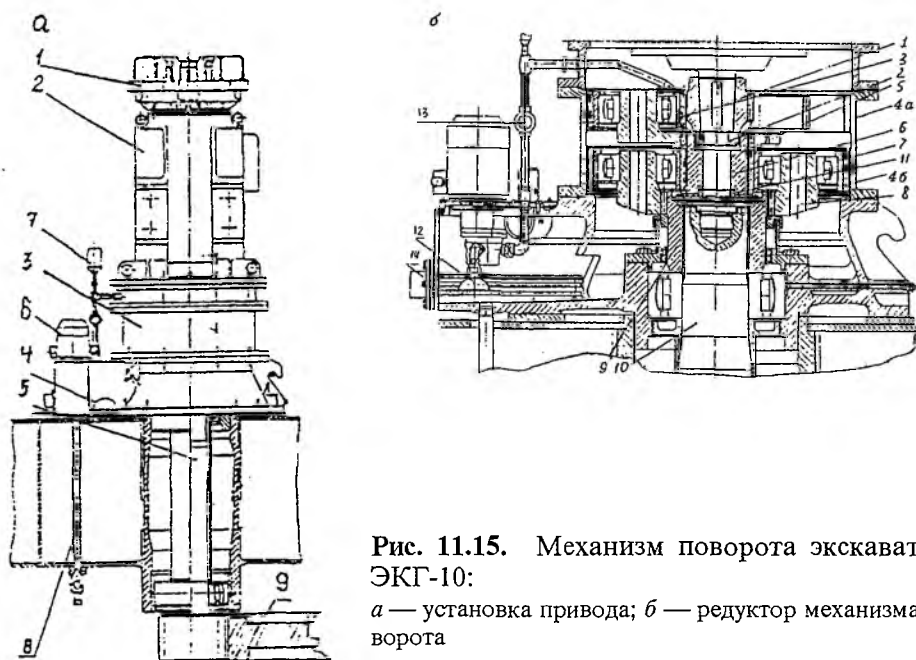


Рис. 11.15. Механизм поворота экскаватора ЭКГ-10:

а — установка привода; *б* — редуктор механизма поворота

тральное колесо 4 а, передается водилу 5, а от него на шестерню б второй ступени и далее через четыре сателлита 7, оббегающих второй венец колеса 4 б, на водило 8. Последнее, зубчатой муфтой 9, соединено с выходным валом 10, шестерня которого входит в зацепление с зубчатым венцом 9 (см. рис. 11.15, а), закрепленным на раме ходовой тележки. Сателлиты 3 и 7 вращаются на подшипниках качения, а шестерня б на упорном подшипнике 11. Вертикальный вал 10 имеет две опоры на сферических двухрядных роликоподшипниках—верхнюю в корпусе редуктора и нижнюю в расточке стакана поворотной платформы. Каждый редуктор поворота имеет индивидуальный шестеренный насос, всас которого с фильтром 12 опущен в масляную ванну. Подача масла идет по трубопроводу через указатель потока 13. Подогрев масла в зимнее время обеспечивается электронагревателем 14. Торможение механизма поворота производится противотоком. Для аварийного и стояночного торможения на верхних концах валов электродвигателей установлены электромагнитные дисковые тормоза. Конструкция тормоза аналогична конструкции тормозов подъемной лебедки.

Частота вращения поворотной платформы одноковшовых экскаваторов не превышает $0,05\text{ с}^{-1}$ у малых моделей и $0,02\text{ с}^{-1}$ у мощных. На карьерных мехлопатах электродвигатели привода применяются с номинальной частотой вращения $13,3\text{—}16,7\text{ с}^{-1}$, поэтому редуктор вместе с последней открытой парой имеет передаточное отношение порядка $400\text{—}700$.

В механизмах поворота на отечественных мощных драглайнах и вскрывных лопатах применяют безредукторные приводы с двигателями, имеющими низкую частоту вращения. Так, на драглайне ЭШ 100.100 в механизме поворота установлены восемь вертикальных фланцевых двигателей постоянного тока мощностью по 1 тыс. кВт каждый с номинальной частотой вращения ротора $0,53\text{ с}^{-1}$. Их выходные валы соединены муфтами непосредственно с вертикальными валами-шестернями, находящимися в зацеплении с зубчатым венцом опорной рамы. Передаточное отношение этой пары равно 26.

Благодаря сокращению продолжительности поворота представляется возможным повысить производительность экскаватора. В связи с этим суммарная мощность поворотных механизмов у современных одноковшовых экскаваторов-драглайнов подчас соответствует мощности подъемной лебедки и может составлять более 10 тыс. кВт.

Конструкции поворотных механизмов многоковшовых экскаваторов аналогичны схеме, показанной на рис. 11.15, но отличаются низкой скоростью поворота и большим числом ступеней, а в отдельных конструкциях зарубежных машин — применением обратимых червячных передач или цилиндрических передач с дифференциалами.

Передаточное число механизма поворота у многоковшовых экскаваторов в 10—20 раз выше, чем у одноковшовых, но суммарная установленная мощность двигателей механизма поворота самых крупных многоковшовых машин не превышает 4×80 кВт. У многоковшовых экскаваторов механизм поворота преодолевает значительное сопротивление на рабочем органе при взаимодействии последнего с забоем; всегда имеется длительный период равномерного движения; разгон и торможение занимают относительно немного времени, а инерционные нагрузки невелики и наибольшую часть постоянных сопротивлений составляют статические нагрузки.

Опорное устройство в общем случае служит для восприятия вертикальных и горизонтальных составляющих нагрузок, действующих на поворотную платформу, передачи этих нагрузок или их части на раму ходового устройства, обеспечения опирания поворотной платформы через опорно-поворотный круг (или направляющие) на базу или раму ходового устройства, вращения поворотной платформы с минимальными сопротивлениями относительно базовой части экскаватора. При наличии в ОПУ центральной цапфы ей передаются функции восприятия горизонтальных усилий моментов, а также сил, отрывающих платформу от опорного круга.

Опорно-поворотные устройства (ОПУ) экскаваторов можно разделить на две группы:

- у которых усилия от веса поворотной платформы передаются на оси опорных катков непосредственно (рис. 11.16, а) через системы балансиров или гидродомкратов);
- у которых эти усилия передаются непосредственно на ролики или шарики (рис. 11.16).

На схемах, показанных на рис. 11.16, а—в, ОПУ имеют центральные цапфы 5, представляющие собой ось, закрепленную основанием в раме 8 (см. рис. 11.16, а, б), на верхний конец которой может быть надета гайка 3, предохраняющая платформу 2 от от-

рыва от катков *б* роликового круга. Схема, приведенная на рис. 11.16, *а*, часто встречается на мощных экскаваторах с большой собственной массой платформы. На карьерных лопатах распространена другая схема крепления центральной цапфы (см. рис. 11. 16, *в*), однако ее функции при этом не изменяются.

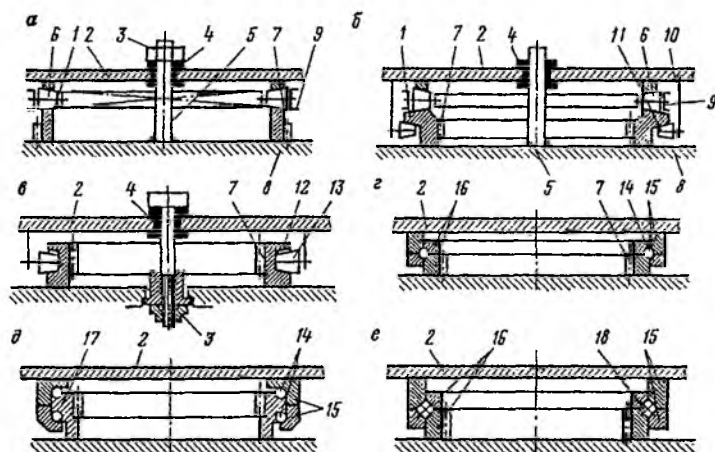


Рис. 11.16. Схемы опорно-поворотных устройств:

а — многокаткового с центральной цапфой и гайкой; *б* — то же, с захватными роликами; *в* — то же, с опорно-захватными роликами; *г* — однорядного шарикового; *д* — двухрядного шарикового; *е* — роликового крестообразного (с пересекающимися осями вращения роликов);

1 — нижний круг катания; 2 — поворотная платформа; 3 — гайка; 4 — втулка; 5 — цапфа; *б* — колесо (каток); 7 — зубчатый венец (с внутренним или наружным зацеплением); 8 — нижняя ходовая рама; 9 — роликовая обойма; 10 — захват; 11 — захватный ролик; 12 — опорный круг с верхней и нижней дорожками катания; 13 — опорно-захватный ролик; 14 — шарик; 15 — опорное и захватное кольца поворотной платформы; 16 — опорное и захватное кольца нижней ходовой рамы с зубчатым венцом; 17 — опорно-захватное кольцо с зубчатым венцом; 18 — ролик

Центральная цапфа 1 (рис. 11.17), центрирующая поворотную платформу 7 относительно неподвижной нижней рамы 8, закрепляется от проворачивания болтами 9. На цапфу одета бронзовая втулка 2, впRESSованная в стакан 3. Гайка 4 сферической нижней поверхностью опирается на вращающуюся с платформой шайбу 6 и стопорится болтами 5. Смазка к подвижным поверхностям узла центральной цапфы подается через трубку 10 и канал 11.

Внутри центральной цапфы находится отверстие, через которое на поворотную платформу проходят кабели от поворотной

платформы к электрооборудованию на нижней раме. Сверху на фланец цапфы устанавливается токоприемник.

На роторных экскаваторах средней мощности, где возможно появление отрывающих нагрузок, ставятся роликовые захваты (см. рис. 11.16, б). В этом случае центральная цапфа воспринимает только боковые нагрузки.

В схемах без центральных цапф (см. рис. 11.16, г, д, е) или с центральными цапфами без гаек, но с подхватывающими роликами (см. рис. 11.16, б) опорное устройство воспринимает также и усилия, направленные снизу вверх (отрывающие усилия), появляющиеся вследствие неполной уравновешенности поворотной платформы.

На одноковшовых экскаваторах наиболее распространены опорно-поворотные устройства со свободными катками, оси которых закреплены в обойме (см. рис. 11.16, а, б). Катки выполняются цилиндрическими или коническими. Цилиндрические катки с одной внутренней ребордой применяются на большинстве моделей отечественных карьерных лопат, конические одно- и двухребордные — на мощных драглайнах УЗТМ — ЭШ 40.85, ЭШ 100.100, а также на карьерных и вскрышных лопатах в США. Конические катки для мощных машин иногда выполняются с небольшой бочкообразностью по плоскости контакта с рельсом катания. Под нагрузкой каток деформируется и точка контакта переходит в линию. Конические катки меньше изнашиваются, чем цилиндрические, но сложнее в изготовлении.

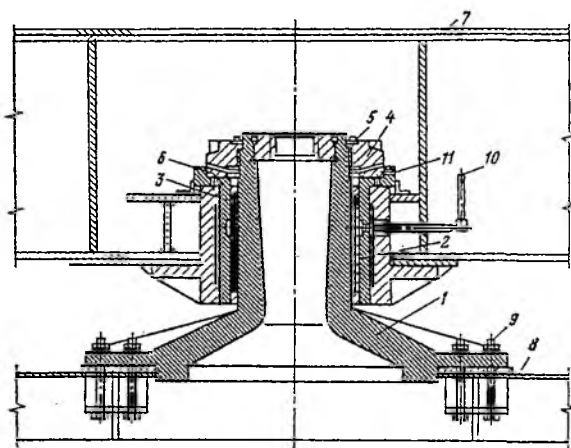


Рис. 11.17. Центральная цапфа экскаваторов ЭШ 11.70А и ЭШ 14.50

На драглайне ЭШ 100.100 опорное устройство имеет средний диаметр рельса катания 21,5 м, по которому перемещается 100 катков, выполненных в виде усеченного конуса диаметром по средней оси 550 мм и заключенных в две concentric ободья.

Опорно-поворотное устройство экскаватора ЭКГ-10 (рис. 11.18) изготовлено по типовой схеме, характерной для всех карьерных мехлопат Ижорского завода. Оно включает в себя 40 цилиндрических одноребордных катков 1, консольно расположенных на осях 2 в биметаллических втулках 3. Ось закреплена в сепараторе 4, наружное кольцо которого состоит из двух связанных между собой швеллеров 5 и 6. Внутреннее кольцо 7 обеспечивает центровку круга катания за счет посадки на центральную цапфу 11. Связь наружного и внутреннего колец сепаратора осуществляется швеллерами 8. Между катками и сепаратором помещены чугунные шайбы 9. Смазка катков производится через отверстия в их осях, расположенных с наружной стороны, а внутреннее кольцо 7 смазывается через трубку 10.

На ряде драглайнов УЗТМ и НКМЗ устанавливаются по два верхних и нижних concentric рельса, по которым перемещаются катки с ребордой, расположенной посередине их ширины. Катки крепятся к concentric внешней и внутренней ободьям (рис. 11.19).

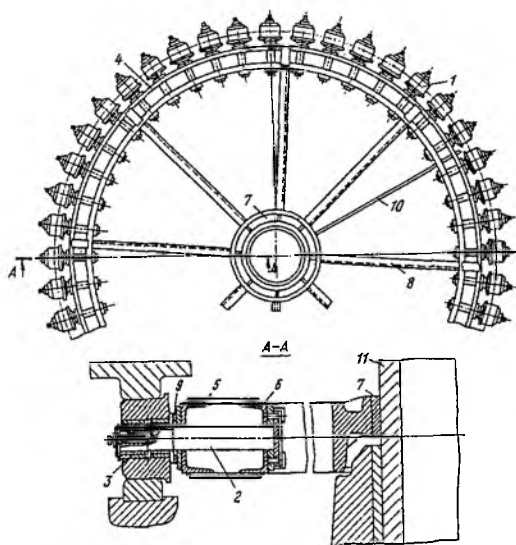
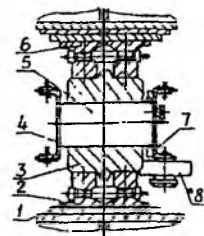


Рис. 11.18. Опорно-поворотное устройство со свободными роликами экскаватора ЭКГ-10

Рис. 11.19. Роликовый круг экскаваторов ЭШ 20.55 и ЭШ 15.70:

1 — упор; 2 и 6 — круги рельсовые соответственно нижний и верхний; 3 и 8 — ролики; 4 и 7 — внутренний и наружный сепараторы; 5 — ось ролика



Опорно-поворотные устройства с катками, закрепленными на осях (см. рис. 11.16, в), применяются на одноковшовых строительных экскаваторах, а с усложненными схемами за счет применения балансиров — на многоковшовых (рис. 11.20). В последнем случае катки 1 имеют сравнительно большой диаметр и их оси укрепляются на балансирах 2, которые, в свою очередь, закрепляются на осях балансира 3, благодаря чему нагрузка равномерно распределяется на все катки. Для устранения зазоров между колесами 4 и дорожкой 6 оси 5 смонтированы эксцентрично. Ведущая шестерня 7 находится в зацеплении с венцовым колесом 8. Механизм поворота 9 с двигателем М установлен на поворотной платформе 10, а венцовое колесо 8 — на раме 11 ходового устройства. Центральная цапфа у такого опорно-поворотного устройства отсутствует.

Статически определяемые системы опирания катков с гидравлическим подпрессориванием, обеспечивающим равномерное распределение нагрузки между всеми опорными элементами, применены на некоторых роторных экскаваторах. Верхнее поворотное строение экскаватора массой 2,3 тыс. т через опорный рельс диаметром 18 м передает вертикальную нагрузку на 40 катков диаметром 630 мм. Катки попарно через балансиры опираются на 20 гидродомкратов, установленных на ходовой раме. Боковые составляющие нагрузки в ОПУ воспринимаются шестью горизонтально ориентированными катками, закрепленными на ходовой раме. Гидродомкраты по схеме объединены в четыре группы. Давление в каждом из пяти гидродомкратов, образующих группу, одинаково по величине и регулируется в пределах группы блоками управления [17].

Для мощных роторных экскаваторов некоторые фирмы ФРГ применяют двухрядные опорные шариковые круги с концентрическим расположением дорожек. Они позволяют полностью освободить центральную часть поворотной платформы (из-за отсутствия цапфы) для размещения в ней перегрузочных устройств, получить минимальную высоту ОПУ, обеспечить хорошую смазку тел катания и их защиту от попадания пыли и воды.

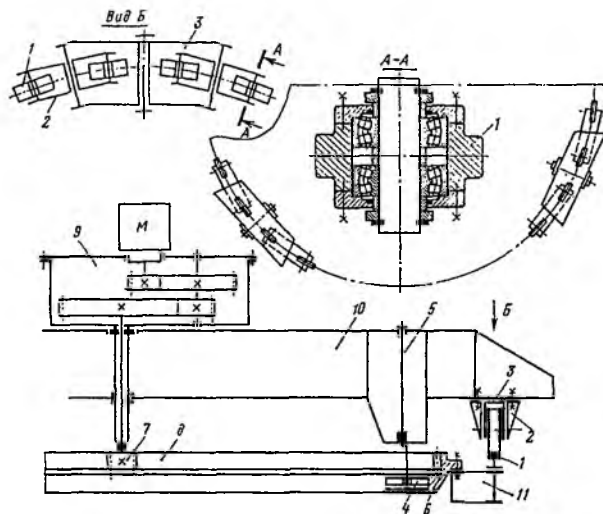


Рис. 11.20. Опорно-поворотное устройство многоковшового экскаватора с катками, закрепленными на осях балансиров

Фирма «Роте-Эрде» (ФРГ) выпускает шариковые одно- и двухрядные ОПУ с диаметром катания D_0 до 4 м и полезной нагрузкой до 3,5 МН (рис. 11.21). Однорядные ОПУ предназначены для работы в условиях, когда равнодействующая всех сил не выходит за пределы ядра сечения e опорного круга ($e \leq 0,25 D_0$). Двухшариковые (двухроликовые) ОПУ могут эксплуатироваться и при $e > 0,25 D_0$ т.е. допускают выход равнодействующей за пределы ядра сечения, а в исключительных случаях — и за пределы круга катания. При этом не происходит опрокидывания платформы. Их дорожки катания выполняются из высоколегированных сталей и подвергаются поверхностной индукционной закалке.

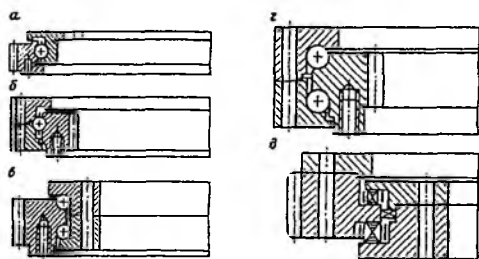


Рис. 11.21. Опорно-поворотные устройства без центральных цапф с внешним и внутренним зацеплением:

а, б — шариковые однорядные; в, г — шариковые двухрядные; д — роликовые

В зависимости от расположения зубчатого зацепления одна обойма, внутренняя или наружная по отношению к шарикам, крепится к ходовой тележке, а другая (наружная или внутренняя) — соединяется с поворотной платформой.

В мировой практике известны конструкции роликовых кругов, не имеющих центральной цапфы (см. рис. 11.16, е). Тогда оси роликов 18 в сепараторе устанавливаются через один под прямым углом, а центровка опорных и захватных колец 15 и 16 происходит по всем четырем плоскостям качения. Такой роликовый круг представляет собой компактную конструкцию опорно-поворотного узла для экскаваторов небольших параметров и массы.

На гидравлических карьерных экскаваторах УЗТМ применяются двухрядные круги с центрирующими вертикальными роликами (см. рис. 11.21, д), воспринимающие и горизонтальные усилия.

11.4 СИСТЕМЫ И МЕХАНИЗМЫ УПРАВЛЕНИЯ ЭКСКАВАТОРАМИ

Механизмы управления позволяют обеспечивать требуемый режим работы машины или изменять его по желанию оператора путем дистанционного воздействия на исполнительные органы.

Исполнительный механизм управления в совокупности с элементами его привода и управления образует систему управления.

Рабочий орган машины приводится в действие от двигателя через трансмиссию и воздействует на забой. Это главный машинный контур. Параллельно ему имеется контур управления рабочим процессом: измерительное устройство — оператор — механизм рабочего органа — рабочий орган. Замыкается этот контур также на забое.

В упомянутых двух взаимозависимых контурах функции обратной связи выполняет рабочий орган. При помощи оператора образуется замкнутый контур управления рабочим процессом: двигатель — трансмиссия — движитель — оператор — рабочий орган — двигатель. Управляющее воздействие создается оператором на основе полученной информации о ходе рабочего процесса.

Так как системы управления, как правило, приводятся в действие человеком, то различают системы управления непосредственно (мускульного) действия и системы управления с усилителями. Последние могут быть со следящими устройствами и без них. Все системы управления, кроме системы непосредственного дейст-

вия, для облегчения оператору процесса управления используют часть мощностей двигателей, установленных на машине.

Элементы управления, осуществляющие передачу управляющего воздействия от руки оператора к управляемому объекту, могут быть механическими, гидравлическими, пневматическими, электрическими и комбинированными (электрогидравлическими и электропневматическими).

Система управления с усилителями значительно облегчает работу оператора по управлению машиной при сохранении необходимой чувствительности. Общее требование к этим системам — минимальное запаздывание в срабатывании. Они наиболее распространены на выемочно-транспортирующих машинах.

На современных экскаваторах (за исключением гидравлических) контур управления перемещениями рабочего органа и его силовыми воздействиями на забой является неотъемлемой частью электрической автоматизированной системы управления главными приводами машины.

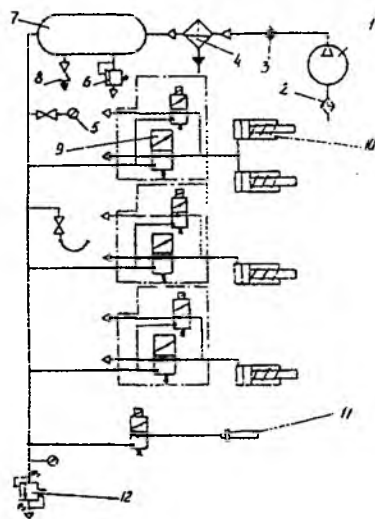
Управление же некоторыми вспомогательными механизмами (тормозами, муфтами, инструментом и др.), а на драглайнах — и процессом шагания осуществляют пневматическими или гидравлическими системами; управление распределителями, в свою очередь, осуществляют главным образом посредством электрических цепей. Такие системы далее мы будем называть электропневматическими или электрогидравлическими. В чистом виде пневматические и гидравлические системы управления на мощных экскаваторах в настоящее время применяются редко.

Электропневматические системы отличаются нечувствительностью к температурным изменениям окружающей среды. Они предназначены для дистанционного управления из кабины машиниста тормозами и муфтами главных приводов экскаватора (поворота, подъема, тяги, напора и т. п.), а также продувки сжатым воздухом электрооборудования и механизмов, подачи звуковых сигналов, подъема и опускания входных лестниц и др.

Пневмосистема предназначена для управления тормозами механизмов экскаватора. Принципиальная схема пневмосистемы приведена на рис. 11.22.

Рис. 11.22. Схема пневмосистемы экскаватора ЭКГ-5А:

1 — компрессор; 2 — фильтры; 3 — обратный клапан; 4 — маслоотделитель; 5 — манометр; 6 — предохранительный клапан; 7 — воздухосборник; 8 — запорный вентиль; 9 — электропневматические распределители; 10 — цилиндры; 11 — звуковой сигнал; 12 — реле давления



Электрокомпрессор 1 засасывает воздух через фильтр 2 и нагнетает его через обратный клапан 3 в маслоотделитель 4 и в воздухосборник 7, который имеет предохранительный клапан 6 и запорный вентиль 8 для слива жидкости. Сжатый воздух из воздухосборника через распределители 9 поступает в тормозные цилиндры 10 и растормаживает механизмы экскаватора. Давление в пневмосистеме контролируется манометром 5. Для автоматического включения или отключения электрокомпрессора предусмотрено реле давления 12. Для сигнализации имеется звуковой сигнал 11.

Гидравлические системы управления с силовыми цилиндрами характеризуются компактностью, высоким кпд, независимым расположением управляемых элементов, высокой точностью отработки подаваемых сигналов; быстродействием и возможностью передачи больших мощностей. Эти системы чувствительны к температурным воздействиям, что требует применения различных рабочих жидкостей в летних и зимних условиях.

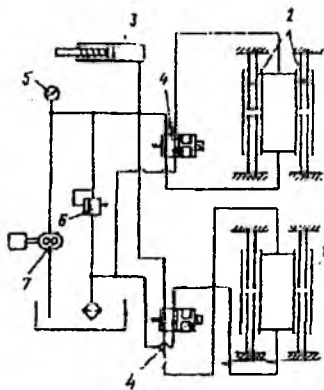
Экскаваторы оснащаются следующими системами гидравлического управления: насосной и электрогидравлической.

Давление в насосной системе, необходимое для включения рабочих механизмов, создается насосом. Поток рабочей жидкости направляется с помощью рычагов управления через соответствующие распределительные устройства.

На рис. 11.23 показана схема насосной системы гидравлического управления цилиндрами переключения тормозов одноковшового экскаватора. Жидкость, поступающая из маслобака, нагнетается насосом 7 к тормозному цилиндру 3 механизма хода и через золотники 4 к цилиндрам 1 и 2 муфт переключения гусениц. В гидросистему включены редукционный клапан 6 и манометр 5.

Рис. 11.23. Схема гидросистемы экскаватора ЭКГ-5А:

1, 2 — левые и правые цилиндры муфты переключения; 3 — цилиндры тормоза привода хода; 4 — золотник с электромагнитом; 5 — манометр; 6 — редукционный клапан; 7 — шестеренный насос



Гидравлический привод гидроэкскаваторов обеспечивает передачу мощности сетевых электродвигателей с помощью насосных установок к исполнительным гидроцилиндрам рабочего оборудования рис. (11.24).

Рабочая жидкость из бака 1 (по всасывающему коллектору с задвижкой поступает к насосам 2 и 3. При холостом ходе насосов рабочая жидкость свободно сливается в бак через открытые центры золотников-сумматоров 6 и 7.

Рабочая жидкость к исполнительным цилиндрам подается при срабатывании соответствующих рабочих золотников 8, 9, 10 и 12. Для исключения остановки рабочего оборудования при переключении насосов на совместную и раздельную работу в напорных трубопроводах установлены обратные клапаны 4 и 5.

При подаче управляющего сигнала ПОС к золотнику 11 можно производить принудительное опускание стрелы с помощью насосов. При обычной работе опускание стрелы производится под собственным весом.

Система управления обеспечивает при перемещении рукояток на колонках пульта управления подачу управляющих сигналов РП, РО, КП, КО, ЧП, ЧО, СП, СО к золотникам 8, 9, 10 и 12, в результате чего происходит перемещение соответствующих элементов рабочего оборудования. Совмещение каких-либо двух движений осуществляется с помощью суммирующих золотников 6 и 7, которые разделяют поток рабочей жидкости. При этом скорости исполнительных механизмов снижаются в 2 раза. Предохранительные клапаны 13 ограничивают рабочее давление в напорных магистралях насосов, клапаны 14 — реактивное давление в рабочих цилиндрах.

Слив рабочей жидкости происходит по сливным трубопроводам полным потоком через радиаторы системы охлаждения 17 и фильтры 18 в бак 1. Клапан 16 обеспечивает необходимый подпор в сливной магистрали для обеспечения подпитки полостей цилиндров при сливе, клапан 15 предохраняет радиаторы от пиковых давлений при сливе больших объемов масла. Принципиальные гидравлические схемы экскаваторов ЭГ-150 и ЭГ-350 одинаковые.

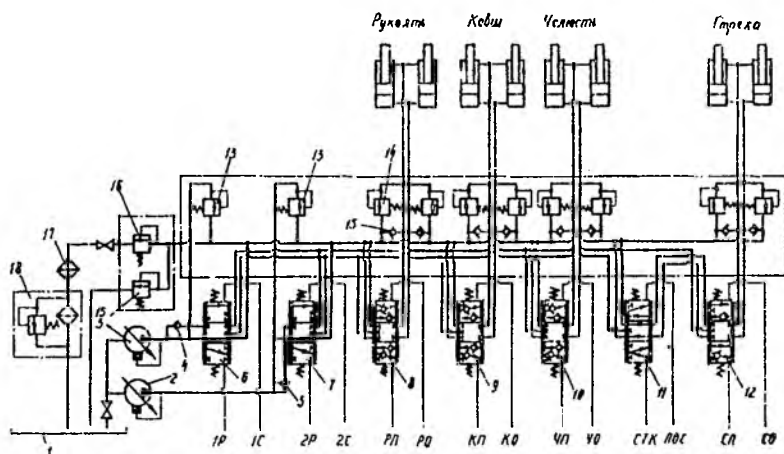


Рис. 11.24. Гидравлическая схема экскаватора ЭГ-150:

1 — гидробак; 2, 3 — насосы регулируемой подачи; 4, 5, 15 — обратные клапаны; 6...12 — рабочие золотники; 13, 14 — предохранительные клапаны; 16 — блок предохранительных клапанов на сливе; 17 — теплообменник; 18 — фильтр; 1P, 1C — включатели первого золотника сумматора в магистралях рукояти и стрелы; 2P, 2C — включатели второго золотника сумматора в магистрали рукояти и стрелы; PP, PO — подъем и опускание рукояти; KP, KO — подъем и опускание ковша; ЧП, ЧО — подъем и опускание челюсти; СП, СО — подъем и опускание стрелы; СТК — стабилизация копания; ПОС — принудительное опускание стрелы

Мощность гидропривода экскаватора ЭГ-350 увеличена за счет удвоения числа насосных установок и блоков золотников управления.

Электрогидравлическая система управления по сравнению с гидравлической позволяет сокращать протяженность маслопроводов, облегчать управление золотниками, широко применять блокирующее и автоматические устройства. В этой системе управление золотниками производится с помощью электромагнитов, включенных в общую электрическую схему управления экскаватором.

Примером электрогидравлической системы управления может служить система управления механизмом шагания экскаватора ЭШ 15.90А (рис. 11.25). Рабочая жидкость, поступающая из маслобака 1, нагнетается насосами 2 через обратные клапаны 3 в магистраль, питающую два подъемных 4 и два тяговых 5 цилиндра. Разгрузочный клапан 6 магистрали настроен на рабочее давление 20 МПа. Управление тяговыми цилиндрами 5 осуществляется переливным 7 и двумя электромагнитными распределителями 9 и 10, а подъемными цилиндрами 4 — реверсивным 8 и электромагнитными распределителями 11 и 12 автоматически.

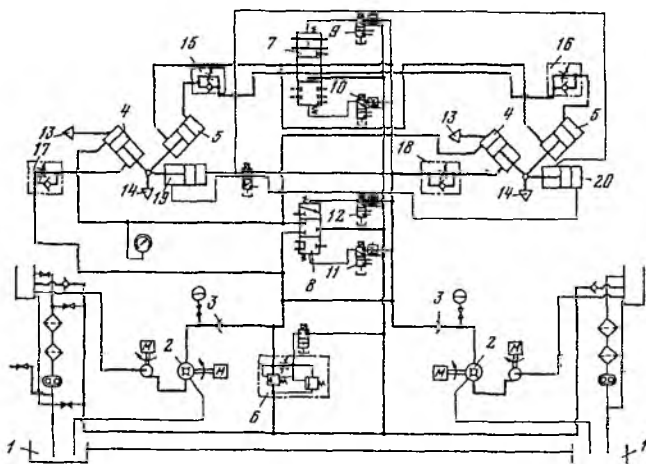


Рис. 11.25. Схема электрогидравлической системы управления механизмами шагания экскаватора ЭШ 15.90А

Для передвижения экскаватора включаются электромагнитные распределители 9 и 11. Распределитель переливного клапана 7, перемещаясь вниз, соединяет обе полости тяговых цилиндров с напорной магистралью насосов, выносящих опорные башмаки вперед. При этом подъемные цилиндры поворачиваются вокруг опорных осей и через конечный выключатель 13 производят включение или выключение электромагнитных распределителей 10 и 12. Распределители 7 и 8 занимают верхнее положение. Тяговые цилиндры отсоединяются от напорной и сливной магистралей, а верхние полости подъемных цилиндров соединяются с напорной магистралью насосов.

Поршни подъемных цилиндров будут опускаться до тех пор, пока опорные башмаки не опустятся на грунт. При дальнейшем поступлении жидкости в верхние полости подъемных цилиндров давление в магистрали возрастает и подъемные цилиндры поднимают экскаватор. Перемещение поршней подъемных цилиндров через рычажную систему передается конечному выключателю 14, который при подъеме экскаватора на максимальную высоту выключает электромагнитные распределители 10 и 12. При этом верхние полости подъемных цилиндров будут отключены от гидромагистралей насоса. Под давлением жидкости, поступающей в нижние полости тяговых цилиндров, их поршни будут втягиваться внутрь, экскаватор совершит поступательное движение и переместится на один шаг.

Во время движения экскаватора жидкость из верхних полостей тяговых цилиндров вытесняется через дроссельные клапаны 15 и 16. Обратные клапаны с дросселями 17 и 18 в цепи подъемных цилиндров, кроме синхронизации движения поршней, выполняют функции тормоза при опускании опорных башмаков на грунт. Включением электромагнитных распределителей 9 и 11 цикл шагания повторяется. Фиксирование цилиндров механизма шагания в верхнем положении при работе экскаватора производится гидроцилиндрами 19 и 20.

11.5. КАБЕЛЬНЫЙ БАРАБАН

Кабельный барабан (рис. 11.26) предназначен для сокращения затрат ручного труда по переноске высоковольтного кабеля. Рама 3 барабана 1 шарнирно устанавливается на редукторах гусениц, и крепится к нижней раме стяжками 4.

Привод кабельного барабана осуществляется от электродвигателя 6 через редуктор 8 и зубчатую передачу, закрытую кожухом 9. На полой оси барабана расположено токоприемное устройство 7, к которому через ось подводится конец высоковольтного кабеля, наматываемого на барабан.

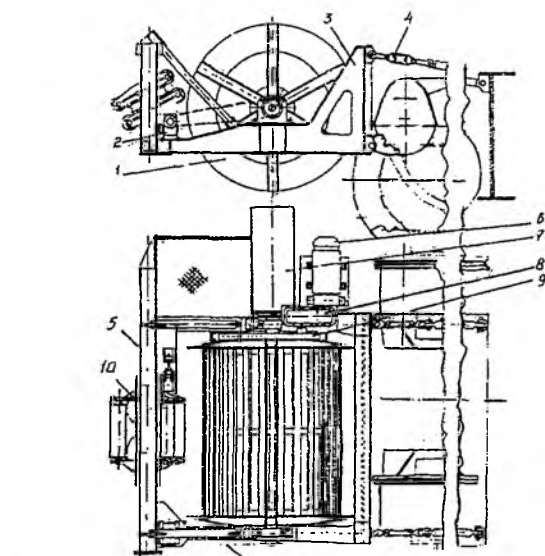


Рис. 11.26. Кабельный барабан ЭКГ-10

Укладка рядов кабеля осуществляется роликами каретки 10, перемещающейся по направляющей раме 5 на ходовых роликах. Привод каретки осуществляется цепной передачей 11 от оси барабана через червячный редуктор 2. На выходной вал червячного редуктора посажена звездочка второй цепной передачи, у которой одно из звеньев цепи связано с кареткой и перемещает ее при вращении барабана.

Электродвигатель 6 создает на барабане момент, достаточный для выбора слабины кабеля или его размотки при превышении натяжения в кабеле 90 кг.

12.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Ходовое оборудование горной машины — это устройство для ее перемещения и устойчивого опирания на грунтовое основание во время работы. В зависимости от условий работы и назначения горной машины применяют следующие виды ходового оборудования: колесное (на пневматиках или рельсовое), гусеничное, шагающее, шагающе-рельсовое и плавучее.

Требования, предъявляемые к ходовому оборудованию горных машин цикличного и непрерывного действия: достаточные сила тяги, скорость передвижения и маневренность; способность преодолевать заданные подъемы и уклоны; небольшая масса при обеспечении заданных давлений на основание (средних и максимальных); устойчивость машины при всех возможных изменениях положения ее центра тяжести и отсутствие больших динамических нагрузок в конструкции всей машины при передвижении; малые сопротивления при передвижении; минимальное число быстроизнашивающихся элементов, удобство в эксплуатации и долговечность.

Пневмоколесное ходовое оборудование обеспечивает высокие скорости передвижения (до 70 км/ч) и маневренность, имеет небольшую массу, малое сопротивление передвижению, простую конструкцию и универсальность. Однако быстрый износ пневмошин в условиях карьеров, высокая стоимость (20—40 % от стоимости машины), повышенное давление на основание, а также ограниченность нагрузки на колесо определяют область их применения преимущественно в классе выемочно-транспортирующих машин. Более подробное описание пневмоколесного ходового оборудования приводится в разделе IV.

Рельсовое ходовое оборудование обеспечивает низкое сопротивление перемещению, плавность, высокую скорость, направленность движения при перемещении машины, малый износ и долговечность его элементов.

Его недостатки — необходимость и сложность переноса железнодорожных путей, малая маневренность, ограниченность на-

грузки на колесо (до 0,25 МН), значительные линейные размеры ходовой части, малые величины коэффициентов сцепления колес с рельсами и преодолеваемых уклонов (до 6°) — ограничивают область применения рельсового ходового оборудования, которое используется главным образом на цепных многоковшовых экскаваторах, работающих с транспортно-отвальными мостами, отвалообразователями и абзетцерами.

Шагающее ходовое оборудование обеспечивает низкие давления на основание (до 0,1 МПа), небольшую массу (10—12 % массы машины), высокие маневренность и устойчивость машины на базе при работе. Его недостатки — цикличность и малая скорость передвижения, необходимость подъема машины при шагании, волочение передней части базы по опорной поверхности при шагании, сопровождающееся смятием грунта и высокими затратами мощности. Это ограничивает область применения шагающего хода на драглайнах и отвалообразователях, работающих на поверхностях (грунтах) с относительно низкой несущей способностью.

Гусеничное ходовое оборудование обладает высокой устойчивостью (особенно у многогусеничных машин), способностью преодолевать большие уклоны (до 23°), высокой проходимостью, малыми давлениями на основание, универсальностью. Его недостатки — большая масса (с нижней рамой до 50 % общей массы машины); высокое тяговое усилие (30—40 % веса экскаватора); сложность устройства и быстрый износ ходовых элементов, относительно невысокая маневренность у многогусеничных машин.

Гусеничный ход применяется на всех типах выемочных и выемочно-транспортирующих машин (кроме мощных драглайнов), не требующих больших и частых перемещений с высокой скоростью.

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование обладает высокой маневренностью, возможностью дозированного перемещения машины с высокой скоростью и плавностью, малыми давлениями на опорную поверхность, сопротивлениями при перемещении и низким износом элементов и деталей, высокой устойчивостью при работе на базе. Его недостатки — большая масса (с нижней рамой до 50 % общей массы машины); необходимость подъема машины при шагании; цикличность шагания.

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование применяется на мощных роторных экскаваторах, отвалообразователях и драглайнах при работе на грунтах со слабой несущей способностью.

Плавучее ходовое оборудование применяется на драгах и земснарядах (более подробно см. гл. 27 и 28).

12.2. РЕЛЬСОВОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Равномерное распределение нагрузки на опорные колеса рельсового хода (число которых может быть 300 и более) достигается применением балансирных устройств, которые могут иметь до пяти и более ступеней. На машинах средней мощности применяют трехрельсовый путь, который при двухступенчатых балансирах обеспечивает установку машин массой до 450 т (24 колеса), при трехступенчатых — массой до 960 т (48 колес), при четырехступенчатых — до 1900 т (98 колес) и при пятиступенчатых — до 4000 т (228 колес).

Применение четырехрельсового пути при четырехступенчатых балансирах дает возможность довести массу экскаватора до 2500 т, а дальнейший переход на шести- и восьмирельсовый путь — до 6000 т и более. Так как при переходе на следующую ступень балансиров число колес удваивается, то при необходимости изменения числа колес меньше чем в два раза применяются схемы с полнотью или частично неравноплечими балансирами. Примером последней может служить ходовое оборудование цепного экскаватора (рис. 12.1). Рама 1 имеет три сферические опоры 2, из которых две жесткие находятся на стороне нижнего черпания и одна качающаяся — на стороне верхнего черпания у поворотных экскаваторов или на стороне противовеса у неповоротных.

Через опоры 2 нагрузка передается на главные балансиры 3, которые, в свою очередь, через две сферические опоры 4 передают нагрузку на большие балансиры 5. Последние опираются через опоры 6 на малые балансиры 7, которые уже передают нагрузку на ходовые тележки — холостые 8 и приводные 9. Под большим балансиром 5 находятся слева четыре двухосные тележки, а справа — две, поэтому плечи балансира делают неодинаковой длины. Треть длины плеча балансира находится над четырьмя двухосными тележками, а 2/3 его длины — над двумя двухосными тележками. Благодаря этому нагрузка на тележки пропорциональна числу осей 10. На торцовых концах тележки устанавливаются клещи для рельсового захвата, песочницы 11 и приспособления для контроля за правильностью укладки рельсов и колеи, имеющие бегунок 12, расположенный на рычаге 13. Наезд на препятствие, недопустимое

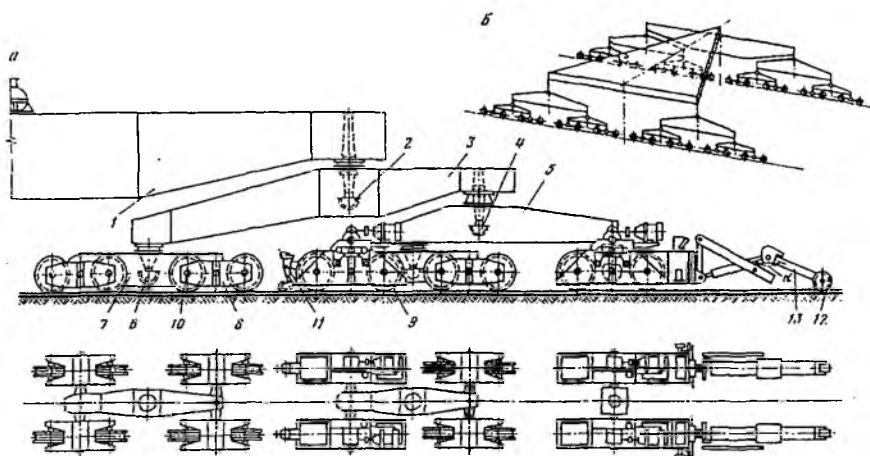


Рис. 12.1. Схемы рельсового ходового оборудования:

а — с частично неравноплечими четырехступенчатыми балансирами; *б* — трехточечной системой опирания рамы, равноплечими балансирами третьей и четвертой ступеней и двухрельсовым путем под каждой опорой (для упрощения схемы показан один рельс)

уширение колеи, окончание рельсового пути, несоединенный стык или лопнувший рельс — все это вызывает либо остановку бегунка, либо его сход с рельса. При всех случаях угол α положения конечного выключателя изменяется. При этом последний срабатывает и отключает двигатели привода ковшовой цепи и хода.

Приводные тележки могут располагаться как в жесткой, так и в качающейся опоре, причем примерно 45—55 % (реже 80 %) колес являются приводными.

12.3. ГУСЕНИЧНОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Скорости передвижения экскаваторов на гусеничном ходу зависят от их мощности и назначения и, как правило, не превышают 2,4 км/ч у карьерных лопат; у многоковшовых экскаваторов они не превышают 0,72 км/ч (12 м/мин) у моделей малой мощности и 0,48—0,18 км/ч (8—3 м/мин) у мощных.

Величины давлений на грунт определяются назначением машины и достигают максимальной величины, равной 0,42 МПа у карьерных лопат. Роторные и цепные экскаваторы имеют давления, не превышающие 0,12 МПа у вскрышных и 0,2 МПа — у добычных машин.

Преодолеваемые гусеничными экскаваторами подъёмы обычно не превышают 7° у мощных машин и 12° — у машин малой и средней мощности.

Система гусеничного ходового оборудования определяет число гусениц в схеме и их взаимное положение (рис. 12.2).

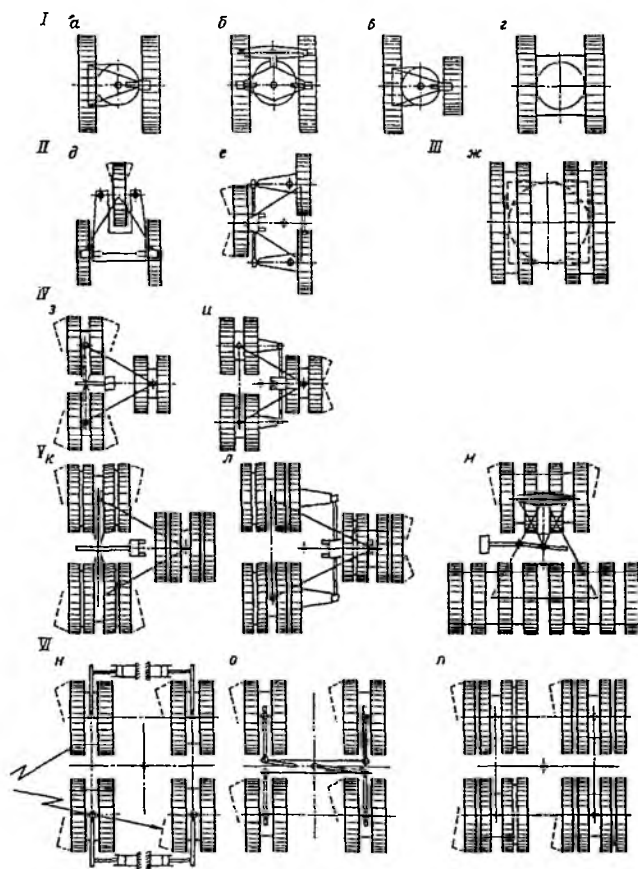


Рис. 12.2. Системы гусеничного ходового оборудования:

I — двухгусеничная (*а—з*); *II* — трехгусеничная трехопорная с одной поворотной передней (*д*) и боковой (*е*) тележками; *III* — четырехгусеничная (*ж*); *IV* — шестигусеничная с одной (*и*) и двумя (*з*) спаренными поворотными тележками; *V* — двенадцатигусеничная с двумя (*к*) и одной (*л, м*) поворотными тележками; *VI* — четырехопорная восьмигусеничная (*н, о*) и шестигусеничная (*п*) со всеми поворотными тележками

На одноковшовых экскаваторах применяются двух-, четырех- и восьмигусеничные системы (см. рис. 12.2, *з, ж*). Четырехгусеничное оборудование используется относительно редко (ЭКГ-12,5 массой 660 т и ЭРП-1250 массой 1020 т). Существующие вось-

мигусеничные системы в состоянии перемещать массу до 12,6 тыс. т (6360-М фирма «Марион» США) при среднем давлении на грунт 0,385 МПа, ширине трака 3,62 м и длине тележки 13,7 м.

На многоковшовых экскаваторах применяют двух-, трех-, четырех-, шести-, двенадцати- и шестнадцатигусеничные системы. Две гусеницы имеют экскаваторы преимущественно массой до 400 т, три — до 800 т, шесть — до 2000 т, 12 и 16 гусениц — большей массы. Существующие 12-гусеничные системы перемещают массу до 11,4 тыс т при среднем давлении на грунт 0,169 МПа, ширине трака 3,7 м и длине тележки 15 м.

При трех (или кратных трем) гусеничных системах применяется трехточечная опора (система опирания), обеспечивающая статически определимую передачу усилий на ходовые тележки. Такие системы выполняются симметричными относительно поперечной (см. рис. 12.2, *е, з, и, к, л*) и продольной (см. рис. 12.2, *д, м*) осей машины. Две опоры в таких случаях располагаются со стороны рабочего оборудования и одна — со стороны отвальной части. Сами опоры выполняются в виде гидродомкратов с шаровой пятой.

Движение экскаватора по кривой при двух (четырех) гусеницах достигается: затормаживанием одной (двух) гусениц; сообщением правым и левым гусеницам различных скоростей. При четырехточечной системе опирания хода используют разворот всех гусениц с помощью рычагов. Последнее чаще осуществляется гидроцилиндрами, закрепленными одной стороной на базе ходовой рамы, а другой — на рычаге рамы ходовой тележки.

Поворот гусениц возможен либо при повороте передней гусеницы (см. рис. 12.2, *д, м*), либо одной боковой (см. рис. 12.2, *е, и, л*), либо двух вслед идущих групп гусениц (см. рис. 12.2, *з, к*). В двух последних случаях обеспечивается наибольшая маневренность, так как радиус поворота экскаватора получается наименьшим при том же угле поворота гусениц.

У восьми- и шестнадцатигусеничных систем поворачиваются все четыре пары. По схемам, показанным на рис. 12.2, *н, о, п*, поворот тележек переднего и заднего рядов осуществляется на разные углы по двум окружностям с центром в одной точке. По схеме, приведенной на рис. 12.2, *о*, разворот возможен и поворотом всех гусениц в одну сторону на одинаковый угол.

При равных максимальных углах поворота управляемых гусениц наилучшей маневренностью обладают трехопорные машины с

симметричным расположением гусениц относительно поперечной оси при повороте в сторону неуправляемой гусеницы (см. рис. 12.2, з, к).

Поворот в сторону управляемых гусениц для этих машин требует значительно большего угла разворота гусениц. Неприводная гусеница, движущаяся по внутренней кривой, улучшает маневренность машины, в то же время обеспечивая минимальные поперечные силы на гусеницах.

Под *типом гусениц* понимают их конструктивное оформление, характеризующее гусеницы в эксплуатационном и производственном отношениях.

По способу передачи давления на грунт различают *многоопорные и малоопорные* гусеницы.

Гусеницы называют многоопорными, если отношение числа опорных звеньев (траков), лежащих на земле, к числу опирающихся на них катков ведущих и направляющих колес меньше двух (рис. 12.3, а). В этом случае звенья между опорными катками почти не прогибаются и обеспечивают равномерное давление на грунт как под катками, так и между ними. У малоопорной гусеницы это отношение больше двух: звенья легко прогибаются между катками, сгибаясь в шарнирах и образуя волнистую линию, при этом создается значительная разница между давлениями под катками и между ними (рис. 12.3, б). Поэтому многоопорная гусеница применяется на экскаваторах, перемещающихся по породам со слабой несущей способностью, а малоопорная — по прочным.

На слабых породах малоопорная гусеница в большей степени погружается в почву, чем многоопорная, однако лучше переносит сосредоточенные нагрузки, возникающие при работе экскаватора на скальных породах, так как имеет более прочные большие катки. Малоопорные гусеницы обычно снабжаются четырьмя—пятью катками большого диаметра, многоопорные — шестью—восемью катками небольшого диаметра.

Показанные на схемах гусеницы (рис. 12.3, а, б, в) имеют жесткое крепление опорных катков к ходовой раме, в силу чего они плохо приспособлены

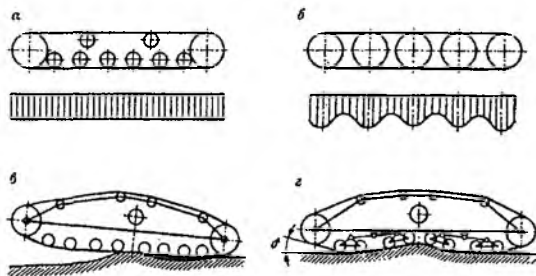


Рис. 12.3. Типы гусениц:

а, в, г — многоопорные; б — малоопорная; а, б, в — жесткие; г — мягкая

к неровностям почвы. Для устранения этого недостатка применяются устройства, позволяющие гусеничной цепи деформироваться как в продольном, так и в поперечном направлениях. Так, в первом случае опорные катки либо разносят на величину двух или более звеньев, либо объединяют в балансирные тележки (рис. 12.3, з). В последнем случае либо балансирным тележкам дают возможность самоустановки в поперечном направлении, либо опорные поверхности катков закругляют, что позволяет звену гусеничной цепи самоустана-вливаться на неровностях почвы.

Для работы на рыхлых (слабых) породах оси направляющих и ведущих колес поднимают над землей так, чтобы нижняя ветвь гусеничной цепи, идущая от крайнего катка к колесу, была наклонена к горизонту под углом $\delta = 10 \div 20^\circ$ (рис. 12.3, в, з).

В табл. П10 (см. приложение) приводятся рекомендуемые коэффициенты K_x основных размеров i (м) элементов гусеничного ходового оборудования экскаваторов, определяемых по эмпирической формуле $i = K_x \sqrt[3]{m_s}$, в зависимости от массы экскаватора m_s (т).

Двухгусеничная малоопорная ходовая тележка с жестким креплением рам гусениц б к ходовой раме 3 экскаватора, характерным для карьерных лопат, показана на рис. 12.4. Крепление рам производится болтами, замковым соединением 4 и рамы привариваются при монтаже. К верхнему листу нижней рамы крепится зубчатый венец 1, с которым входят в зацепление шестерни поворотных редукторов. В проточке зубчатого венца размещен кольцевой рельс 2, на который опирается роликовый круг.

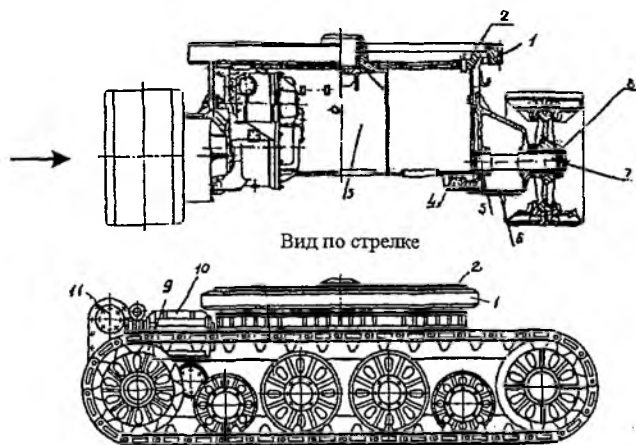


Рис. 12.4. Ходовая тележка экскаватора ЭКГ-10

Каждая гусеница имеет четыре опорных катка. Два из них большого диаметра установлены в центральной части и служат одновременно для поддержки верхней ветви гусеничной цепи. Оси 7 опорных катков закреплены в гусеничных рамах и фиксируются шпонками 5. Катки на осях крепятся хомутами 8. В задней части гусеничных рам установлены ведущие звездочки 9, а в передней направляющие колеса.

Каждая гусеничная цепь состоит из 37 звеньев, соединенных пальцами. Натяжение цепей производится гидродомкратом и регулируется прокладками. В подшипниковые узлы колес и катков заливается жидкая смазка. Для ее удержания предусмотрены уплотняющие кольца, прижимаемые пружинами.

Привод гусениц индивидуальный от отдельного электродвигателя 10 через редуктор 11 и бортовую передачу. Электродвигатель установлен на корпусе редуктора, который крепится к гусеничной раме. Соединение двигателя с редуктором осуществляется эластичной муфтой — тормозным шкивом колодочного тормоза ТКП-300. Редуктор — четырехступенчатый, коническоцилиндрический. Коническая передача заимствована из ходового механизма автомобиля КраЗ-256.

Система с тремя сдвоенными гусеницами, из которых две пары со стороны опирания в двух точках являются управляемыми, показана на рис. 12.5. В точках *A*, *B* и *C* нагрузки на ходовые тележки передаются от базы экскаватора через гидродомкраты. Тележки попарно соединены осью 1 и могут поворачиваться относительно нее в вертикальной плоскости. Разворот тележек *B* и *C* осуществляется рукоятями 2, перемещаемыми винтовой парой 3, приводимой двигателем *M1* через редуктор 4. Сдвоенная тележка в точке *A* закрепляется на базе с помощью полуосей 5, позволяющих ей самоустанавливаться в продольной и поперечной плоскостях. Колея передней тележки (точка *B*) совпадает с колеей задней тележки *C*, что уменьшает их сопротивление движению.

У восьмигусеничной системы нижняя рама опирается на четыре двухгусеничные тележки через гидродомкраты, с помощью которых происходит выравнивание поворотной платформы. Для разворота экскаватора при передвижении каждую из тележек поворачивают вокруг своей вертикальной оси на некоторый угол, определяемый радиусом разворота экскаватора. Поворот тележек осуществляется с помощью гидравлического механизма через кронштейны, соединенные попарно тягами.

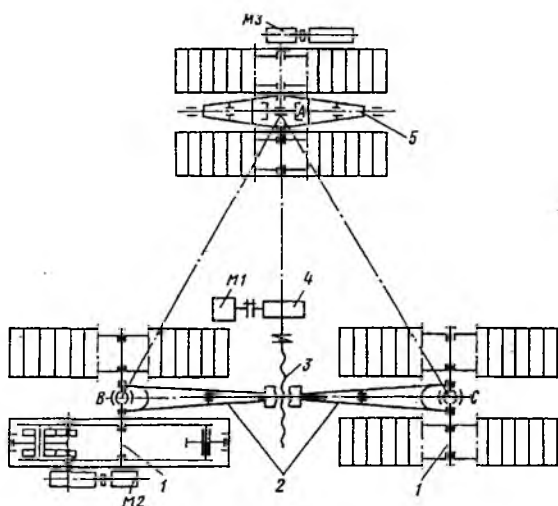


Рис. 12.5. Шестигусеничная двухколейная ходовая часть

В свою очередь, каждая из тяг соединена со штоком поршня гидроцилиндра разворота. Масло в гидроцилиндры подается от гидронасоса по трубопроводу. Гидроцилиндры неподвижно прикреплены к нижней (потолочной) плоскости нижней рамы экскаватора. В зависимости от подачи масла в верхние или нижние полости цилиндров осуществляется разворот тележек в нужном направлении.

На рис. 12.6 приведена схема автоматического выравнивания, применяемая на мощных вскрышных лопатах и роторных экскаваторах, имеющих четыре точки опоры. Выравнивание производится с помощью насосов, включаемых маятниковым отвесом или ртутным уровнемером. При наклоне поворотной платформы маятника 7 замыкают контакты, открывая трехходовый кран и предохранительный клапан, и включают насосы. Положение одного из передних или задних гидроцилиндров принимается за базовое, относительно которого происходит выравнивание трех других опор.

При переподъеме, например, левой задней стороны нижней рамы насос перегоняет масло в правый передний гидроцилиндр, в то время как перепускной клапан 5 обеспечивает сохранение заднего базового гидроцилиндра в исходном положении. В процессе передвижения экскаватора полости двух цилиндров соединяются с помощью блокирующей системы или ручного крана, образуя балansir, благодаря чему вся нагрузка передается как бы на три точки. Системы гидроцилиндров *А—Б* и *В—Г* симметричны.

Удельная мощность гусеничных ходовых двигателей на 1 т массы у современных вскрышных и карьерных лопат составляет 0,18—0,46 кВт/т (большие значения характерны для экскаваторов меньшей массы).

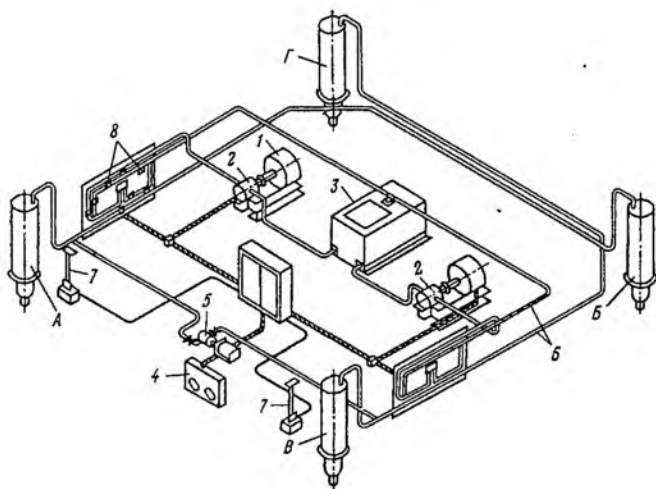


Рис. 12.6. Схема автоматического выравнивания четырехопорных гусеничных систем:

1 — двигатель; 2 — насос; 3 — маслябак; 4 — пульт управления гидросистемой; 5 — перепускной клапан с соленоидом; 6 — трубопровод; 7 — маятник; 8 — клапанный блок опускания и подъема цилиндра

12.4. ШАГАЮЩЕЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Шагающее ходовое оборудование состоит из опорной рамы (базы) и механизма шагания. Последний имеет лыжи (башмаки), механизм перемещения и привод.

Схемы механизмов шагания различаются по конструкции механизма шагания и могут быть гидравлическими и кривошипными (рис. 12.7). Они состоят из двух одинаковых синхронно работающих механизмов шагания, расположенных симметрично относительно продольной оси экскаватора.

При любом виде шагающего ходового оборудования полный цикл передвижения экскаватора складывается из следующих элементов: подачи лыж на грунт, подъема экскаватора, передвижения экскаватора, опускания экскаватора, подъема лыж в исходное положение.

Независимо от вида шагающего ходового оборудования (кроме специального — ЭШ 100.100) в момент непосредственного передвижения экскаватор опирается на две лыжи и на часть опорной базы. Поскольку при этом центр тяжести экскаватора находится впереди оси механизма шагания, передвижение машины может быть осуществлено только в направлении противовеса.

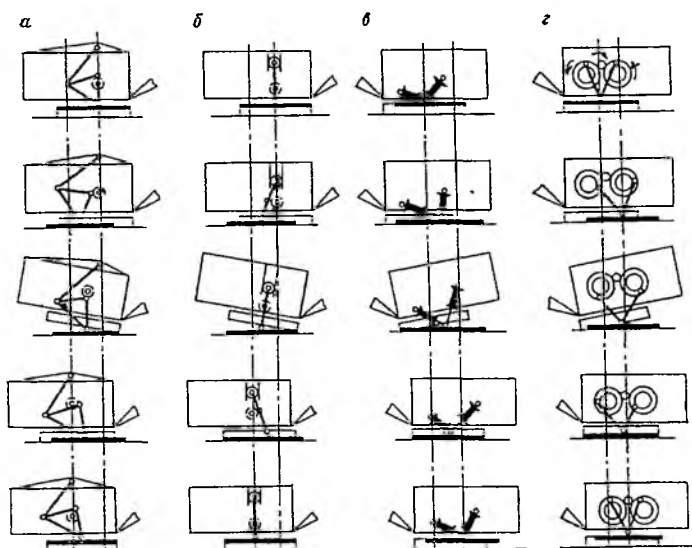


Рис. 12.7. Схемы механизмов шагания:

а — кривошипно-шарнирного с треугольной рамой; *б* — кривошипно-ползункового; *в* — гидравлического; *г* — двухкривошипного

Все модели драглайнов УЗТМ и модель 4250-W фирмы «Бюсайрус-Ири» (США) оборудованы гидравлическими механизмами шагания.

Гидравлический механизм шагания экскаваторов ЭШ 15.90 (рис. 12.8), ЭШ 25.100 и других состоит из лыж 1, подъемного 2 и тягового 3 гидроцилиндров. Штоки последних сочленяются общим шарниром на траверсе 4, которая также шарнирно с помощью кронштейнов 5 связана с лыжей. Подъемный и тяговый гидроцилиндры шарнирно соединены с металлоконструкциями надстройки 6 и поворотной платформой осями 7 и 8. В верхние и нижние полости гидроцилиндров по трубопроводам 9 и 10 масло или специальная рабочая жидкость подводится от насосной установки под давлением 10—20 МПа (см. рис. 11.25).

Во время работы экскаватора поршни всех гидроцилиндров втянуты внутрь, опорные башмаки подняты и занимают крайнее верхнее положение, а поворотная платформа при этом опирается на базу 11. При шагании под действием подъемных и тяговых гидроцилиндров опорные башмаки выдвигаются и опускаются на почву уступа. При возрастании давления в подъемных гидроцилиндрах один

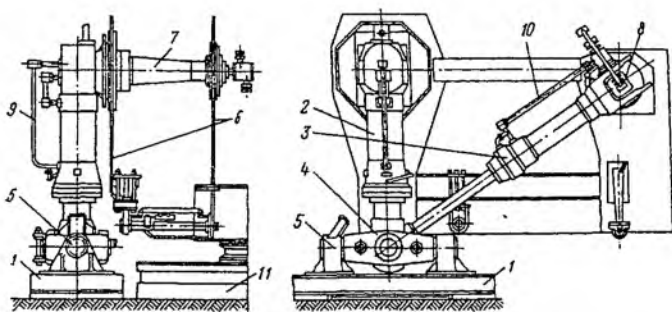


Рис. 12.8. Гидравлический механизм шагания экскаватора ЭШ 15.90

конец опорной базы экскаватора приподнимается от почвы уступа, затем экскаватор с помощью тяговых гидроцилиндров сдвигается и, опираясь на башмаки, скользит опорной рамой по почве уступа, передвигаясь на величину шага 1—2,5 м, после чего база вновь опускается на почву. Затем подъемные гидроцилиндры поднимают опорные башмаки вверх и процесс шагания повторяется.

Достоинства гидравлического шагающего механизма заключаются в плавности его работы и возможности регулирования траектории движения, а недостатки — в низком КПД (около 0,6) и сложности устройства привода, требующего квалифицированного обслуживания.

В отличие от описанной выше конструкции на мощном драглайне ЭШ 100.100 применено гидравлическое шагающее устройство с полным отрывом опорной рамы (базы) от грунта. Передвижение экскаватора осуществляется перемещением опорных скользунов (гидростатической опоры) гидроцилиндров по верхней плоскости башмака в направляющих.

Шагающее ходовое устройство экскаватора ЭШ 100.100 (рис. 12.9) состоит из четырех башмаков 1, соединенных попарно шарниром 2, четырех подъемных гидроцилиндров 3, закрепленных в раме поворотной платформы 4 и опирающихся на сферу 5 гидростатической опоры скользунов, двух тяговых гидроцилиндров 6, шарнирно закрепленных в точке А на поворотной платформе и в точке В — на башмаке и обеспечивающих перемещение гидростатической опоры по опорным плитам 7 башмаков. Рабочие поверхности гидростатической опоры и опорных плит башмаков закрыты от попадания пыли сложной системой уплотнений и кожухами 8. Во время работы драглайн опирается на базу 9. Минимальный подъем экскаватора — 700 мм, максимальная длина шага — до 3 м.

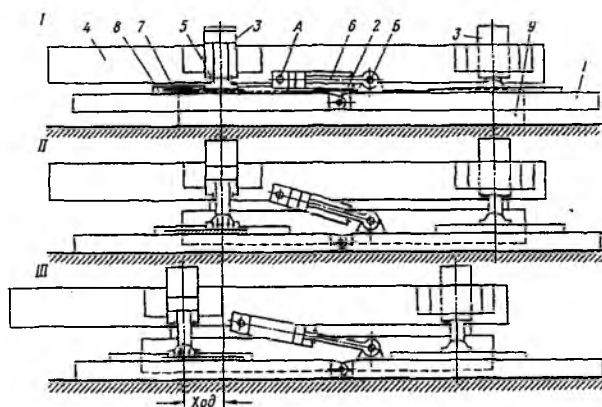


Рис. 12.9. Положения шагающего ходового устройства экскаватора ЭШ 100.100 с полным отрывом базы: I — начало шагания (лыжи подняты); II — экскаватор поднят; III — перемещение экскаватора

возможность полностью оторвать базу от земли, что при передвижении исключает ее трение о грунт, износ и появление поперечных нагрузок на центральной цапфе; независимость величины выдвигания толкающего цилиндра от величины выдвигания домкратов, что позволяет изменять длину шага в различных условиях; наличие шаровой опоры на нижнем конце подъемного цилиндра, в связи с чем устраняются изгибающие нагрузки на штоке и обеспечиваются большие надежность и долговечность соединений. Недостаток этого шагающего устройства — сложность конструкции гидростатической опоры.

Аналогичный гидравлический механизм шагания с полным отрывом базы, отличающийся от механизма шагания экскаватора ЭШ 100.100 удвоенным числом тяговых цилиндров (по одному на каждой опоре), применен на драглайне 4250-W (фирма «Бюсайрус-Ири», США) с рабочей массой 13,6 тыс. т.

На драглайнах НКМЗ и на всех моделях драглайнов зарубежных фирм применяются кривошипные системы различных видов: кривошипно-шарнирная с треугольной рамой фирмы «Марияон» (см. рис. 12.7, а), кривошипно-ползунковая фирмы «Пейдж», (см. рис. 12.7, б), двухкривошипная фирмы «Марияон», (см. рис. 12.7, г), кривошипно-эксцентриксовая НКМЗ и эксцентриксовая с тягой фирмы «Марияон».

Кривошипно-эксцентриксовый механизм шагания применялся на ЭШ 4.40 с массой до 4 тыс. т. В настоящее время НКМЗ уста-

Гидравлическая схема управления механизмов обеспечивает три точки опоры машины замыканием пары подъемных цилиндров в гидравлический балансир.

Достоинства данного вида шагающего устройства: вес машины распределяется между четырьмя точками поворотной платформы вместо двух;

навливают на своих моделях ЭШ 6.45М, ЭШ 10.60, ЭШ 10.70А, ЭШ 20.55 и ЭШ 15.70 кривошипно-рычажные четырехзвенные механизмы шагания.

Двухкривошипная система шагания (см. рис. 12.7, з) применяется на мощных драглайнах фирмы «Марион» массой до 8500 т.

12.5. ШАГАЮЩЕ-РЕЛЬСОВОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование было впервые разработано на НКМЗ и применено на отвалообразователях и мощных роторных экскаваторах.

Схема работы шагающе-рельсового ходового оборудования приведена на рис. 12.10. Ходовое оборудование включает в себя четыре соединенные сферическим шарниром 1 лыжи 2 (лыжа может быть неразрезная), на которых имеются верхние 3 и нижние 4 рельсы. Верхняя часть экскаватора 5 через четыре гидродомкрата 6 опирается на ходовые тележки 7.

В рабочем положении машина опирается через гидродомкраты и ходовые тележки на нижние направляющие лыж. База вместе с верхней частью приподнята над землей (положение I). Для передвижения верхней части машины включают тяговые лебедки 8, которые с помощью полиспастов перемещают машину по лыжам в нужном направлении. Когда тележки достигнут крайнего положения на лыжах (положение II), производится опускание машины на базу и последующий подъем лыж через верхние направляющие рельсы до упора катков 9 в раму, машины (положение III). Далее происходит отключение, гидравлической системы домкратов и включение тяговых лебедок, которые перемещают лыжи вперед на величину шага,

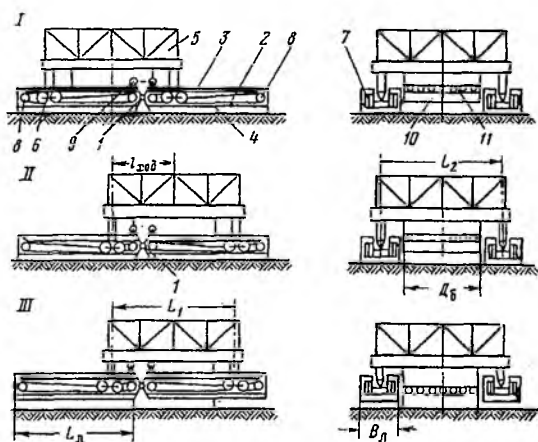


Рис. 12.10. Схема работы шагающе-рельсового ходового оборудования

после чего тяговые лебедки отключаются с помощью гидросистемы, происходят опускание лыж на грунт, подъем машины и базы на величину, обеспечивающую необходимый зазор между базой и грунтом. Далее цикл шагания может быть повторен. Изменение направления движения машины осуществляется поворотом стоящей на базе 10 машины по роликовому кругу 11 при поднятых лыжах, так же как у машин с шагающим ходовым оборудованием.

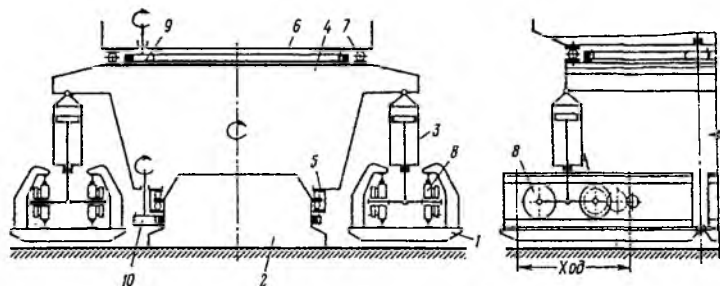


Рис. 12.11. Шагающе-рельсовое оборудование с двумя поворотными рамами

Применительно к роторным экскаваторам лыжи шагающе-рельсового ходового устройства с двумя поворотными рамами располагаются вдоль оси движения машины к забою (рис. 12.11). Передвижение машины осуществляется на лыжах 1 при поднятой базе 2. Гидродомкраты 3 для подъема машины и лыж установлены в нижней раме 4, которая при стоянке машины на базе опирается на последнюю с помощью поворотного круга 5, используемого для изменения направлений движения. Поскольку процесс экскавации у роторных машин осуществляется поворотом верхней части 6 экскаватора, то последняя устанавливается на нижнюю раму через второй поворотный круг 7. Образование каждой новой стружки осуществляется передвижением машины на ходовых тележках 8 по лыжам, переход с подустапа на подуступ и от блока к блоку осуществляется перестановкой лыж и перемещением всей машины. Поворот верхней части 6 относительно нижней рамы 4 и базы 2 обеспечивается поворотными механизмами через венцовые шестерни 9 и 10. Мощность привода шагающе-рельсового хода рассчитывается так же, как и для железнодорожного хода (см. параграф 17.1).

Глава 13

МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ

13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

На металлической конструкции (металлоконструкции) экскаватора, являющейся остовом машины, монтируются все рабочие механизмы, их привод и системы управления. Доля металлоконструкций в общей массе экскаватора может достигать 50 %, поэтому при их создании особое внимание должно обращаться на совершенство конструктивных форм и методов расчета, на обоснованную экономию металла при неременном обеспечении надежности, долговечности, удобства обслуживания и ремонта. Металлические конструкции экскаваторов выполняют преимущественно сварными и стыкуют, где необходима разборка, на чистых болтах.

Значительная (до 45 %) масса металлоконструкций экскаватора не несет силовой нагрузки, а служит для создания каркаса машинных помещений и для обеспечения безопасных условий работы экипажа.

Распределение массы экскаватора между отдельными его узлами зависит прежде всего от конструктивной схемы машины, применяемых материалов, типа ходового устройства и других факторов. Например, у роторного экскаватора массой около 6000 т на гусеничные тележки приходилось 29,7 % массы машины, на раму ходового устройства — 27 %, на поворотную платформу и верхнее строение — 26,7 % и роторную стрелу — 16,6 %. При этом в общей доле масса несущих металлоконструкций составила 42 %, вспомогательных конструкций — 10 %, механизмов — 31 %, электрооборудования — 6 %, гусеничных траков — 4 %, противовеса, конвейерных лент, масла и других эксплуатационных материалов — 7 %.

В общем случае к силовым (несущим) металлическим конструкциям экскаваторов можно отнести следующие узлы:

- у карьерных и вскрышных лопат — стрелу, рукоять с ковшом, поворотную платформу с двуногой стойкой и опорную раму ходового механизма;

- у драглайнов — стрелу и поддерживающую мачту (если она имеется), поворотную платформу с надстройкой и подкрановыми путями, переднюю раму поддержки блоков тяговых и подъемных канатов, а также базу (опорную раму) опорно-поворотного устройства и опорные башмаки;
- у многоковшовых — роторную стрелу (ковшовую раму), собственно поворотную платформу, верхнее ее строение и надстройку поддержки рабочего органа, стрелы противовеса и отвальной консоли, собственно отвальную консоль или соединительный мост, промежуточную поворотную раму (если она имеется) и опорную раму ходового устройства.

13.2. МАТЕРИАЛЫ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ ЭКСКАВАТОРОВ

Металлические конструкции экскаваторов изготавливаются из стальных листов, труб, фасонного проката, гнутых и штампованных профилей. В зависимости от механических свойств при растяжении все стали, применяемые для металлических конструкций, подразделяются на условные классы прочности. Цифры в индексе класса обозначают: числитель σ_b — минимальную величину временного сопротивления разрыву, знаменатель σ_m — минимальную величину предела текучести. В конструкциях экскаваторов применяются углеродистые стали класса С38/23 и низколегированные — классов С44/29, С46/33 и С52/40.

Для сварных металлоконструкций экскаваторов используют стали группы В (с гарантированным химическим составом и механическими свойствами) 4-й и 5-й категорий для несущих элементов и 1 — 3-й категорий для вспомогательных конструкций, для которых ГОСТ гарантирует σ_b , σ_m , σ_s (относительное удлинение), a_n (ударная вязкость при температуре $t = 20^\circ \text{C}$ для стали 3-й категории и при $t = -20^\circ \text{C}$ для сталей 4-й и 5-й категорий).

Основная марка углеродистой стали — сталь Ст. 3, хорошо сваривающаяся, достаточно прочная. Ее $\sigma_m \geq 230 \text{ МПа}$, $\sigma_b = 380 \div 490 \text{ МПа}$, $\delta_s \geq 23 \%$; $a_n \geq 7 \cdot 10 \text{ Н} \cdot \text{м/м}^2$ при $t = 20^\circ \text{C}$ и $a_n \geq 3 \div 10 \text{ Н} \cdot \text{м/м}^2$ при $t = -20^\circ \text{C}$.

При определении деформаций и перемещений для сталей всех марок принимается модуль упругости при растяжении $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Коэффициент линейного расширения сталей всех марок

$\alpha = 1,2 \cdot 10^{-5}$, коэффициент поперечной деформации (Пуассона) $\nu = 0,3$ и плотность $\gamma = 7,85 \text{ кг/дм}^3 = 7850 \text{ кг/м}^3$.

Элементы и связи, воспринимающие инерционные и ветровые нагрузки, а также металлоконструкции, работающие при температуре ниже -25°C , изготавливаются из мартеновской стали спокойной плавки марки ВМСтЗсп.

Неответственные элементы металлоконструкций, такие, как поручни, настилы, кожухи, изготавливаются из сталей Ст. 0, Ст. 1 и Ст. 2, крепежные изделия (кроме болтов), валики, оси — из сталей ВСт4, ВСт4кп, болты, малонагруженные тяги — из стали ВСт5.

В зависимости от химического состава сталь разделяется на I и II группы соответственно с нормальным (стали марок 30, 45) и повышенным содержанием марганца (стали марок 30Г, 45Г). Стали марок 10, 20 часто применяются для трубчатых элементов несущих конструкций, сталь марок 45 и 50 — для опорных роликовых кругов.

Из углеродистых сталей для эксплуатации при температурах до -40°C используется сталь М16с по ГОСТ 6713—75. Ее эквивалент по механическим свойствам — сталь Ст. 3, но с большим содержанием фосфора и серы.

Для снижения массы ответственных металлоконструкций экскаватора (стрел, рукоятей, элементов рам, ходовых частей и др.), где размеры сечений расчетных элементов определяются не условиями жесткости, а условиями прочности, применяются низколегированные стали марок 09Г2, 17ГС, 10ХСНД, 15ХСНД, 10Г2СД и 09Г2ДТ. Они имеют более высокую коррозионную стойкость, примерно в 1,5—2 раза большее значение предела текучести σ_m и меньшую хладоломкость, чем сталь Ст. 3. Однако низколегированные стали более чувствительны к концентрации напряжений (имеют большие в 1,1—1,4 раза значения коэффициента концентрации, см. гл. 14) и дороже углеродистых сталей.

В качестве примера приведем основные показатели низколегированной стали 15ХСНД: $\sigma_m = 500 \text{ МПа}$, $\sigma_b = 700 \text{ МПа}$, $\delta_5 = 23\%$; $a_n = (1,1—1,3) \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м/м}^2$ при $t = -70^\circ\text{C}$ и твердость по Бринеллю НВ 228.

Наибольший эффект достигается при выполнении из низколегированных сталей элементов, подверженных преимущественно растяжению. Для конструкций, работающих при переменных и знакопеременных нагрузках из-за своего относительно низкого предела выносливости, низколегированные стали менее приемлемы.

Несущие элементы сварных конструкций, выполненные из низколегированных сталей, более предпочтительны для работы при $t = -40^\circ \text{C}$. Для более низких температур (до -65°C) рекомендуются стали 09Г2С, 15ХСНД и 10ХСНД.

13.3. ФЕРМЕННЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ

Ферменные конструкции элементов экскаваторов — в основном стрел и элементов верхнего строения — используются при длинных пролетах и вылетах и малых нагрузках, не дающих возможности рационально использовать материал балки по условиям жесткости. Недостатками ферменных конструкций по сравнению с листовыми являются большая трудоемкость их изготовления и меньшая выносливость (усталостная прочность). В экскаваторостроении применяются ферменные стрелы с треугольным (отвальными стрелы роторных экскаваторов и стрелы драглайнов) и прямоугольным поперечными сечениями, боковые плоскости которых образованы из плоских, в основном раскосных ферм.

Поперечное сечение пространственной системы ABD из трех ферм (рис. 13.1, $a—в$) представляет собой сечение с минимальным числом ферм. Геометрически неизменяемая пространственная система при выполнении условия

$$C = 3y - 6, \quad (13.1)$$

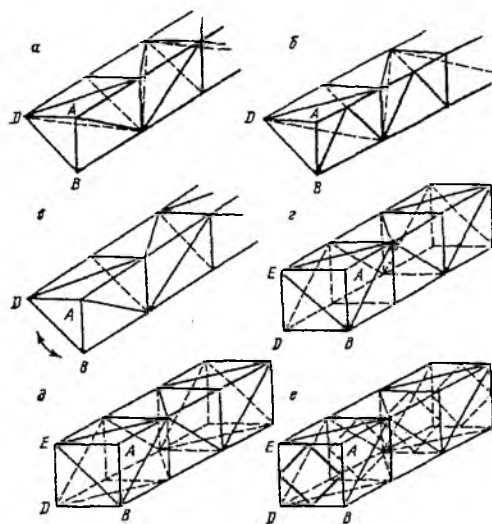
где C — число стержней; y — число узлов.

Из рис. 13.1 $в$, $г$ видно что по этому условию в панелях ферм не хватает одного стержня. Если в узлах B и D будут приложены горизонтальные нагрузки, то система с шарнирными узлами их воспринять не сможет, так как из условий равновесия усилие в стержнях DB должно равняться нулю. Такие нагрузки могут быть восприняты только за счет жесткости узлов. При недостаточной жесткости конструкция будет сильно закручиваться, а при динамичности действия сил — совершать крутильные колебания в направлениях стрелки, что особенно характерно для системы, показанной на рис. 13.1, $в$.

Если образовать пространственную конструкцию (см. рис. 13.1, $г$) из трех раскосных, одной безраскосной BD и двух рамных связей на торцах, то она не будет удовлетворять условию (13.1) и число недостающих стержней будет равно числу панелей n_n . Такая конст-

Рис. 13.1. Пространственная решетчатая система с треугольным (*а—в*) и прямоугольным (*г—е*) поперечными сечениями:

а, б — геометрически неизменяемы; *в, г* — геометрически изменяемыми (ферма ДВ безраскосная); *д* — без внутренних рамных раскосов; *е* — с раскосными фермами и рамами



рукция неприемлема для стрелы. Если же безраскосную ферму *BD* сделать раскосной (рис. 13.1, *д*), то условие (13.1) будет удовлетворено и ферма будет иметь необходимую жесткость.

Наиболее высокой пространственной жесткостью обладает конструкция со всеми четырьмя раскосными фермами, когда в каждой ее панели имеется рамный раскос (см. рис. 13.1, *д*).

У роторных экскаваторов конвейер обычно размещается в стреле, и поскольку панельные раскосы мешают его размещению, то в этом случае идут на создание жесткостных связей по типу, показанному на рис. 13.1, *е*. Такая система имеет лишние стержни, однако усилия в них малы. При удалении рамных раскосов возрастает прогиб главной фермы. Удаление всех рамных раскосов, кроме среднего, мало влияет на вертикальные прогибы. Один средний рамный раскос при вертикальной нагрузке почти так же эффективен, как и вся система рамных раскосов в целом. Однако при наличии в стреле пространственных нагрузок число рамных раскосов приходится увеличивать.

Наиболее распространенные системы решеток ферм экскаваторов приведены на рис. 13.2. Одни из них (см. рис. 13.2, *а—г*) применяются для вертикальных, другие (см. рис. 13.2, *а, б, д, ж*) — для горизонтальных ферм, нагрузки на которые могут быть приложены в противоположных направлениях. Для вертикальных ферм решетки, показанные на рис. 13.2, *д—ж*, получают более тяжелыми, чем для треугольных ферм (см. рис. 13.2, *а—в*). В последних для уменьшения длины панели сжатого, а иногда и растянутого поясов используются дополнительные стойки (см. рис. 13.2, *в*). Система, показанная на рис. 13.2, *г*, наиболее рациональна для консолей, когда все раскосы работают на растяжение.

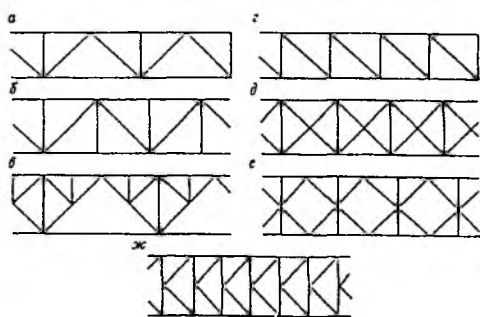


Рис. 13.2. Системы решеток ферм экскаваторов

Наиболее часто употребляемые составные сечения стержней ферм даны на рис. 13.3. Сварные составные из листов сечения поясов ферм имеют преимущество по сравнению с составными сечениями поясов из профильной стали с соединительными планками (сечения поясов на рис. 13.3, а—г, е—з). Выносливость сварного растянутого пояса, составленного из листов (см. рис. 13.3, ж, д, к), зависит от конструкции присоединения к нему раскосов вертикальных и горизонтальных ферм.

Широкое применение в экскаваторостроении имеют металлические конструкции, изготавливаемые из гнутого и профилированного металла, особенно труб (см. рис. 13.3, и), которые вследствие наклепа имеют более высокую прочность. Благодаря использованию труб для изготовления решетчатых конструкций сокращается расход металла, особенно на стержни и пояса, сечения которых назначаются из условий предельной гибкости. Замкнутые профили (см. рис. 13.3, и, к), помимо хороших жесткостных показателей, имеют меньшую внешнюю поверхность, подверженную коррозии, и лучшие аэродинамические показатели.

Фирмой «Марион» (США) разработаны стрелы из высокопрочных алюминиевых сплавов длиной 60—78 м для драглайнов с ковшами 18—12 м³ соответственно.

Алюминиевые стрелы по сравнению со стальными обладают рядом преимуществ, они не боятся низких температур и коррождения, имеют на 30—33 % меньшую массу при одинаковых длинах, что позволяет сократить продолжительность рабочего цикла и увеличить производительность экскаватора на 6—15 % за счет возможности установки ковша большей вместимости (на 10—12 %) или увеличить длину стрелы, т. е. радиус действия машины.

При расчете ферм узлы предполагаются шарнирными, что не дает больших погрешностей, если отношение высоты сечения стержня к его длине меньше 1/16. Сечения стержней ферм могут быть одноэлементными и составными. Сечения из одиночного уголкового профиля применяются лишь для легких горизонтальных и вспомогательных



КОМПАНИЯ BUCYRUS

Компания Bucyrus была основана в 1880 году. Горные работы того времени были исключительно трудоемким и опасным процессом. Техническая революция, происходившая в большинстве отраслей промышленности, совпала по времени с технологическим прорывом в горном деле. Развитие паровых машин стало движущей силой для роста промышленности в целом и горнодобывающей промышленности в частности. Паровая технология была применена для производства электрической и механической энергии. Как производное развития этой технологии появился рельсовый экскаватор, который значительно сократил потребность в рабочей силе и использовании тягловых животных в горнодобывающей промышленности и строительстве. Такое использование паровой энергии сделало экскаваторное оборудование важным компонентом роста мировой промышленной базы, способствуя наращиванию темпов строительства дорог, в том числе и железных дорог, каналов, горных предприятий и множества других проектов. С этого начался знаменательный процесс развития открытых горных работ, приведший к эпохе модернизированных, отлаженных и интегрированных процессов.

Эволюция компании Bucyrus от отгрузки первого парового экскаватора в 1882 году до утверждения в качестве международного лидера в производстве экскаваторного оборудования отмечена значительным количеством достижений, которые зачастую казались невероятными для своего времени. За годы своего существования компания Bucyrus была участницей многих наиболее значительных достижений в области земляных/вскрышных работ, которые только можно вообразить. Более всего известно применение паровых экскаваторов Bucyrus при постройке Панамского канала. Подавляющее большинство экскаваторов, используемых при сооружении этого грандиозного водного пути, были поставлены компанией Bucyrus.

Постройка Панамского канала — это только один из многих примеров, которые знаменуют значительный вклад Bucyrus в создание глобальной инфраструктуры. В течение десятилетий после откры-





тия Панамского канала продукция Viscus способствовала экономическому росту во всем мире — тенденция, которая имеет место и в настоящее время. В недавнем прошлом Viscus внес значительный вклад в добычу полезных ископаемых в развивающихся и вновь образованных государствах, обеспечивая производство экспортной про-

дукции и приток конвертируемой валюты для развития их экономик. В настоящее время потребности на мировых рынках сырья взвинчиваются до новых высот в основном вследствие роста спроса со стороны Китая и Индии, к которому добавляется влияние усиления экономик промышленно развитых стран. На фоне этого роста потребностей в сырье спрос на экскаваторное оборудование буквально взвивается.

За свою историю Viscus произвел массу новаторских горных и строительных машин для самых разных отраслей промышленности. С 1985 года Viscus сконцентрировался исключительно на производстве, обслуживании и поддержке оборудования для открытых горных работ, специализируясь на трех типах продукции: электрических тросовых экскаваторах, шагающих экскаваторах (драглайнах) и буровых станках. Непрерывная эволюция в конструкции и технологиях этих машин обеспечивает максимум производительности и экономической эффективности.

Один из примеров такого эволюционирования связан с долгосрочным альянсом Viscus и Siemens Energy&Automation, в результате которого была создана прорывная технология в производстве драглайнов, названная Direct Drive for Draglines (D3) — т.е. "Прямой Привод для Драглайнов". Безредукторная схема для приводов подъема и тяги позволяет горным предприятиям увеличить производительность и сократить простои, стоимость обслуживания и потребление энергии. Время заполнения ковша уменьшено, а скорости подъема, опускания и вытравливания — увеличены. Сокращение времени простоев и снижение затрат на обслуживание достигаются вследствие отсутствия в конструкции редукторов подъема и тяги, требовавшихся для них систем смазки, двигателей и генераторов постоянного тока, которые эта технология делает ненужными.

Ввод в эксплуатацию в 2007 году высокопроизводительных драглайнов с безредукторными главными приводами переменного тока представляет собой такой же значительный шаг, как и внедрение паро-

вых машин много лет назад. Эти машины не только характеризуют собой непрерывный прогресс существующих технологий, но и появление новых подходов, предполагающих новые возможности в будущем.

В дополнение к суперсовременным технологическим достижениям в драглайностроении усилиями конструкторов и исследователей Висугус были созданы инновационные экскаваторы серии 495. Характерными особенностями этой серии являются приводы с планетарными редукторами, электроприводы IGBT и привод поворота с упорным рельсом — все для улучшения работы экскаватора путем повышения эффективности и снижения затрат на обслуживание. Приводы переменного тока IGBT, являясь наиболее надежными из всех существующих, имеют преимущества перед приводами постоянного тока:

- отсутствие потребности в обслуживании узлов щеткодержателей и коллекторов;

- круговой огонь невозможен;
- гармоника менее 5 %;
- меньше внутренних соединений;
- простота обслуживания, не требующая высокой квалификации;
- меньше затраты времени на перемотку;
- меньше стоимость перемотки.

Конструкторы Висугус постоянно работают над увеличением надежности, чтобы удовлетворить потребности заказчиков. Поскольку простота машины означает потерю прибыли, коэффициент технической готовности (КТГ) экскаватора жизненно важен для работы предприятия. Например, один процент КТГ при погрузке экскаватором 495HR четырьмя черпаниями в 363-тонный самосвал на медном руднике соответствует доходу в 13,6 миллионов долларов США в год (эти данные рассчитаны на реальных условиях медного рудника с коэффициентом вскрыши 4,4/1 при цене меди в 7,72 доллара США за килограмм). Для упрощения процесса монтажа полностью укомплектованный модуль систем управления и электрики поставляется на монтажную площадку в сборе.

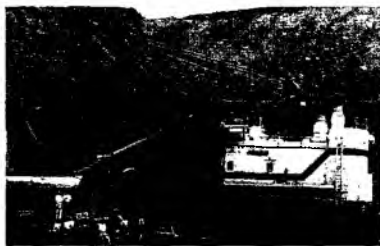
Техника модульного конструирования была также применена к буровым станкам, обеспечивая простоту их эксплуатации путем упрощения операций по замене компонентов и операций по обслуживанию. Висугус 39HR — это буровой станок с производительностью больших машин и гибкостью, скоростью и маневренностью меньших. Важной чертой гибкости 39HR является его способность бурить под собой с углом наклона скважины –15 градусов. Результативное бурение наклонных скважин производится без использования подкосов мачты, что позволяет бес-

ступенчато регулировать угол ее наклона в пределах между -15 и $+30$ градусами — это единственный буровой станок с такими возможностями в настоящее время.

Проверенные в эксплуатации конструкции в сочетании с передовыми технологиями позволяют горным предприятиям достигать пиковой эффективности и высочайших уровней производительности. Для этого горным предприятиям жизненно важно иметь наиболее достоверную, детализированную и обновленную информацию о применяемых машинах и разработках. В течение последнего десятилетия надежные и экономичные информационные и коммуникационные системы были внедрены в практически все процессы открытых горных работ, приведя таким образом эту отрасль промышленности к стандартам обслуживания и коммуникаций XXI века. Первоначально скорость внедрения и освоения информационных технологий на открытых горных работах была относительно невелика по сравнению с аналогичными процессами в других отраслях промышленности вследствие уникальности характеристик и различий открытых горных работ. Тем не менее горнодобывающие предприятия, желая оставаться конкурентоспособными и достигать наименьшей себестоимости продукции, постепенно осваивают эти технологии.

Развитие и интеграция технологий, таких, как беспроводные коммуникации, системы глобального позиционирования (GPS), встроенное программное обеспечение по управлению оборудованием и встроенными электронными системами, позволяют обеспечить контроль, оптимизацию и интеграцию комплексов горного оборудования в масштабах предприятия. Эти технологии позволяют горным предприятиям осуществлять сбор и передачу данных в режиме реального времени в глобальном масштабе или, если потребуется, в масштабе отдельных предприятий. Системы, базирующиеся на прецизионных GPS, применяются на горных предприятиях на всех стадиях разработки месторождений — начиная с разведочных, через стадии планирования и развития, к стадиям добычи и реclamation. Методы добычи с использованием технологий GPS на самоходном горном оборудовании наиболее точны и безопасны. Экскаваторы, оснащенные GPS, позволяют

машинисту следить за расположением персонала и оборудования, увеличивая безопасность путем улучшения видимости. Машинист способен отслеживать положение ковша по отношению к кузову самосвала и позиционировать его для обеспечения оптимальной загрузки.



GPS с использованием спутников — это новейшая технология повышения производительности буровых станков. Например, буровые станки, оборудованные GPS, позволяют производителям буровзрывных работ закладывать минимально возможное количество взрывчатки с достижением максимальной точности и контроля процесса взрывания. Опциональная GPS для бурового станка 49HR позволяет машинисту позиционировать его без использования разметочных колышков с точностью до нескольких сантиметров от запланированного расположения скважины. С помощью GPS возможно построение более точных полей скважин, что позволяет отказаться от инспекции полей перед зарядкой и индивидуализации зарядки скважин. 49HR может быть оснащен любым существующим оборудованием GPS, что дает возможность самому владельцу станка принять решение о выборе системы, оптимальной для его конкретных потребностей.

Критическим элементом успешного ведения горных работ в условиях современной глобальной экономики является возможность получения доступа к информации об оборудовании предприятия и ее распределения в режиме реального времени в масштабах предприятия. Для удовлетворения таких потребностей Viscus предлагает систему, называемую AccessDirect, которая объединяет в себе ключевые технологии, обеспечивающие повышение производительности и сокращение непроизводительных простоев. AccessDirect позволяет вести поиск неисправностей и контролировать систему управления машины в режиме удаленного доступа через модем или Интернет. Эти функции исполняются посредством беспроводной связи, которая поддерживается между модулем обслуживания машины и компьютером в офисе предприятия. Удаленный пользователь может таким образом подключиться к компьютеру машины практически на любом удалении и отслеживать или изменять электрические параметры системы управления без создания помех работе машины. Для поддержания производительности машин, путь к которым традиционным способом может занимать часы и иногда дни, такая система может быть критически важной.

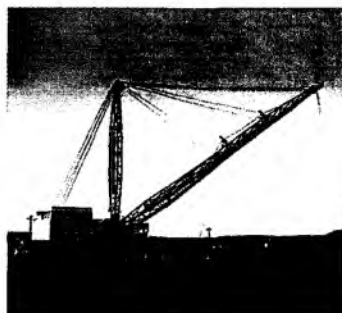
Раньше, чтобы понять, как и почему экскаватор работает именно так, обслуживающий персонал должен был приезжать к машине с необходимыми инструментами и продолжительное время отслеживать работу машиниста и самой машины. Современные технологии, заложенные Viscus в систему MIDAS, позволяют доставить эту информацию куда угодно. Система MIDAS позволяет производить сбор информации по работающей машине в режиме реального времени, используя систему Ас-

cessDirect. Она как бы дает возможность смотреть на машину изнутри, предоставляя графический образ ее рабочего оборудования. MIDAS также подготавливает отчеты в форматах Microsoft Office (Word, Excel, Access), которые сводят информацию к форме, позволяющей ознакомиться с ней в любое время. Типичные отчеты представляют собой данные по перемещению оборудования и его производительности, по температурам и давлениям, рабочим параметрам, зарегистрированным неполадкам и т.п. Система MIDAS интегрируется в инфраструктуру и функционирует как ее часть.

Возможность оптимизировать загрузку ковша является важным шагом к контролю себестоимости добычи. AccuLoad — это разработанная Bucyrus система взвешивания, которая с помощью AccessDirect доставляет данные о производительности машины в компьютер предприятия. AccuLoad позволяет точно взвесить загрузку каждого ковша. В комплекте с MIDAS AccuLoad — исключительно мощный инструмент, позволяющий создавать отчеты для информационной системы предприятия с детальной информацией о количестве циклов, их продолжительности, загрузке ковшей и самосвалов, углах поворота и многом другом. Эта система помогает машинистам отрабатывать технологии погрузки, отвечающие постоянно меняющимся условиям рынка и изменениям данного забоя.

Будущие потребности открытых горных работ концентрируются вокруг усиления автоматизации, стандартизации и интеграции машин и функционирования предприятия. Технологии, разработанные для современных самоходных горных машин, помогают удовлетворить эти потребности. Они также позволяют создавать более интегрированные горнодобывающие производства и являются основой для повышения уровня автономных разработок и разработок с дистанционным управлением. Ключ к достижению этого — в способности конструкторов машин, используя в инновационных промышленных продуктах новые и проверенные технологии, предложить рынку новые решения. Технология должна ориентироваться на потребности заказчика, чтобы отвечать потребностям в максимальной производительности и высочайшем уровне надежности. Технологии во имя технологий не предоставляют необходимых результатов. Только обобщая опыт, проверенные концепции и новые технологии, можно продолжать создавать конкурентоспособную продукцию.

Модели драглайнов BUCYRUS



Драглайн 680W



Драглайн 7820



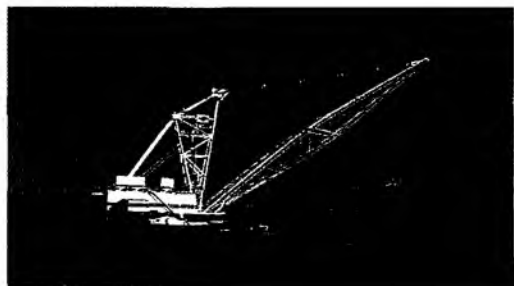
Драглайн W2000



Драглайн 8050



Драглайн 8200



Драглайн 8750



Драглайн 2570WS

Таблица П-Б-1

Показатели	680W	7820	W2000	8050	8200	8750	2570WS
Вместимость ковша, м ³	12—24	21—42	24—34	43—71	51—88	84—126	88—138
Длина стрелы, м	58—90	69—99	75—101	84—108	84—122	102—131	110—128
Максимальная нагрузка на подъемный канат, кг	36 300— 70 300	82 000— 111 000	70 300— 102 000	134 000— 145 000	159 000— 249 000	250 000— 340 000	254 000— 362 900
Максимальная эксплуатационная масса, кг	1043 000	1996 000	1780 000	3629 000	4492 000	6580 000	7271 000

Преимущества инновационных экскаваторов серии 495



- Массовая емкость ковша — 100 тонн (опционально до 109 тонн).
- Погрузка тремя черпаниями в самосвалы грузоподъемностью от 290 до 326 тонн.
- Погрузка четырьмя черпаниями в самосвалы грузоподъемностью 363 тонны.
- Простота обслуживания.
- Исключительная надежность.
- Быстрая установка экскаватора в рабочее положение.
- Оптимальные скорость поворота и продолжительность цикла.
- Барабаны большего диаметра по сравнению с конкурентными для обеспечения продолжительности срока службы тросов.
- Конструкция с трубчатой рукоятью обеспечивает уменьшение торсионных нагрузок на рукоять.
- Патентованная автоматизированная система натяжения тросов напора-возврата сокращает затраты времени на обслуживание узла и время простоя, повышая безопасность при обслуживании.

- Привод напора, смонтированный на палубе поворотной платформы, способствует весовой разгрузке стрелы для сокращения времени поворота и упрощения обслуживания.
- Оптимизированная геометрия рабочего оборудования способствует максимизации полезной нагрузки, производительности и высоты разгрузки.
- Ковши конструкции Visugus с оптимизированной геометрией для облегчения обработки подошвы забоя и уменьшения сопротивления резания. Конструкция FastFil характеризуется трапецеидальным сечением в районе задней стенки для ликвидации пустот при наполнении ковша с целью обеспечения коэффициента наполнения в 100 % и более.
- Увеличенное усилие на подъемных тросах.
- Электрооборудование переменного тока IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor — "Двухполюсный Транзистор с Изолированным Затвором") не требует предохранителей, регенерирует электроэнергию, не нуждается в источниках бесперебойного питания.
- Упрощенное обслуживание электродвигателей. Исключена потребность в обслуживании щеточных аппаратов и коллекторов. Круговой огонь невозможен. Низкая стоимость перемотки.

Таблица П-Б-2

Способы ведения открытых горных работ

Показатели	Экскаватор — самосвал	Драглайн
Разработка "тяжелых" забоев	Отлично	Хорошо
Траектория копания	Изменяемая	Полусвободная
Максимальная высота забоя, м	До 18	До 65
Высота разгрузки, м	До 14	До 60
Вспомогательное оборудование	Бульдозер, поливальная машина, грейдер	Бульдозер
Скорость перемещения, м/ч	1000	200
Требования к подошве забоя: • подготовка • уклон при копании, % • уклон при перемещении, %	Не критична До 8 До 23	Требуется До 2,5 До 10
Влияние погоды	Ухудшает сцепление шин самосвалов	Очень незначительно
Подготовка забоя	Буровзрывные работы	Буровзрывные работы
Состав экипажа	Один машинист	Два или три человека
Срок изготовления, мес.	3—10	24—36
Производительность, м ³ в цикле в час		До 5200
Срок службы, лет	10—20	25—40
Стоимость эксплуатации, %	100	40

Буровые станки BUCYRUS

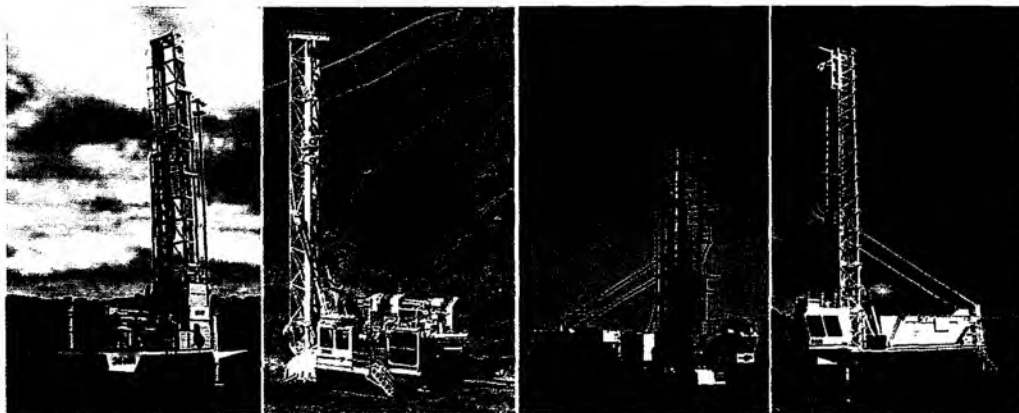


Таблица П-Б-3

Показатели	33/35/37	39	49	59
Максимальный диаметр скважины, мм	152—279	311	406	444
Максимальная нагрузка на бур, кг	19 051—34 019	55 000	63 975	74 830
Общая масса, кг	33 566—68 039	122 500	154 224	183 673

Преимущества бурового станка серии 49

- Легкий доступ к компонентам.
- Конструкции платформы, ходовой тележки и мачты рассчитаны с упором на максимальный срок службы.
- Редукторы, включая расположенные на мачте, сконструированы с упором на стабильность характеристик и прочность. Гидросистема — с упором на ремонтпригодность; трубопроводы и клапаны маркированы для быстрой идентификации.
- Надежная электросистема, позволяющая работать в любых погодных условиях.
- Проверенная система диагностики.
- Вибрации сведены к минимуму посредством использования программируемой системы управления бурением.
- Реечный привод подачи для обеспечения постоянного давления на бур, привод вращателя с увеличенным крутящим моментом.
- Быстрая замена штанг с системой замены буровой колонны.
- Широкий диапазон размеров мачт.
- Бурение скважин с наклоном до 25 градусов.
- Эргономичная и комфортабельная кабина для обеспечения максимальной производительности работы машиниста.



КОМПАНИЯ "ТАКРАФ ГмбХ"

Широко известная немецкая машиностроительная фирма "ТАКРАФ ГмбХ" начала свою деятельность в 1725 году в городе Лауххаммер (Германия).

Основные фонды фирмы расположены в двух городах Германии:

- штаб-квартира в городе Лейпциг (земля Саксония);
- современный машиностроительный завод в городе Лауххаммер (земля Бранденбург).

Фирма имеет пять дочерних обществ:

- "ТАКРАФ ГмбХ" Инк. Денвер/США;
- "ТАКРАФ ГмбХ" Ченнай/Индия;
- "ТАКРАФ ГмбХ" Рандбург/ЮАР;
- "ТАКРАФ ГмбХ" Калама/Чили;
- "ТАКРАФ ГмбХ" Сидней/Австралия.

Кроме того, в разных странах мира работают восемь представительств фирмы, в том числе в Москве, и 28 агентств.

Фирма "ТАКРАФ ГмбХ" более сорока лет успешно работала на рынке бывшего Советского Союза и сейчас продолжает работать на рынках России и других стран СНГ. Производственная программа фирмы имеет два основных направления деятельности.

1. Оборудование для открытых горных работ:

- роторные экскаваторы;
- ленточные конвейеры;
- отвалообразователи;
- дробильные установки;
- фрезерные комбайны.

Экскаваторные комплексы, дробильные установки и циклично-поточные технологии (ЦПТ) фирмы успешно работают в Казахстане, на угольных разрезах Красноярского края, в Кузбассе, а также на Ковдорском ГОКе (Мурманская область).

2. Оборудование по перегрузке грузов: комплексные установки для



Роторный экскаватор CPC



Фрезерный комбайн МТС 250

перегрузки и транспортирования насыпных грузов; углепогрузочные и золоудалляющие установки; портовые перегрузочные, судопогрузочные и судоразгрузочные установки; угольные терминалы по отгрузке угля на экспорт; терминалы по перегрузке минеральных удобрений; трубчатые, крутонаклонные конвейеры и др.



ЦПТ 1



ЦПТ 2

Представительство фирмы "ТАКРАФ ГмбХ" в России находится по адресу: 121170, г. Москва, ул. Кульнева, дом 3, телефон: (495) 258-39-31, e-mail: alexander.welikanow@takraf.com, <http://www.takraf.com>.

КОМПАНИЯ TEREX O&K



Компания TEREX O&K специализируется на производстве гидравлических экскаваторов для открытых горных работ и является признанным мировым лидером в производстве данного оборудования.

Компания основана в 1876 году двумя немецкими инженерами Benno Orenstein и Arthur Koppel. Первые буквы их фамилий вошли в название компании O&K.

Первой машиностроительной продукцией компании было железнодорожное оборудование, такое как: паровые локомотивы, опрокидные вагонетки, узкоколейные вагонетки.

История производства экскаваторов начинается в начале XX века и включает в себя следующие основные этапы:

- 1904 год — первая многоковшовая землечерпалка;
- 1922 год — первый экскаватор с паровым двигателем;
- 1926 год — первый экскаватор с электродвигателем;
- 1953 год — первый экскаватор на базе автомобиля;
- 1961 год — первый гидравлический экскаватор;
- 1997 год — самый большой в мире гидравлический экскаватор

массой 1000 тонн.

Номенклатура горных экскаваторов TEREX O&K включает в себя 7 моделей экскаваторов от 110 до 1000 тонн, каждая модель может выпускаться в двух исполнениях: прямая или обратная лопата.

Экскаваторы TEREX O&K имеют следующие конструктивные особенности, позволяющие добиваться лучших показателей в отрасли:

- концепция установки двух двигателей обеспечивает при кратковременном прекращении работы одного из двигателей полную работоспособность экскаватора с применением другого двигателя;
- оригинальная система управления насосами позволяет оптимально использовать установленную мощность двигателя и достигать максимального гидравлического коэффициента полезного действия;
- бортовая система контроля следит за всеми важными параметрами работы экскаватора, а также за данными по расходу эксплуатационных материалов, сроками техобслуживания и выводит эти данные на экран монитора, находящийся в кабине машиниста.

В 2005 году компании CATERPILLAR и TEREX O&K заключили соглашение о стратегическом сотрудничестве, в рамках которого продажа и техническое обслуживание горных экскаваторов TEREX O&K будет осуществляться через дилеров компании CATERPILLAR, представленных по всему миру.

Гидравлические карьерные экскаваторы



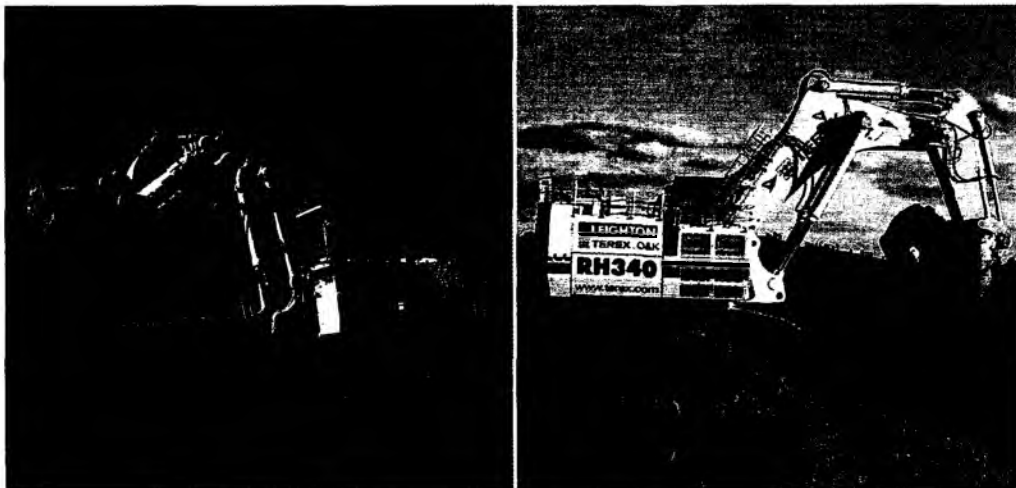
Таблица II-Тер-1

Показатели	RH 40-E	RH 40-F
Рабочий вес, т:		
– прямая лопата	104	108
– обратная лопата	103	107
Мощность двигателя SAE J 1995, кВт	477	522
Вместимость ковша, м ³ :		
– прямая лопата	7	7
– обратная лопата	7	7
Стандартное гусеничное звено, мм	600	600
Рабочий вес, кг	103 600	107 600
Удельное давление на грунт, Н/см ²	16,4	17,1
Мощность полная тах, кВт	560	585
Количество цилиндров	6	6
Диаметр цилиндра, мм	159	145
Ход поршня, мм	159	183
Объем двигателя, л	19	18,1
Емкость топливного бака, л	1300	1650
Диаметр вентиляторов, мм	930	930
Скорость передвижения, км/ч:		
– 1 передача	2,34	2,34
– 2 передача		
Внутренние размеры кабины, мм:		
– длина	1800	1800
– ширина	1300	1300
– высота	1900	1900
Рабочее освещение	6 галогенных ламп	6 ксеноновых фар



Продолжение табл. II-Тер-1

Показатели	RH 90-C	RH 120-E	RH 170
Рабочий вес, т:			
– прямая лопата	170	283	374
– обратная лопата	172	285	383
Мощность двигателя SAE J 1995, кВт	760	1044	1492
Вместимость ковша, м ³ :			
– прямая лопата	10	15	18
– обратная лопата	10	15	20
Стандартное гусеничное звено, мм	800	1000	1200
Рабочий вес, кг	172 000	283 000	374 000
Удельное давление на грунт, Н/см ²	17,2	21,2	22,6
Мощность полная тах	896 кВт	2100 об/мин	1792 кВт
Количество цилиндров	6	6	12
Диаметр цилиндра, мм	137	145	159
Ход поршня, мм	170	183	159
Объем двигателя, л	15	18,1	37,8
Емкость топливного бака, л	3200	5360	6300
Диаметр вентиляторов, мм	2x1120	2x1524	2x1524
Скорость передвижения, км/ч:			
– 1 передача	2,4	2,7	1,6
– 2 передача		1,4	2,6
Внутренние размеры кабины, мм:			
– длина	1800	2200	2200
– ширина	1300	1600	1600
– высота	1900	2150	2150
Рабочее освещение	8 ксеноновых фар	8 ксеноновых фар	8 ксеноновых фар



Окончание табл. II-Тер-1

Показатели	RH 200	RH 340
Рабочий вес, т:		
– прямая лопата	522	552
– обратная лопата	535	547
Мощность двигателя SAE J 1995, кВт	1880	1880
Вместимость ковша, м ³ :		
– прямая лопата	26	34
– обратная лопата	28	34
Стандартное гусеничное звено, мм	1400	1400
Рабочий вес, кг	522 000	552 000
Удельное давление на грунт, Н/см ²	25,6	24,7
Мощность полная max, кВт	2240	2240
Количество цилиндров	12	12
Диаметр цилиндра, мм	159	159
Ход поршня, мм	159	159
Объем двигателя, л	37,8	37,8
Емкость топливного бака, л	10 700	10 700
Диаметр вентиляторов, мм	4x1170	4x1170
Скорость передвижения, км/ч:		
– 1 передача	1,6	1,5
– 2 передача	2,3	2,0
Внутренние размеры кабины, мм:		
– длина	2200	2200
– ширина	1600	1600
– высота	2150	2150
Рабочее освещение	8 ксеноновых фар	8 ксеноновых фар

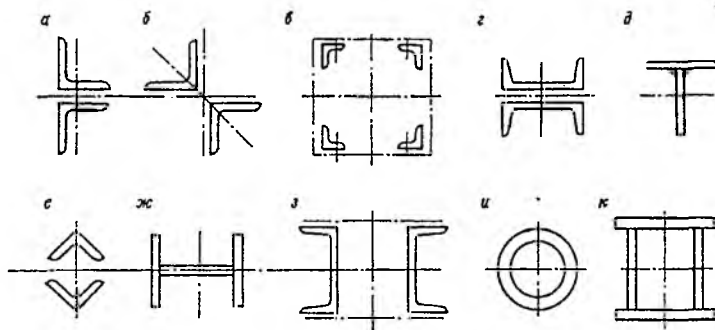


Рис. 13.3. Основные типы составных сечений стержней сварных ферм

Разработка алюминиевой стрелы оказалась возможной благодаря применению ЭВМ для проведения детальных расчетов с применением метода конечного элемента и получения специальных U-образных экструдированных профилей, сваренных попарно (рис. 13.4) с заданными ЭВМ параметрами.

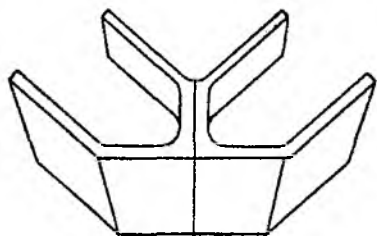


Рис. 13.4. Сечение главного пояса алюминиевой стрелы драглайна

Основные пояса стрелы соединяются между собой накладными пластинами и чистыми болтами из нержавеющей стали. Концевые элементы стрелы — подпятники и узел крепления головного блока — выполнены из нержавеющей стали и присоединены к алюминиевым конструкциям также с помощью пластин и чистых болтов.

13.4. РАМНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ

Опорные рамы (базы) мощных шагающих драглайнов и роторных экскаваторов, имеющих шагающе-рельсовое ходовое оборудование, представляют собой круглую сварную металлоконструкцию (например, у ЭШ 100.100 диаметр базы 27 м, а ее высота 2,5 м) с вваренной в нее центральной цапфой. Рама состоит из верхнего и нижнего настилов, а также кольцевых и радиальных диафрагм. По условиям транспортирования рама изготавливается из секций, число которых может превышать 30, свариваемых при

монтаже в единое целое с секцией центральной цапфы. Сварка секций производится по специальной технологии и в определенной последовательности, обеспечивающей минимальные коробления листов и отклонение от вертикали оси центральной цапфы. Точность установки секций контролируется оптическими устройствами.

Для получения единой плоскости как под опорным рельсом, так и под секциями зубчатого венца кольцевые пластики, на которых крепятся рельсы на верхнем листе рамы, фрезеруются (после установки на место) специальными головками. Последние перемещаются на рамах, вращающихся относительно оси центральной цапфы. Обработка опорных поверхностей после сварки обеспечивает необходимую точность сопрягаемых элементов и хорошие условия их эксплуатации. Выбор параметров, структуры и геометрии рамы, а также ее расчет, ввиду значительной сложности и статической неопределимости действия нагрузок на элементы опорной рамы, производятся на ЭЦВМ по специальным программам.

Опорные рамы мощных роторных и цепных экскаваторов на гусеничном ходу с трехточечной системой опирания (рис. 13.5, а) выполняются в виде пространственной металлоконструкции цилиндрической формы, являющейся базой для размещения рельса 2 катания ОПУ (иногда и венцового колеса), и служат для передачи веса верхнего строения машины через три выносные рамные конструкции 3, расходящиеся под углами 120° , на гидродомкраты 4 опирания и ходовое устройство 5. Основной цилиндр рамы 1 собран из секций, стыкуемых сваркой или клепкой, а боковые рамы выполнены из мощных листовых элементов на заклепках. Центральная часть цилиндра, не имеющая цапфы, служит для размещения электрооборудования.

Опорные рамы мощных вскрышных лопат на гусеничном ходу с четырехточечной системой опирания (рис. 13.5, б) выполняются в виде пространственной металлоконструкции 1 прямоугольной формы (как правило, квадратной), монтируемой из нескольких секций (например, из 17-ти, как на рис. 13.5, б). Диагональными элементами являются мощные составные коробчатые секции ферменно-мостового типа, которые передают через вмонтированные в них гидродомкраты 3 нагрузку на ходовое устройство 2 с механизмом разворота 4. Центральный узел базы — цапфа 5 — монтируется в перекрестье диагональных балок. Секции рамы стыкуются с помощью чистых болтов или свариваются. На верхней плоскости

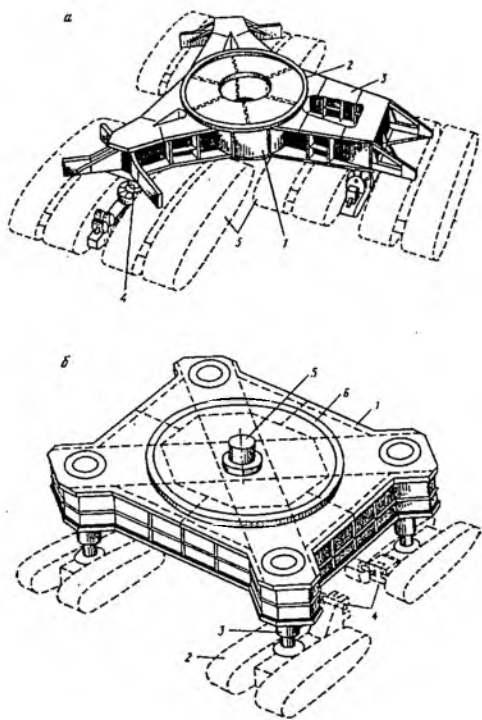


Рис. 13.5. Металлоконструкции опорной рамы мощного экскаватора с трехточечной (а) и четырехточечной (б) системами опирания

Передняя часть поворотной платформы замыкается мощной балкой, предназначенной для восприятия через проушины усилий от пяты стрелы, возникающих в процессе экскавации.

В середине платформы варен стальной стакан, с помощью которого платформа крепится к центральной цапфе, а в передней части платформы варены литые ступицы для поворотных редукторов.

Верхний лист платформы сплошной, нижний имеет окна. Корпус противовеса коробчатой конструкции является продолжением поворотной платформы. По бокам основной рамы платформы болтами крепятся площадки легкого типа, являющиеся основанием для боковых стенок кузова.

Металлоконструкция поворотной платформы 1 мощного драглайна ЭШ 100.100 (рис. 13.6) представляет собой прямоугольную сварную конструкцию, состоящую из верхнего и нижнего настилов, между которыми размещены продольные и поперечные балки.

рамы устанавливаются опорный рельс б и зубчатый венец поворотного устройства. Снаружи для придания дополнительной жесткости вся конструкция имеет ребра.

Металлоконструкция поворотной платформы карьерной лопаты представляет собой сварную комбинированную металлоконструкцию коробчатого сечения, изготовленную из листовой стали и состоящую из ряда пересекающихся вертикальных листов, перекрытых сверху и снизу горизонтальными листами.

Для восприятия через роликовый круг усилий от веса вращающейся части экскаватора в конструкции поворотной платформы предусмотрена кольцевая балка.

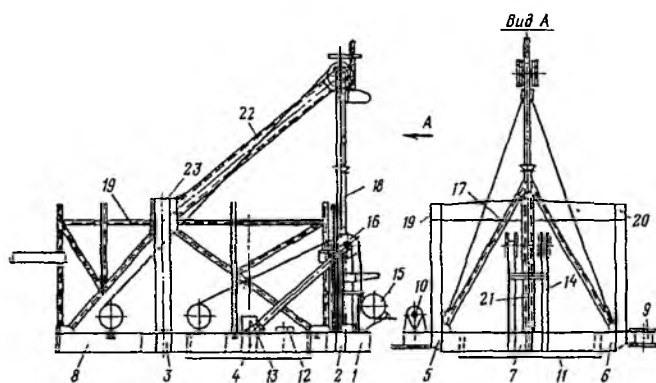


Рис. 13.6. Металлоконструкция поворотной платформы и надстройки шагающего драглайна ЭШ 100.100

Поворотная рама имеет: три поперечные балки — переднюю 2, заднюю 3 и центральную 4,

являющиеся основаниями и связующими элементами соответствующих рам надстройки; две боковые 5, 6 и одну среднюю 7 продольные балки, являющиеся также элементами продольных ферм надстройки; хвостовую часть 8 и опоры 9 и 10 гидроцилиндров механизма шагания. Кольцевая балка 11 для рельса ОПУ вваривается в продольные и поперечные фермы платформы, составляя с ними одно целое. В переднюю часть платформы вварены восемь кованых стаканов 12 для подшипников механизма поворота и одна гильза 13 для подшипника центральной цапфы. На передней выступающей части платформы установлены опоры 14 направляющих блоков 15 и 16 тягового каната, а также предусмотрены боковые раскосы 17 передней стойки 18.

Секции поворотной платформы собираются и свариваются при монтаже, после чего в полевых условиях производится механическая обработка следующих узлов платформы: фрезеровка кольцевых опорных платиков для верхнего рельса; расточка стаканов для посадки подшипников механизма поворота; фрезеровка опорных плоскостей под переднюю стойку и заднюю поперечную раму надстройки.

Надстройка, располагающаяся на поворотной платформе, состоит из трех продольных ферм 19—21, размещенных в плоскостях продольных балок поворотной платформы, и трех поперечных рам. К надстройке относится также передняя стойка 18 с задним подкосом 22, предназначенным для подвески стрелы. Средняя ферма 21 надстройки расположена на продольной оси экскаватора и непосредственно передает нагрузку от веса стрелы и ковша на поворотную платформу, не вовлекая в работу боковые фермы надстройки. Продольные фермы надстройки выполнены из двутавра.

Передняя стойка 18, ригель 23 задней поперечной рамы надстройки, подкос 22 выполнены из балок коробчатого сечения.

Примеры металлоконструкций стрел мехлопат и драглайнов описаны выше (см. гл. 10.1).

Металлоконструкции верхнего строения роторных экскаваторов отличаются большим разнообразием. Для мощных машин, имеющих длинные стрелы, верхнее строение собирается из трубчатых или балочных элементов с шарнирным креплением узлов, образующих пространственную конструкцию достаточной жесткости при сравнительно небольшой собственной массе. У экскаваторов средней мощности верхнее строение часто выполняется в виде С-образной форменной конструкции, образуемой из профильных элементов (см. конструктивные схемы рис. 9.8 и 18.8).

13.5. ЭКСПЛУАТАЦИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ ЭКСКАВАТОРОВ

Обслуживание металлоконструкций экскаваторов осуществляется в соответствии с заводской инструкцией по эксплуатации, отражающей специфические особенности конкретного типа машины. Оно начинается непосредственно после окончания монтажа и предусматривает выполнение следующих общих мероприятий.

1. После монтажа следует проверить все сварные соединения и стыки. Последующая их проверка осуществляется не позже чем через 3 месяца после пуска экскаватора в эксплуатацию, а в дальнейшем — не реже одного раза в год.

2. При осмотрах опорных рам и поворотных платформ экскаваторов особое внимание уделяется:

а) швам приварки центральной цапфы и гильз поворотных редукторов;

б) отсутствию трещин в швах и круговой балке под роликовым кругом, в креплении проушин для установки пят стрел (гидроцилиндров механизма шагания), в швах вертикальных листов продольных и поперечных балок поворотной платформы, опорной рамы, балок рукоятей и стрел, а также состоянию основного металла коробчатых конструкций, где вырезаны люки и другие отверстия, не имеющие окаймлений.

3. Сварные швы с обнаруженными трещинами должны быть вырублены и заварены вновь.

4. Трещины, обнаруженные в основном металле, необходимо высверлить сверлом диаметром 16—20 мм, разделить их кромки и заварить, не заваривая высверленных отверстий. После заварки шов должен быть зачищен (желательно в направлении главных растягивающих напряжений).

5. Во время монтажа и при эксплуатации несущих металлоконструкций не допускается приварка или прихватка каких-либо элементов к ним. Также не допускается делать какие-либо вырезы и отверстия, не предусмотренные проектом.

6. Отсеки внутри металлоконструкций, а также зона настила в районе зубчатого венца должны содержаться в чистоте.

7. Состоянию стрел и их подвесок должно уделяться особое внимание. Первая проверка стрелы и вантов производится через две недели после пуска экскаватора в эксплуатацию, вторая — через 3 месяца и далее не реже одного раза в год.

8. При осмотре стрелы нужно обращать внимание на:

а) правильность положения корпуса стрелы, настройки и натяжения вантов;

б) на сварные швы, соединяющие проушины, к которым крепятся ванты и стойки наклонных и горизонтальных ферм;

в) на металлоконструкции и их сварные швы;

г) на затяжку болтов во фланцевых соединениях труб поясов. Ослабевшие болты необходимо затягивать до нормы.

9. Все металлоконструкции экскаваторов должны периодически грунтоваться и окрашиваться.

Особенно тщательного обслуживания требуют металлоконструкции, работающие при низких температурах.

Опыт эксплуатации металлоконструкций горных машин в условиях низких температур Сибири и Крайнего Севера, где в течение длительного времени сохраняется температура воздуха ниже — 30° С, показывает наличие большого числа внезапных хрупких разрушений в начальных стадиях эксплуатации.

Факторы, необходимые для зарождения хрупкого разрушения, могут быть сведены к двум совместно выполняемым условиям:

- высоким локальным растягивающим напряжениям (резкие концентраторы напряжений, остаточные напряжения, динамические напряжения);
- низкой пластичности материала (объемность напряженного состояния, высокая скорость нагружения, например, при

ударе, старение и т. д.). Сопротивление отрыву $\sigma_{отр}$, при котором происходит разрыв структуры материала, практически не зависит от температуры и скорости нагружения, тогда как предел текучести σ_m при понижении температуры или увеличении скорости нагружения сильно возрастает. Поэтому стали с высоким σ_m более опасны при эксплуатации при низких температурах. Если предел текучести σ_m достигается раньше, чем сопротивление отрыву $\sigma_{отр}$, то наблюдается вязкое разрушение, в противном случае — хрупкое. При прочих равных условиях динамическая нагрузка вызывает хрупкое разрушение при отрицательных температурах.

В смысле хладостойкости конструкций, наряду с правильным выбором марки стали, важнейшее значение имеет конструктивное оформление элемента. Так как хрупкое разрушение происходит по достижении в сечении детали напряжений, соответствующих $\sigma_{отр}$, то оно может иметь место не за счет общих, а за счет местных напряжений, которые в зависимости от типа концентраторов могут быть в несколько раз больше общих. При этом концентрация напряжений возникает как от изменения формы элемента (резкие изменения поперечного сечения, вырезы, надрезы, непровары швов и т.п.) и неточностей изготовления (результаты неправильной сварки, нарушение технологии сборки), так и от сосредоточенного приложения сил.

Существенно снижаются пластичность и хладостойкость материала при резке его ножницами и проколе отверстия, если поврежденные слои металла не удаляются при последующей механической обработке из мест концентрации.

Совершенно недопустимы в металлоконструкциях, эксплуатирующихся при низких температурах, незаваренные стыки или трещины, перекрываемые наваренными накладками. После разделки трещины она и ее корень должны иметь сплошную проварку с последующей зачисткой шва заподлицо со сваренными листами. Следы шлифовки могут быть оставлены лишь в направлении потока напряжений. Следует предусматривать наивысшую (допустимую по экономическим соображениям) чистоту отделки поверхности элементов конструкции.

Снятие остаточных напряжений путем высокого отпуска деталей, проводимого в специальных печах, может значительно повысить хладостойкость конструкции (например, стрел, рукоятей

мехлопат). При невозможности отпуска всей конструкции применяется местный отпуск зоны сварных соединений.

Начальная тренировка конструкций (обкатка) в течение 70—100 ч с напряжениями, меньшими чем при последующем нормальном режиме, и при температурах, не препятствующих протеканию пластических деформаций, сглаживает пики напряжений в детали в областях зон их повышенной концентрации, что повышает усталостную стойкость материала и позволяет избежать снижения его хладостойкости.

Весьма эффективным оказывается обогрев несущих конструкций (крупных отливок и массивных элементов) излучающими обогревателями до температуры не ниже 18°C .

Скорость и порывистость ветра могут способствовать хладноломкости конструкций. В климатологии принимается, что увеличению скорости ветра на каждый 1 м/с свыше 7 м/с эквивалентно снижение температуры на 2°C . С приращением высоты на 140 м температура окружающей среды также понижается на 1°C .

Глава 14

ОБЩИЕ МЕТОДЫ ПРОЧНОСТНОГО И ДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА МЕТАЛЛОКОСТРУКЦИЙ И ЭЛЕМЕНТОВ ГОРНЫХ МАШИН

Металлоконструкции и элементы горных машин испытывают переменные напряжения, поэтому при их расчетах, конструировании и эксплуатации приходится учитывать явление усталости.

Основное отличие методик расчета металлоконструкций по переменным нагрузкам (на долговечность) от аналогичных расчетов деталей машин заключается в том, что последние учитывают влияние качества поверхности металла (проката) и масштабного фактора, так как при испытании образцов металлоконструкций за эталонные как раз и принимаются образцы довольно крупных размеров с черной прокатной коркой без дополнительной обработки, т. е. образцы, характерные для применяемого в металлоконструкциях материала.

Приведенные ниже методы расчета металлоконструкций могут быть в полной мере использованы для расчетов на прочность и усталостную долговечность деталей машин с учетом отмеченных выше особенностей.

14.1. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

При работе экскаватора на его металлоконструкции и узлы действуют внешние и внутренние нагрузки, определяющие уровень нагружения элементов машины.

Внешние нагрузки обуславливаются сопротивлением породы копанию, составляющими веса породы, находящейся в ковшах или на конвейерах, силой действия ветра и инерционными составляющими от веса подвижных конструкций машины.

Внутренние нагрузки определяются составляющими веса металлоконструкций и механизмов экскаватора, предварительными напряжениями или напряжениями элементов (например, канатов, ферм и др.).

Нагрузки от действия веса являются *статическими постоянными*, направленными вертикально, если конструкция находится в покое, а количество породы на ней (в ковшах или на лентах конвейеров) не меняется в сколько-нибудь значительной степени, *статическими переменными*, если они медленно перемещаются, изменяют свое положение относительно машины, и *динамическими переменными* (в вертикальной и горизонтальной плоскостях) при наличии в элементах машины ускорения (свыше $0,01 \text{ рад/с}^2$), обусловливающего появление инерционных сил.

Нагрузки от реакции при копании являются переменными и носят динамический характер.

Внешние и внутренние нагрузки влияют на перемещение равнодействующей всех сил относительно оси вращения поворотной платформы, что существенно изменяет общее соотношение сил в системе, а также напряжений в элементах машины.

Наиболее значительными составляющими нагрузок, вызывающих смещение равнодействующей сил, являются вес рабочего оборудования с породой и реакция от сил сопротивления копанию на рабочем органе.

Поскольку в начале проектирования экскаватора масса конструкций неизвестна, то ее обычно задают по аналогии с существующими конструкциями, либо рассчитывают по эмпирическим зависимостям (см. гл. 10 и 18), а далее уточняют методом последовательных приближений.

На основании сказанного выше все действующие на металлоконструкции экскаваторов нагрузки в общем случае принято разделять на три категории: основные, дополнительные и аварийные.

Основными нагрузками считают постоянно действующие (собственный вес, предварительное напряжение), а также переменные нагрузки номинального режима эксплуатации машины (сопротивления копанию, вес груза на конвейерах, перемещения центров тяжести элементов конструкции и др.), не вызывающие усталостного разрушения материала.

Дополнительными (или случайными) нагрузками считаются возникающие не регулярно, а при сочетании определенных факторов во время эксплуатации конструкции (например, неблагоприятные, сравнительно редко появляющееся сочетание двух или более отдельно действующих нагрузок на один и тот же узел, действие ветра и др.).

К *аварийным* нагрузкам относят критические, вероятность появления которых весьма мала.

У каждого типа экскаватора при расчете определенной металлоконструкции, согласно заводским расчетным нормам, рассматривают определенные комбинации нагрузок, по которым с учетом принятых материалов выбирают коэффициенты запасов прочности и допускаемые напряжения (табл. 14.1).

Так, при расчете металлоконструкций стрелы драглайна рассматриваются следующие нагрузки:

- *основные* — собственный вес стрелы; горизонтальные инерционные силы без учета колебания ковша; от усилия в подъемных канатах для трех положений ковша (подъемный канат сбегает с головного блока вертикально, усилие в канате равно весу порожнего ковша; подъемный канат вертикален, усилие в канате равно стопорному усилию подъема);
- *дополнительные* — ветровые нагрузки рабочего состояния (скоростной напор ветра $p_v \leq 250 \text{ Н/м}^2$) и нерабочего состояния ($p_v = v^2/16 \text{ Н/м}^2$, при скорости ветра $v \geq 20 \text{ м/с}$); предельные величины касательной и боковой составляющих усилия копания, определяемых условием срабатывания муфт предельного момента с перегрузкой $1,7 \div 2 M_n$;
- *аварийные* — падение груженого ковша с уступа высотой 2 м; переподъем груженого ковша; действие горизонтальных инерционных сил с учетом раскачиваний ковша.

Таблица 14.1

Запасы прочности n_1 и допускаемые напряжения $[\sigma]$, МПа

Марка стали	Класс	Проверка на усталость		Проверка на прочность при действии нагрузок					
				основных		дополнительных		аварийных	
		n_1	$[\sigma]$	n_1	$[\sigma]$	n_1	$[\sigma]$	n_1	$[\sigma]$
Сталь Ст.3	A	1,7	140	1,7	140	1,4	170	1,15	210
	B	1,5	160	1,5	160	1,3	185	1,1	215
10XCHД	A	1,8	220	1,8	220	1,5	265	1,2	330
	B	1,6	250	1,6	250	1,35	300	1,15	350
Примечание: К классу A относятся конструкции и детали, поломки которых вызывают аварии, длительные остановки машины; к классу B — остальные конструкции.									

Значения коэффициентов запаса прочности n_1 , и допускаемых напряжений $[\sigma]$ могут быть различными в зависимости от вида расчетных нагрузок, материалов и других факторов, влияющих на надежность работы конструкций. Величина коэффициентов запаса прочности зависит от ряда факторов, трудно поддающихся учету, таких, как неоднородность металла и его механических свойств, несоответствие действительных сечений деталей расчетным, качество обработки деталей, неточного определения величин действующих нагрузок и принятых в расчете величин концентрации напряжений, влияние остаточных напряжений и т. д.

УЗТМ для расчета металлоконструкций экскаваторов рекомендует значения n_1 и $[\sigma]$, приведенные в табл. 14.1.

При расчете металлоконструкций многоковшовых (в частности, роторных) экскаваторов рассматриваются следующие комбинации нагрузок (нагрузки рабочего состояния — Р, нагрузки состояния покоя — П):

- *основные* — собственный вес металлоконструкций и механизмов (Р, П); полезная нагрузка на конвейерах (Р); нагрузки, вызванные просыпанием и налипанием породы на металлоконструкции стрелы, ленты конвейеров и рабочий орган (Р, П); усилие предварительного натяжения конвейерных лент (Р, П); составляющие от весов металлоконструкций, появляющиеся при некомпенсированном наклоне экскаватора (Р, П); номинальные касательные и боковые составляющие усилия копания (Р);
- *дополнительные* — ветровые нагрузки рабочего (Р) состояния (скоростной напор ветра p_v до 0,25 кПа) и нерабочего (П) состояния ($p_v = v^2/16$ Па, при скорости ветра $v_v > 20$ м/с); предельные величины касательной и боковой составляющих усилия копания (Р), определяемых уровнем срабатывания муфт предельного момента с перегрузкой 1,7—2,0 M_n ;
- *аварийные* — от полного забивания перегрузочных течек конвейеров экскаватора (Р); от опирания ротора на забой с ослаблением канатов подвески роторной стрелы; от непреднамеренного удара роторным колесом по боковому уступу при повороте стрелы на максимальной скорости подачи при резании, когда кинетическая энергия верхнего строения реализуется на пути торможения 30 см.

Основные расчетные комбинации нагрузок должны соответствовать типовым условиям работы экскаватора и в общем случае могут быть подразделены следующим образом.

1. Основные нагрузки рабочего состояния в обычных условиях эксплуатации. По ним производится расчет на выносливость. При переменных их значениях расчет ведут по эквивалентным нагрузкам.

2. Максимальные нагрузки (основные и дополнительные) в наиболее тяжелых условиях эксплуатации. По этим нагрузкам производится расчет на прочность и устойчивость.

3. Максимальные нагрузки нерабочего состояния, которые вызываются весом экскаватора и ветровой нагрузкой нерабочего состояния (ураган). По этим нагрузкам производится расчет на прочность и устойчивость (только мощных машин).

4. Аварийные нагрузки, по которым производится расчет предохранительных устройств.

5. Транспортные и монтажные нагрузки, по которым производится расчет на прочность и устойчивость.

Методика определения расчетной нагрузки. Наиболее точно величина расчетной нагрузки может быть определена на основе статистических наблюдений при испытаниях машины, во время которых осуществляется длительная запись на осциллографическую или магнитную ленту исследуемых параметров нагружения.

Осциллограмма исследуемой нагрузки обрабатывается на считывающем устройстве, обеспечивающем классификацию ординат и выдачу числовых массивов ординат нагрузки по уровням, число которых не должно быть менее 10. По результатам обработки данных на ЭВМ строят корреляционные таблицы и гistogramмы максимумов, минимумов и размахов нагружения. Метод получения перечисленных выше статистических данных приведен в 32.2.

14.2. ОСНОВЫ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ПО МЕТОДАМ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ И ПРЕДЕЛЬНЫМ СОСТОЯНИЯМ

В практике проектирования металлоконструкций используются два метода расчета: допускаемых напряжений и предельных состояний.

Прочностный расчет узлов экскаватора складывается из расчетов: 1) на прочность при действии основных нагрузок; 2) на действие предельных нагрузок при возможных вариантах их со-
вмещения; 3) на выносливость.

Расчет по методу допускаемых напряжений. В экскаваторостроении применяется дифференцированный метод определения допускаемых напряжений, основанный на установлении запаса прочности рассчитываемого элемента в зависимости от степени его ответственности и режима работы в конкретных условиях эксплуатации.

Основной зависимостью для расчета элементов машин на прочность по методу допускаемых напряжений является

$$\sigma \leq [\sigma] = \sigma_{пр} n_1^{-1}, \quad (14.1)$$

где σ — напряжения, возникающие в элементе от действия основных, основных плюс дополнительных (случайных) или аварийных нагрузок; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при действии соответствующих нагрузок (см. табл. 14.1); $\sigma_{пр}$ — предельное напряжение металла при данном напряженном состоянии (для пластичных материалов — это предел текучести σ_t , а для хрупких — предел прочности σ_b); n_1 — коэффициент запаса прочности.

Расчет по методу предельных состояний производится по комбинациям неблагоприятных сочетаний нагрузок и имеет целью не допускать наступления предельных состояний при эксплуатации конструкции в течение всего срока ее службы. Предельным называется состояние, при котором конструкция перестает удовлетворять предъявляемым к ней эксплуатационным требованиям.

Для металлоконструкций экскаваторов должны удовлетворяться две группы предельных состояний: 1) по потере несущей способности, которая может проявляться как вязкое, хрупкое или усталостное разрушение, потеря устойчивости формы, качественное изменение конфигурации; 2) по непригодности к нормальной эксплуатации по общим деформациям или колебаниям.

Предельное состояние характеризуется предельным условием, выражающимся в том, что для возможности эксплуатации конструкции силовые факторы, действующие на нее, должны быть меньше предельной величины, ограничивающей возможность эксплуатации, а в предельном состоянии — равны этой величине.

Основной расчетной зависимостью метода предельных состояний по несущей способности является (при одновременном действии нескольких расчетных нагрузок)

$$\sum \sigma_i n_i \leq \sigma_T K_o K_y = R K_y, \quad (14.2)$$

где σ_i — напряжения от расчетных нагрузок в сечении; n_i — коэффициент запаса, т. е. возможного превышения расчетных нагрузок; K_o — коэффициент однородности материала, равный отношению наименьшего возможного предела текучести к его нормативному значению ($K_o = 0,85 \div 0,9$); K_y — коэффициент условной работы рассчитываемой конструкции; $R = \sigma_T K_o$ — расчетное сопротивление материала.

Коэффициент K_y зависит от обстоятельств работы расчетного элемента, которые не учитываются расчетом и качеством материала:

$$K_y = K'_y K''_y K'''_y,$$

где K'_y — коэффициент, учитывающий ответственность рассчитываемого элемента. Различают возможные последствия его разрушения: не вызывающие прекращения работы экскаватора ($K'_y = 1,0$); вызывающие остановку машины без повреждения или с повреждением других элементов ($K'_y = 0,9 \div 0,8$) и, наконец, вызывающие разрушение экскаватора ($K'_y = 0,75$); $K''_y = 0,9 \div 0,95$ — коэффициент, учитывающий отклонение в геометрических размерах конструкции, качество соединений его элементов в результате заводского изготовления и полевого монтажа; $K'''_y = 0,95 \div 0,8$ — коэффициент, учитывающий несовершенство расчета, связанное с неточным определением внешних сил или расчетных схем.

Для второго предельного состояния (по развитию чрезмерных деформаций или колебаний) предельное условие не отличается от соответствующей проверки по методу допускаемых напряжений.

Наибольшее значение имеют расчеты по первому предельному состоянию, так как при рациональном проектировании требования второго предельного состояния, как правило, бывают удовлетворены. Из выражения (14.2) следует, что за предельное сопротивление материала, отвечающее моменту потери несущей способности конструкции, принимается предел текучести материала.

ла σ_T (фактические пределы текучести конкретного образца из стали иногда могут отличаться от указанных в ГОСТе нормативных значений σ_T).

Значение наименьшего возможного предела текучести $\sigma'_T = \sigma_T K_0$ принимаемого за расчетный, устанавливается статистическими методами таким образом, чтобы вероятность появления предела текучести ниже этого значения составляла всего 0,3 %. Коэффициент однородности для прокатных сталей учитывает также и возможное отклонение толщины проката в пределах допуска.

Коэффициенты n_i учитывают степень точности определения действующих на металлоконструкции нагрузок и возможное превышение действительных нагрузок по сравнению с расчетными. Величина n_1 зависит от способа определения расчетных нагрузок и устанавливается для каждого конкретного случая расчета.

При расчете на статическую прочность запас прочности по пределу текучести должен обеспечить недопущение каких-либо деформаций и составлять

$$[\sigma] = \sigma_T / n_c = \sigma_T / K_1 K_2 K_3,$$

где $n_c = K_1 K_2 K_3$ — запас статической прочности ($n_c > 3 \div 4$); K_1 — коэффициент точности расчета ($K_1 = 1,2 \div 1,5$ — меньшие значения для более точно определенных нагрузок); $K_2 = 1,2 \div 1,5$ — коэффициент, учитывающий динамичность приложения нагрузок; K_3 — коэффициент, учитывающий пластичность материала, характеризуемую отношением:

σ_T / σ_B	0,45—0,55	0,55—0,7	0,7—0,9	Литые детали
K_3	1,2—1,5	1,4—1,8	1,7—2,2	1,6—2,5

Методика расчета по допускаемым напряжениям является частным случаем расчета по предельным состояниям.

14.3. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ

Как указывалось выше, металлоконструкции экскаваторов испытывают переменные напряжения, что приводит к необходимости учитывать явления усталости.

При разрушении металлоконструкций для решения вопроса, является ли данное разрушение усталостным, исходят из характера излома элементов конструкций. Различают три вида излома элементов металлоконструкций: вязкий, хрупкий и усталостный.

Вязкий излом характерен остаточными деформациями, поскольку напряжения при разрушении значительно превышают предел текучести по всему сечению. По отношению к поверхности элемента, излом часто бывает косым. Поверхность излома волокнистая. При наложении разрушенных частей плоскости излома не складываются без зазора. Зона начала излома неизвестна. Происходит такой излом при недопустимых перегрузках в различных аварийных случаях.

Хрупкий излом характерен гладкой поверхностью и равномерным крупно- или мелкозернистым строением. В области разрушения пластические формы деформации отсутствуют. Излом перпендикулярен к поверхности элемента. При наложении разрушенных частей плоскости излома плотно складываются. Хрупкий излом происходит в тех же случаях нагружения, что и вязкий, но при склонности данного элемента к хрупкому разрушению в результате многоосного напряженного состояния, низкой температуры, концентрации напряжений и т.п. У одной и той же марки стали может наблюдаться как хрупкий, так и вязкий излом. Хрупкое разрушение всегда внезапно.

Усталостный излом характеризуется развитием усталостных зон от действия местных концентраторов. На поверхности излома имеются резкая граница между усталостным и вязким (статическим) изломом и следы поражения коррозией в результате длительного развития трещины. Они происходят всегда в сечениях с большими местными напряжениями и при этом часто не в сечениях с максимальными общими напряжениями.

Усталостные разрушения чаще имеют место в решетчатых конструкциях и реже — в листовых, у мест стыков и узлов, где действуют растягивающие напряжения. Разрушения в элементах только сжатых, чаще тяжело нагруженных, почти отсутствуют. Обычно усталостные трещины ориентированы перпендикулярно к направлению максимального напряжения от растяжения.

Статистика эксплуатационных разрушений сварных конструкций, работающих в условиях знакопеременных напряжений, показывает, что до 90 % разрушений происходит от усталости из-за наличия в конструкции больших концентраторов напряжений,

так и из-за перегрузки конструкций внешними силами с повышенным динамическим воздействием [7].

Характер цикла переменных напряжений при наименьшем $\sigma_{\min}$ и наибольшем $\sigma_{\max}$ напряжениях, взятых со своим знаком, непрерывно изменяющихся в пределах каждого цикла, определяется коэффициентом асимметрии цикла $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$, средним напряжением $\sigma_m = 0,5 (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$ и амплитудой изменения напряжения цикла $\sigma_a = 0,5 (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$.

Переменные напряжения, при которых σ_m и σ_a постоянны, называются стационарными, а при которых σ_m и σ_a переменны — нестационарными.

На рис. 14.1 показаны различные виды циклов переменных напряжений: растянутых поясов вертикальных балок и ферм и растянутых раскосов этих ферм (см. рис. 14.1, а); тех растянутых элементов, у которых напряжения от постоянной нагрузки весьма малы по сравнению с напряжениями от временной нагрузки (см. рис. 14.1, б); раскосов вертикальных ферм, испытывающих циклическое растяжение—сжатие (рис. 14.1, в); горизонтальных ферм, испытывающих нагрузку в двух направлениях (рис. 14.1, г); раскосов вертикальных ферм, испытывающих циклическое растяжение—сжатие (см. рис. 14.1, д); тех, сжатых элементов, у которых напряжения от постоянной нагрузки весьма малы по сравнению с напряжениями от временной нагрузки (см. рис. 14.1, е); сжатых поясов вертикальных балок и ферм и для сжатых раскосов этих ферм (см. рис. 14.1, ж).

Для эталонного образца, испытанного при симметричном цикле нагружения ($r = -1$) и отсутствии концентрации напряжений на базе $N_6 = 2 \cdot 10^6$ циклов, предел усталости (выносливости) материала обозначается σ_{-1} . Предел усталости, полученный при испытании такого же образца, имеющего концентрацию напряжения, обозначается σ_{rk} .

Эффективный коэффициент концентрации $K = \sigma_{-1} / \sigma_{rk}$ определяется опытным путем для каждого вида соединений и показывает, во сколько раз σ_{-1} , больше σ_{rk} .

Выносливость (долговечность) конструкции, работающей на переменные нагрузки, зависит от предела усталости материала. При расчетах металлоконструкций на переменные нагрузки допускаемые напряжения на статическую прочность (например, в табл. 14.1) понижают умножением на коэффициент $\gamma = \sigma_{rk} / \sigma_m$. Тогда для эталонного образца $\gamma = \sigma_{-1} / \sigma_{rk}$, а для образца с коэффициентом концентрации напряжений K эта величина равна $\gamma = \sigma_{-1} / K \sigma_m$.

Определение расчетного напряжения с учетом величины y производится по формуле

$$\sigma = \sigma_{\max} / y \leq [\sigma],$$

где $\sigma_{\max}$ — максимальное расчетное напряжение в элементе.

Пределы усталости детали в металлоконструкции и лабораторного образца могут быть различными из-за того, что число циклов работы детали в производственных условиях отличается от базового числа циклов, при котором был испытан образец.

Кроме того, при работе машин имеют место отходы, тренировка металла конструкции и другие факторы, которые влияют на величину его предела усталости. Поэтому действительный коэффициент K' , показывающий, во сколько раз предел усталости σ_{rk} данной детали отличается от предела усталости σ_{-1} будет отличаться от коэффициента K , установленного экспериментальным путем для данного вида соединения. Этот фактор учитывается коэффициентом режима работы $a = K / K'$, тогда

$$\begin{aligned} \sigma'_{rk} &= a \sigma_{rk} = a \sigma_{-1} / K = \sigma_{-1} / K'; \\ y &= \sigma_{rk} K / \sigma_m = \sigma_{-1} / K' \sigma_m. \end{aligned} \quad (14.3)$$

Значения коэффициента y в формуле (14.3) даны для случаев симметричного цикла. При асимметричных случаях нагружения значения y определяются по формулам:

для $\sigma_m > 0$

$$y = [(K' K_1 + K_2) - (K' K_1 - K_2) r]^{-1},$$

для $\sigma_m < 0$

$$y = [(K' K_1 - K_2) - (K' K_1 + K_2) r]^{-1},$$

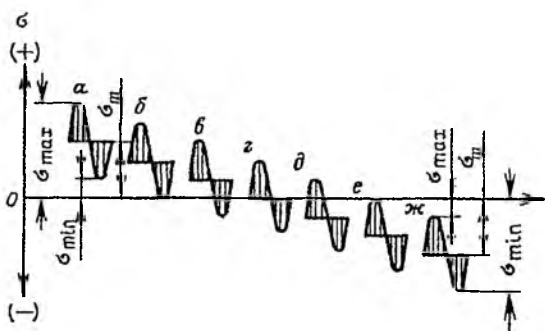


Рис. 14.1. Виды циклов переменных напряжений:

a — знакопостоянный с напряжением растяжения, $0 < r < 1$, $\sigma_{\min} > 0$; *б* — то же, $r = 0$, $\sigma_{\min} = 0$ (пульсирующий цикл, предел выносливости которого обозначается σ_0); *в* — знакопеременный со средним напряжением растяжения, $0 > r > -1$, $\sigma_m > 0$; *г* — то же, $r = -1$, $\sigma_{\min} = \sigma_{\max}$, $\sigma_0 = 0$ (симметричный цикл, предел выносливости которого обозначается σ_{-1}); *д* — знакопеременный со средним напряжением сжатия, $r < -1$, $\sigma_m < 0$; *е* — то же, $r = -\infty$, $\sigma_{\max} = 0$, $\sigma_m < 0$ (пульсирующий цикл сжатия); *жс* — знакопостоянный со средним напряжением сжатия, $r > 1$, $\sigma_{\max} < 0$

где $K_1 = \sigma_m / 2 \sigma_{-1}$ и $K_2 = \sigma_m / 2 \sigma_b$.

Для конструкций, работающих с режимами, существенно отличающимися по числу циклов нагружения от эталонного образца, коэффициент режима работы a определяется из кривых (рис. 14.2) или уравнения (14.4) усталости.

Кривые усталости и их расчетные параметры устанавливаются по результатам испытания партии одинаковых образцов. Каждый образец доводят до разрушения при циклической нагрузке с заданным коэффициентом асимметрии r для всей партии и устанавливают число N_i нагружений при котором разрушился образец с амплитудой напряжения σ_{ai} т. е. его усталостную долговечность. Статистически обрабатывая полученные данные для отдельных точек кривой усталости (см. рис. 14.2), получают значения пределов выносливости. Для элементов металлических конструкций кривые усталости близки к прямым в логарифмических координатах. Уравнение кривой усталости можно представить в виде $\sigma^m N = \text{const}$, тогда

$$\sigma_1^m N_1 = \sigma_{-1}^m N_6,$$

откуда

$$(\sigma_1 / \sigma_{-1})^m = a^m = N_6 / N_1$$

или

$$a = \sqrt[m]{N_6 / N_1} = \sqrt[2]{2 \cdot 10^6} / N_1, \quad (14.4)$$

где σ_1 и N_1 — предел усталости и число циклов нагружения детали, работающей также при симметричном цикле; N_6 — база испытаний, т. е. то предварительно задаваемое число циклов напряжений, до которого образцы испытывают на усталость (обычно $N_6 = 2 \cdot 10^6$); $m = \text{ctg } \alpha$ — коэффициент, характеризующий уклон прямой усталости (является функцией коэффициента K и зависит от рода материала

$$m = [C_1 + C_2 \lg K]^{-1}, \quad (14.5)$$

где C_1 и C_2 — коэффициенты, соответственно равные для углеродистой стали 0,143 и 0,233; для низколегированной — 0,163 и 0,289.

В расчетной практике [7, 29] для ориентировочного определения величины m пользуются приближенной зависимостью $m K = 11,2$. Имеются также таблицы, позволяющие определить величины K' в зависимости от K , m и N_1 , (для N_1 , от $5 \cdot 10^4$ до $10 \cdot 10^6$).

Пределом выносливости называется то наибольшее напряжение, которое данный образец (элемент конструкции) выдерживает сколь угодно большое число циклов. Это соответствует горизонтальному участку на кривой усталости (см. рис. 14.2, линия OB).

Если напряжение в образце $\sigma > \sigma_{rk}$, но при этом число циклов $N' < N$ (см. рис. 14.2, a , точка C), то образец не разрушится, так как точка C находится в зоне I ограниченной выносливости по числу перемен напряжения. Экспериментальное изучение сопротивления усталости элементов металлоконструкций обычно производится при напряжениях ниже σ_m в диапазоне чисел циклов нагружения N от 10^5 до $2 \cdot 10^6$.

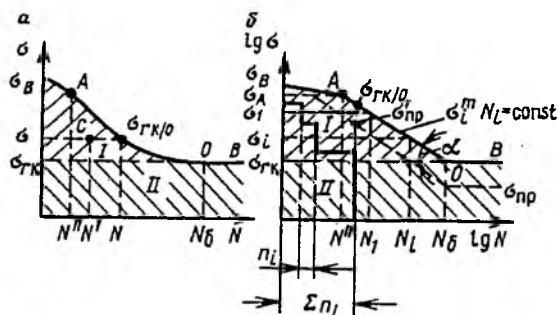
Установлено, что для коэффициента $K < 2$ предел выносливости достигается при базовом числе циклов переменных напряжений $N = 2 \cdot 10^6$, для $K \geq 2$ — при $N = 5 \cdot 10^6$, причем закон изменения кривой усталости на участке от $2 \cdot 10^6$ до $5 \cdot 10^6$ сохраняется прежним, а испытание на базе $N_6 = 10 \cdot 10^6$ циклов никаких уточнений в значения пределов выносливости не вносит. Если при напряжениях $\sigma > \sigma_{rk}$ элемент выдерживает число циклов $N < N_6$, то значение $\sigma_{rk/0}$ (см. рис. 14.2, a) называется ограниченным или условным пределом выносливости при числе циклов N .

Число циклов, до которого сохраняет свою закономерность основная кривая усталости N'' , зависит от концентратора напряжений, материала образца и коэффициента асимметрии цикла и обычно составляет 10^4 — 10^3 циклов.

Рекомендуемые значения K : для сварных и клепаных конструкций $K \leq 2,5$; для сварных решетчатых конструкций $K = 2,4$.

Рис. 14.2. Кривые усталости в простых (a) и логарифмических (b) координатах:

I, II — зоны соответственно ограниченной и неограниченной выносливости по числу перемен напряжения



14.4. ОСНОВЫ РАСЧЕТА МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ НАПРЯЖЕНИЯХ

Для полного изучения действительной нагруженности элементов экскаватора в условиях эксплуатации необходима длительная непрерывная регистрация их напряженного состояния, в результате статистической обработки результатов которой могут быть составлены гистограммы нагруженности за весь период эксплуатации (подробнее см. 32.2). Поскольку получение таких данных весьма трудоемкий процесс, то часто для расчетов используются значения сопротивления усталости, экспериментально определенные в условиях стационарного нагружения с учетом влияния на их пределы выносливости перегрузочных напряжений нестационарного режима нагружения.

Сниженный предел выносливости элемента σ_{rk}^* в результате циклической перегрузки его напряжениями σ_n в числе циклов N_n определяют по формуле

$$\sigma_{rk}^* = \sigma_{rk} \sqrt[m]{1 - (\sigma_n / \sigma_{rk})^m (N_n / N_6)} = \sigma_{rk} \sqrt[m]{1 - A^m B} = \sigma_{rk} \varphi_c,$$

где $A = \sigma_n / \sigma_{rk}$ и $B = N_n / N_6$ — соответственно относительные величины перегрузки и ее длительность; φ_c — коэффициент снижения предела выносливости (из таблиц [15] $\varphi_c = 0,6 \div 1,0$).

Если перегрузка напряжениями σ_i в числе циклов n_i многоступенчатая (имеет i ступеней), то

$$\sigma_{rk}^* = \sigma_{rk} \sqrt[m]{1 - \sum_1^{i_0} (\sigma_i / \sigma_{rk})^m (n_i / N_6)} = \sigma_{rk} \sqrt[m]{1 - \sum_1^{i_0} A_i^m B_i}. \quad (14.6)$$

Приведение действующих нестационарных напряжений к стационарным производится на основе закона суммирования усталостных повреждений. Под приведенным напряжением $\sigma_{пр}$ (см. рис. 14.2, б) подразумевается напряжение с такой амплитудой стационарного режима, действие которого по эффекту накопления повреждений эквивалентно данному нестационарному режиму:

$$\sigma_{rk}^* > \sigma_{ik} \sqrt[m]{1 - \sum_1^{i_0} (\sigma_i / \sigma_{rk})^m (n_i / N_6)} = \sigma_{rk} \varphi_3 = \sigma_{пр},$$

где φ_3 — коэффициент режима работы (0,7—0,8 для среднего и 0,8—0,9 для тяжелых режимов работы).

Из формулы (14.1) запас прочности по выносливости

$$n_1 = \sigma_{rk} / \sigma_{пр} = 1 / \varphi_3.$$

Приведение циклов с разными значениями r к одному значению необходимо при расчете в условиях нестационарного нагружения. Если коэффициенты асимметрии цикла r и r' разные, то циклы с коэффициентом асимметрии r при напряжениях σ_i могут быть заменены циклами с коэффициентом асимметрии r' , напряжения которых σ'_i определяются из условия одинакового запаса прочности по выражению

$$\sigma'_i = \sigma_a + \eta \sigma_m,$$

где $\sigma'_i = \sigma'_{-1_{экв}}$ при $r' = -1$ и симметричном цикле; η — коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла. Для углеродистых и ряда низколегированных сталей с $\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_b$,

$$\eta = (2 \sigma_{-1} / \sigma_0 - 1) \approx 0,2.$$

Коэффициент асимметрии разрушающего цикла r'' определяется по зависимости $r'' = 0,6/n_1$.

Число циклов нагружений Z_3 , элемента металлоконструкции экскаватора при сроке службы L (лет), числе часов работы в год t_3 , (ч) и среднем числе циклов $n_{ц}$ (1/ч) нагружения элемента определяется из выражения

$$Z_3 = L t_3 n_{ц} < Z.$$

Если принять $Z_i = Z/n_{ц}$, где Z — допускаемое суммарное число нагружений элемента за весь срок службы, а Z_i — число уровней нагружения напряжением σ_i^m в числе n_i , то при условии, что $\sigma_i^m N_i = \sigma_{rk}^m N_6$, где N_i определяется по уравнению усталостной кривой. Условие отсутствия разрушений будет соблюдено при

$$Z < \sigma_{rk}^m N_6 / \sum \sigma_i^m Z_i.$$

Метод эквивалентных нагрузок позволяет построить суммарные диаграммы напряжений в рассчитываемом элементе по его

гистограммам напряжений. Поскольку различные ступени суммарной диаграммы напряжений имеют разные r , то все ступени диаграммы должны приводиться к циклу с одним значением коэффициента асимметрии, например к симметричному циклу с $r = -1$. Далее определяется приведенное напряжение стационарного режима нагружения $\sigma_{\text{эКВ}}$, эквивалентное по эффекту повреждения данному нестационарному.

Расчет на выносливость (долговечность) производится наиболее точно, если для рассчитываемого элемента известна кривая распределения или гистограмма нагруженности в напряжениях за весь срок эксплуатации экскаватора.

Многоступенчатые гистограммы распределения напряжений от отдельных видов внешних нагрузок заменяются одноступенчатыми диаграммами по формуле

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sigma_{\text{н}} \sqrt[m]{\sum_1^{n_r} (\sigma_i / \sigma_{\text{н}})^m (Z_i / \sum Z_i)} = \sigma_{\text{н}} \Phi_{\Sigma},$$

где $\sigma_{\text{н}}$ — номинальное или наибольшее напряжение, соответствующее расчетной величине нагрузки; n_r — число ступеней гистограммы; $\sigma_i / \sigma_{\text{н}}$ — относительные величины i -го уровня напряжений σ_i в долях от номинального; $Z_i / \sum Z_i$ — относительное число повторений рассматриваемой нагрузки на i -м уровне Z_i в долях от полного числа нагружений; $\sum Z_i \leq N_6$ (N_6 — базовое число или долговечность, соответствующая пределу выносливости от данной нагрузки за срок службы экскаватора, обычно $N_6 = 5 \cdot 10^6$).

Обработка экспериментальных данных методом максимумов дает режим завышенной интенсивности, а методом размахов — заниженный по сравнению с действительным эксплуатационным режимом. Обработка результатов испытаний по размахам может быть получена по той же корреляционной таблице, если суммирование чисел в клетках производить по диагонали (слева — вниз — направо).

На основании корреляционной таблицы находится эквивалентный уровень нагрузки для максимумов и минимумов согласно зависимостям

$$K_{\text{эКВ}}^{\text{max}} = \sqrt[m]{\sum K_i^m \Psi_i} = K_{\text{max}} \sqrt[m]{\sum (K_i / K_{\text{max}})^m \Psi_i};$$

$$K_{\text{ЭКВ}}^{\min} = K_{\min} \sqrt[m]{\sum (K_i / K_{\min})^m \Psi_i},$$

где K_i — порядковый номер уровня нагружения; $K_{\max}$ и $K_{\min}$ — порядковые номера уровней, соответствующие максимальной и минимальной величинам нагрузки; Ψ_i — частота уровня нагрузки K_i .

По эквивалентным значениям $K_{\text{ЭКВ}}^{\max}$ и $K_{\text{ЭКВ}}^{\min}$ определяются соответствующие им величины эквивалентной нагрузки $Q_{\text{ЭКВ}}^{\max}$, $Q_{\text{ЭКВ}}^{\min}$ или эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\max}$, $\sigma_{\text{ЭКВ}}^{\min}$, (подробнее см. параграф 32).

Коэффициент асимметрии эквивалентного цикла в первом приближении может быть определен по следующим зависимостям:

$$r = Q_{\text{ЭКВ}}^{\min} / Q_{\text{ЭКВ}}^{\max}; \text{ или } r = \sigma_{\text{ЭКВ}}^{\min} / \sigma_{\text{ЭКВ}}^{\max}.$$

14.5. ВВЕДЕНИЕ В ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДОВ, МЕХАНИЗМОВ И МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ ГОРНЫХ МАШИН

Динамический расчет механических систем горных машин выполняется с целью определения динамических перемещений, скоростей, ускорений, усилий и напряжений, а также оптимальных параметров этих систем (масс, характеристик упругих и демпфирующих элементов, размеров, геометрической структуры). Ограничения на перемещения, скорости, ускорения, усилия и напряжения в элементах систем определяются технологическими требованиями (стабильностью параметров стружки при работе роторного экскаватора, постоянством производительности и т. д.), требованиями комфортности для оператора, прочностью материалов и другими требованиями.

Данные динамического анализа являются основой для расчета каждого элемента систем на прочность, выносливость и надежность, для выбора типа и параметров приводов, а также характеристик упругих элементов, демпферов, муфт и других элементов.

При исследовании динамики механических систем решаются следующие основные задачи: определяются собственные частоты и формы колебаний, кинематические параметры, усилия в элементах, характеристики — амплитудочастотные (АЧХ) и фазочастотные (ФЧХ), а также анализируется устойчивость систем.

Важнейший этап динамического расчета — идеализация системы, т.е. выбор динамической модели объекта, которая должна быть достаточно простой. Большинство методов расчета различается по способам идеализации геометрической структуры системы, распределения масс, жесткостей и нагрузки, а также по методам составления матриц инерции, жесткости и демпфирования. Основными способами идеализации являются: расчленение системы на простые элементы, переход от систем с распределенными параметрами к системам с сосредоточенными параметрами, уменьшение числа степеней свободы системы, идеализация возмущающих сил и сил сопротивлений, линеаризация нелинейных систем.

Задача идеализации системы является сложной для реальных конструкций, если необходимо получить систему с возможно меньшим числом степеней свободы и в то же время не нарушить качественную картину динамических эффектов. Решение задачи часто зависит от интуиции исследователя, сохраняющего существенные связи в структуре системы и отбрасывающего малосущественные, от результатов экспериментов и анализа упрощенной модели.

Достаточно точно — представление реальной машины в виде системы с распределенными параметрами, в которой инерционные, упругие и диссипативные свойства распределены по всему объему ее элементов. Некоторые приближенные методы расчета таких систем рассмотрены в работах [19]—[23] и [35].

Часто без существенной потери точности можно ограничиться представлением машины в виде системы с сосредоточенными параметрами, т. е. системы, в которой инерционные свойства присущи только твердым телам, упругие — невесомым упругим элементам, а диссипативные — демпферам. В этом случае система имеет конечное число степеней свободы и ее расчет значительно упрощается.

Понятие о сосредоточенных и распределенных параметрах относится не только к механическим, но и к электрическим, гидравлическим и другим подсистемам, которые являются частями машины.

Что касается динамического расчета механической части привода, то желательно, чтобы этот расчет велся в совокупности с динамическим расчетом всей машины и, кроме того, с учетом

электромагнитных, гидравлических и других параметров приводов. Однако нередко бывает достаточно рассмотреть механическую часть привода отдельно, зная моменты двигателей и моменты сопротивления на выходных валах в функции обобщенных координат, обобщенных скоростей и времени.

Ниже приводятся примеры идеализации механических систем.

На рис. 14.3 показана исходная расчетная схема привода горной машины. Составим дифференциальные уравнения движения этой системы, имеющей пять степеней свободы, пользуясь наиболее удобным для этой цели методом Лагранжа. Кинетическая T и потенциальная Π энергии и обобщенные силы Q_i системы:

$$\left. \begin{aligned} T &= 0,5[I_1\dot{\varphi}_1^2 + I_2\dot{\varphi}_2^2 + I_3\dot{\varphi}_3^2 + 2I_4i_{43}^2\dot{\varphi}_3^2 + 2I_5\dot{\varphi}_6^2/i_{65}^2 + \\ &+ I_6\dot{\varphi}_6^2 + I_7\dot{\varphi}_7^2]; \\ \Pi &= 0,5[c_{12}(\varphi_2 - \varphi_1)^2 + c_{23}(\varphi_3 - \varphi_2)^2 + \\ &+ 2c_{45}(\varphi_6/i_{45} - i_{45}\varphi_3)^2 + c_{67}(\varphi_7 - \varphi_6)^2]; \\ Q_1 &= M_1; Q_2 = Q_3 = Q_6 = 0; Q_7 = -M_7, \end{aligned} \right\} \quad (14.7)$$

где I_j — момент инерции j -го элемента системы (зубчатого колеса, вала, муфты и т. д.) относительно оси вращения элемента; φ_i — углы поворота, принятые за обобщенные координаты; $\dot{\varphi}_i$ (с точкой) — обобщенные скорости; $i_{\alpha\beta} = \omega_\alpha/\omega_\beta$ — передаточное отношение соответствующей передачи; ω — угловая скорость; c_{jk} — коэффициент жесткости вала при кручении, равный GI_p/l ; G — модуль сдвига; I_p — полярный момент инерции сечения вала; l — длина вала; M_1 — вращающий момент на валу двигателя; M_7 — момент со-

противления на выходном валу, связанном с исполнительным органом машины.

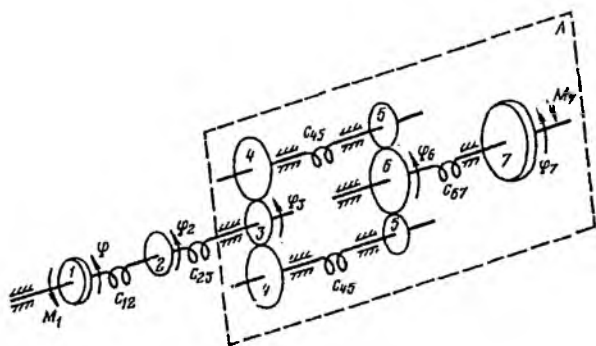


Рис. 14.3. Расчетная схема привода горной машины: 1 — двигатель; 2 — муфта; 3—6 — зубчатые колеса; 7 — исполнительный орган

Если кинетической энергией распределенных масс валов пренебречь нельзя, то она может быть приближенно вычислена так же, как, например, для вала 67, по формуле

$$T_{67} = I_{67}(\dot{\varphi}_6^2 + \dot{\varphi}_6\dot{\varphi}_7 + \dot{\varphi}_7^2)/6.$$

Используя уравнения Лагранжа, получаем дифференциальные уравнения движения системы:

$$\left. \begin{aligned} I_1\ddot{\varphi}_1 - c_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) &= M_1; \\ I_2\ddot{\varphi}_2 - c_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) - c_{23}(\varphi_3 - \varphi_2) &= 0; \\ (I_3 + 2I_4i_{43}^2)\ddot{\varphi}_3 + c_{23}(\varphi_3 - \varphi_2) - 2c_{45}i_{43}(\varphi_6/i_{65} - i_{43}\varphi_3) &= 0; \\ (2I_5/i_{65}^2 + I_6)\ddot{\varphi}_6 + 2c_{45}(\varphi_6/i_{65} - i_{43}\varphi_3)/i_{65} - c_{67}(\varphi_7 - \varphi_6) &= 0; \\ I_7\ddot{\varphi}_7 + c_{67}(\varphi_7 - \varphi_6) &= -M_7. \end{aligned} \right\} \quad (14.8)$$

Введем для рассматриваемой системы новые обобщенные координаты:

$$\psi_1 = \varphi_1; \psi_2 = \varphi_2; \psi_3 = \varphi_3; \psi_6 = \varphi_6/i_{43}i_{65}; \psi_7 = \varphi_7/i_{43}i_{65}.$$

Тогда (14.7) и (14.8) примут вид

$$\left. \begin{aligned} T &= 0,5[I_1\dot{\psi}_1^2 + I_2\dot{\psi}_2^2 + I_3^{\text{np}}\dot{\psi}_3^2 + I^{\text{np}}\dot{\psi}_6^2 + I_7^{\text{np}}\dot{\psi}_7^2]; \\ \Pi &= 0,5[c_{12}(\psi_2 - \psi_1)^2 + c_{23}(\psi_3 - \psi_2)^2 + \\ &+ c_{45}^{\text{np}}(\psi_6 - \psi_3)^2(\psi_7 - \psi_6)^2]; \\ Q_1 &= M_1; Q_2 = Q_3 = Q_6 = 0; \\ Q_7 &= -M_7i_{43}i_{65} = -M_7^{\text{np}}; \\ I_1\ddot{\psi}_1 - c_{12}(\psi_2 - \psi_1) &= M_1; \\ I_2\ddot{\psi}_2 + c_{12}(\psi_2 - \psi_1) - c_{23}(\psi_3 - \psi_2) &= 0; \\ I_3^{\text{np}}\ddot{\psi}_3 + c_{23}(\psi_3 - \psi_2) - c_{45}^{\text{np}}(\psi_6 - \psi_3) &= 0; \\ I_6^{\text{np}}\ddot{\psi}_6 + c_{45}^{\text{np}}(\psi_6 - \psi_3) - c_{67}^{\text{np}}(\psi_7 - \psi_6) &= 0; \\ I_7^{\text{np}}\ddot{\psi}_7 + c_{67}^{\text{np}}(\psi_7 - \psi_6) &= -M_4^{\text{np}}, \end{aligned} \right\} \quad (14.9)$$

где

$$I_3^{\text{np}} = I_3 + 2I_4i_{43}^2;$$

$$I_6^{np} = 2 I_6 i_{243}^2 + I_6 i_{243}^2 i_{265}^2;$$

$$I_7^{np} = I_7 i_{243}^2 i_{265}^2;$$

$$c_{45}^{np} = 2 c_{45} i_{243}^2;$$

$$c_{67}^{np} = c_{67} i_{243}^2 i_{265}^2.$$

Выполненное преобразование является математическим выражением характерной операции, называемой приведением масс, жесткостей и сил, осуществляемой при идеализации исходной системы.

Таким образом, выражения T , Π , Q_1 , и дифференциальные уравнения в формулах (14.9) по сравнению с формулами (14.7) и (14.8) получают более простую симметричную форму.

Благодаря осуществлению операции приведения можно перейти к простой типовой динамически эквивалентной схеме привода. Операция приведения может быть выполнена по схеме привода и до составления уравнений Лагранжа. При этом для определения приведенных моментов инерции и приведенных коэффициентов жесткостей системы соответствующие величины исходной системы должны быть умножены на квадраты передаточных отношений промежуточных передач, моменты сил — на передаточные отношения в первой степени, а соответствующие обобщенные координаты разделены на передаточные отношения в первой степени.

В рассматриваемом примере все параметры приведены к звену 3 (см. рис. 14.3) и приведению подвергнута часть привода в контуре A . Приведенная одноосная динамически эквивалентная схема привода показана на рис. 14.4, a . Аналогично можно было бы привести все параметры к какому-либо другому звену системы, обобщенная координата которого в этом случае не подвергается преобразованию.

Простейшая типовая приведенная схема для однодвигательного и с одним выходным валом привода является одноосной. При увеличении числа двигателей и выходных валов типовая схема может стать разветвленной.

К операции приведения относится также переход от систем с распределенными параметрами к системам с сосредоточенными параметрами. Этот переход более подробно рассмотрен в [19], [21].

Предположим, что кинетической энергией всех звеньев системы, кроме звеньев 1 и 7 (рис. 14.4, a), можно пренебречь, а жесткости всех валов соизмеримы.

Полагая поэтому в формулах (14.9) $I_2 = I_3 = I_4 = I_5 = I_6 = 0$, получаем (рис. 14.4, b , $в$) уравнения:

$$\begin{aligned}
I_1 \ddot{\psi}_1 - c_{17}^{np} (\psi_7 - \psi_1) &= M_1; \\
I_7^{np} \ddot{\psi}_7 + c_{17}^{np} (\psi_7 - \psi_1) &= -M_7^{np}; \\
1/c_{17}^{np} &= 1/c_{12} + 1/c_{23} + 1/2 c_{45} i_{43}^2 + 1/c_{67} i_{43}^2 i_{65}^2 = 1/c_{12} + \\
&+ 1/c_{23} + 1/c_{45}^{np} + 1/c_{67}^{np}.
\end{aligned} \tag{14.10}$$

Формула (14.10) указывает способ вычисления величины $1/c_{17}^{np}$: следует сложить обратные соответствующим коэффициентам жесткости величины, которые называются податливостями упругих валов. Если валы располагаются последовательно, то для эквивалентного вала суммируются величины податливости, а если параллельно (валы 45, см. рис. 14.3), то суммируются коэффициенты жесткости.

Если в системе (см. рис. 14.4, а) нельзя пренебречь массой всех звеньев, но жесткость одного из валов, например вала 67, значительно меньше жесткостей остальных валов, то можно уменьшить число степеней свободы системы до двух, принимая за обобщенные координаты величину ψ_7 и любую из остальных угловых координат, например ψ_1 . В этом случае для схемы, показанной на рис. 14.4, з, получаем уравнения

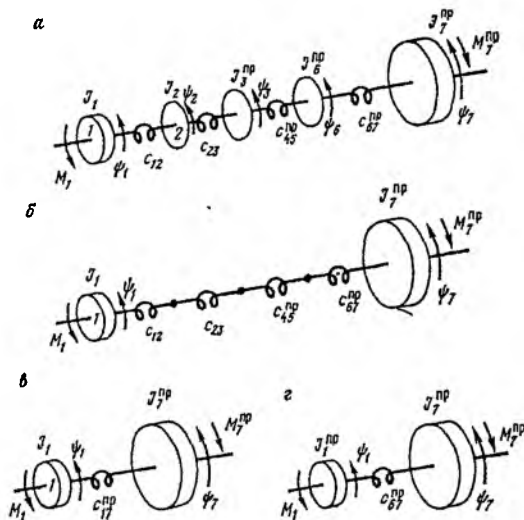
$$\begin{aligned}
I_1^{np} \ddot{\psi}_1 - c_{67}^{np} (\psi_7 - \psi_1) &= M_1; \\
I_7^{np} \ddot{\psi}_7 + c_{67}^{np} (\psi_7 - \psi_1) &= -M_7^{np}; \\
I_1^{np} &= I_1 + I_2 + I_3^{np} + I_6^{np} = I_1 + I_2 + 2I_4^{np} i_{43}^2 + 2I_5^{np} i_{43}^2 + \\
&+ I_6 i_{43}^2 i_{65}^2.
\end{aligned}$$

Собственные колебания рассмотренных выше систем описываются дифференциальными уравнениями, в которых $M_1 = M_7 = 0$. Как известно из теории колебаний, алгебраическое уравнение для вычисления частот k_1 собственных колебаний может быть записано в виде определителя. Например, для системы (см. рис. 14.4, а) определитель имеет вид

$$\begin{vmatrix}
-I_1 k^2 + c_{12} & -c_{12} & 0 & 0 & 0 \\
-c_{12} & -I_2 k^2 - c_{12} + c_{32} & -c_{23} & 0 & 0 \\
0 & -c_{23} & -I_3^{np} k^2 + c_{23} + c_{45}^{np} & -c_{45}^{np} & 0 \\
0 & 0 & -c_{45}^{np} & -I_6^{np} k^2 + c_{45}^{np} + c_{67}^{np} & -c_{67}^{np} \\
0 & 0 & 0 & -c_{67}^{np} & -I_7^{np} k^2 + c_{67}^{np}
\end{vmatrix} = 0.$$

Рис. 14.4. Приведенные одноосные схемы привода:

а — динамически эквивалентная многомассная; *б, в* — упрощенные двухмассные (без учета масс звеньев 2—6); *г* — упрощенная двухмассная (без учета упругости валов 12, 23 и 45)



Отметим, что в данном случае одна из собственных частот будет равна нулю. Это свидетельствует о том, что колебательный процесс накладывается на вращательное бездеформационное движение системы. Собственные частоты могут быть определены более эффективными матричными методами (см. параграф 14.6).

Если в приводе есть упругая муфта, жесткости упругих элементов которой соизмеримы с жесткостями валов, то число степеней свободы системы должно быть увеличено по крайней мере на единицу.

При исследовании установившихся режимов работы машины момент на выходном валу является суммой следующих составляющих: статической, непериодической динамической M_c и периодической динамической M_v . Нередко величину M_c можно считать постоянной, а величину M_v определять по формуле

$$M_v = M_v^{\max} \sin \omega t,$$

где ω — циклическая частота возмущающей силы.

Величина M_v может быть как детерминированной, так и случайной функцией обобщенных координат, обобщенных скоростей и времени. Момент M_1 лишь в первом приближении можно считать постоянным, при уточненном же расчете следует учитывать механическую характеристику двигателя, а также электромагнитные, гидравлические и другие параметры привода.

При динамическом расчете системы наряду с установившимися анализируются и переходные процессы, возникающие при пусках, остановках, изменении режимов работы привода и условий

работы исполнительных органов (при ударных нагрузках, стопорении исполнительного органа и др.).

Динамические нагрузки на элементы машины суммируются со статическими, источниками которых являются силы тяжести, силы трения, монтажные напряжения, давления газов и жидкостей в системах и т. д.

Рассмотрим малые колебания роторной стрелы в вертикальной плоскости с учетом вязкого сопротивления (пропорционального первой степени скорости) в канатной подвеске стрелы (ПС) и в упруго-демпфирующей подвеске (УДП) привода ротора (рис. 14.5).

Система имеет две степени свободы. За обобщенные координаты принимаем углы поворота φ_1 стрелы 1 и φ_2 привода 2 с роторным колесом 3 относительно горизонтальной оси (положения равновесия).

Кинетическую энергию системы можно определить по формуле

$$T = 0,5[I_1\dot{\varphi}_1^2 + m_2 v_B^2 + I_2\dot{\varphi}_2^2],$$

где I_1 — момент инерции стрелы относительно оси O ; I_2 — суммарный момент инерции привода и роторного колеса относительно оси, проходящей через их центр масс B ; m_2 — суммарная масса привода и роторного колеса; $v_B^2 = (r_1\dot{\varphi}_1 - r_2\dot{\varphi}_2)^2$.

Учитывая то, что в данном случае потенциальной энергией в поле сил тяжести можно пренебречь, получаем следующую формулу для выражения потенциальной энергии системы

$$П = 0,5 [c_1 f_1^2 + c_2 f_2^2],$$

где c_1 и c_2 — коэффициенты жесткости подвесок; f_1 — динамическая деформация канатной подвески, равная составляющей малого перемещения $r_1\dot{\varphi}_1$ точки A по оси подвески, $f_1 = r_1\dot{\varphi}_1 \sin \alpha$; f_2 — динамическая деформация УДП привода, $f_2 = l_2 (\varphi_1 - \varphi_2)$.

Диссипативная функция системы (функция Релея) имеет вид

$$\Phi = 0,5[\mu'_1 v_1^2 + \mu'_2 v_1^2],$$

где $\mu'_1 v_1^2$ и $\mu'_2 v_1^2$ — коэффициенты сопротивления демпферов; v_1 — скорость поршня по отношению к цилиндру для демпфера ПС

(этот демпфер моделирует вязкое трение в элементах подвески стрелы: канатах, блоках и т. д.),

$$v_1 = v_A \sin \alpha = r_1 \dot{\varphi}_1 \sin \alpha;$$

v_2 — скорость поршня по отношению к цилиндру для демпфера УДП,

$$v_2 = l_2 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2).$$

Обобщенные силы Q_1 и Q_2 соответствующие периодической непотенциальной и недиссипативной, приведенной к одному ковшу, силе сопротивления копанью P_k имеют вид:

$$Q_1 = -r_1 P_k; Q_2 = -R P_k.$$

В первом приближении $P_k = P_{\text{кmax}} \sin \omega_1 t$, где ω_1 — циклическая частота входа (выхода) ковшей из забоя.

Используя уравнения Лагранжа, получаем дифференциальные уравнения движения системы:

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 + m_2 l_1 (l_1 \ddot{\varphi}_1 - l_2 \ddot{\varphi}_2) + c_1 l_1^2 \varphi_1 \sin^2 \alpha + c_1 l_2^2 (\varphi_1 - \gamma_2) + \mu_1' l_1^2 \dot{\varphi}_1 \sin^2 \alpha + \mu_1' l_2^2 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = -l_1 P_k;$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_2 + m_2 l_2 (l_1 \ddot{\varphi}_1 - l_2 \ddot{\varphi}_2) - c_2 l_2^2 (\varphi_1 - \varphi_2) - \mu_2' l_2^2 (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = -R P_k.$$

Эти уравнения можно составить проще по методу векторных структурных моделей [19], не составляя функций T , Π и Φ , а зная только схему системы (см. рис. 14.5) в положении равновесия, а также инерционные, упругие и диссипативные параметры элементов системы.

Зависимость (АЧХ) амплитуды B_{φ_1} вынужденных колебаний роторной стрелы от частоты φ_1 возмущающей силы имеет вид, показанный на рис. 14.6.

При исследовании собственных колебаний системы при стопорении роторного колеса сила P_k может быть представлена в уравнениях через потенциальную энергию Π_n деформации породы [6]:

$$\Pi_n = 0,5 [c_3 (r_1 \varphi_1 + R \varphi_2)^2 + c_4 r_1^2 \varphi_1^2],$$

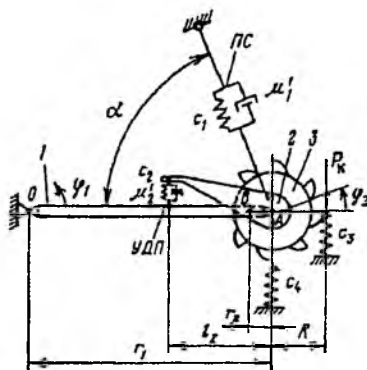


Рис. 14.5. Динамическая модель роторной стрелы с приводом на упруго-демпфирующей подвеске

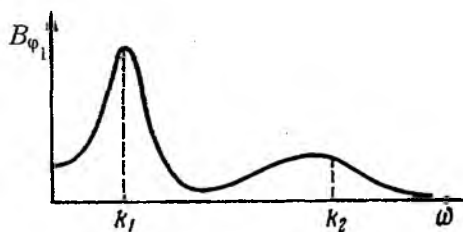


Рис. 14.6. Зависимость (АЧХ) амплитуды вынужденных колебаний роторной стрелы от частоты возмущающей силы (k_1 и k_2 — частоты собственных колебаний системы)

где c_3 и c_4 — приведенные коэффициенты жесткости породы.

В этом случае соответствующие обобщенные силы определяются по формулам

$$\begin{aligned} Q'_1 &= -\partial \Pi_{\text{п}} / \partial \varphi_1 = \\ &= -c_3 r_1 (\kappa \varphi_1 + R \varphi_2) - c_4 r_1^2 \varphi_1; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q'_2 &= -\partial \Pi_{\text{п}} / \partial \varphi_2 = \\ &= -c_3 R (\kappa \varphi_1 + R \varphi_2). \end{aligned}$$

При уточненном расчете системы следует учитывать нелинейность УДП, упругость элементов привода, более сложный характер сил сопротивления копания.

14.6. МАТРИЧНЫЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ

В связи с использованием ЭВМ для динамического анализа систем практически нет ограничения на число степеней свободы, степень дискретизации и идеализации системы, что позволяет точнее учитывать свойства и особенности реального объекта уже на стадии проектирования.

В последнее время в динамических расчетах нашли широкое применение матричные методы. Матричными они называются потому, что в них используется матричная форма записи основных зависимостей и операций. Программы для выполнения алгебраических матричных операций хорошо известны.

Ниже рассматриваются некоторые матричные методы динамического расчета механических систем горных машин, позволяющие анализировать свободные (собственные) колебания линейных плоских и пространственных систем с сосредоточенными и распределенными параметрами, подчиненных голономным стационарным связям и состоящих из твердых и упругих тел.

Рассмотрим линейную механическую систему с тремя степенями свободы, выполняя все вычисления в матричной форме. Ее кинетическая и потенциальная энергии имеют вид

$$T = 0,5 a_{11} \dot{q}_1^2 + a_{12} \dot{q}_1 \dot{q}_2 + a_{13} \dot{q}_1 \dot{q}_3 + 0,5 a_{22} \dot{q}_2^2 + a_{23} \dot{q}_2 \dot{q}_3 + 0,5 a_{33} \dot{q}_3^2;$$

$$\Pi = 0,5 c_{11} q_1^2 + c_{12} q_1 q_2 + c_{13} q_1 q_3 + 0,5 c_{22} q_2^2 + c_{23} q_2 q_3 + 0,5 c_{33} q_3^2,$$

где q_1, q_2, q_3 — обобщенные координаты, отсчитываемые от положения равновесия системы; a_{ij} и c_{ij} — соответственно инерционные коэффициенты и коэффициенты жесткости, причем $a_{ij} = a_{ji}$, $c_{ij} = c_{ji}$. Используя для данной системы три уравнения Лагранжа II рода, получаем систему трех дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} a_{11}\ddot{q}_1 + a_{12}\ddot{q}_2 + a_{13}\ddot{q}_3 + c_{11}q_1 + c_{12}q_2 + c_{13}q_3 &= 0; \\ a_{21}\ddot{q}_1 + a_{22}\ddot{q}_2 + a_{23}\ddot{q}_3 + c_{21}q_1 + c_{22}q_2 + c_{23}q_3 &= 0; \\ a_{31}\ddot{q}_1 + a_{32}\ddot{q}_2 + a_{33}\ddot{q}_3 + c_{31}q_1 + c_{32}q_2 + c_{33}q_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (14.11)$$

В соответствии с правилами матричного умножения и сложения уравнения (14.11) можно представить в матричной форме

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \\ \ddot{q}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}.$$

Сокращенная матричная запись приведенного выше уравнения имеет вид

$$[a]\{\ddot{q}\} + [c]\{q\} = \{0\}, \quad (14.12)$$

где $[a]$ и $[c]$ — соответственно матрицы инерции и жесткости системы. Размер этих матриц $n \times n$, где n — число степеней свободы системы, равное в данном случае трем.

Решение системы уравнений (14.11) ищем в виде

$$q_1 = A_1 \sin(kt + a); q_2 = A_2 \sin(kt + a); q_3 = A_3 \sin(kt + a).$$

После подстановки q_j и $\ddot{q}_j$ в систему уравнений (14.11) и сокращения на $\sin(kt + a)$ получаем три алгебраических уравнения, которые в сокращенной матричной записи имеют вид

$$\{-k^2[a] + [c]\}\{A\} = \{0\}. \quad (14.13)$$

Дальнейшие вычисления выполняются в двух колонках: в левой колонке уравнение (14.13) умножается слева на $[c]^{-1}$, т. е. на матрицу, обратную $[c]$, а в правой колонке уравнение (14.13) умножается на $[a]^{-1}$. Тогда получаем

$$\begin{aligned}
[c]^{-1} \{-k^2 [a] + [c]\} \{A\} &= \{0\}; \\
[a]^{-1} \{-k^2 [a] + [c]\} \{A\} &= \{0\}; \\
\{-k^2 [c]^{-1} [a] + [c]^{-1} [c]\} \{A\} &= \{0\}; \\
\{-k^2 [a]^{-1} [a] + [a]^{-1} [c]\} \{A\} &= \{0\};
\end{aligned}
\tag{14.14}$$

$$\begin{aligned}
\{-k^2 [H]^{-1} + [E]\} \{A\} &= \{0\}; \\
\{-k^2 [E] + [H]\} \{A\} &= \{0\}; \\
\{[H]^{-1} - \lambda [E]^{-1}\} \{A\} &= \{0\},
\end{aligned}
\tag{14.15}$$

где $[E]$ — единичная матрица; $[H] = [a]^{-1} [c]$ и $[H]^{-1} = [c]^{-1} [a]$ — динамические матрицы; коэффициент $\lambda = 1/k^2$.

Для получения ненулевых решений уравнений (14.14) и (14.15) относительно A_1 , A_2 и A_3 необходимо, чтобы определитель характеристических матриц $[[H]^{-1} - \lambda [E]]$ и $[-k^2 [E] + [H]]$ равнялся нулю, т. е. чтобы

$$\begin{vmatrix}
h'_{11} - \lambda & h'_{12} & h'_{13} \\
h'_{21} & h'_{22} - \lambda & h'_{23} \\
h'_{31} & h'_{32} & h'_{33} - \lambda
\end{vmatrix} = 0;
\tag{14.16}$$

$$\begin{vmatrix}
h_{11} - k^2 & h_{12} & h_{13} \\
h_{21} & h_{22} - k^2 & h_{23} \\
h_{31} & h_{32} & h_{33} - k^2
\end{vmatrix} = 0,$$

где h'_{ij} — элементы матрицы $[H]^{-1}$, а h_{ij} — элементы матрицы $[H]$.

Раскрывая определители, получаем уравнения частот третьей степени относительно λ и k^2 , решение которых дают по три значения λ и k^2 . Для матриц $[H]^{-1}$ и $[H]$ соответственно величины λ_i и k_i^2 называются собственными значениями этих матриц. Величины k_i являются циклическими (круговыми) частотами собственных колебаний системы, а наименьшая из частот k_1 называется первой или основной; остальным частотам присваиваются номера i в порядке возрастания частот. Нередко при расчетах оказывается достаточным определить только основную частоту, поскольку, как правило, самые низкие частоты являются наиболее опасными для машины. Кроме того, из-за неточности выбора исходных данных, а также вследствие накопления погрешностей при расчетах значения высоких частот являются малодостоверными.

Уравнение (14.15) удобно использовать, если матрица $[c]$ имеет более простую структуру, чем матрица $[a]$, например если $[c]$ является диагональной матрицей или имеет большое число нулевых элементов, а также если определитель $\Delta[a]$ матрицы $[a]$ равен нулю (но $\Delta[a] \neq 0$). В этих случаях проще определяется наибольшее λ (или наименьшее k). Уравнение (14.14) удобнее использовать, если $[a]$ проще $[c]$, а также если $\Delta[c] = 0$, но $\Delta[a] \neq 0$.

Формы главных колебаний (собственные формы системы), определяемые коэффициентами распределения (коэффициентами формы) μ_j^i , находятся подстановкой последовательно каждого λ_i и k_i^2 соответственно в уравнения (14.14) или (14.15) и последующим определением соотношений между амплитудами A_j .

Проверка правильности и точности вычислений может быть выполнена по формулам

$$[\mu][\lambda] = [H]^{-1}[\mu]; \quad [\mu][k^2] = [H][\mu]; \\ \{\mu_i\}^m[a]\{\mu_m\} = \{0\}; \quad \{\mu_i\}^m[c]\{\mu_m\} = \{0\},$$

где $[\mu]$ — модальная матрица, элементами которой являются μ_j^i ; $[\lambda]$ и $[k^2]$ — диагональные матрицы собственных значений; $\{\mu_i\}$ и $\{\mu_m\}$ — модальные столбцы, соответствующие различным k .

Определим частоты и формы главных колебаний системы с тремя степенями свободы (рис. 14.7), являющейся моделью горной машины при ее продольных колебаниях. За обобщенные координаты принимаем перемещения s_1 , s_2 и s_3 относительно их положений равновесия, c_1 — коэффициент жесткости, $m_1 = m_2 = m_3 = m$.

Кинетическая и потенциальная энергии могут быть представлены в виде

$$T = 0,5(m_1\dot{s}_1^2 + m_2\dot{s}_2^2 + m_3\dot{s}_3^2); \\ \Pi = 0,5[4,5c_1s_1^2 + c_1(s_2 - s_1)^2 + c_1(s_3 - s_2)^2 + 4,5c_1s_3^2] = \\ = 0,5[5,5c_1s_1^2 - 2c_1s_1s_2 + 2c_1s_2^2 - 2c_1s_2s_3 + 5,5c_1s_3^2],$$

поэтому

$$a_{11} = a_{22} = a_{33} = m; \quad a_{12} = a_{21} = a_{13} = a_{31} = a_{23} = a_{32} = 0; \\ c_{11} = c_{33} = 5,5c_1; \quad c_{22} = 2c_1; \quad c_{12} = c_{21} = c_{23} = c_{32} = -c_1; \\ c_{31} = c_{13} = 0,$$

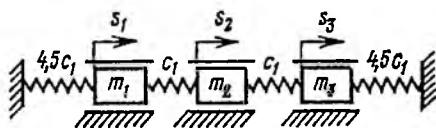


Рис. 14.7. Модель горной машины при ее продольных колебаниях

следовательно

$$[a] = m \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$[c] = c_1 \begin{bmatrix} 5,5 & -1 & 0 \\ -1 & 2 & -1 \\ 0 & -1 & 5,5 \end{bmatrix};$$

$$[c]^{-1} = \frac{1}{49,5c_1} \begin{bmatrix} 10 & 5,5 & 1 \\ 5,5 & 30,25 & 5,5 \\ 1 & 5,5 & 10 \end{bmatrix};$$

$$[H]^{-1} = [c]^{-1}[a] = \frac{m}{49,5c_1} \begin{bmatrix} 10 & 5,5 & 1 \\ 5,5 & 30,25 & 5,5 \\ 1 & 5,5 & 10 \end{bmatrix} = \frac{m}{49,5c_1} [G]^{-1}.$$

Вычислим собственные значения λ' матрицы $[G]^{-1}$:

$$\begin{bmatrix} 10 - \lambda' & 5,5 & 1 \\ 5,5 & 30,25 - \lambda' & 5,5 \\ 1 & 5,5 & 10 - \lambda' \end{bmatrix} = 0;$$

$$(\lambda')^3 - 50,25 (\lambda')^2 + 643,5 (\lambda') + 2450,25 = 0;$$

$$\lambda_1' = 33; \lambda_2' = 9; \lambda_3' = 8,25.$$

Отсюда находятся собственные значения матрицы $[H]^{-1}$:

$$\lambda_1 = \lambda_1' (m/49,5 c_1); \lambda_1 = m/1,5 c_1; \lambda_2 = m/5,5 c_1; \lambda_3 = m/6 c_1.$$

Следовательно, квадраты частот собственных колебаний равны

$$k_1^2 = 1/\lambda; k_1^2 = 1,5c_1/m; k_2^2 = 5,5c_1/m; k_3^2 = 6c_1/m.$$

Правильность вычислений можно проверить, если найти сумму собственных значений, которая должна быть равна сумме элементов матрицы по главной диагонали, называемой следом tr матрицы, а также если найти произведение собственных значений, которое должно быть равно определителю матрицы.

Например, для матрицы $[G]^{-1}$:

$$\begin{aligned} \text{tr}[G]^{-1} &= 10 + 30,25 + 10 = 50,25; \\ \lambda_1' + \lambda_2' + \lambda_3' &= 33 + 9 + 8,25 = 50,25; \\ \Delta[G]^{-1} &= 2450,25; \\ \lambda_1' \lambda_2' \lambda_3' &= 33 \cdot 9 \cdot 8,25 = 2450,25. \end{aligned} \quad (14.17)$$

Формы главных колебаний определяются по уравнениям (14.15)

$$\begin{bmatrix} 10 - \lambda' & 5,5 & 1 \\ 5,5 & 30,25 - \lambda' & 5,5 \\ 1 & 5,5 & 10 - \lambda' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (14.18)$$

Форма первого главного колебания (первая собственная форма) соответствует собственному значению $\lambda_1' = 33$.

Разделив (14.18) на амплитуду $A_1^{(1)}$ (верхний индекс определяет номер i главного колебания, нижний — номер j обобщенной координаты) и учитывая, что коэффициенты распределения находятся по формулам

$$\mu_1^{(1)} = A_1^{(1)}/A_1^{(1)}; \mu_2^{(1)} = A_2^{(1)}/A_1^{(1)}; \mu_3^{(1)} = A_3^{(1)}/A_1^{(1)},$$

получаем

$$\begin{bmatrix} -23 & 5,5 & 1 \\ 5,5 & -2,75 & 5,5 \\ 1 & 5,5 & -23 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ \mu_2^{(1)} \\ \mu_3^{(1)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

В обычной нематричной записи последние уравнения имеют вид

$$\begin{aligned} -23 + 5,5 \mu_2^{(1)} + \mu_3^{(1)} &= 0; \quad 5,5 - 2,75 \mu_2^{(1)} + 5,5 \mu_3^{(1)} = 0; \\ 1 + 5,5 \mu_2^{(1)} - 23 \mu_3^{(1)} &= 0. \end{aligned}$$

Следовательно, для первого главного колебания $\mu_1^{(1)} = 1$; $\mu_2^{(1)} = 4$; $\mu_3^{(1)} = 1$. Выполняя аналогичные вычисления для второго ($\lambda_2' = 9$) и для третьего ($\lambda_3' = 8,25$) главных колебаний, находим модальную матрицу

$$[\mu] = \begin{bmatrix} \mu_1^{(1)} & \mu_1^{(2)} & \mu_1^{(3)} \\ \mu_2^{(1)} & \mu_2^{(2)} & \mu_2^{(3)} \\ \mu_3^{(1)} & \mu_3^{(2)} & \mu_3^{(3)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ 4 & 0 & -0,5 \\ 1 & -1 & 1 \end{bmatrix}.$$

Решение уравнений частот (14.16), за исключением простейших случаев, может вызвать определенные трудности при вычислении. Однако, и не решая этих уравнений, можно найти наибольшее собственное значение матрицы $[G]^{-1}$ и соответствующую форму главного колебания приближенно методом итераций. Для этого $[G]^{-1}$ умножается на произвольно выбранный модальный столбец, например на единичный столбец:

$$\begin{bmatrix} 10 & 5,5 & 1 \\ 5,5 & 30,25 & 5,5 \\ 1 & 5,5 & 10 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 16,5 \\ 41,25 \\ 16,5 \end{bmatrix} = 16,5 \begin{bmatrix} 1 \\ 2,5 \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Затем операция умножения повторяется с вновь полученным столбцом до тех пор, пока столбец не начнет повторяться с требуемой точностью вычислений. В этом случае получается искомый модальный столбец, определяющий форму первого главного колебания, с множителем перед столбцом, равным собственному значению λ'_1 .

После второй итерации получаем

$$\begin{bmatrix} 10 & 5,5 & 1 \\ 5,5 & 30,25 & 5,5 \\ 1 & 5,5 & 10 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 2,5 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 24,75 \\ 86,63 \\ 24,75 \end{bmatrix} = 24,75 \begin{bmatrix} 1 \\ 3,5 \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Если процесс сходится медленно, то можно, удачно предположив форму главного колебания, получить лучшее приближение. Предполагаем, что искомые коэффициенты распределения равны 1, 4, 1. Тогда будем иметь

$$\begin{bmatrix} 10 & 5,5 & 1 \\ 5,5 & 30,25 & 5,5 \\ 1 & 5,5 & 10 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 4 \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 33 \\ 132 \\ 33 \end{bmatrix} = 33 \begin{bmatrix} 1 \\ 4 \\ 1 \end{bmatrix} = \lambda'_1 \begin{bmatrix} \mu_1^{(1)} \\ \mu_2^{(1)} \\ \mu_3^{(1)} \end{bmatrix}.$$

Вычислив λ'_1 можно делением частотного уравнения на $(\lambda - \lambda'_1)$ понизить порядок уравнения и определить остальные λ' или, вычислив λ'_1 , $tr[G]^{-1}$ и $\Delta[G]^{-1}$, решить систему уравнений (14.17).

Аналогично можно найти частоты и формы колебаний рассматриваемой системы, воспользовавшись уравнением (14.14).

Для расчета симметричных систем (см. рис. 14.7) эффективно применение теоретико-групповых методов [21].

Если упругими элементами в системе являются винтовые цилиндрические пружины растяжения—сжатия, то коэффициент жесткости вычисляется по формуле

$$c_1 = Gd^4/8iD^3,$$

где G — модуль сдвига; d — диаметр проволоки; i — число витков; D — средний диаметр пружины.

Для упругого стержня (каната) коэффициент жесткости при растяжении находится по формуле

$$c_1 = EFl,$$

где E — модуль упругости; F — площадь поперечного сечения; l — длина стержня.

Коэффициенты жесткости для упругих элементов различного типа и их сочетаний приведены в [27] и [23].

Матрица $[c]^{-1}$ носит название матрицы коэффициентов влияния или податливости и обозначается $[a]$. Коэффициент влияния a_{ij} — это перемещение (линейное или угловое) по обобщенной координате q_i , вызываемое единичным усилием, приложенным в направлении координаты q_j .

При анализе систем, совершающих затухающие колебания при вязком сопротивлении, необходимо составить функцию Релея, Φ по которой определяются коэффициенты сопротивления b_{ij} и составляется матрица демпфирования $[b]$.

Матрицы $[a]$, $[b]$ и $[c]$ (или $[a]$) являются важнейшими динамическими характеристиками инерционных, диссипативных и упругих свойств системы, необходимыми для решения всех задач теории колебаний, перечисленных в 14.5 настоящей главы.

Некоторые прикладные задачи, относящиеся к собственным колебаниям элементов верхнего строения роторных экскаваторов.

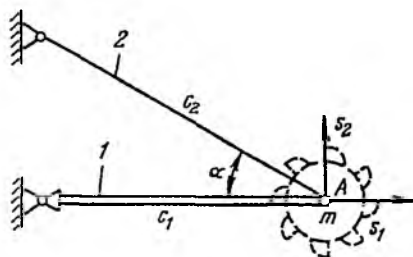


Рис. 14.8. Расчетная схема колебаний роторной стрелы

На рис. 14.8 показана расчетная схема колебаний роторной стрелы 1 на подвеске 2 в вертикальной плоскости. Определим упругие характеристики этой системы, считая стрелу и подвеску невесомыми упругими элементами, испытывающими деформации растяжения-сжатия. Масса на конце стрелы равна m . За обобщенные координаты принимаем перемещения s_1 и s_2 массы m (c_1 и c_2 — коэффициенты продольной

жесткости стрелы и подвески).

Кинетическая энергия системы и матрица инерции $[a]$ имеют вид

$$T = 0,5[m\dot{s}_1^2 + m\dot{s}_2^2];$$

$$[a] = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} = m \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = m[E].$$

Матрица жесткости $[c]$ составляется по выражению для потенциальной энергии

$$\begin{aligned} \Pi = 0,5[c_1 f_1^2 + c_2 f_2^2] = 0,5(c_1 + c_2 \cos^2 \alpha) s_1^2 + (-c_2 \cos \alpha \sin \alpha) s_1 s_2 + \\ + 0,5(c_2 \sin^2 \alpha) s_2^2, \end{aligned}$$

где f_1 и f_2 — динамические деформации стержней 1 и 2, определяемые ввиду их малости путем проецирования s_1 и s_2 последовательно на направления этих стержней; $f_1 = s_1$, $f_2 = s_1 \cos \alpha - s_2 \cos \alpha$.

Тогда матрица

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 \cos^2 \alpha & -c_2 \cos \alpha \sin \alpha \\ -c_2 \cos \alpha \sin \alpha & c_2 \sin^2 \alpha \end{bmatrix}.$$

Вычислим матрицу коэффициентов влияния $[\delta]$ по матрице $[c]$:

$$[\delta] = [c]^{-1} = \begin{bmatrix} 1/c_1 & 1/c_1 \operatorname{tg} \alpha \\ 1/c_1 \operatorname{tg} \alpha & 1/c_1 \operatorname{tg}^2 \alpha + 1/c_2 \sin^2 \alpha \end{bmatrix}.$$

Рассмотрим колебания стреловой решетчатой металлоконструкции (рис. 14.9), в которой стержни одинаковой длины считаются невесомыми упругими элементами, испытывающими деформации растяжения—сжатия, а массы стержней приведены к шарнирным узлам [35]. Система имеет семь степеней свободы. За обобщенные координаты принимаются линейные перемещения $s_1—s_7$ узлов.

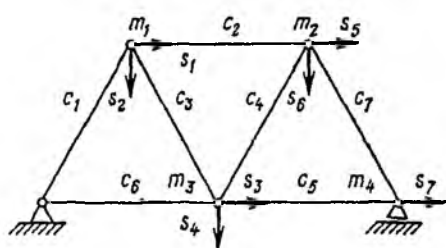


Рис. 14.9. Модель стреловой решетчатой металлоконструкции

Потенциальная энергия системы вычисляется так же, как и в предыдущем примере. Например, для стержня с коэффициентом продольной жесткости c_3 проектируя s_1 , s_2 , s_3 и s_4 на направление этого стержня, получаем

$$П_3 = 0,5 c_3 f_3^2 = 0,5 c_3 (s_1 \sin 30^\circ + s_2 \cos 30^\circ - s_3 \sin 30^\circ - s_4 \cos 30^\circ)^2.$$

Матрица инерции $[a]$ является диагональной.

Расчетная схема роторной стрелы в горизонтальной плоскости изображена на рис. 14.10. Стрела представлена в виде невесомой балки, испытывающей деформации изгиба, длиной l с двумя сосредоточенными массами m_1 и m_2 . За обобщенные координаты принимаем перемещения s_1 и s_2 . Кинетическая энергия системы и матрица инерции имеют вид

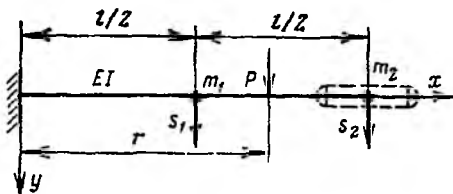


Рис. 14.10. Расчетная схема изгибных колебаний роторной стрелы в горизонтальной плоскости

$$T = 0,5(m_1 \dot{s}_1^2 + m_2 \dot{s}_2^2); [a] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}.$$

Определим матрицу $[\delta]$ по известному из сопротивления материалов уравнению упругой линии консоли при $r \leq x \leq l$, записанному в функции сосредоточенной силы P и в функции координаты r точки приложения этой силы:

$$y = [P r^3 / (6EI)] (3x/r - 1),$$

где EI — жесткость балки при изгибе.

Приложим силу $P_1 = 1$ в сечении $r_1 = l/2$ и вычислим перемещения y в сечениях, для которых $x_1 = l/2$ и $x_2 = l$. Эти перемещения определяют соответствующие коэффициенты влияния:

$$\delta_{11} = l^3/24 EI; \delta_{12} = 5 l^3/48 EI = \delta_{21}.$$

Аналогично, прикладывая $P_2 = 1$ в сечении $r_2 = l$, получаем $a_{22} = l^3/3 EI$. Описанный способ составления $[\delta]$ основан на физическом определении δ_{ij} и удобен для задач, относящихся к изгибным колебаниям стержней. Уравнения упругих линий балок приводятся в [16].

Коэффициенты влияния, соответствующие деформациям изгиба, могут быть также вычислены по известным из сопротивления материалов формулам Мора и Верещагина для перемножения эпюр изгибающих моментов.

Глава 15

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ НА РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ И МОЩНОСТИ ПРИВодОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ

15.1. УСЛОВИЯ РАБОТЫ ПРИВодОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Привод механизма подъема ковша мехлопаты преодолевает следующие усилия: при черпании породы — от сопротивления породы копанию и веса ковша с породой; при повороте платформы и ковша на разгрузку — от веса ковша с породой; при повороте платформы и порожнего ковша к забою — от веса порожнего ковша.

Скорость перемещения ковша при этом соответственно изменяется: при черпании породы она имеет номинальное значение; при повороте платформы и ковша на разгрузку в тормозных режимах — пониженное до 10—30 % номинальной и при повороте и спуске порожнего ковша в забой — повышенное до 130 % номинальной.

Привод механизма напора преодолевает следующие усилия: при черпании породы — отжатия ковша от забоя, от составляющих веса рукояти и ковша с породой, а также составляющую от усилия в подъемном канате (канатах), направленную вдоль оси рукояти; при повороте груженого ковша на разгрузку — от составляющих веса ковша с породой и рукояти, а также составляющую от усилия в подъемном канате (канатах); при повороте порожнего ковша к забою — усилия от составляющих веса порожнего ковша и рукояти.

Скорость перемещения рукояти близка к номинальной при копании и повороте порожнего ковша к забою, но понижается до 30 % номинальной при повороте груженого ковша к забою, когда привод работает в тормозных режимах.

Полное время (в секундах) цикла t_n одноковшовых экскаваторов включает в себя три периода: копания t_k , поворота платформы и груженого ковша на разгрузку t_p и поворота платформы с порожним ковшом к забою t_z .

Опыт эксплуатации одноковшовых экскаваторов позволил установить продолжительность выполнения отдельных операций за цикл работы. Так, продолжительность копания для мехлопат составляет $0,3 \div 0,4 t_{\text{ц}}$ и $0,25 \div 0,3 t_{\text{ц}}$ для драглайнов. Остальное время расходуется на поворот платформы с груженным ковшом на разгрузку и с порожним ковшом в забой; при этом операция разгрузки ковша, как правило, совмещается с поворотом.

Таким образом, для предварительных расчетов с достаточной степенью точности можно принять: для мехлопат $t_i = t_k = t_p = t_3 = 0,33 t_{\text{ц}}$, для драглайнов $t_k = 0,3 t_{\text{ц}}$ и $t_p = t_3 = 0,35 t_{\text{ц}}$.

Для механизмов, работающих в повторно-кратковременных режимах с частыми пусками и торможениями (т. е. с резко переменными скоростями и усилиями сопротивления), мощности приводов рекомендуется определять по средневзвешенной мощности $N_{\text{св}}$ (кВт), подсчитываемой с учетом мощности N_i , потребляемой двигателем за отдельные промежутки времени t_i в течение цикла по формуле

$$N_{\text{св}} = \sum_1^n N_i t_i / (\sum_1^n t_i), \quad (15.1)$$

где $\sum_1^n t_i = t_{\text{ц}}$ — продолжительность работы механизма за один цикл;

n — число операций в цикле. Для одноковшового экскаватора $n = 3$.

Мощность, потребляемая приводом N (кВт) в течение отдельной операции цикла t_i , определяется из выражения

$$N_i = K_i S_i v_i / \eta_i, \quad (15.2)$$

где K_i — численный коэффициент, зависящий от отношения фактической скорости движения механизма к его номинальной за данный отрезок времени t_i . Численные значения K_i приводятся ниже для каждого главного механизма экскаватора; S_i и v_i — соответственно усилие и скорость рабочего механизма при выполнении данной операции в цикле, кН и м/с; η_i — КПД данного механизма.

Для определения $N_{\text{св}}$ необходимо предварительно построить диаграммы нагрузок механизмов (см. рис. 15.2 и 15.4), отражающие зависимость усилий S_i в функции времени: $S_i = f(t)$ и скоростные диаграммы, отражающие зависимость частоты вращения или скорости перемещения рабочего органа за те же отрезки времени: $n = f(t)$ или $v = f(t)$.

Двигатели приводов исполнительных органов многоковшовых экскаваторов и их подачи (поворота стрелы) работают в длительном режиме, где пуски и торможения редки, а средняя нагрузка довольно медленно изменяется во времени, поэтому с достаточной точностью их мощность можно определять по формуле (15.2).

Ниже приводится методика определения усилий в рабочих механизмах, а также нагрузочных, скоростных диаграмм и средневзвешенной мощности в приводах экскаваторов.

15.2. ПРЯМЫЕ ЛОПАТЫ

Усилия, действующие на рабочее оборудование прямой мехлопаты в процессе копания, определяются в расчетных положениях I—IV ковша и рукояти (рис. 15.1).

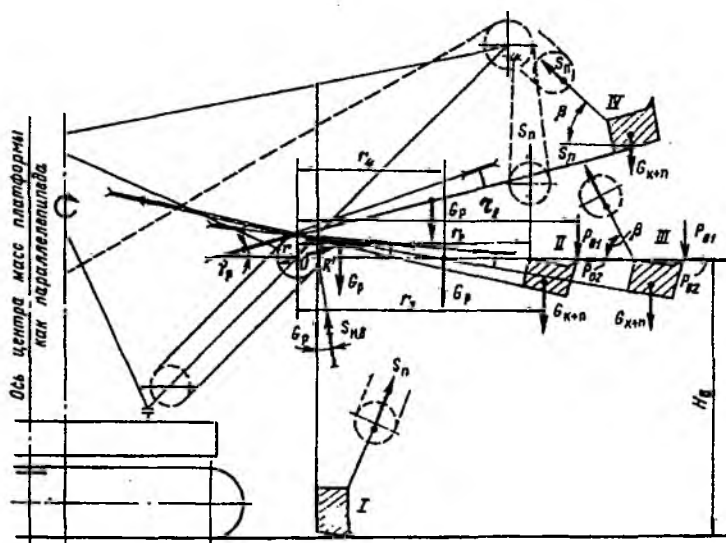


Рис. 15.1. Схема к определению подъемного и напорного усилий

Подъемный механизм. Усилия в подъемном канате S_n (кН) при черпании породы в любом положении ковша относительно забоя, которыми обуславливается нагрузка двигателя механизма подъема, определяются из уравнения моментов, учитывающего действие составляющих сил сопротивления породы копанию P_{01} (кН) и P_{02} (кН), веса ковша с породой $G_{к+п}$ (кН) и веса рукояти G_p (кН) относительно оси напорного вала O :

$$S_{\Pi} = [P_{01} r_1 + (G_{\kappa+\Pi} r_3 + G_p r_4) \cos \gamma_p + P_{02} r]/r_2 \sin \beta, \quad (15.3)$$

где $r, r_1, r_2, r_3, r_4, \gamma_p, \beta$ — соответственно плечи действия сил до оси напорного вала и углы наклона рукояти и подъемного каната (по схеме рабочего оборудования лопаты).

Максимальное расчетное усилие на канатах $S_{\Pi\Pi}$ (кН) соответствует моменту окончания копания забоя (*II* положение рукояти), когда зубья ковша находятся на высоте H_b напорного вала, рукоять почти горизонтальна ($\beta = 90^\circ, \gamma = 0$), подъемное усилие приложено к ковшу вертикально и от забоя отделяется «стружка» наибольшей толщины, обеспечивающая 100 %-ное наполнение ковша.

Расчетная сила сопротивления породы копанию P_{01} на зубьях ковша на высоте H_b напорного вала, направленная по касательной к траектории резания, составит

$$P_{01} = K_F t_{\max} b = K_F E/H_b K_p, \quad (15.4)$$

где K_F — коэффициент сопротивления породы копанию, кПа.

Нормальная составляющая силы P_{02} перпендикулярная к траектории, для положения *II* рукояти может быть принята

$$P_{02} = 0,1 P_{01}. \quad (15.5)$$

Значения P_{02} зависят от величины развиваемого напорного усилия. Составляющая P_{01} приложена почти перпендикулярно к рукояти, в силу чего P_{02} может иметь плечо r относительно оси O , однако оно весьма мало и в расчетах может быть принято равным нулю.

Расчетные формулы (10.2) и (10.5) для определения массы ковша с породой приводились выше.

Напорный механизм. Напорное усилие определяется для трех положений ковша (см. рис. 15.1): *I* — начало копания; *III* — конец копания на полном вылете рукояти; *IV* — вынос груженого ковша на полный вылет рукояти на максимальной высоте.

Направленное вдоль рукояти усилие, развиваемое напорным механизмом $S_{н.а}$ (кН) при ее выдвижении, называется активной силой напора:

$$S_{н.а} = M_d i_n \eta_n / r, \quad (15.6)$$

где M_d — момент, развиваемый напорным двигателем, кН·м; i_n — передаточное число редуктора (от двигателя до напорного вала или барабана); r — радиус кремальерной шестерни или барабана, м; $\eta_n = 0,75 \div 0,8$ — кпд напорного механизма.

Активное напорное усилие, реализуемое на рукояти ковша, должно при его движении преодолевать нормальную реакцию породы P_{02} , составляющую усилия подъема ковша, направленную вдоль рукояти, а при положении ковша выше оси напорного вала — и составляющие веса ковша с породой и рукояти. Так как работа ковша обычно совершается ниже оси напорного вала, то эти силы способствуют напору, разгружая механизм напора.

При отсутствии заглублиения ковша, что имеет место при копании выше оси напорного вала, выдвижения рукояти не требуется. В этом случае напорное усилие является пассивным, так как должно обеспечивать удержание рукояти в нужном положении при включенном двигателе или с помощью тормоза.

В общем случае напорное усилие в рукояти при любом положении ковша относительно забоя определяется выражением

$$S_{н.а(п)} = P_{02} + S_{п} \cos \beta \pm (G_{к+п} + G_p) \sin \gamma_p, \quad (15.7)$$

уточняемым в соответствии с расчетными положениями.

Положение *I* рукояти: зубья ковша на уровне стоянки экскаватора, ось рукояти вертикальна, подъемная лебедка отключена; напорное усилие в этом положении рукояти должно осуществлять ее втягивание с наполненным ковшом в седловой подшипник. Требуемое для этого усилие возврата $S_{нв}$ определяется из формулы (15.7) и должно быть меньше $S_{н.а}$, полученного из выражения (15.6).

Положение *III* рукояти: стрела под углом 45° , рукоять на полном вылете, зубья на уровне оси напорного вала, ковш наполнен породой.

Сила P_{01} принимается такой же величины, что и в *II* положении *III* рукояти [см. формулу (15.4)]. Сила $P_{02} = 0,1 P_{01}$.

Сила $S_{п,III}$ определяется из уравнения моментов относительно оси напорного вала [см. формулу (15.3)]. Сила $S_{н.а,III}$ определяется по формуле (15.7).

Положение *IV* рукояти: стрела под углом $50-55^\circ$, рукоять на полном вылете, зубья ковша на наибольшей возможной высоте, ковш полностью загружен породой.

Предварительно для этого положения определяется возможное значение P_{01} из уравнения моментов относительно оси напорного вала [см. формулу (15.3)]. Сила $P_{02} = 0,2 P_{01}$.

В положении *IV* на рукоять действует максимальное усилие $S_{н.п}$, определяемое выражением (15.7), при положительных знаках всех его членов. Это усилие называется пассивным и принимается

исходным для расчетов тормоза механизма напора и рукояти на прочность.

Максимальное усилие, по которому определяется стопорный момент двигателя механизма подъема, определяется равенством

$$S_{\text{п max}} = (1,25 \div 1,43) S_{\text{п II}}. \quad (15.8)$$

Усилие S_k для выбора сечения каната d_k (м) с учетом числа его ветвей (или кратности полиспаста $i_{\text{п}}$) и четырех- пятикратного запаса прочности определится, как

$$S_k = (4 \div 5) S_{\text{п max}} / i_{\text{п}}.$$

Диаметр подъемного и напорного барабанов и огибающих блоков должен быть не менее $D_6 = K_6 d_k$, где K_6 — коэффициент, равный 25—30 для карьерных и 35—40 для вскрышных лопат и драглайнов.

15.2.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕВЗВЕШЕННОЙ МОЩНОСТИ ПРИВодОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПО НАГРУЗОЧНЫМ ДИАГРАММАМ

Механизм подъема. Построение нагрузочных и скоростных диаграмм для предварительного определения средневзвешенной мощности двигателей механизмов подъема, напора и поворота производится исходя из следующих соображений.

Время, затрачиваемое на операции поворота с груженым ковшом, на разгрузку и возвращение порожнего ковша к забою, составляет для мехлопат 60—70 % полного времени рабочего цикла $t_{\text{ц}}$. Поэтому для предварительных расчетов время цикла мехлопаты можно разбить на три равных периода: копание t_k , поворот на разгрузку t_p и поворот к забою t_z (рис. 15.2).

При копании (период t_k) в режиме без перегрузок расчетное усилие $S_{\text{п II}}$ для механизма подъема принимается по формуле (15.3) при $\beta = 90^\circ$ и $\gamma_p = 0$. Двигатель механизма подъема в этом случае работает на рабочей части своей механической характеристики и за расчетную принимается номинальная скорость подъема $v_{\text{п}}$ (см. прил., табл. П11).

Мощность двигателя подъема $N_{\text{п}}$ за период копания (положение II рукояти, см. рис. 15.1) определяется по формуле (15.2) при значениях $S_i = S_{\text{п II}}$, $v_i = v_{\text{п}}$, $K_i = 1$ и $\eta_i = \eta_{\text{п}} = 0,8 \div 0,85$, где $\eta_{\text{п}}$ — КПД механизма подъема.

Рис. 15.2. Диаграммы нагрузки (сплошная линия) и скорости (пунктирная линия) механизма напора за цикл

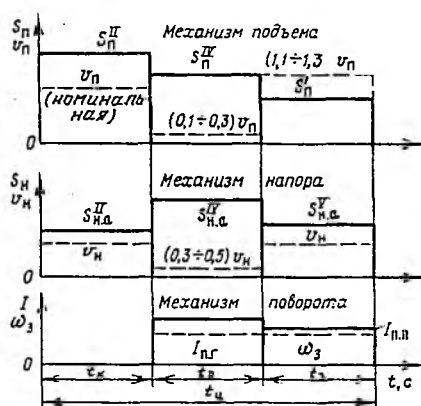
При повороте платформы с грузом ковшом (период t_p) двигатель механизма подъема, как правило, работает в тормозных режимах противовключения или динамическом. При этом ковш может быть поднят на максимальную высоту, а частота вращения двигателя соответствовать «ползучим» скоростям. Поэтому среднюю скорость механизма подъема за время поворота грузного ковша на разгрузку можно принять равной $0,1 \div 0,3 v_n$.

Усилия, возникающие в механизме подъема за время поворота грузного ковша, можно определить из положения IV рукояти (см. рис. 15.1) или по формуле (15.3). Тогда мощность двигателя подъема за период поворота грузного ковша на разгрузку $\pm N_n$ определяется из выражения (15.2) при значениях $K_i = 0,1 \div 0,3$; $S_i = S_{nIV}$; $v_i = v_n$ и $\eta_i = \eta_n$. Знаки плюс и минус показывают, что двигатель может работать как в двигательном, так и в генераторном режиме.

При повороте порожнего ковша к забою (период t_3) схемой управления приводом механизма подъема обычно предусматривается режим ослабления поля возбуждения двигателя, чем достигается увеличение номинальной частоты вращения двигателя на 10—20 % при спуске порожнего ковша. За расчетное усилие при спуске порожнего ковша следует принимать максимальное усилие, которое соответствует положению ковша при выдвинутой на половину длины рукояти. Величина S'_n определяется по формуле (15.3) для положения II рукояти (см. рис. 15.1) при условии, что ковш порожний.

В этом случае мощность двигателя механизма подъема N'_n определяется по формуле (15.2) при значениях $K_i = 1,1 \div 1,3$; $S_i = S'_n$; $v_i = v_n$ и $\eta_i = \eta_n$.

Таким образом, средневзвешенная мощность двигателя механизма подъема по предварительно построенным нагрузочной и скоростной диаграммам будет



$$N_{п(св)} = (N_{п} t_{к} + N'_{п} t_{р} + N''_{п} t_{з}) / t_{ц}. \quad (15.9)$$

Механизм напора. По аналогии с механизмом подъема для механизма напора при определении мощности двигателя за период копания t_k следует принимать усилие, соответствующее положению рукояти при $\beta = 90^\circ$ и $\gamma_p = 0$.

В соответствии с формулой (15.7):

$$S_{н.а/л} = P_{02} = (0,5 \div 1) P_{01}.$$

При этом скорость перемещения рукояти принимается равной номинальной скорости механизма напора v_n .

Скорость напора должна быть достаточной, чтобы за время копания t_k произошло выдвижение рукояти на весь ход L . Поэтому выбранная скорость v_n не должна быть меньше L/t_k . Скорость возвратного хода рукояти берется в 1,7—2 раза больше скорости напора. Следовательно, мощность двигателя напора N_n за период копания определится по формуле (15.2) при значениях $S_i = S_{н.а/л}$, $v_i = v_n$ и $\eta_i = \eta_n$.

При повороте платформы с груженым ковшом на разгрузку (период t_p) двигатель механизма напора в основном будет работать в тормозном режиме, преодолевая сопротивления, создаваемые составляющими весов груженого ковша и рукояти, а также в некоторых случаях и составляющей усилия в механизме подъема (см. рис. 15.1, положение IV). Усилие в механизме напора при повороте на разгрузку определяется выражением (15.7) при $P_{02} = 0$ для положения IV рукояти. Подобно тому как это происходит для механизма подъема, перемещение рукояти в данном режиме также происходит при пониженных скоростях и может изменяться от $v_n = v_{н.ном}$ до $v_n = 0$. Среднее значение скорости перемещения рукояти за период t_p можно принять равным $(0,3 \div 0,5) v_n$. Тогда мощность двигателя механизма напора N'_n за этот период определится из формулы (15.2) при значениях $K_i = 0,3 \div 0,5$; $S_i = S_{н.а/л}$, $v_i = v_n K_i$ и $\eta_i = \eta_n$, где $\eta_n = 0,75 \div 0,85$ — кпд механизма напора.

При повороте платформы с порожним ковшом к забою (период t_z) одной из вероятных нагрузок для двигателя механизма напора может быть нагрузка $S_{н.а/з}$, создаваемая составляющими весов ковша и рукояти:

$$S_{н.а/з} \geq G_k + G_p. \quad (15.10)$$

Мощность двигателя механизма напора N_{Π}'' за период t_3 определяется из формулы (15.2) при значениях $S_i = S_{н.ау}$ и $v_i = v_n$. Тогда средневзвешенная мощность двигателя механизма напора за цикл работы

$$N_{н(св)} = (N_n t_{к0} + N_n' t_p + N_n'' t_3) / t_{ц}. \quad (15.11)$$

Механизм поворота. Мощность электродвигателей механизма поворота одноковшовых экскаваторов зависит от ряда факторов, главными из которых являются допустимые угловые ускорения и частота вращения платформы, угол поворота платформы и момент инерции вращающихся частей экскаватора. При поворотах платформы в пределах 90° время разгона и торможения может составлять 90—95 % времени поворота и тогда лишь 5—10 % времени двигатели работают с установившейся скоростью. При углах, меньших 90° , установившееся движение может вообще отсутствовать. Поэтому большое влияние на величину мощности двигателей оказывает допустимое угловое ускорение платформы, по которому производятся расчеты конструкций на прочность и раскачивание рабочего органа экскаватора (например, на карьерных экскаваторах и драглайнах угловое ускорение ограничивается величиной 0,15—0,2 рад/с²).

Расчетная частота вращения платформы также устанавливается по допустимой величине углового ускорения.

Средневзвешенная мощность $N_{в(св)}$ (кВт) двигателя поворотного механизма определяется выражением

$$N_{в(св)} = K_{як} \omega_3^2 (J_{пг} + J_{пн}) (1 + 3 \eta_v^2) / 2 \cdot 10^3 (t_p + t_3) \eta_v, \quad (15.12)$$

где $J_{пг}$ и $J_{пн}$ — моменты инерции поворотной платформы соответственно с грузом и порожним ковшом; ω_3 — заданная угловая скорость (частота n_3) вращения поворотной платформы (см. прил., табл. П11); η_v — КПД передачи поворотного механизма; t_p , t_3 — время поворота платформы соответственно на разгрузку и с порожним ковшом к забою.

С учетом того, что время t_p приблизительно равно времени t_3 , при $K_{як} = 1,15$ и $\eta_v = 0,8$ средневзвешенная мощность двигателя (двигателей) поворота карьерных мехлопат и драглайнов может быть определена из выражения

$$N_{в(св)} = 10^{-3} (J_{пг} + J_{пн}) \omega_3^2 / t_p. \quad (15.13)$$

Суммарный момент инерции одноковшового экскаватора J ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$) относительно оси его вращения определится, как

$$J = J_{\text{п}} + J_{\text{с}} + J_{\text{к+п}} + J_{\text{н}} + J_{\text{р}}, \quad (15.14)$$

где $J_{\text{п}}$, $J_{\text{с}}$, $J_{\text{к+п}}$, ($J_{\text{к}}$), $J_{\text{н}}$, $J_{\text{р}}$ — моменты инерции соответственно поворотной платформы, стрелы, ковша с породой (или порожнего ковша $J_{\text{к}}$), механизма напора и рукояти относительно оси вращения платформы.

Момент инерции поворотной платформы со сторонами, равными длине $L_{\text{д}}$, ширине $L_{\text{ш}}$ и высоте кузова $L_{\text{в}}$ платформы, относительно вертикальной оси вращения экскаватора —

$$J_{\text{п}} = J_{\text{о}} + m_{\text{п}} r_{\text{п}}^2 = m_{\text{п}} [(0,5 L_{\text{д}})^2 + (0,5 L_{\text{ш}})^2]/3 + m_{\text{п}} r_{\text{п}}^2, \quad (15.15)$$

где $J_{\text{о}}$ — момент инерции поворотной платформы относительно вертикальной оси, проходящей через центр массы параллелепипеда, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $m_{\text{п}}$ — масса платформы, кг ;

$$m_{\text{п}} = K_{\text{п}} m_{\text{э}}, \quad (15.16)$$

$K_{\text{п}}$ — коэффициент (0,48—0,51 для карьерных мехлопат, 0,43—0,45 для вскрышных лопат и 0,7—0,8 для драглайнов); $m_{\text{э}}$ — масса экскаватора, определяемая по формуле (10.7), кг ; $r_{\text{п}}$ — расстояние между осью вращения экскаватора и осью, проходящей через центр массы платформы (как параллелепипеда),

$$r_{\text{п}} = 0,5 L_{\text{д}} - r_{\text{п.с}},$$

$r_{\text{п.с}}$ — радиус пяты стрелы, определяемый по формуле (10.8), м .

Момент инерции стрелы относительно оси вращения экскаватора с достаточной точностью может быть определен по формуле

$$J_{\text{с}} = m_{\text{с}} r_{\text{с}}^2, \quad (15.17)$$

где $m_{\text{с}}$ — масса стрелы, определяемая по формуле (10.6), кг ; $r_{\text{с}}$ — расстояние от оси вращения платформы до середины стрелы, м .

Момент инерции ковша с породой —

$$J_{\text{к+п}} = m_{\text{к+п}} r_{\text{в}}^2, \quad (15.18)$$

где $m_{к+п}$ — масса ковша с породой, кг (определяется суммированием выражения (10.2) или (10.4) с выражением (10.5)); r_v — максимальный радиус разгрузки, определяемый из выражения (10.8), м.

Момент инерции напорного механизма

$$J_n = m_n r_n^2, \quad (15.19)$$

где m_n — масса напорного механизма, определяемая по формуле (10.6), кг; r_n — расстояние от оси вращения экскаватора до центра тяжести механизма напора, м.

Момент инерции рукояти

$$J_p = m_p r_p^2, \quad (15.20)$$

где m_p — масса рукояти, определяемая по формуле (10.9), кг; r_p — расстояние от центра тяжести рукояти до оси вращения экскаватора, м.

15.3. ДРАГЛАЙНЫ

Касательная составляющая усилия P_{01} (кН) сопротивления горной породы копанию на режущей кромке ковша драглайна (рис. 15.3) вместимостью E (м³) при условии его 100%-го наполнения на пути l_n (м) определяется из выражения

$$P_{01} = E (1 + \lambda_0) K_F / K_{пут} l_k K_p, \quad (15.21)$$

где λ_0 — отношение объема призмы волочения к объему ковша (для легких пород составляет 0,4, для средних 0,3, для тяжелых 0,2); K_F — коэффициент удельного сопротивления копанию, кПа; $K_{пут}$ — отношение пути l_n к длине ковша l_k (см. прил., П6); K_p — коэффициент разрыхления (см. прил., табл. П6).

Потребные тяговые усилия S_T (кН), массу ковша m_k (т), а также высоту r_T (м) крепления тяговой цепи от уровня режущей кромки определяют на основании следующих уравнений:

$$\Sigma P_x = 0; S_T = P_{01} + G_{к+п} \sin \alpha + \mu_1 G_{к+п} \cos \alpha, \quad (15.22)$$

$$\Sigma P_y = 0; P_{02} = G_{к+п} \cos \alpha = K_1 P_{01}; \quad (15.23)$$

$$\Sigma M_o = 0; S_T r_T = G_{к+п} (r_o \sin \alpha + a \cos \alpha), \quad (15.24)$$

где α — предельный угол откоса (для легких несвязных горных пород составляет 45—50°, для средних 40° и для тяжелых 30—35°);

$$m_k \geq E(1+\lambda_0) K_F/[g K_{\text{пут}} l_k K_p (r_k/r_T \sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha)] . \quad (15.27)$$

Из формулы (15.27) видно, что для более крепких пород необходимо применять более тяжелые ковши.

Максимальное значение силы тяги для выбора сечения тяговых канатов и определения стопорного момента двигателя принимается

$$S_{T \max} = (1,25 \div 1,43) S_T. \quad (15.28)$$

Усилие в подъемном канате $S_{\text{пд}}$ при отрыве груженого ковша от забоя (концевая погрузка) определяется с учетом формул (10.4) и (10.5) по зависимости

$$S_{\text{пд}} = (1,5 \div 1,7) G_{\text{к+п}} = (1,5 \div 1,7) g m_{\text{к+п}}. \quad (15.29)$$

Сечение подъемного каната и стопорный момент двигателя рассчитываются по максимальному подъемному усилию

$$S_{\text{пд max}} = (1,25 \div 1,43) S_{\text{пд}} \quad (15.30)$$

с проверкой на величину пассивного усилия подъема при перемещении ковша к голове стрелы, получаемого при натяжении тягового каната с усилием $S_{T \max}$.

Отношение диаметров тягового и подъемного барабанов к диаметру канатов у современных драглайнов составляет $D_6/d_k = 25 \div 38$, достигая у отдельных моделей 43—45. Большее значение отношения способствует увеличению долговечности канатов. Диаметры барабанов тяговой и подъемной лебедок, а также диаметры и число канатов тяги и подъема ковша унифицируются.

Число тяговых и подъемных канатов принимается кратным двум, четырем или шести. Запас прочности каната при статической нагрузке рекомендуется принимать для драглайнов средней мощности не менее 3,75, для мощных — не менее 4,25.

15.3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРЕДНЕВЗВЕШЕННОЙ МОЩНОСТИ ПРИВОДОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПО НАГРУЗОЧНЫМ ДИАГРАММАМ

На рис. 15.4 представлены расчетные схемы для определения усилий в главных механизмах драглайна и построены нагрузочные и скоростные диаграммы их двигателей.

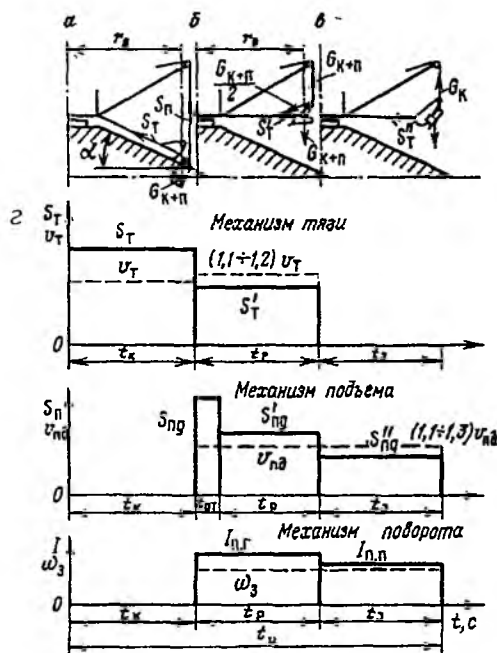


Рис. 15.4. Схемы работы драглайна: а — копания; б — поворота груженого ковша на разгрузку; в — поворота порожнего ковша к забою; г — диаграммы нагрузки (сплошная линия) и скорости (пунктирная) главных механизмов

Время, необходимое для поворота платформы драглайна с груженым ковшом на разгрузку и с порожним ковшом к забою, составляет 70—80 % времени полного цикла, поэтому при построении нагрузочных и скоростных диаграмм для определения средневзвешенной мощности приводов главных механизмов время цикла работы драглайна следу-

ет разбивать на следующие периоды: время копания $t_k = 0,3 t_{ц}$; время поворота на разгрузку t_p и к забою t_z причем $t_p = t_z = 0,35 t_{ц}$.

Механизм тяги. Мощность двигателя тяги N_T за период копания t_k определяется по формуле (15.2) при значениях

$$S_i = S_T, v_i = v_T; K_i = 1 \text{ и } \eta_i = \eta_T,$$

где η_T — кпд механизма тяги; v_T — номинальная скорость тяги (см. прил., табл. П11); S_T — усилие в тяговом канате [уравнение (15.25)] или из выражения

$$S_T = P_{01} + G_{K+П} (\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha).$$

Мощность двигателя тяги N'_T за период t_p поворота платформы с груженым ковшом на разгрузку определяется по формуле (15.2) при значениях $K_i = (1,1+1,2)$; $S_i = S'_T$, $v_i = v_T$, $\eta_i = \eta_T$:

$$S'_T = m_{K+П} (0,5 g + w_3^2 r_B),$$

где $m_{K+П}$ — масса груженого ковша драглайна, определяемая из выражений (10.4) и (10.5), т; w_3 — заданная угловая скорость платформы (определяется из табл. П11); r_B — радиус вращения груже-

ного ковша относительно оси поворотной платформы, определяемый по формуле (10.8).

За период t_3 поворота платформы с порожним ковшом к забою основным усилием в тяговом канате является центростремительное усилие $S_{ц} = m_k w_3^2 r_v$, удерживающее ковш на траектории движения вокруг оси вращения платформы, величиной которого, однако, пренебрегают ввиду его малости, поэтому средневзвешенная мощность двигателя механизма тяги драглайна определяется выражением

$$N_{т(св)} = (N_{т} t_k + N'_{т} t_p) / (t_k + t_p). \quad (15.31)$$

Механизм подъема (см. рис. 15.4, б). В процессе копания двигатель механизма подъема не нагружен ($S_{пд} = 0$). При отрыве ковша от забоя усилие в подъемном канате $S_{пд}$ определяется по формуле (15.29), при длительности его действия $t_{от} = 2 \div 3$ с.

Мощность двигателя подъема $N_{пд}$ за период копания определяется по формуле (15.2) при значениях

$$K_i = 1; S_i = S_{пд}; v_i = v_{пд.н}; \eta_i = \eta_{пд},$$

где $v_{пд.н}$ — номинальная скорость подъема (см. прил., табл. П11); $\eta_{пд}$ — КПД подъемной лебедки.

Мощность двигателя механизма подъема $N''_{пд}$ за время t_p поворота платформы к месту разгрузки определяется из формулы (15.2) при значениях

$$K_i = 1; S_i = S'_{пд}; v_i = v_{пд}, \text{ и } \eta_i = \eta_{пд},$$

где $S'_{пд} = G_{к+п}$.

Мощность двигателя подъема $N''_{пд}$ за период t_3 поворота платформы к забою определяется из формулы (15.2) при значениях

$$K_i = 1,13 \div 1,3; S_i = S''_{пд}; v_i = v_{пд}; \eta_i = \eta_{пд},$$

где $S''_{пд} = G_k$ — усилие от веса порожнего ковша.

Средневзвешенная мощность двигателя механизма подъема за цикл работы экскаватора —

$$S_{п(св)} = (N_{пд} t_{от} + N'_{пд} t_p + N''_{пд} t_3) / (t_{от} + t_p + t_3). \quad (15.32)$$

Механизм поворота (см. рис. 15.4, в). Средневзвешенную мощность двигателей механизма поворота драглайна определяют по формуле (15.12) в последовательности, аналогичной для мехлопат (см. 15.2.1).

15.4. МНОГОКОВШОВЫЕ ЦЕПНЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Кинематические особенности рабочего процесса цепных экскаваторов поперечного копания определяются технологией отработки уступа. Подача ковшей и разработка забоя происходят у этих машин в направлении, перпендикулярном к вертикальной плоскости ковшовой рамы за счет перемещения всего экскаватора вдоль забоя или поворота его верхнего строения.

При параллельном копании шаг ковшей a (м), ширина стружки b (м), скорость ковшовой цепи v_p (м/с), скорость подачи v_x (м/мин) и число черпаний в минуту n_z (мин⁻¹) связаны зависимостью (рис. 15.5, а, в)

$$b = a \operatorname{tg} \xi = a v_x / 60 v_p = v_x / n_z .$$

Толщина стружки t (м), необходимая для наполнения ковшей вместимостью E (м³), перемещающихся по уступу на пути L_y (м), определяется по формуле

$$t = (E \sin \alpha) / b H_y K_p = Q_T / 60 L_y v_x ,$$

где α — угол откоса уступа, градус; H_y — высота уступа, м; Q_T — потребная теоретическая производительность в целике, м³/ч.

Усилие сопротивления породы резанию P_p (кН) на одном ковше —

$$P_p = F K_F ,$$

где F — площадь стружки, м²; K_F — коэффициент сопротивления породы копанию, кПа.

При числе ковшей одновременно находящихся в контакте с забоем длиной L_y ,

$$Z_k = L_y / a = H_y n_z / 60 v_p \sin \alpha$$

общее усилие сопротивления резанию на ковшовой цепи $P_{\Sigma p}$ (кН) составит

$$P_{\Sigma p} = P_p Z_k = Q_T K_F / 3600 v_p . \quad (15.33)$$

Мощность N_p (кВт), расходуемая двигателями приводов ковшовой цепи на резание, определяется из выражения

$$N_p = P_{\Sigma p} v_p = 2,78 \cdot 10^{-4} Q_T K_F. \quad (15.34)$$

Мощность N_n (кВт), расходуемая на подъем породы плотностью γ (т/м³) ковшами цепи на высоту H_y (м), определяется из предположения, что наполнение ковша пропорционально пройденному им пути, по формуле

$$N_n = 0,5 \cdot 2,78 \cdot 10^{-4} Q_T H_y \gamma g. \quad (15.35)$$

Полная мощность $N_{д.ц}$ (кВт), расходуемая приводом ковшовой цепи определяется, как

$$N_{д.ц} = (N_p + N_n + N_T)/\eta = [N_p + N_n (1+\varphi')]/\eta = (N_p + 2 N_n)/\eta, \quad (15.36)$$

где N_p , N_n , N_T — мощности, затрачиваемые соответственно на резание, подъем породы и преодоление трения в направляющих и шарнирах цепи, кВт; $\eta = 0,8 \div 0,85$ — КПД механизма привода цепи; φ' — коэффициент потерь мощности на трение в долях от мощности, затрачиваемой на подъем грунта ($\varphi' = N_T/N_n = 1$).

Значение коэффициента сопротивления породы копанию K_F (кПа), которое может преодолеть исполнительный орган с помощью двигателя привода ковшовой цепи, определяется из выражения

$$K_F = 3,6 \cdot 10^3 N_{д.ц} \eta_n / Q_T - \gamma g H_y. \quad (15.37)$$

Максимальная скорость движения цепи $v_{p \max}$ (м/с), а также расстояние между ковшами $a = n t_{ш}$, выраженное в долях n шага $t_{ш}$ (м) звеньев цепи [см. формулу (10.10)], определяются по условию разгрузки ковша.

Порода, высыпаящаяся из ковша 1 (рис. 15.5, б) под действием собственного веса, не должна попадать в следом идущий ковш 2. Это условие будет соблюдено, если последние частицы породы, высыпаящиеся из ковша 1, пройдут точку O (путь h , м) раньше, чем туда подойдет ковш 2.

Время $t_{p.к}$ (с) разгрузки ковша на звездочке, определим как

$$t_{p.к} = (k)^{-1} \sqrt{2h/g} = (k)^{-1} v t_{ш} / g,$$

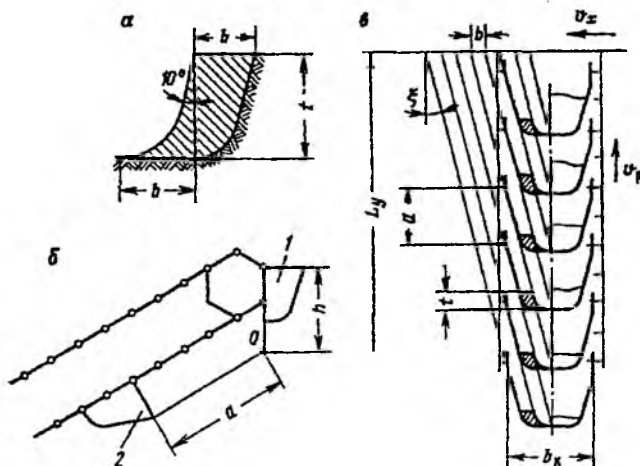


Рис. 15.5. Схема к определению:

a — скорости хода экскаватора; b — параметров стружки; v — скорости движения ковшовой цепи

где k — коэффициент, учитывающий липкость разрушаемого материала ($k = 1$ для сухих углей, $k = 0,7$ для влажных, липких пород).

Время $t_{p.k}$ не должно превышать время преодоления расстояния h со скоростью $v_{p \max}$, тогда

$$v_{p \max} \leq 2,21 k \sqrt{h} \leq 3,13 k v_{тш}.$$

Расстояние между ковшами и скорость движения цепи должны быть согласованы также со скоростью хода или поворота экскаватора.

Ширина стружки не должна превышать половины ширины ковша b_k (м), в противном случае середина режущей кромки ковша будет изнашиваться быстрее, чем края. Поэтому должно быть выполнено условие $b_k/2a \geq v_x/60 v_p$.

Мощность привода механизма подачи ковшовой цепи в общем случае затрачивается на преодоление моментов сопротивления от боковой составляющей усилия копания M_b , сил трения в опорно-поворотном устройстве $M_{тр}$, ветровой нагрузки M_v и сил инерции $M_{и}$.

При расчете момента M_b для цепных экскаваторов с поворотной платформой (радиальное копание) следует учитывать, что по мере движения ковша в забое ширина стружки уменьшается. Скорость поворота выбирается по средней ширине стружки $b_{ср}$ (м), при которой обеспечивается заданная производительность экскаватора:

$$b_{ср} = v_{з \text{ ср}} T_1 = 0,5 \omega_0 T_1 (R_1 + R_2), \quad (15.38)$$

где $v_{з \text{ ср}}$ — линейная скорость поворота ковшовой рамы на среднем радиусе, м/с; $T_1 = a/v_p$ — время прохождения цепью расстояния

a между ковшами, с; R_1 и R_2 — радиусы окружностей, описываемых ковшовой рамой при повороте на горизонте установки экскаватора и у подножия уступа, м; w_0 — угловая скорость поворота платформы экскаватора, рад/с.

Из формулы (15.38) следует, что

$$w_0 = 2 b_{cp} v_p / a (R_1 + R_2).$$

Тогда величина момента M_6 (кН·м) определится по формуле

$$M_6 = 0,5 Z_k b_{cp} t_{cp} K_F (R_1 + R_2), \quad (15.39)$$

где t_{cp} — средняя толщина стружки, м.

Момент трения в опорно-поворотном устройстве $M_{тр}$ (кН·м) определяется по зависимости

$$M_{тр} = 0,1 g (m_{п.ч} + m_{п}) R f_k f_{пр} f_{эк} / 2 r_k, \quad (15.40)$$

где $m_{п.ч}$ и $m_{п}$ — массы соответственно поворотной части экскаватора и породы, находящейся в ковшах цепи, т; R и r_k — радиусы соответственно поворотного круга по осевой линии беговой дорожки и катков (шариков), м; $f_k = 0,04 \div 0,1$ — плечо трения качения, см; $f_{пр}$ и $f_{эк}$ — коэффициенты, учитывающие проскальзывание роликов цилиндрической формы ($f_{пр} = 1,1 \div 1,25$) и эксцентричность приложения нагрузки ($f_{эк} = 1,0 \div 1,25$).

Поскольку моменты от сил инерции $M_{и}$ и действия ветровой нагрузки $M_{в}$ малы, они могут при расчете не учитываться. Таким образом, мощность привода механизма боковой подачи ковшовой рамы $N_{п.ц}$ (кВт) цепного экскаватора определяется по формуле

$$N_{п.ц} = (M_6 + M_{тр}) w_0 / \eta_{п},$$

где $\eta_{п}$ — КПД механизма боковой подачи.

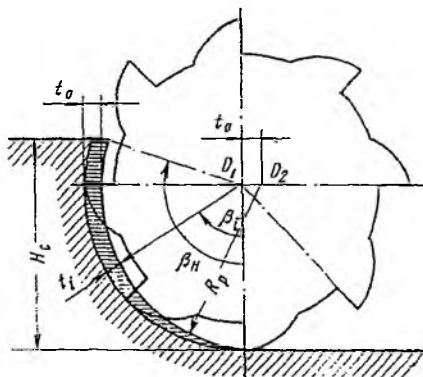
15.5. РОТОРНЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Кинематические особенности рабочего процесса роторных экскаваторов определяются схемами экскавирования ленты породы (подступа).

Если выемка ленты производится с переменными радиусами R_1 и R_2 черпания (выдвижной стрелой), то толщина стружки постоянна по всей длине ленты (рис. 15.6, а). Ширина стружки, снимаемой ковшом роторного колеса за одно черпание, также постоянна.

Рис. 15.7. Сечение стружки в плоскости вращения ротора

Исходя из условия 100%-го заполнения объема E (м³) ковша при отработке подуста (стружки) заданной высоты H_c (м), коэффициента разрыхления породы K_p и частоты разгрузок ковшей в минуту n_z , толщина стружки t_o (м) на уровне оси колеса должна быть



$$t_o = \sqrt{E \epsilon_o / K_p H_c} = \sqrt{Q_t \epsilon_o / n_z H_c},$$

где $\epsilon_o = 1,2 \div 2,8$ — отношение толщины стружки t_o к ее ширине b_o на уровне оси колеса; Q_t — теоретическая производительность по целику, м³/ч.

Ширина стружки b_o определяется расстоянием между ковшами $a = 2\pi R_p / Z$ и отношением скоростей поворота v_o (м/с) и резания v_p (м/с) по формуле

$$b_o = a \operatorname{tg} \xi = a v_o / v_p,$$

где Z — число ковшей на колесе.

При постоянной скорости резания изменение угла ξ пропорционально изменению линейной скорости поворота стрелы и зависит от углов наклона стрелы α и поворота ковша от вертикали β .

При заданных скоростях v_p и v_o и значениях β угол ξ изменяется в зависимости от длины и угла наклона стрелы. Наименьшее его значение отвечает наибольшему вылету стрелы и наоборот (если отработывается горизонт установки, а стрела максимально втянута).

Постоянство угла ξ достигается регулированием соотношения угловых скоростей $\omega_o = \omega_p$. При неизменной угловой скорости вращения ротора ω_p ($v_p = \text{const}$) регулируется только ω_o .

У роторного экскаватора, имеющего переменную угловую скорость поворота стрелы (III схема экскавирования), максимальную величину угла находят из выражения

$$\xi_{\max} = \arctg v_{o \max} / v_{p \min} = \arctg R'_c \omega_{o \max} / R'_p \omega_{p \min} \leq (10 \div 15)^\circ,$$

где R'_p — мгновенный радиус черпания (расстояние от оси вращения платформы до зуба ковша).

Для сохранения оптимального угла резания δ в пределах $25\text{—}37^\circ$ максимальный угол $\xi_{\max}$ не должен превышать 15° . Для устранения опасности заминания уступа (забоя) боковой поверхностью ковша должен быть предусмотрен угол сближения боковых стенок ковшей в плане, равный $2 \xi_{\max} + (2 \div 3)^\circ$.

Для сохранения рациональных условий резания и заданной производительности необходимо регулировать угловую скорость поворота стрелы ротора при изменении ее вылета (зависимость обратно пропорциональная). При этом даже для экскаваторов, отрабатывающих концентрические в плане ленты (*I* схема экскавирования), пределы изменения v_ω оказываются достаточно большими, требующими изменения угловой скорости поворота в $2\text{—}2,5$ раза (в зависимости от величины выдвижения стрелы).

Начальная скорость поворота роторной стрелы $v_{\omega 0}$ (м/с), необходимая для обеспечения заданной теоретической производительности машины Q_T (м³/ч) по целику,

$$v_{\omega 0} = Q_T b_0 K_p / 3600 E = Q_T / 3600 t_0 H_c. \quad (15.42)$$

Роторные экскаваторы с невыдвижной стрелой отрабатывают серповидные ленты в плане забоя. Толщина стружки на уровне оси колеса изменяется по косинусоидальному закону по мере поворота стрелы ротора от оси подачи:

$$t_\varphi = t_0 \cos \varphi.$$

В целях уменьшения влияния серповидности формы резов и сохранения постоянной производительности у экскаватора с невыдвижной стрелой прибегают к регулированию скорости поворота последней (ширины стружки) в функции угла поворота φ по закону $v_{\omega \varphi} = v_{\omega 0} / \cos \varphi$. Однако влияние серповидной формы реза может быть устранено только в зоне регулирования скорости поворота, ограничиваемой углом $\varphi_{\max} = 60^\circ$.

При отклонении роторной стрелы в своем поворотном движении от направления перемещения экскаватора на углы $\varphi = \varphi_1$ от забоя и $\varphi = \varphi_2$ к забою, превышающие 60° , выносная способность рабочего органа используется не полностью, так как после поворота стрелы на угол 60° скорость поворота сохраняет свое посто-

янное значение, равное $u_{\text{max}} = 2 u_0$, и, следовательно, ковши ротора на всем оставшемся участке реза снимают стружки с убывающей толщиной или высотой, но постоянной ширины.

Усилие сопротивления породы копанью, преодолеваемое ковшом при отделении стружки определим, как

$$P_{pi} = F_i K_F,$$

где F_i — площадь стружки, отделяемой ковшом, м^2 ; K_F — коэффициент сопротивления породы копанью, кПа .

При числе n ковшей, одновременно находящихся в контакте с забоем высотой H_c (см. рис. 15.7) и определяющемся как целочисленная часть числа $n = \text{ent } Z \beta_H / 2\pi$, суммарное сопротивление резанию $P_{\Sigma p}$ (кН) на колесе радиусом R_p (м), т. е. окружное усилие на роторе, определится из выражения

$$P_{\Sigma p} = \sum_1^n P_{pi} = K_F C Q_T / (120 R_p n_p), \quad (15.43)$$

где n_p — частота вращения роторного колеса, мин^{-1} ; C — коэффициент, зависящий от числа ковшей на роторном колесе Z и угла β_H и равный в среднем 0,3.

Мощность привода роторного колеса $N_{\text{д.р}}$ (кВт) расходуется на отделение стружки от массива N_p , подъем породы ковшами колеса от забоя до места разгрузки N_n , преодоление сил трения частиц породы об обечайку, перемешивание породы и сообщение кинетической энергии выбрасываемой породе и, наконец, на преодоление сопротивлений в приводе и опорах, учитываемое общим кпд привода η :

$$N_{\text{д.р}} = (N_p + N_n) / \eta. \quad (15.44)$$

Мощность, потребная на отделение стружки от массива (на резание), определяется суммированием сопротивлений на ковшах, участвующих одновременно в резании

$$N_p = P_{\Sigma p} u_p = 2,62 \cdot 10^{-4} K_F Q_T. \quad (15.45)$$

Мощность, расходуемая на подъем породы ковшами роторного колеса и на разгрузку, находится по формуле

$$N_n = 2,62 \cdot 10^{-4} g Q_T R_p K_T \gamma, \quad (15.46)$$

где γ — плотность породы, т/м³; $K_T = 1,4 \div 1,85$ — коэффициент, учитывающий потери мощности на затирание породы между обечайкой и колесом и придание породе кинетической энергии.

Мощность, расходуемая на сообщение породе кинетической энергии и трение породы об обечайку, для роторов с гравитационной разгрузкой не превышает 2—3 % от ($N_p + N_n$) и учитывается коэффициентом K_T .

Из выражения (15.44) можно определить коэффициент K_F (кПа) сопротивления породы копанию, которое может преодолеть двигатель привода роторного колеса:

$$K_F = 3,82 \cdot 10^3 N_{др} \eta / Q_T - g \gamma R_p K_T. \quad (15.47)$$

Частота вращения роторного колеса n_p должна быть возможно большей по условиям разгрузки ковшей. Предельно допустимое значение угловой скорости вращения роторного колеса определяется по зависимости (10.13).

Число разгрузок ковшей в минуту

$$n_z = 9,55 \gamma_0 Z/T = (4,78 \div 3,15) \gamma_0 Z, \quad (15.48)$$

где γ_0 — угол разгрузки ковшей, рад. Для камерных роторов $\gamma_0 = 74 \div 90^\circ$, для бескамерных роторов $\gamma_0 = 90 \div 130^\circ$; T — время на полную выгрузку породы из ковшей под действием ее веса. Для бескамерных роторов в среднем $T = 2 \div 3$ с.

При проектировании рабочего органа максимальную величину частоты вращения роторного колеса n_p (мин⁻¹) определяют по эмпирической формуле

$$n_{p \max} = 14,8/R_p^{0,5}. \quad (15.49)$$

Мощность двигателей привода поворота стрелы ротора в процессе экскавации затрачивается на преодоление моментов сопротивления от боковой составляющей усилия копания (M_6), неуравновешенности верхнего поворотного строения экскаватора при его повороте на уклоне (M_n), сил трения в опорно-поворотном устройстве ($M_{тр}$), ветровой нагрузки (M_v), сил инерции ($M_{и}$).

Момент сопротивления от боковой составляющей

$$M_6 = P_6 r,$$

где r — радиус приложения силы относительно оси поворота верхнего строения, м; P_6 — суммарное боковое усилие на ковшах ко-

леса, кН. Определяется в зависимости от категории грунта и параметров стружки, т. е. отношения $\epsilon_0 = t_0/b_0$ (см. прил., табл. П12).

Момент сопротивления на уклоне

$$M_n = g (m_{п.ч} + m_n) r_{п.ч} \sin \alpha,$$

где $m_{п.ч}$ и m_n — масса соответственно поворотной части и породы, находящейся на роторной стреле, т; $r_{п.ч}$ — расстояние от оси поворота до центра тяжести поворотной части, м; α — угол отклонения оси поворота от вертикали, градус.

Момент трения в опорно-поворотном устройстве $M_{тр}$ определяется по зависимости (15.40), а момент сил инерции M_n в расчете не учитывается ввиду его малости.

Таким образом, мощность двигателей $N_{д.п}$ (кВт) поворота стрелы ротора будет

$$N_{д.п} = (M_6 + M_n + M_{тр} + M_v) / \omega_3 \eta,$$

где $\eta = 0,45 \div 0,65$ — КПД механизма поворота; ω_3 — угловая скорость поворота платформы, рад/с.

Экспериментальные исследования, выполненные на экскаваторах, показывают, что $M_n + M_{тр} + M_v$ для роторных экскаваторов, как правило, составляет $0,45 \div 0,55 M_6$. В связи с этим с достаточной для практических расчетов точностью можно принять

$$N_{д.п} = 1,5 M_6 v_3 / \eta. \quad (15.50)$$

Момент, развиваемый тормозом механизма поворота, должен быть достаточен для фиксирования верхнего строения неработающего экскаватора при расположении машины на расчетном уклоне и скоростном ветровом напоре.

15.6. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

ПРИМЕР 15.1

Определить линейные параметры и массы конструктивных элементов, а также мощности главных приводов одноковшовой прямой лопаты с зубчатореечным напором, стрела однобалочная, рукоять двухбалочная, неразгруженная от кручения.

Исходные данные экскаватора: вместимость ковша $E = 8 \text{ м}^3$, породы категории IV, тяжелые с плотностью $\gamma_n = 3,0 \text{ т/м}^3$, коэффициент разрыхления $K_p = 1,35$, скорость подъема ковша $v_{под} = 0,9 \text{ м/с}$, скорость напора $v_n = 0,45 \text{ м/с}$,

частота поворота платформы $n_{пл} = 2,5$ об/мин (угловая скорость платформы $\omega_{пл} = 0,105 \cdot 2,5 = 0,263$ рад/с), расчетное время цикла $t_{ц} = 27$ с, угол наклона стрелы $\alpha_{стр} = 45^\circ$.

Решение:

1. Масса экскаватора по (10.7),

$$m_3 = 44 E = 44 \cdot 8 = 352 \text{ т},$$

где $K_3 = 44 \text{ т/м}^3$, выбираем из рекомендуемого диапазона 38—55 т/м^3 .

2. Линейные размеры ковша по (10.1):

$$\text{Ширина } B_k = 1,2 \sqrt[3]{8} = 1,2 \cdot 2 = 2,4 \text{ м};$$

$$\text{Длина } L_k = 0,77 B_k = 0,77 \cdot 2,4 = 1,85 \text{ м};$$

$$\text{Высота } H_k = 0,75 B_k = 0,75 \cdot 2,4 = 1,8 \text{ м}.$$

3. Масса и вес ковша по (10.2):

$$m_{к.л} = K_k E = 1,75 \cdot 8 = 14 \text{ т}; G_{к.л} = g m_{к.л} \cdot 10^3 = 9,81 m_{к.л} 10^3 = 13,73 \cdot 10^4 \text{ Н},$$

где $K_k = 1,75 \text{ т/м}^3$ для тяжелых пород.

4. Масса и вес породы в ковше по (10.5):

$$m_{пор} = 8 \cdot 3/1,35 = 17,77 \text{ т};$$

$$G_{пор} = 9,81 m_{пор} 10^3 = 17,43 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

5. Размер стрелы по (10.8):

$$L_c = K_{L_c} \sqrt[3]{352} = 1,825 \cdot 7,12 = 13 \text{ м},$$

где $K_{L_c} = 1,825$ из табл. П8 приложения.

6. Размер рукояти по (10.8):

$$L_p = K_{L_p} \sqrt[3]{352} = 1,27 \cdot 7,12 = 8,5 \text{ м},$$

где $K_{L_p} = 1,2 \text{ м/т}^3$ из табл. П8 приложения.

7. Масса и вес рукояти по (10.9):

$$m_p = K_{рук} m_{к.л} = 0,9 \cdot 14 = 12,6 \text{ т},$$

$$G_p = 9,81 m_p \cdot 10^3 = 12,6 \cdot 9,81 \cdot 10^3 = 12,36 \cdot 10^4 \text{ Н},$$

где $K_{рук} = 0,9$ из табл. П9 приложения.

8. Высота напорного вала по (10.8):

$$H_n = K_{L_n} \sqrt[3]{352} = 1,17 \cdot 7,12 = 7,8 \text{ м},$$

где $K_{L_n} = 1,1$ из табл. П8 приложения.

9. Высота пяти стрелы по (10.8):

$$L_{п} = K_{L_{п}} \sqrt[3]{352} = 0,45 \cdot 7,12 = 3,2 \text{ м},$$

где $K_{L_{п}} = 0,45$ из табл. П8 приложения.

10. Максимальная высота черпания по (10.8):

$$L_{чер} = K_{L_{чер}} \sqrt[3]{352} = 1,75 \cdot 7,12 = 12,5 \text{ м},$$

где $K_{L_{чер}} = 1,75$ из табл. П8 приложения.

11. Максимальный радиус разгрузки по (10.8):

$$L_{\text{раз}} = K_{L_{\text{раз}}} \sqrt[3]{352} = 2,4 \cdot 7,12 = 17 \text{ м},$$

где $K_{L_{\text{раз}}} = 2,4$ по табл. П8 приложения.

12. Вес ковша с породой

$$G_{\text{кп}} = G_{\text{к.л}} + G_{\text{пор}} = 13,73 \cdot 10^4 + 17,43 \cdot 10^4 = 31,16 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

13. По исходным и расчетным данным строим схемы расположения ковша и рукояти, нагрузочные и скоростные диаграммы (рис. 15.8). При этом цикл «а — копание» соответствует вертикальному направлению подъемного каната ($\beta = 90^\circ$, см. рис. 15.1) и горизонтальному положению рукояти ($\gamma_p = 0$). Аналогично строятся схемы «б» и «в».

14. Сопротивление породы копанию по (10.8) и (15.4)

$$P_{01} = 0,25 \cdot 10^6 \cdot 8 (7,8 \cdot 1,35)^{-1} = 19 \cdot 10^4 \text{ Н},$$

где $K_F = 0,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$ — коэффициент сопротивления копанию из табл. П3 приложения.

15. Усилие $S_{\text{пк}}$ подъема ковша при копании по (15.3)

$$\begin{aligned} S_{\text{пк}} &= \{P_{01} r_1 + (G_{\text{к+п}} r_3 + G'_p r_4) \cos \gamma_p + P_{02} r\} / (r_2 \sin \beta) = \\ &= (19,7 + 31,16 \cdot 5,8 + 6,7 \cdot 2,3 + 0) 10^4 (4,6)^{-1} = 70 \cdot 10^4 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Здесь $r = 0$, а величины r_1, r_2, r_3, r_4 определены по схеме «а» рис. 15.8; $G'_p = 12,36 \cdot 10^4 \cdot 4,6/8,5 = 6,7 \cdot 10^4 \text{ Н}$ — доля общей силы тяжести рукояти, создающая момент сопротивления при копании.

16. Мощность затрачиваемая на подъем ковша при копании по (15.2)

$$N_{\text{пк}} = \{(S_{\text{пк}} V_{\text{под.к}}) (\eta)^{-1}\} 10^{-3} = \{(70 \cdot 10^4 \cdot 0,9) (0,85)^{-1}\} 10^{-3} = 740 \text{ кВт}.$$

17. Усилие $S_{\text{пр}}$ подъема при повороте груженного ковша на разгрузку по (15.3)

$$\begin{aligned} S_{\text{пр}} &= \{P_{01} r_1 + (G_{\text{к+п}} r_3 + G_p r_4) \cos \gamma_p + P_{02} r\} (r_2 \sin \beta)^{-1} = \\ &= (31,16 \cdot 9,7 + 12,36 \cdot 4,25) 0,94 \cdot 10^4 (8,5 \cdot 0,78)^{-1} = 50 \cdot 10^4 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Здесь величины r_1, r_2, r_3, r_4 и $P_{02} = 0, \beta = 51^\circ, \gamma_p = 20^\circ$ определены по схеме «б» рис. 15.8, а $G_p = 12,36 \cdot 10^4 \text{ Н}$ — сила тяжести рукояти, создающая момент сопротивления при повороте на разгрузку.

18. Мощность затрачиваемая при повороте на разгрузку по (15.2) и с учетом диаграммы скорости на рис. 15.2)

$$N_{\text{пр}} = \{(S_{\text{пр}} V_{\text{под.к}}) (\eta)^{-1}\} 10^3 = \{0,1(50 \cdot 10^4 \cdot 0,9) (0,85)^{-1}\} 10^{-3} = 53 \text{ кВт}.$$

19. Усилие $S_{\text{пз}}$ подъема при повороте порожнего ковша в забой по (15.3)

$$\begin{aligned} S_{\text{пз}} &= \{P_{01} r_1 + (G_{\text{к+п}} r_3 + G_p r_4 \cos \gamma_p + P_{02} r) (r_2 \sin \beta)^{-1} = \\ &= (13,7 \cdot 9,7 + 12,36 \cdot 4,25) 0,94 \cdot 10^4 (8,5 \cdot 0,78)^{-1} = 26,3 \cdot 10^4 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Здесь величины r_1, r_2, r_3, r_4 и $\beta = 51^\circ, \gamma_p = 20^\circ$ определены по схеме «в» рис. 15.8.

20. Мощность затрачиваемая при повороте с порожним ковшом в забой (по (15.2) и с учетом диаграммы скорости на рис. 15.2).

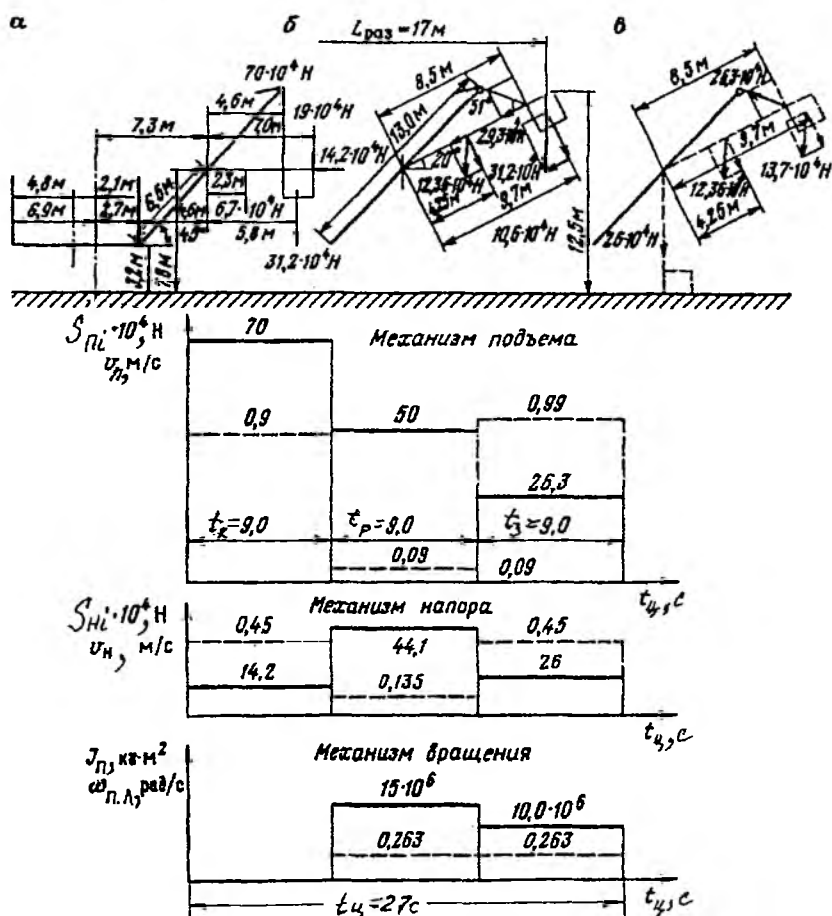


Рис. 15.8. Расчетные схемы расположения ковша и рукояти. Нагрузочные (сплошная линия) и скоростные (пунктир) диаграммы главных механизмов механической лопаты в период:

a — копания; *б* — поворота груженого ковша на разгрузку; *в* — поворота порожнего ковша на забой

$$N_{\text{пз}} = \{ (S_{\text{пз}} V_{\text{под.к}}) / \eta \} 10^{-3} = \{ 1,1 (26,3 \cdot 10^4 \cdot 0,9) / 0,85 \} \cdot 10^{-3} = 304 \text{ кВт.}$$

21. Средневзвешенная мощность двигателя механизма подъема по (15.1)

$$N_{\text{св}} = (N_{\text{пк}} t_k + N_{\text{пр}} t_p + N_{\text{пз}} t_3) / t_{\text{ц}} = (740 \cdot 9 + 53 \cdot 9 + 304 \cdot 9) / 27 = 366 \text{ кВт.}$$

При установке двух двигателей в подъемной лебедке мощность каждого из них определится, как

$$N_{\text{дв.л}} = 0,5 N_{\text{св}} = 0,5 \cdot 366 = 183 \text{ кВт.}$$

22. Усилие в напорном механизме при копании $S_{\text{нк}}$, (см. схему «а» рис. 15.8, подъемный канат вертикален $\beta = 90^\circ$, а рукоять горизонтальна $\gamma_p = 0$) по (15.7) получим

$$S_{\text{нк}} = P_{02} + S_{\text{пк}} \cos \beta \pm (G_{\text{к+п}} + G_p) \sin \gamma_p = P_{02}.$$

С учетом формулы (1.7), где $k_n = 0,5$, имеем

$$P_{02} = k_n P_{01} V_{н.к} = 0,5 \cdot 19 \cdot 10^4 = 9,5 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

23. Мощность затрачиваемая на напор при копании

$$N_{нк} = \{(S_{нк})/\eta\} \cdot 10^3 = \{(9,5 \cdot 10^4 \cdot 0,45)/0,8\} \cdot 10^3 = 53,4 \text{ кВт.}$$

24. Усилие в напорном механизме при повороте груженного ковша на разгрузку по (15.7)

$$S_{нр} = S_{пк} \cos \beta \pm (G_{к+п} + G_p) \sin \gamma_p = \{46,5 \cdot 0,63 + (31,16 + 12,36) 0,34\} \cdot 10^4 = 44,1 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Здесь величины r_1, r_2, r_3, r_4 и $P_{02} = 0, \beta = 51^\circ, \gamma_p = 20^\circ$ определены по схеме «б» рис. 15.8, а $G_p = 12,36 \cdot 10^4 \text{ Н}$ — сила тяжести рукояти, создающая момент сопротивления при повороте на разгрузку.

25. Мощность затрачиваемая на напор при повороте на разгрузку

$$N_{пр} = \{(S_{нр} V_{н.р})/\eta\} \cdot 10^3 = \{0,3 (44,1 \cdot 10^4 \cdot 0,45)/0,8\} \cdot 10^3 = 75 \text{ кВт.}$$

26. Усилие $S_{нз}$ напора при повороте порожнего ковша в забой по (15.3)

$$S_{нз} = G_{к+п} + G_p = (13,7 + 12,36) \cdot 10^4 = 26 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Здесь максимальное усилие в напорном механизме возникает при подъеме пустого ковша и рукояти из вертикального положения без участия подъемной лебедки как это показано пунктиром на схеме «в», рис. 15.8.

27. Мощность напорного механизма затрачиваемую при повороте экскаватора с порожним ковшом в забой определим по формуле

$$N_{нз} = \{(S_{нз} V_{н.з})/\eta\} \cdot 10^3 = \{(26 \cdot 10^4 \cdot 0,45)/0,8\} \cdot 10^3 = 143 \text{ кВт.}$$

28. Средневзвешенная мощность двигателя механизма напора по (15.1)

$$N_{св} = (N_{нк} t_k + N_{нр} t_p + N_{нз} t_z)/t_{\Sigma} = (53,4 \cdot 9 + 75 \cdot 9 + 143 \cdot 9)/27 = 90,5 \text{ кВт.}$$

29. Для вычисления моментов инерции вращающихся частей экскаватора по (10.8) с учетом коэффициентов K_i (по табл. П8 приложения) определяем:

$$\text{ширину платформы } L_{ш} = K_{пл} \sqrt[3]{352} = 0,9 \cdot 7,12 = 6,4 \text{ м;}$$

$$\text{радиус задней стенки } L_{з.с} = 0,97 \cdot 7,12 = 6,9 \text{ м;}$$

$$\text{радиус пяты стрелы } L_{п.с} = 0,38 \cdot 7,12 = 2,7 \text{ м;}$$

$$\text{длину платформы } L_{д} = 6,9 + 2,7 = 9,6 \text{ м.}$$

30. По (10.6) с учетом коэффициентов K_m по табл. П7 приложения определяем:

$$\text{массу стрелы с блоками } m_{ст} = 0,06 \cdot 352 = 21 \text{ т;}$$

$$\text{массу напорного механизма } m_n = 0,028 \cdot 362 = 10 \text{ т;}$$

$$\text{массу платформы с механизмами (по формуле (15.16)) } m_{пл} = 0,5 \cdot 352 = 176 \text{ т.}$$

31. Момент инерции поворотной платформы J_n относительно оси ее вращения по (15.15)

$$J_n = 0,333 m_{пл} \{(0,5 L_{д})^2 + (0,5 L_{ш})^2 + 3(0,5 L_{д} - L_{п.с})^2\} \cdot 10^3 = 0,333 \cdot 176 \cdot 10^3 \cdot \{4,8^2 + 3,2^2 + 3 \cdot 2,1^2\} = 2,7 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

32. Момент инерции стрелы с блоками $J_{ст}$ относительно оси вращения платформы по (15.17)

$$J_{ст} = 21 \cdot 10^3 \cdot (7,3)^2 = 1,1 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

33. Момент инерции ковша с породой $J_{к+п}$ и без породы J_k относительно оси вращения платформы по (15.18)

$$J_{к+п} = 31,71 \cdot 10^3 \cdot (17)^2 = 9,14 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_k = 14 \cdot 10^3 \cdot (17)^2 = 4,14 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

34. Момент инерции напорного механизма J_n относительно оси вращения платформы по (15.19)

$$J_n = m_n r_n^2 = 10 \cdot 10^3 \cdot (4,6 + 2,7)^2 = 0,53 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

35. Момент инерции рукоятки J_p относительно оси вращения платформы по (15.20)

$$J_p = 12,6 \cdot 10^3 \cdot (7,3 + 0,5 + 8,5)^2 = 1,6 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

36. Суммарные моменты инерции вращающихся частей экскаватора при повороте с груженым J_r и порожним J_n ковшом по (15.14)

$$\sum J_r = (J_n + J_{ст} + J_{к+п} + J_n + J_p) \cdot 10^6 = (2,7 + 1,1 + 9,14 + 0,53 + 1,6) \cdot 10^6 = 15 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$\sum J_n = (J_n + J_{ст} + J_k + J_n + J_p) \cdot 10^6 = (2,7 + 1,1 + 4,14 + 0,53 + 1,6) \cdot 10^6 = 10 \cdot 10^6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

37. Средневзвешенная мощность двигателей поворотного механизма при вращении платформы с груженым ковшом по (15.13)

$$N_{п.св} = 10^{-3} \cdot (\sum J_r + \sum J_n) \omega_{пл}^2 t_p^{-1} = 10^{-3} \cdot (15 + 10) \cdot 10^6 \cdot 0,263^2 \cdot 9^{-1} = 192 \text{ кВт}.$$

При двух двигателях в поворотном механизме мощность каждого двигателя составляет 96 кВт.

ПРИМЕР 15.2

Определить эксплуатационные параметры ковша драглайна вместимостью $E = 100 \text{ м}^3$ предназначенного для отработки вскрышного уступа с углом наклона борта $\alpha = 30^\circ$ к горизонту в тяжелых породах с плотностью $\gamma = 3 \text{ т/м}^3$ и коэффициентом сопротивления копания $K_F = 800 \text{ кПа}$, коэффициентом разрыхления $K_p = 1,3$, коэффициент трения ковша о породу $\mu_1 = 0,4$, а также определить: $S_{т \max}$ — максимальное тяговое усилие (кН); $S_{пд \max}$ — максимальное подъемное усилие (кН); m_k — массу ковша (т); r_k — высоту крепления тяговой цепи (м).

Решение:

1. Линейные размеры и массу ковша по формулам (10.3) и (10.4)

$$B_k = 1,15^3 \sqrt{E} = 1,15 \cdot 4,64 = 5,33 \text{ м}; L_k = 1,2 B_k = 1,2 \cdot 5,33 = 6,4 \text{ м};$$

$$H_k = 0,65 B_k = 0,65 \cdot 5,33 = 3,46 \text{ м};$$

$$m_k = K_1(K_2 + E) E^{2/3} = 0,046 \cdot (40,6 + 100) \cdot 100^{2/3} = 139,3 \text{ т}.$$

2. Масса породы в ковше по (10.5) и табл.П6 приложения

$$m_n = E \gamma / K_p = 100 \cdot 3 / 1,3 = 230 \text{ т.}$$

3. Вес ковша с породой:

$$G_{к+п} = g (m_k + m_n) = 9,81 (139,3 + 230) = 3630 \text{ кН.}$$

4. Касательная составляющая усилия сопротивления породы копанию P_{01} на режущей кромке ковша по (15.21) и табл. П6 приложения

$$P_{01} = E (1 + \lambda_0) K_F / K_{\text{пут}} L_k K_p = 100 (1 + 0,2) \cdot 800 / 4 \cdot 6,4 \cdot 1,3 = 2885 \text{ кН.}$$

5. Потребное тяговое усилие по (15.25)

$$S_T = P_{01} [1 + K_1 (\mu_1 + \operatorname{tg} \alpha)] = 2885 [1 + K_1 (0,4 + 0,577)],$$

где $K_1 = P_{02}/P_{01} = 0,3$ для новых и $0,8$ — для весьма изношенных зубьев;

$$\text{при } K_1 = 0,3, S_T = 3730 \text{ кН;}$$

$$\text{при } K_1 = 0,8, S_T = 5140 \text{ кН.}$$

6. Из рис. 15.3 определяем величину $r_k = a / \cos \alpha = 3,52 / 0,866 = 4,06 \text{ м.}$

7. Высота r_T крепления тяговой цепи на боковой щеке ковша при координатах расположения центра тяжести пустого ковша $a = 0,55 L_k = 3,52 \text{ м}$ и

$$r_0 = 0,5 H_k = 1,76 \text{ м,}$$

по (15.26) и рис. 15.3

$$r_T = (a + r_0 \operatorname{tg} \alpha) / (K_1^{-1} + \mu_1 + \operatorname{tg} \alpha) = (3,52 + 1,76 \cdot 0,577) / (K_1^{-1} + 0,4 + 0,577);$$

$$\text{при } K_1 = 0,3, r_T = 1,05 \text{ м;}$$

$$\text{при } K_1 = 0,8, r_T = 2,03 \text{ м.}$$

У стандартного ковша $r_k/r_T \approx 2$, откуда принимаем высоту расположения верхнего отверстия крепления тяговой цепи $r_{\text{тв}} = 2 \text{ м}$, а нижнего $r'_{\text{тн}} = 1,5 \text{ м}$.

8. Условие устойчивости ковша против опрокидывания на откосе $\alpha = 30^\circ$ при пустом ковше

$$S_T \leq g m_k r_k / r_{\text{тв}} \leq 9,81 \cdot 139,4 \cdot 4,06 / 2 \leq 2774 \text{ кН;}$$

$$S_T \leq g m_k r_k / r'_{\text{тн}} \leq 9,81 \cdot 139,4 \cdot 4,06 / 1,5 \leq 3700 \text{ кН.}$$

9. Максимальное значение P_{01} , которое можно развить на режущей кромке пустого ковша при внедрении его на откосе $\alpha = 30^\circ$:

$$P_{01} \leq g m_k (r_k / r_{\text{тв}} - \sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha) \leq 9,81 \cdot 139,4 \cdot (4,06 / 2 - 0,5 - 0,4 \cdot 0,866) \leq 9,81 \cdot 139,4 \cdot 1,15 \leq 1577,5 \text{ кН;}$$

$$P_{01} \leq g m_k (r_k / r'_{\text{тн}} - \sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha) \leq 9,81 \cdot 139,4 \cdot (4,06 / 1,5 - 0,5 - 0,4 \cdot 0,866) \leq 9,81 \cdot 139,4 \cdot 1,86 \leq 2544 \text{ кН.}$$

10. По формуле (15.27) определяем максимальное значение K_F , которое может преодолеть режущая кромка пустого ковша при внедрении его на откосе $\alpha = 30^\circ$ с верхним и нижним расположением тяговой цепи по высоте

$$K_F \leq [g m_k K_{\text{пут}} L_k K_p (r_k / r_{\text{тв}} - \sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha)] / E (1 + \lambda_0) = [9,81 \cdot 139,4 \times 4 \cdot 6,4 \cdot 1,3 \cdot 1,15] / 100 (1 + 0) = 523,4 \text{ кПа;}$$

$$K'_F \leq [g m_k K_{\text{пут}} L_k K_p (r_k / r_{\text{тн}} \sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha)] / E (1 + \lambda_0) = [9,81 \cdot 139,4 \cdot 46,4 \times \\ \times 1,3 \cdot 1,86] / 100(1 + 0) = 846,5 \text{ кПа.}$$

11. Максимальное значение силы тяги по (15.28)

$$S_{\text{т max}} = (1,25 + 1,43) S_{\text{т}} = (1,25 + 1,43) \cdot 5140 = 6425 + 7350 \text{ кН.}$$

12. Усилие в подъемном канате при отрыве груженого ковша от забоя (концевая нагрузка) по (15.29)

$$S_{\text{пл}} = 1,7 G_{\text{к+п}} = 1,7 \cdot 3630 = 6170 \text{ кН.}$$

13. Стопорное усилие в подъемном канате при отрыве груженого ковша от забоя (концевая нагрузка) по (15.30)

$$S_{\text{пл max}} = 1,43 S_{\text{пл}} = 1,43 \cdot 6170 = 8825 \text{ кН.}$$

ПРИМЕР 15.3

Определить производительность и эксплуатационные параметры многоковшового цепного экскаватора при отработке веером вскрышного уступа (средний радиус черпания $0,5 (R_1 + R_2) = r_{\text{ср}} = 30 \text{ м}$) высотой $H_y = 25 \text{ м}$ с углом наклона борта $\alpha = 60^\circ$ к горизонту во влажных породах с плотностью $\gamma = 2 \text{ т/м}^3$, с коэффициентом сопротивления копанию $K_F = 700 \text{ кПа}$, коэффициентом разрыхления $K_p = 1,25$. Мощность двигателя привода ковшовой цепи $N_{\text{д.ц}} = 800 \text{ кВт}$, вместимость ковша $E = 1000 \text{ л}$ (1 м^3), номинальная скорость цепи $v_{\text{ц}} = 1 \text{ м/с}$, скорость боковой подачи цепи $v_6 = 0\text{—}30 \text{ м/мин}$, КПД приводов соответственно ковшовой цепи и механизма подачи $\eta_{\text{к}} = 0,8$ и $\eta_{\text{п}} = 0,75$.

Решение:

1. По формуле (10.9) определим шаг цепи

$$t_{\text{ш}} = K_{\text{ц}} \sqrt[3]{E} = 0,056 \cdot 10 = 0,56 \text{ м.}$$

2. Размеры ковша по (10.11):

$$\text{длина } L_{\text{к}} = 0,56 t_{\text{ш}} = 0,56 \cdot 2,68 = 1,5 \text{ м;}$$

$$\text{ширина } B_{\text{к}} = 0,56 t_{\text{ш}} = 0,56 \cdot 2,15 = 1,2 \text{ м;}$$

$$\text{высота } H_{\text{к}} = 0,56 t_{\text{ш}} = 0,56 \cdot 1,5 = 0,85 \text{ м.}$$

3. Устанавливаем расстояние между ковшами равным 4-м шагам цепи

$$a = 4 t_{\text{ш}} = 4 \cdot 0,56 = 2,24 \text{ м.}$$

4. Максимально допустимая скорость движения цепи

$$v_{\text{ц max}} < 3,13 k \sqrt{t_{\text{ш}}} < 3,13 \cdot 0,7 \sqrt{0,56} < 1,64 \text{ м/с.}$$

5. Производительность в целике, которую данный экскаватор может теоретически обеспечить при реализации номинальных исходных данных по (10.10):

$$Q_{\text{т}} = 3600 N_{\text{д.ц}} \eta / (K_F + \gamma g H_y) = 3600 \cdot 800 \cdot 0,8 / (700 + 2 \cdot 9,81 \cdot 25) = 1935 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

6. Количество ссыпок ковшей в минуту при номинальной скорости движения цепи 1 м/с составляет:

$$n_z = 60 v_{\text{ц}} / a = 60 \cdot 1 / 2,24 = 26,7.$$

7. Расчетная производительность экскаватора при данной скорости цепи

$$Q_T = 60 E n_z / K_p = 60 \cdot 1 \cdot 26,7 / 1,25 = 1281 \text{ м}^3/\text{ч в целике}.$$

8. Путь наполнения ковша при его движении по уступу

$$L_y = H_y / \sin 60^\circ = 25 / 0,866 = 28,86 \text{ м}.$$

9. Одновременно в контакте с забоем на данном пути находятся

$$Z_k = L_y / a = 28,86 / 2,24 = (12,88) = 12 \text{ или } 13 \text{ ковшей}.$$

10. Для наполнения ковша вместимостью $E = 1 \text{ м}^3$ на 100 %, площадь стружки снимаемой при каждом черпании с учетом разрыхления породы должна быть равна

$$F = E / (L_y K_p) = 1 / (28,86 \cdot 1,25) = 0,028 \text{ м}^2.$$

С учетом рекомендаций о сохранении траектории отклонения ковша при подаче в боковом направлении от направления вектора v_p не более чем на $5-8^\circ$ и во избежание упирания в забой боковой стенки ковша имеющей скос 10° , имеем при 5° :

$$b = a \operatorname{tg} 5^\circ = 2,24 \cdot 0,0875 = 0,196 \text{ м}; t = F / b = 0,028 / 0,196 = 0,143 \text{ м};$$

$$v_b = 60 v_p b / a = 60 \cdot 1 \cdot 0,196 / 2,24 = 5,25 \text{ м/мин} = 0,0875 \text{ м/с}.$$

10. Усилие сопротивления черпанию на каждом ковше равно

$$P_{\text{ч}} = K_F F = 700 \cdot 0,028 = 19,6 \text{ кН}.$$

11. Суммарное сопротивление черпанию на цепи

$$\Sigma P_{\text{ч}} = Z_k P_{\text{ч}} = 12,88 \cdot 19,6 = 252,5 \text{ кН}.$$

12. Мощность привода ковшовой цепи расходуемая на черпание по (15.34)

$$N_{\text{ч}} = \Sigma P_{\text{ч}} v_p = 252,5 \cdot 1 = 252,5 \text{ кВт}.$$

13. Мощность привода ковшовой цепи расходуемая на подъем породы ковшами цепи к месту разгрузки по (15.35)

$$N_{\text{п}} = 0,5 \cdot 2,78 \cdot 10^{-4} Q_T H_y g \gamma = 0,5 \cdot 2,78 \cdot 10^{-4} \cdot 1281 \cdot 25 \cdot 9,81 \cdot 2 = 87,33 \text{ кВт}.$$

14. Полная мощность расходуемая приводом ковшовой цепи в данных эксплуатационных условиях по (15.36)

$$N_{\text{д.ц}} = (N_{\text{ч}} + 2 N_{\text{п}}) / \eta = (252,5 + 2 \cdot 87,33) / 0,8 = 534 \text{ кВт}.$$

В данных условиях эксплуатации можно повысить скорость движения цепи и боковой подачи, а также уменьшить расстояние между ковшами за счет чего и увеличить производительность экскаватора.

15. Мощность привода механизма боковой подачи

$$N_{\text{п.ц}} = (M_b + M_{\text{тр}}) \omega_0 / \eta = (M_b + M_{\text{тр}}) v_b / (r_{\text{ср}} \eta) = (3790,5 + 100,7) 0,0875 / (30 \cdot 0,75) = 15,1 \text{ кВт}.$$

16. Момент сопротивления от боковой составляющей усилия копания по (15.39)

$$M_b = 0,5 Z_k b_{\text{ср}} t_{\text{ср}} K_F r_{\text{ср}} = 0,5 \cdot 12,88 \cdot 0,196 \cdot 0,143 \cdot 700 \cdot 30 = 3790,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

17. Момент трения в опорно-поворотном устройстве по (15.40)

$$M_{\text{тр}} = 0,1GRf_k f_{\text{пр}} f_{\text{эк}} (2r_k)^{-1} = 0,1 \cdot 35600 \cdot 12 \cdot 0,1 \cdot 1,1 \cdot 1,2/2 \cdot 28 = 100,7 \text{ кН м},$$

где $G = 35600 \text{ кН}$ — суммарная сила веса от масс поворотной платформы и породы в ковшах; $R = 12 \text{ м}$ и $r_k = 28 \text{ см}$ — радиусы соответственно поворотного круга и катков; $f_k = 0,1$ — плечо трения качения катков; $f_{\text{пр}} = 1,1$ — коэффициент учитывающий проскальзывание цилиндрических катков по рельсам; $f_{\text{эк}} = 1,2$ — коэффициент учитывающий эксцентricность приложения нагрузки.

ПРИМЕР 15.4

Определить производительность и эксплуатационные параметры роторного экскаватора с невыдвижной стрелой с радиусом черпания от оси вращения поворотной платформы $r = 25 \text{ м}$ при отработке вскрышного уступа в вязких породах III категории с плотностью $\gamma = 2,5 \text{ т/м}^3$, коэффициентом сопротивления копанию $K_F = 600 \text{ кПа}$, коэффициентом разрыхления породы $K_p = 1,25$. Мощность двигателя привода ротора $N_{\text{д.р}} = 600 \text{ кВт}$, диаметр бескамерного ротора $D_0 = 6 \text{ м}$, вместимость ковша $E = 1000 \text{ л}$ (1 м^3), количество ковшей на колесе $Z = 15$, конструктивный угол разгрузки ковшей $\gamma_0 = 100^\circ$, скорость вращения ротора $n_p = 0+3 \text{ об/мин}$, скорость боковой подачи $v_b = 0+30 \text{ м/мин}$, КПД привода $\eta = 0,85$.

Решение:

1. Высота, длина и ширина ковша по (10.14):

$$H_k = \sqrt[3]{E/K_c} = \sqrt[3]{1/1,25} = 0,89 \text{ м};$$

$$L_k = B_k \geq 1,52 \geq 1,34 \text{ м}.$$

2. Максимальная производительность экскаватора по целику, которую он может обеспечить при заданном коэффициенте сопротивления копанию по (15.47)

$$Q_T = 3,82 \cdot 10^3 N_{\text{д.р}} \eta / (K_F + g\gamma R_p K_T) = 3,82 \cdot 10^3 \cdot 600 \cdot 0,85 / (600 + 9,81 \times \times 2,5 \cdot 3 \cdot 1,6) = 2714 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

3. Предельно допустимая частота вращения ротора при которой происходит гравитационная разгрузка ковшей колеса по (10.15)

$$n_{p \text{ max}} = 14,8 R_p^{0,5} = 14,8/1,73 = 8,55 \text{ об/мин}.$$

4. Определяем максимально допустимое число разгрузок n_z ковшей и число оборотов n_p роторного колеса в минуту исходя из способности ковша освободиться от породы в секторе $\gamma_0 = 100^\circ = 1,744 \text{ рад}$ при времени разгрузки ковша $T = 3 \text{ с}$ по формуле

$$n_z = 9,55 \gamma_0 Z/T = 9,55 \cdot 1,744 \cdot 13/3 = 72,2/\text{мин}^{-1}; n_p = n_z/Z = 5,55 \text{ об/мин}.$$

5. Расстояние между ковшами колеса по окружности

$$a = 2\pi R_p/Z = 2 \cdot 3,14 \cdot 3/13 = 1,45 \text{ м}.$$

6. Линейная скорость резания на режущей кромке колеса

$$v_p = 2\pi n_p R_p/60 = 2 \cdot 3,14 \cdot 5,55 \cdot 3/60 = 1,74 \text{ м/с}.$$

7. Выбираем высоту подступа равной $4/3R_p$, т.е. $H_c = 4 \text{ м}$.

8. Для сохранения постоянной производительности у экскаватора с невыдвижной стрелой необходимо увеличивать начальную ширину стружки b_0 (скорость подачи) по закону $b_i = b_0 / \cos \varphi_i$ по мере поворота стрелы в горизонтальной плоскости, так как начальная толщина стружки t_0 уменьшается по закону $t_i = t_0 / \cos \varphi_i$, по меньшей мере в пределах угла поворота стрелы $\varphi = 60^\circ$. Для сохранения оптимальности параметров стружки выбираем рациональное соотношение начальных параметров стружки $e = t_0 / b_0 = 2$.

Исходя из требования 100 %-го наполнения ковша объемом E (м³) при отработке подступа высотой H_c (м) и коэффициенте разрыхления $K_p = 1,25$, начальные толщина и ширина стружки на оси роторного колеса должны быть

$$t_0 = \sqrt{Ee / K_p H_c} = \sqrt{1 \cdot 2 / 1,25 \cdot 4} = 0,63 \text{ м}; \quad b_0 = 0,63 / 2 = 0,315 \text{ м}.$$

9. Начальная скорость поворота роторной стрелы $v_{\text{оз}}$ (м/с) необходимая для обеспечения заданной теоретической производительности Q_T (м³/ч) по (15.42):

$$v_{\text{оз}} = Q_T / 3600 t_0 H_c = 2714 / 3600 \cdot 0,63 \cdot 4 = 0,3 \text{ м/с} = 18 \text{ м/мин}.$$

10. Окружное усилие на роторе по (15.43)

$$\sum P_p = K_F Q_T / 400 R_p n_p = 600 \cdot 2714 / 400 \cdot 3 \cdot 5,55 = 244,5 \text{ кН}.$$

11. Суммарное боковое усилие на ковшах колеса при $e = 2$ и $v_{\text{оз}} / v_p = 0,3 / 1,74 = 0,172$ получим по формуле

$$\sum P_b / \sum P_p = 0,4; \text{ откуда } \sum P_b = 0,4 \cdot 244,5 = 94,8 \text{ кН}.$$

12. Мощность двигателей привода поворота стрелы ротора

$$N_{\text{д.п}} = 1,5 M_b \omega_3 / \eta = 1,5 P_b v_{\text{оз}} / \eta = 1,5 \cdot 94,8 \cdot 0,3 / 0,5 = 85,3 \text{ кВт}.$$

Статический расчет экскаваторов имеет целью определить: уравнишенность поворотной платформы, устойчивость экскаватора, усилия в роликах и захватывающих устройствах опорно-поворотного круга, опорные реакции и давления на основание (грунт).

16.1. УРАВНОВЕШЕННОСТЬ ПОВОРОТНОЙ ПЛАТФОРМЫ

Уравновесить поворотную платформу — значит устранить выход результирующей веса платформы с механизмами и рабочим оборудованием за пределы периметра опорного круга при повороте платформы (и отвальной консоли — для многоковшового экскаватора) с полной нагрузкой и без нагрузки на рабочем органе.

В процессе экскавации у одноковшовых экскаваторов с малой и средней вместимостью ковша при максимальном вылете рукояти допускаются отрывающие нагрузки в центральной цапфе или захватывающих роликах.

Удерживающий момент M_y (кН·м) образуется от равнодействующей G_1 (кН) весов всех вращающихся частей экскаватора (за исключением противовеса и рабочего оборудования) на плече относительно оси вращения платформы. В противоположном направлении на платформу экскаватора действует опрокидывающий момент M_o (кН·м) от веса рабочего оборудования с грузом, выдвинутым на максимальный вылет.

При определении оптимальных размеров рабочего оборудования, например драглайна, основной заданной величиной является вместимость ковша или длина стрелы. Если обе величины изменять нежелательно, то прибегают к изменению диаметра опорной базы (в известных пределах). Таким образом, расчет уравнишенности платформы сводится к задаче, в которой среди принятых и заданных величин имеются такие, которые могут быть изменены.

Платформа считается уравнишенной, если при любых возможных положениях поворотной части с ковшом (порожним или груженым) соблюдаются следующие необходимые условия:

- равнодействующая весов вращающихся частей с рабочим оборудованием не должна выходить за периметр многоугольника, образованного соединением точек касания опорных катков с поворотным кругом;
- перемещения равнодействующей вперед или назад по отношению к центральной цапфе желательно иметь одинаковыми по величине.

Уравновешивание поворотной платформы достигается соответствующим размещением всех механизмов на поворотной платформе и выбором массы противовеса.

Прямая лопата (рис. 16.1). Масса противовеса определяется для двух расчетных положений: *I* — ковш опущен на почву (веса ковша и рукояти не создают момента); *II* — груженный ковш выдвинут на $2/3$ вылета рукояти.

Первое положение соответствует возможности смещения равнодействующей назад и отвечает, например для рабочего оборудования лопаты, моменту начала копания при ковше, лежащем на земле (см. рис. 16.1, *a*, положение *I*). При этом подъемный канат ослаблен. Таким образом, веса рукояти G_p (кН) и ковша G_k (кН) исключаются из состава опрокидывающих сил. Масса противовеса $m_{пр1}$ (т) или его вес $G_{пр} = g m_{пр}$ (кН) могут быть определены из уравнения моментов относительно точки *A*. При условии, что равнодействующая V_A весов поворотной части экскаватора (с противовесом и рабочим оборудованием) проходит через точку *A* (крайнее допустимое положение равнодействующей внутри круга катания с радиусом R_0 получим

$$m_{пр1} = (M_0 - M_y)/(r_{пр} - R_0) g = [G_c(r_c + R_0) - G_1(r_1 - R_0)] / (r_{пр} - R_0) g, \quad (16.1)$$

где G_c и G_1 — веса стрелы и поворотной платформы с механизмами соответственно, кН; $r_{пр}$, r_c , r_1 — плечи действия сил (см. рис. 16.1, *a*).

Массы (веса) элементов экскаватора берутся по аналогии с массами (веса) элементов однотипных машин с той же вместимостью ковша или подсчитываются по эмпирическим зависимостям (см. гл. 10 и 18).

Второе положение соответствует возможности выхода равнодействующей вперед за точку *B* (см. рис. 16.1, *a*, положение *II*). При расчете экскаваторов средней мощности принимают, что груженный ковш выдвинут на $2/3$ длины рукояти, а для мощных экскаваторов — на полную ее длину.

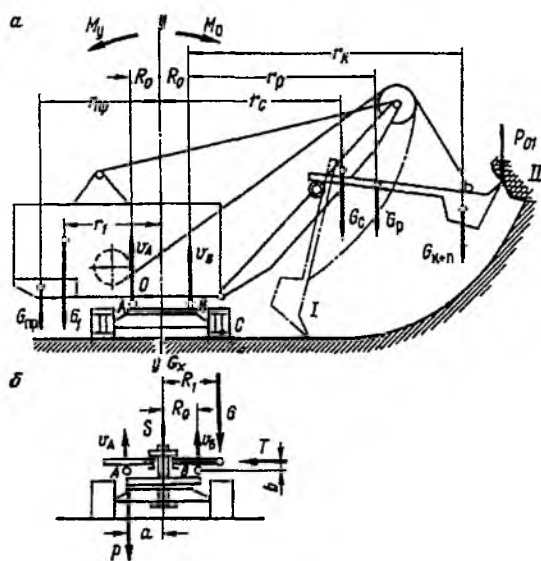


Рис. 16.1. Схемы к определению уравновешенности и устойчивости прямой лопаты: *a* — силы действующие на экскаватор; *б* — на поворотную платформу

Предположим, что равнодействующая V_B весов поворотной части экскаватора проходит через точку B . Тогда масса противовеса из уравнения моментов относительно точки B будет

$$m_{\text{пр}2} = [G_c (r_c - R_0) + G_p r_p + G_{\text{к+п}} r_{\text{к}} - G_1 (r_1 + R_0)] / (r_{\text{пр}} + R_0) g, \quad (16.2)$$

где r_p и $r_{\text{к}}$ — плечи действия сил (см. рис. 16.1, *a*).

При выборе массы противовеса экскаватора с одним видом рабочего оборудования достаточно получить $m_{\text{пр}1} = m_{\text{пр}2}$ и принять величину противовеса такой, чтобы $m_{\text{пр}2} < m_{\text{пр}} < m_{\text{пр}1}$.

Если масса противовеса для положения *II* получается больше, чем для положения *I*, то это указывает на чрезмерное смещение механизмов на платформе вперед, на слишком длинное и тяжелое рабочее оборудование или на то, что выбранный диаметр поворотного круга мал.

Если $m_{\text{пр}2} < 0 < m_{\text{пр}1}$, то это свидетельствует об излишне легком или коротком рабочем оборудовании. То же самое может быть и при чрезмерно сдвинутых назад механизмах.

Драглайн. Масса противовеса для драглайна, как и для лопаты, определяется для двух расчетных положений: *I* — ковш опущен на землю, стрела поднята на максимальный угол $\gamma_{\max} = 45 \div 50^\circ$, *II* — ковш с породой поднят к голове стрелы, стрела опущена на минимальный угол $\gamma_{\min} = 25 \div 30^\circ$.

Последовательность расчета уравновешенности платформы драглайна такая же, как и для прямой лопаты.

Роторный экскаватор. Для экскаватора с выдвижной стрелой масса противовеса и условия уравновешенности платформы определяются для ряда последовательных положений стрелы: от максимально выдвинутой (если она выдвижная) до максимально вдвинутой и от поднятой на максимальную высоту до опущенной на максимальную глубину.

Подвижный противовес (если имеется) соответственно отодвинут на наибольшее расстояние от оси поворота экскаватора или таким же образом придвинут к ней. Для всех случаев определяется величина смещения равнодействующей сил веса поворотной части (без учета весов стрелы, ротора и противовеса) от оси вращения поворотной платформы.

Равновесие поворотной платформы находится из уравнения моментов относительно оси поворотной платформы экскаватора. Плечи действия сил устанавливаются по чертежу. Кроме весов учитываются также силы сопротивления на рабочем органе при копании. В зависимости от положения ковша на роторе определяются вертикальная и горизонтальная составляющие сил сопротивления копанью.

Масса противовеса и величины его перемещения определяются методом последовательных приближений с учетом массы породы на роторной стреле; при этом величина смещения e равнодействующей веса от оси вращения поворотной платформы находится с учетом массы поворотной части с надстройкой $m_{п.ч}$ (т) по формуле

$$e = M_o / (g m_{п.ч}) = 0,25 D_o ,$$

где D_o — средний диаметр поворотного круга, м.

Смещение равнодействующей весов при втянутой стреле рассчитывается аналогичным образом, но с учетом того, что плечи действия некоторых сил будут иными. При этом следует принимать во внимание массу породы m_n (т), находящуюся на конвейере консоли противовеса длиной L (м) и определяемую по формуле

$$m_{\pi} = Q_{\pi} L_{\gamma} / (3600 \nu K_p),$$

где Q_{π} — максимальная теоретическая производительность экскаватора по целику, м³/ч; ν — плотность породы в целике, т/м³; ν — скорость ленты конвейера, м/с; K_p — коэффициент разрыхления породы.

Для экскаватора с выдвижной стрелой расчет проводят аналогичным образом.

Цепной экскаватор. Уравновешенность его платформы рассчитывается в той же последовательности, как и для роторного экскаватора. При этом следует иметь в виду, что у цепного экскаватора силы сопротивления копания значительно меньше влияют на уравновешенность платформы. Иногда у цепных экскаваторов ход подвижного противовеса делают большим, чем ход ковшовой рамы, что позволяет уменьшить массу противовеса. Если ковшова-я рама не перемещается по горизонтали, а только поворачивается и экскаватор должен работать с верхним или нижним черпанием, то подвижной противовес при подъеме ковшовой рамы из нижнего до горизонтального положения отодвигается от оси экскаватора, а при дальнейшем подъеме (для верхнего черпания) — приближается. Это достигается переключением передач в лебедке противовеса.

16.2. УСТОЙЧИВОСТЬ ЭКСКАВАТОРА

Коэффициент устойчивости экскаватора определяется отношением суммарного момента удерживающих сил M_y к суммарному моменту опрокидывающих сил M_o , взятых относительно оси, проходящей по краю опорных катков гусеничного или базы шагающего ходового устройства. Значение коэффициента должно быть больше единицы, т. е. должно соблюдаться условие

$$\Psi = \sum M_y / \sum M_o > 1. \quad (16.3)$$

Проверка экскаватора на устойчивость осуществляется для трех состояний: рабочего, нерабочего и транспортного. При этом учитывается ветровая нагрузка P_v (кН), увеличивающая возможность опрокидывания экскаватора:

$$P_v = K_o F_B p_v,$$

где K_0 — коэффициент сплошности, равный 0,4—0,6 для решетчатых ферм и 0,6—0,8 для механизмов; F_b — площадь очертания экскаватора в плоскости, перпендикулярной к направлению опрокидывания, m^2 ; p_v — скоростной напор ветра. Для нерабочего и транспортного положений машины $p_v = 1 \div 2$ кПа, для рабочего положения $p_v = 0,25 \div 0,4$ кПа.

Прямая лопата. Расчет устойчивости производится исходя из условия, что экскаватор должен иметь возможность реализовать максимальные усилия на ковше при работе поперек гусениц. Опрокидывающий M_0 и удерживающий M_y моменты рассчитываются по отношению к оси, проходящей по краю опорных катков (точка C , см. рис. 16.1, а).

Расчет ведется для четырех основных случаев: отрыв тяжелого препятствия; наиболее неблагоприятный случай нормальной работы; движение на наибольший преодолеваемый подъем и спуск по наибольшему уклону.

В первом случае принимается средний вылет рукояти ковша, при котором подъемный канат имеет вертикальное направление, а зубья ковша находятся на уровне оси напорного вала; экскаватор стоит на горизонтальной площадке; ковш пустой. Усилие в подъемном канате максимальное [см. формулу (15.8)].

Из уравнения моментов относительно оси напорного вала определяется максимальное усилие $P_{01 \max}$ на зубьях ковша. При этом момент на валу двигателя подъема близок к стопорному. Так как вся мощность затрачивается на подъем ковша, напорное усилие в расчет не вводится. Опрокидывающий момент представляет собой сумму произведений касательного усилия $P_{01 \max}$, весов ковша, рукояти и стрелы на соответствующие плечи сил. Действие напорного усилия «на себя» учитывается только при расчете экскаваторов большой мощности. В этом случае усилие напора соответствует стопорному моменту на валу двигателя напора. Удерживающий момент создается весами всех частей экскаватора, находящихся слева от точки C . Опрокидывание одноковшового экскаватора в забое практически исключено, так как, отключив подъемный двигатель, можно сразу восстановить устойчивое положение машин.

Во втором случае — наиболее неблагоприятном при нормальной работе экскаватора — рассматривается груженный ковш на полном вылете, усилие на зубьях ковша определяется по рабо-

чему значению усилия подъема с учетом угла наклона каната к рукояти. Усилие напора, действующее «на себя», принимается равным половине рабочего усилия напора. Подъемное и напорное усилия рассчитываются при номинальных величинах скоростей подъема и напора.

Для экскаваторов большой мощности в расчет вводится полное напорное усилие. Следует иметь в виду, что для восьмигусеничных экскаваторов плечи сил берутся относительно оси плунжеров гидравлических цилиндров нижней рамы.

Рекомендуемый запас устойчивости для двух рассмотренных случаев $1,1 > \Psi > 1,05$. Большее значение Ψ указывает на излишнюю массу экскаватора для данных значений усилия подъема и радиуса действия.

При передвижениях с точки зрения устойчивости опасны преодоление наибольшего подъема и спуск по наибольшему уклону. В том и другом случае учитывается скоростной напор ветра ($0,25$ кПа), действующего в направлении, уменьшающем устойчивость экскаватора. Запас устойчивости Ψ принимается не менее $1,2$.

Для движения на подъем с углом $\alpha_{\max}$ (рис. 16.2, а) стрела устанавливается (если это возможно) под минимальным рабочим углом к поверхности перемещения, рукоять имеет максимальный вылет с порожним ковшом у земли. При спуске под углом $\alpha_{\max}$ (рис. 16.2, б) стрела находится под максимальным углом к рабочей площадке, рукоять висит вертикально. Принимается, что линия опрокидывания проходит по краю опорной поверхности гусениц в точках А и В. Следует иметь в виду, что из-за проседания гусениц, особенно при движении под уклон, действительный наклон пути может оказаться значительно больше расчетного. Поэтому предварительно определяют максимальное давление $p_{\max}$ экскаватора на грунт, которое не должно превосходить допускаемого для данной почвы. В противном случае экскаватор должен передвигаться по настилу.

Драглайн. Устойчивость драглайна определяется при следующих условиях (рис. 16.3): экскаватор стоит на площадке с наклоном $10\text{—}12^\circ$; стрела находится под максимальным рабочим углом $\gamma_{\max} = 25\text{--}30^\circ$, груженный ковш — на полном вылете. Опрокидывающий момент рассчитывается с учетом центробежных сил, появляющихся при вращении поворотной платформы с угловой скоростью $w_{\max}$. Момент берется относительно линии, проходящей по краю опорной базы (точка А). Величина опрокидывающего момента $M_{оА}$ (кН · м) определяется по формуле

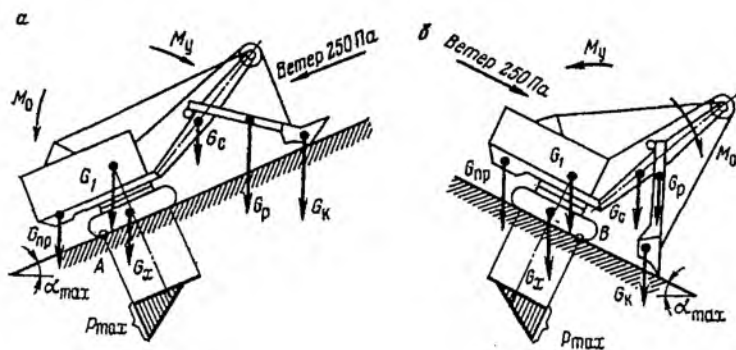


Рис. 16.2. Схема к определению устойчивости прямой лопасти:
а — при подъеме; б — при спуске

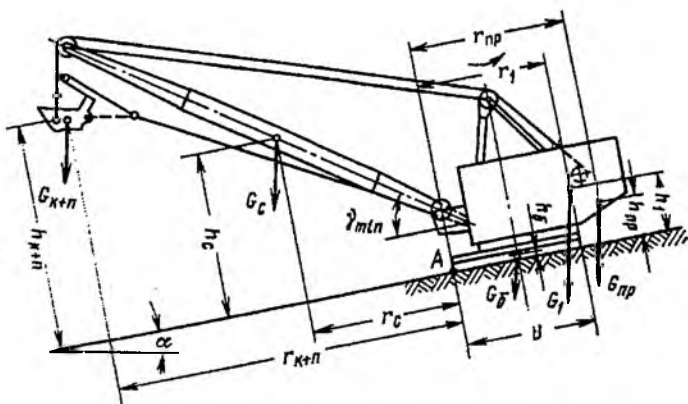


Рис. 16.3. Схема к определению устойчивости драглайна

$$M_{oA} = [G_c(r_c + h_c \operatorname{tg} \alpha) + G_{k+n}(r_{k+n} + h_{k+n} \operatorname{tg} \alpha)] \cos \alpha + \\ + w_{\max} [G_c(r_c + 0,5B) h_c + G_{k+n}(r_{k+n} + 0,5B) h_{k+n}] / g,$$

где G_c и G_{k+n} — вес стрелы и ковша с породой соответственно, кН; r_c , r_{k+n} , h_c и h_{k+n} — плечи сил (см. рис. 16.3), м; B — ширина базы, м.

Удерживающий момент M_{yA} определяется как сумма моментов весов всех узлов экскаватора (G_1 , G_b , G_{np}), кроме рабочего оборудования, также относительно точки A ; h_1 , h_b , h_{np} — высоты центров тяжести узлов экскаватора. Необходимый запас устойчивости $1,15 > \Psi > 1,1$.

Для экскаваторов большой мощности допускается угол $\alpha \leq 7^\circ$, а запас устойчивости увеличивается до 1,17—1,2.

При указанном выше коэффициенте устойчивости давление в точке A не должно превышать $0,25$ МПа. Если фактический запас устойчивости получается большим, то это указывает на возможность увеличения длины стрелы или массы ковша при оснащении экскаватора более мощным рабочим оборудованием.

Роторный экскаватор. Устойчивость роторного экскаватора проверяется для наиболее неблагоприятного расположения действующих на него сил. Расчет ведется для случая, когда ротор опущен на землю (аварийный случай), а на конвейере консоли противовеса находится порода. Смещение равнодействующих сил, действующих на поворотную платформу, определяется при выдвинутой (противовес отодвинут назад) и при втянутой стреле (противовес придвинут к оси экскаватора) с учетом давления нижнего конца стрелы ротора на консоль противовеса и момента от ветровой нагрузки, рассчитываемого для скоростного напора ($P_v = 0,25$ МПа).

Опрокидывающий и удерживающий моменты определяются по отношению к линии, проходящей через центры сферических опор гусеничного хода. Расчет ведется по наибольшему смещению равнодействующей (см. выше — уравнивание платформы). Масса отвальной консоли принимается с учетом веса породы, находящейся на ее конвейере. Удерживающий момент определяется весами нижней рамы и ходового устройства.

Цепной экскаватор. Его устойчивость проверяется также и для аварийного случая, когда ковшовая рама положена на уступ, а противовес смещен в крайнее заднее положение.

16.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В РОЛИКАХ И ЗАХВАТЫВАЮЩИХ УСТРОЙСТВАХ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО КРУГА

На поворотную платформу экскаватора во время работы действуют опрокидывающие и удерживающие моменты, которые можно привести к следующим силам (см. рис. 16.1, б): G — вертикально действующей на передние части платформы и опорно-поворотного круга; S — отрывающей платформу от нижней рамы; T — сдвигающей платформу относительно нижней рамы и действующей на расстоянии b от поворотной платформы.

Для предотвращения опрокидывания платформы и использования в качестве добавочного противовеса ходовых тележек экскаватора (в случае, когда величина опрокидывающего момента от

внешней силы превышает величину удерживающих моментов от весов платформы и расположенных на ней конструкций) платформы снабжаются захватывающим устройством. Таким устройством служит либо гайка на верхнем конце центральной цапфы (см. рис. 11.16, а), либо подхватывающие ролики (см. рис. 11.16, б, в).

Опорное устройство со свободными роликами (рис. 16.4, а). В этой конструкции поворотная платформа опирается на подпятник из роликов (катков), равномерно распределенных по опорному кругу и заключенных в обойму, играющую роль сепаратора (число роликов n может быть 100 и более).

Определение усилий при нахождении равнодействующей сил в пределах ядра сечения ($e = 0,25D_0$) (рис. 16.4, б, в).

При малых значениях эксцентриситета e сжимающим усилиям подвержены все ролики круга. Закон распределения этих усилий по окружности определяется трапецией, наибольшая сторона которой равна величине усилия, испытываемого крайним роликом, находящимся в плоскости действия сил со стороны приложения нагрузки.

Величина усилия V_i (кН), которое действует на ролик, расположенный под произвольным углом β_i к плоскости действия сил (координата y), определяется из выражений

$$V_i = G/n + GeyF/In = G [1 + 8 e D_0 \cos \beta_i / (D_1^2 + D_2^2)] / n,$$

$$F = \pi (D_1^2 + D_2^2) / 4; \quad I = \pi (D_1^4 + D_2^4) / 64,$$

где F, I — соответственно площадь (m^2) и момент инерции (m^4) круга катания с параметрами D_0, D_1, D_2 (см. рис. 16.4, а).

Максимальное и минимальное усилия на ролике будут соответственно при $\beta = 0$ и 180° :

$$V_{B \max} = G [1 + 8 e D_0 / (D_1^2 + D_2^2)] / n;$$

$$V_{B \min} = G [1 - 8 e D_0 / (D_1^2 + D_2^2)] / n.$$

Приравняв к нулю последнее выражение, находим максимальное допустимое значение эксцентриситета e приложения нагрузки, при котором для передачи давления опорному кругу используются все ролики:

$$e = [(D_1^2 + D_2^2)] / 8 D_0.$$

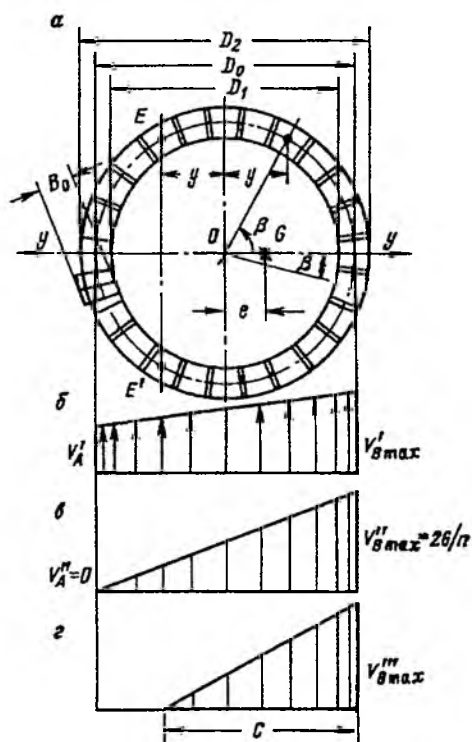


Рис. 16.4. Схема к определению усилий на роликах опорно-поворотного круга

Для узких кругов катания, когда можно принять $D_1 \approx D_2 \approx D_0$, $e = 0,25 D_0$. Эта величина и определяет радиус ядра сечения опорного круга.

Определение максимального усилия при выходе равнодействующей за пределы ядра сечения (но равнодействующая остается в пределах опорного круга). При этом величина нагрузки на передний ролик $V''_{\max}$ зависит от расстояния C (рис. 16.4, г).

Для различных величин отношений заданного эксцентриситета e к радиусу R_0 опорного круга и значений D_1/D_2 по табл. 16.1 находим величину отношения C/R_0 , определяющего положение нулевой линии EE' , и величину отношения $V''_{\max}/V_{\text{всп}}$. Далее по заданному числу роликов находим среднюю нагрузку на ролики $V_{\text{всп}} = g m/n$.

По полученным из табл. 16.1 величинам отношений определяем значения C и $V''_{\max}$.

Усилие отрывающее S в центральной цапфе или удерживающее P в подхватывающих роликах при отклонении результирующей G всех сил, действующих на поворотную платформу на расстоянии R_1 от оси вращения платформы (см. рис. 16.1, б), определяем из выражений

$$S = G (R_1 - R_0)/R_0 \text{ или } P = G (R_1 - R_0)/(R_0 + a) n_n,$$

где R_0 — радиус опорно-поворотного круга, м; n_n — число подхватывающих роликов (обычно $n_n = 2+4$); a — расстояние от проекции точки оси подхватывающего ролика до оси вращения платформы.

Таблица 16.1

e/R_o	D_1/D_2							
	0,7		0,8		0,9		1,0	
	$V_{B\max}^*/V_{\text{вср}}$	C/R_o	$V_{B\max}^*/V_{\text{вср}}$	C/R_o	$V_{B\max}^*/V_{\text{вср}}$	C/R_o	$V_{B\max}^*/V_{\text{вср}}$	C/R_o
0,65	3,30	1,13	2,92	1,25	2,64	1,40	2,42	1,54
0,7	3,86	0,93	3,33	1,05	2,95	1,20	2,64	1,35
0,75	4,81	0,72	3,93	0,85	3,33	0,99	2,89	1,15
0,8	6,53	0,52	4,93	0,61	3,96	0,77	3,27	0,94
0,9	19,86	0,24	14,6	0,24	7,13	0,32	4,71	0,49
0,95	50,20	0,12	34,6	0,12	19,80	0,12	6,72	0,25

Минимальный диаметр роликов d_k (см) ОПУ находится в зависимости от величины результирующей G (кН) сил весов всех транспортируемых (на поворотной платформе) масс и рабочих усилий по соотношениям: диаметр $d_k = 1,5\sqrt[3]{G}$, см; шаг $t_k = (1,2 \div 1,5) d_k$, см; длина $B_o = 0,5 \div 0,6 d_k$, см.

Диаметр шарика $d_{ш}$ (см) в шариковом опорном круге может быть ориентировочно определен в зависимости от массы поворотной платформы с грузом $m_{п}$ (т):

$$d_{ш} = A\sqrt[3]{m_{п}},$$

где $A = 2$ для однорядного шарикового круга и $A = 1,2$ для двухрядного.

16.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПОРНЫХ РЕАКЦИЙ И ДАВЛЕНИЯ НА ГРУНТ

16.4.1. ГУСЕНИЧНОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Среднее давление на грунт $p_{ср}$ (МПа) вычисляется в предположении, что гусеницы всей поверхностью F (м²) равномерно передают давление на основание и что равнодействующая сил веса G_3 (МН) экскаватора массой m_3 (т) проходит через центр тяжести проекции опорной поверхности гусениц:

$$p_{ср} = G_3/F = 10^{-2} g m_3/(n_r bL) = 10^{-2} g m_3/(n_r C_b L^2), \quad (16.4)$$

где n_r — общее число гусениц; C_b — отношение ширины b ленты гусениц к ее длине L между осями ведущей и направляющей звездочек. Для одно- и двухгусеничных ходовых частей $C_b = b/L = 0,2 \div 0,32$; для четырехгусеничных $C_b = 0,12 \div 0,2$.

Для многоковшовых экскаваторов отношение общей ширины гусеничной тележки B к длине гусеницы L для двух- и четырехгусеничных тележек принято считать равным $C_b = B/L = 0,75 \div 1,0$. Шаг t гусениц стандартизован рядом $R = 20$ и принимается равным 400; 450; 500; 630; 800 и 1000 мм, причем для двухгусеничных тележек $C_1 = t/b = 0,25 \div 0,35$, для четырехгусеничных — $C_1 = 0,35 \div 0,5$.

Значение p_{cp} , определяемое по выражению (16.4), является условным, так как в действительности равнодействующая G_s всегда смещена от центра опорной поверхности на некоторую величину и давление под гусеницами неодинаково. Если равнодействующая смещается поперек гусениц на величину A (рис. 16.5, а), то нагрузка на гусеницы будет $S = G_s (0,5 \pm A/B)$. Предельное значение $A = 0,5B$ теоретически дает увеличение нагрузки на одну гусеницу в два раза (до значения G_s) и снижение на другую до нуля. Соответственно изменяется и давление под гусеницами.

Двухгусеничное ходовое устройство с жесткой подвеской опорных катков (рис. 16.5, б). Смещение равнодействующей S вдоль гусениц на величину e можно рассматривать как действие силы S в центре и момента Se . От силы S , действующей в центре гусеницы, получим равномерно распределенное давление $p_1 = S/bL$, от момента же давление будет переменным:

$$p_2 = 6Se/bL^2.$$

Фактическая эпюра давлений под гусеницей определится сложением двух эпюр p_1 и p_2 , при этом с одного края гусеницы будет максимальное давление, а с другого — минимальное, т. е.

$$p_{\max/\min} = S (1 \pm 6 e/L)/bL. \quad (16.5)$$

В частных случаях: при $e = 0$ диаграмма давлений имеет вид прямоугольника, в котором $p_1 = p_{\min} = p_{\max} = p_{cp} = S/bL$; при $0 < e < L/6$ диаграмма имеет вид трапеции; при $e = L/6$ диаграмма имеет вид треугольника, при этом $p_{\min} = 0$, а $p'' = 2 p_{cp}$.

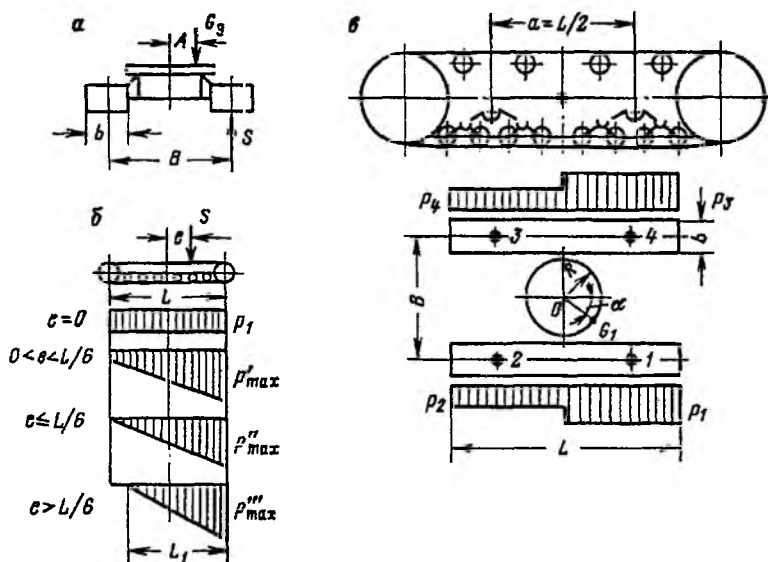


Рис. 16.5. Схемы к расчету давления гусениц на опорную поверхность

Формула (16.5) применима до тех пор, пока $p_{\min} = 0$, т. е. пока равнодействующая сила S находится в пределах ядра сечения ($e < L/6$), так как на поверхности соприкосновения гусеницы с породой присутствуют только сжимающие напряжения и отсутствуют растягивающие.

В том случае, если $e > L/6$, давление распределяется также по закону треугольника, но гусеница не на всей длине передает нагрузку на породу. Предположив, что центр тяжести треугольной эпюры давления должен быть на одной линии с силой S , получим длину работающей части гусеницы $L(1,5L - 3e)$. Тогда максимальное давление под гусеницей

$$p_{\max}''' = 2 S/b L_1 = 4 S/3 b(L - 2e).$$

При $e = 0,5L$ давление под гусеницей становится равным бесконечности (теоретически). Чтобы не допускать чрезмерного увеличения $p_{\max}'''$ (не более $8 p_{\text{ср}}$), длина гусениц, главным образом на двухгусеничных экскаваторах, всегда принимается больше ширины гусеничного хода.

Двухгусеничное ходовое устройство с балансирной подвеской опорных катков (рис. 16.5, в). Машина опирается на n больших балансиров (в данном примере четыре).

Давление на грунт определяется на участке балансиров 1—4 по формуле

$$p_i = G_1 [1 \pm (2 R \sin \alpha)/B \pm (2 R \sin \alpha)/a]/4 L b,$$

где G_1 — вертикальная составляющая равнодействующей внешних сил; R — радиус опорно-поворотного круга; B — расстояние между продольными осями гусениц; α — угол между направлением выбега равнодействующей и продольной осью машины; a — расстояние между осями больших балансиров.

При изменении угла α максимальное давление (на участке балансира 1) будет иметь место, когда $\operatorname{tg} \alpha / 2 = a/b$, т. е

$$p_{\max} = G_1 [aB + 2R\sqrt{a^2 + B^2}]/4aBLb.$$

У трех- и четырехопорных гусеничных ходовых устройств смещения нагрузки на отдельных гусеничных тележках не происходит, так как она приложена через шаровую опору всегда в середине. Поэтому эпюра давлений под гусеницами имеет вид прямоугольника. Однако нагрузка на отдельные опоры, а следовательно, и давление под соответствующими гусеницами будет различным из-за смещения равнодействующей от центра тяжести нижней рамы экскаватора.

Трехопорная система (рис. 16.6, а). Положение равнодействующей G_1 (МН) всех сил (весов поворотной платформы и рабочего оборудования и рабочих нагрузок), действующих на нижнюю раму, определяется величиной ее смещения r ($r_{\max} = R$) и углом $\varphi = \varphi_A$, отсчитываемым от перпендикуляра, опущенного из центра вращения O на противоположающую сторону. Усилия, действующие в точках A , B и C , определяются по формуле

$$S_i = G_x / 3 + G_1 (L_1 - R \cos \varphi_i) / h_i,$$

где G_x — вес ходовых тележек и нижней рамы, МН; h_i — перпендикуляр, опущенный из вершины треугольника на противоположающую сторону; L_1 — перпендикуляр, опущенный из точки O на сторону треугольника, противоположную углу; φ_i — угол, отсчитываемый соответственно от h_A , h_B и h_C по линии, соединяющей точку O и точку приложения равнодействующей G_1 ; i — индекс соответствующей опоры (A , B и C).

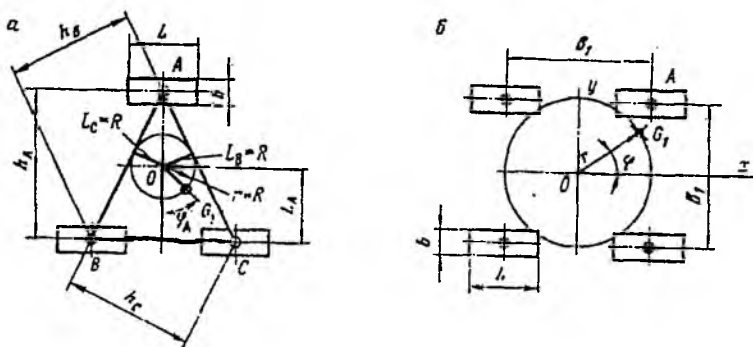


Рис. 16.6. Схемы к расчету давления на грунт трех- и четырехопорных гусеничных систем

Давление на грунт принимается максимальным при $\varphi_i = 180^\circ$, т. е. при расположении равнодействующей G_1 в точке, максимально приближенной к соответствующей опоре. При этом

$$p_{\max} = S_{\max}/bL = [G_x/3 + G_1(L_1 + R)/h_i]/b.$$

Для трехопорной рамы $p_{\max}/p_{\text{ср}} = 2,5 \div 3,0$.

Четырехопорная система (рис. 16.6, б). Положение равнодействующей G_1 (МН) всех сил, действующих на нижнюю раму, определяется величиной смещения r и углом φ по отношению к оси x . При этом наибольшее давление (с учетом веса ходовых тележек и нижней рамы G_x) будет под опорой A :

$$p = G_1 r (\sin \varphi + \cos \varphi)/2 B_1 F + G_x/4F, \quad (16.6)$$

где B_1 — расстояние между осями гидродомкратов хода; F — площадь гусениц под опорой.

Максимальное значение p в выражении (16.6) достигается при $\varphi = 45^\circ$ и предельном смещении равнодействующей G_1 , равном $r = 0,5B_1$ (при $r > 0,5B_1$ экскаватор теряет устойчивость). Подставив значения этих величин в формулу (16.6), получим

$$p_{\max} = (1,41 G_1 + G_x)/4F.$$

Учитывая, что вес гусеничного хода составляет до 50 % веса экскаватора, считаем $G_x \approx G_1$ и $p_{\max} = 2,41 G_1/4F$. Из последнего выражения следует, что максимальное давление на грунт у четырехопорного гусеничного ходового оборудования превосходит сред-

нее не более чем на 40—50 %. Однако эти выводы справедливы только для случая, когда равнодействующая не выходит из ядра сечения. В случае ее больших смещений нагрузка будет передаваться только на три опоры.

Одно из основных преимуществ трех- и четырехгусеничных систем по сравнению с двухгусеничными состоит в том, что они позволяют в 2—2,5 раза повышать среднее давление на основание и, следовательно, во столько же раз уменьшать опорную площадь гусениц при той же величине давлений.

16.4.2. ШАГАЮЩЕЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Давление на грунт шагающего экскаватора различно при его работе и передвижении. Во время работы экскаватор стоит на базе диаметром D (м) и среднее давление от веса узлов экскаватора (рис. 16.7) составляет

$$p_{\text{ср}} = 4 G_3 / (\pi D^2),$$

где G_3 — равнодействующая весов узлов экскаваторов, приложенная в центре базы, МН.

Во время движения 0,85 массы экскаватора передается на ходовые башмаки, а 0,15 — на край базы, волочащейся по земле.

Среднее давление под башмаками:

$$p_{\text{б.ср}} = K G_3 / (2bL) = (0,4 \div 0,425) G_3 / bL,$$

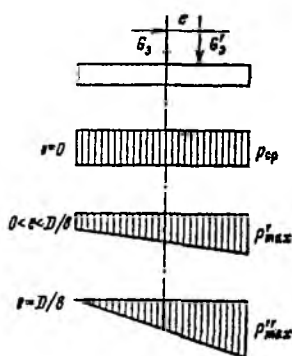


Рис. 16.7. Схема к расчету давления на грунт под башмаками и базой шагающего экскаватора

где K — коэффициент, показывающий, какая часть веса экскаватора передается на башмаки; $K = 0,8 \div 0,85$; b и L — соответственно ширина и длина ходового башмака, м.

Во время работы экскаватора приходящаяся на базу нагрузка смещается от центра (за счет изменения концевой нагрузки на стреле), а давление на грунт под базой распределяется неравномерно. В общем виде оно определяется так же, как и для гусеничного ходового оборудования:

$$p_{\text{max/min}} = 4 G'_3 (D \pm 8 e) / \pi D^3,$$

где G'_3 — сумма весов экскаватора и ковша с породой, МН; e — величина смещения равнодействующей G'_3 от центра базы, м.

В частных случаях имеем: $e = 0$, диаграмма давлений — прямоугольник, при этом $p_{cp} = p_{min} = p_{max} = 4G'_3/\pi D^2$; $0 < e < D/8$ — нагрузка в пределах ядра сечения $r_{я.с}$ (для круглой базы $r_{я.с} = e = D/8$); диаграмма давлений — трапеция, при этом $p_{max} = 4G'_3(D + 8e)/\pi D^3$, $e = D/8$ — диаграмма давлений — косой цилиндр, при этом $p_{min} = 0$; $p_{max}^* = 2p_{cp}$.

Дальнейшее смещение равнодействующей G'_3 за пределы ядра сечения ($e = D/8$) должно вызвать еще большее увеличение p_{max} . Так как в практике эксплуатации мощных драглайнов такой случай недопустим, то он в расчетах не рассматривается. Наибольшее давление p_{max}^* возникает у драглайна на кромке базы при выносе груженого ковша к голове стрелы. Оно допускается в пределах 0,15—0,25 МПа. Наибольшее смещение равнодействующей нагрузки определяется отношением максимального давления к среднему. Для мощных драглайнов оно допускается в пределах 2—3,6.

У шагающих ходовых механизмов с полным отрывом базы (ЭШ 100.100) нагрузка во время шагания перемещается вдоль башмака. Поэтому давление под ним распределяется по закону трапеции и рассчитывается так же, как и для гусеницы при внецентренном приложении нагрузки. Нагрузка на ходовые башмаки действует кратковременно и снимается прежде, чем наступает полная деформация породы под ними. В связи с этим средние давления под башмаками допускаются большей величины, чем под базой, а их площадь составляет 60—75 % площади опорной базы.

16.4.3. ШАГАЮЩЕ-РЕЛЬСОВОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование характеризуется четырехточечным опиранием машины на лыжи. Обеспечение статической определенности при такой схеме опирания достигается выравниванием давлений в одной паре смежных гидродомкратов путем соединения их одноименных полостей (см. гидравлический балансир на рис. 12.6).

Нагрузки от гидродомкратов передаются на лыжи через ходовые тележки. Пара шарнирно-сочлененных лыж представляет собой шарнирную двухпролетную балку на упругом основании,

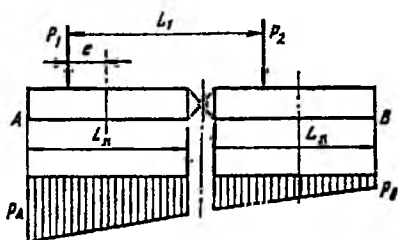


Рис. 16.8. Схема к расчету давления на грунт под лыжами шагающе-рельсового оборудования

родомкратах (рис. 16.8).

Краевые значения давлений на грунт

$$p_A = p_{\max} = [(5 p_1 - p_2) L_{л} + (3 p_1 - p_2) 6 e] / 4 B_{л} L_{л}^2,$$

$$p_B = p_{\min} = [-(p_1 - 5 p_2) L_{л} + (p_1 - 3 p_2) 6 e] / 4 B_{л} L_{л}^2.$$

С достаточной для практических расчетов точностью основные параметры шагающе-рельсового оборудования (см. рис. 12.12) могут быть выбраны по следующим зависимостям:

$$L_{л} = 1,1 L_1;$$

$$L_2 = D_6 + (1,15 \div 1,25) B_{л};$$

$$D_6 = 3,6 (m_3 / p_{\text{ср.б}})^{0,5},$$

где $L_{л}$ и $B_{л}$ — длина и ширина лыжи по опорной части, м; L_1 и L_2 — расстояния между домкратами соответственно в продольном и поперечном направлениях, м; D_6 — диаметр базы, м; m_3 — масса экскаватора, кг; $p_{\text{ср.б}}$ — допустимое среднее давление на грунт под базой, МПа.

При стоянии машины на базе выход равнодействующей за пределы ядра сечения базы ($e = D_6 / 8$) не допускается.

16.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

ПРИМЕР 16.1

Оценить уравновешенность поворотной платформы прямой лопаты с ковшом 8 м³ и весовыми и линейными параметрами определенными в примере 15.1 (см. рис. 15.1 и рис. 15.8, а) и определить массу противовеса $m_{\text{пр}}$ (т), если радиус опорно-поворотного круга $R_0 = 1,9$ м, массы стрелы с напорным механиз-

мом, рукояти, ковша с породой и платформы соответственно $m'_c = 31$ т, $m_p = 12,6$ т, $m_{к+п} = 31,16$ т и $m_{пл} = 176$ т, а плечи ц. т. противовеса и поворотной платформы от оси вращения платформы соответственно равны $r_{пр} = 6$ м, $r_1 = 2,1$ м.

Решение:

В соответствии с рис. 15.1 массу противовеса определяем для двух расчетных положений.

1. Ковш опущен на землю, тогда из уравнения моментов относительно точки A имеем (формула 15.1):

$$m_{пр1} = [G'_c(r_c + R_0) - G_{пл}(r_1 - R_0)]/g(r_{пр} - R_0) = [m'_c(r_c + R_0) - m_{пл}(r_1 - R_0)]/ \\ / (r_{пр} - R_0) = [31 \cdot (7,3 + 1,9) - 176 \cdot (2,1 - 1,9)]/(6 - 1,9) = 60,2 \text{ т.}$$

Определим точку x_1 приложения равнодействующей всех сил G действующих на поворотный круг при массе противовеса

$$m_{пр1} = 0, \text{ тогда } G = g(m_{пл} + m'_c) = 9,8 \cdot (176 + 31) = 2030 \text{ кН,}$$

и из уравнения моментов относительно оси O имеем

$$m_{пл}(r_1 - x_1) = m'_c(r_c + x_1),$$

откуда

$$x_1 = (m_{пл}r_1 - m'_c r_c)/(m_{пл} + m'_c) = (176 \cdot 2,1 - 31 \cdot 7,3)/(176 + 31) = 0,685 \text{ м}$$

влево от оси O и внутри поворотного круга.

Если же расположить противовес $m_{пр1} = 60,2$ т на расстоянии $r_{пр} = 6$ м от оси вращения платформы, то равнодействующая всех сил $G = g(m'_c + m_{пл} + m_{пр1}) = 9,81(31 + 176 + 60,2) = 2621$ кН, действующих на поворотный круг будет приложена в точке A , однако эта дополнительная нагрузка на поворотный круг будет отрицательно сказываться на общем балансе весов экскаватора.

2. Грузный ковш выдвинут на $2/3$ вылета рукояти (формула 15.2), тогда из уравнения моментов относительно точки B имеем

$$m_{пр2} = [m'_c(r_c - R_0) + m_p r_p + m_{к+п} r_k - m_{пл}(r_1 + R_0)]/(r_{пр} + R_0) = \\ = [31 \cdot (7,3 - 1,9) + 12,6 \cdot (8,5 \cdot 2/6 + 7,3 - 1,9) + 31,16 \cdot (7,3 + 7 - 1,9 - 1) - 176 \cdot (2,1 + \\ + 1,9)]/(6 + 1,9) = (31 \cdot 5,4 + 12,6 \cdot 8,23 + 31,16 \cdot 11,4 - 176 \cdot 4,1)/7,9 = -12 \text{ т.}$$

Определим точку x_2 приложения равнодействующей всех сил G действующих на поворотный круг при массе противовеса $m_{пр2} = 0$, тогда

$$G = g(m'_c + m_{пл} + m_p + m_{к+п}) = 9,81 \cdot (31 + 176 + 12,6 + 31,16) = 2460 \text{ кН,}$$

а из уравнения моментов относительно оси O имеем

$$m_{пл}(r_1 + x_2) = m'_c(r_c - x_2) + m_p(r_p - x_2) + m_{к+п}(r_k - x_2),$$

откуда

$$x_2 = (m'_c r_c + m_p r_p + m_{к+п} r_k - m_{пл} r_1)/(m'_c + m_{пл} + m_p + m_{к+п}) = \\ = (31 \cdot 7,3 + 12,6 \cdot 10,1 + 31,16 \cdot 13,3 - 176 \cdot 2,1)/(31 + 176 + 12,6 + 31,16) = 1,59 \text{ м}$$

вправо от оси и внутри поворотного круга.

Равнодействующая всех сил действующих на поворотный круг будет приложена в точке B только если масса противовеса будет отрицательной величиной, что не имеет физического смысла.

Данный экскаватор имеет удовлетворительно уравновешенную платформу. В расчетных случаях равнодействующая всех сил не выходит за пределы периметра опорно-поворотного круга, что не требует установки балластного груза.

ПРИМЕР 16.2

Оценить устойчивость прямой лопаты с ковшом 8 м^3 , работающей в тяжелых породах IV категории с плотностью, $\gamma_n = 3,0 \text{ т/м}^3$, коэффициентом сопротивления породы копанию $K_F = 0,25 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$, коэффициентом разрыхления $K_p = 1,35$ как при отрыве тяжелого препятствия, так и при нормальной работе на полном вылете ковша, когда реализуется максимальное усилие подъема.

Лопата имеет весовые и линейные параметры определенные в примерах 15.1 и 16.1 (см. рис. 15.1 и рис. 15.8, а), массу поворотной платформы с механизмами $m_1 = 176 \text{ т}$, расстояние ц. т. поворотной платформы от оси ее вращения $r_1 = 2,1 \text{ м}$, радиус опорно-поворотного круга $R_0 = 1,9 \text{ м}$, масса ходового устройства $m_x = 118,4 \text{ т}$, вес стрелы с напорным механизмом $G_{с+н} = 304,1 \text{ кН}$, вес ковша с породой $G_{к+п} = 311,7 \text{ кН}$, ширина гусеничного хода по опорным каткам $B = 5,5 \text{ м}$.

Решение:

1. Расчетное положение: отрыв тяжелого препятствия на вылете рукояти, когда подъемный канат вертикален, а зубья ковша на уровне напорного вала, ковш пустой. На валу двигателя реализуется момент близкий к стопорному.

Максимальное расчетное усилие подъема $S_{пк} = 700 \text{ кН}$ (см. пример 15.1).

Стопорное усилие подъема (15.8) $S_{п.мах} = (1,25 \div 1,43)$, $S_{пк} = 875 \div 1001 \text{ кН}$. Принимаем для дальнейшего расчета $S_{п.мах} = 1000 \text{ кН}$.

В соответствии с рис. 15.1, из уравнения моментов относительно оси напорного вала получим

$$P_{01 \max} = (S_{п.мах} r_2 - G'_p r_4 - G_k r_3) / r_1 = (1000 \cdot 4,6 - 67 \cdot 2,3 - 137,3 \cdot 5,8) / 7 = 521,4 \text{ кН}.$$

Удерживающий момент относительно опорного катка — точка C ,

$$\Sigma M_{yc} = G_1(r_1 + B/2) + G_x B/2 + G_{пp} r_{пp} = 9,81 \cdot 176 \cdot (2,1 + 5,5/2) + 9,81 \cdot 118,4 \cdot 2,75 = 11568 \text{ кН м}.$$

Опрокидывающий момент относительно опорного катка — точка C ,

$$\Sigma M_{oc} = P_{01 \max}(1,85 + 4,6 + 7,3 - 2,75) + G_{с+н}(7,3 - 2,75) + G_k(5,8 + 7,3 - 2,75) + G_p(2,3 + 7,3 - 2,75) = 521,4 \cdot 10,5 + 304,1 \cdot 4,55 + 137,3 \cdot 10,35 + 123,6 \cdot 6,85 = 9386,2 \text{ кН м}.$$

Коэффициент устойчивости экскаватора $\psi = \Sigma M_{yc} / \Sigma M_{oc} = 11568 / 9382 = 1,23 > 1$, что не требует установки противовеса, однако указывает на излишнюю массу экскаватора или на возможность увеличения усилия подъема или линейных параметров рабочего оборудования.

2. Нормальная работа на полном вылете ковша, когда реализуется максимальное усилие подъема, ковш с породой.

В соответствие с рис. 15.1, угол наклона подъемного каната $\beta = 60^\circ$, а из уравнения моментов относительно оси напорного вала с учетом удлинения плеч действия сил получим

$$P_{01 \max} = (S_{\text{п. max}} \sin \beta r_2' - G_p' r_4' - G_{\text{к+п}} r_3') / r_1 = (700 \cdot 0,866 \cdot 8,5 - 12,6 \cdot 631 - 1,7 \cdot 9,5) / 10,5 = 202 \text{ кН.}$$

Сила $P_{02} = 142 \text{ кН}$, действует на высоте напорного вала $H = 7,8 \text{ м}$ «на себя» и создает опрокидывающий момент.

Удерживающий момент относительно опорного катка — точка C,

$$\Sigma M_{\text{ус}} = G_1 (r_1 + B/2) + G_x B/2 + G_{\text{пр}} r_{\text{пр}} = 9,81 \cdot 176 \cdot (2,1 + 5,5/2) + 9,81 \cdot 118,4 \cdot 2,75 + 0 \cdot 6 = 11568 \text{ кН м.}$$

Опрокидывающий момент относительно опорного катка — точка C,

$$\begin{aligned} \Sigma M_{\text{ос}} &= P_{01 \max} (1,85 + 4,6 + 7,3 - 2,75) + G_{\text{к+п}} (5,8 + 7,3 - 2,75) + \\ &+ G_p (2,3 + 7,3 - 2,75) + G_{\text{с+п}} (7,3 - 2,75) + P_{02} H = \\ &= 202 \cdot 10,5 + 311,7 \cdot 9,35 + 123,6 \cdot 7,85 + 304,1 \cdot 4,55 + 142 \cdot 7,8 = 8496,6 \text{ кН·м.} \end{aligned}$$

Коэффициент устойчивости экскаватора $\psi = \Sigma M_{\text{ус}} / \Sigma M_{\text{ос}} = 11568 / 8496,6 = 1,36 > 1$, что также не требует установки противовеса.

ПРИМЕР 16.3

Определить максимальные усилия на катках и в центральной цапфе опорно-поворотного круга диаметром по центру $D_0 = 3,8 \text{ м}$, имеющим $n = 40$ катков. Экскаватор — прямая лопата имеет результирующую сил весов всех транспортируемых на поворотной платформе масс и рабочих усилий $G = 4500 \text{ кН}$, при ее смещение на $e' = 1,56 \text{ м}$ от оси вращения платформы.

Решение:

1. Величина ядра сечения опорного круга $e = 0,25 D_0 = 0,25 \cdot 3,8 = 0,95 \text{ м}$.

2. Определим:

$$\text{диаметр катка } d_k = 1,5 \sqrt[3]{G} = 1,5 \sqrt[3]{4500} = 24,75 \text{ см;}$$

$$\text{шаг } t_k = 1,2 d_k = 29,7 \text{ см;}$$

$$\text{длину } B_0 = 0,6 d_k = 17,8 \text{ см.}$$

3. Внутренний и наружный диаметры поворотного круга $D_1 = 3,711 \text{ м}$; $D_2 = 3,889 \text{ м}$.

4. Максимальное усилие на крайний правый каток $V_{\text{в max}}$ при условии, что результирующая сил весов всех транспортируемых на поворотной платформе масс и рабочих усилий находится на границе ядра сечения $e = 0,95 \text{ м}$.

$$5. V_{\text{в max}}'' = G [1 + 8 e D_0 / (D_1^2 + D_2^2)] / n = 4500 [1 + 8 \cdot 0,95 \cdot 3,8 / (3,711^2 + 3,889^2)] / 40 = 225 \text{ кН.}$$

6. Отношение фактического значения e' к $R_0 = D_0/2$ равно $0,82$, а $D_1/D_2 = 0,954$.

7. Средняя нагрузка на каток при условии нахождения силы G в центре поворотного круга $V_{\text{вср}} = G/n = 4500/40 = 112,5$ кН.

8. По табл. 16.1 по значениям e'/R_0 и D_1/D_2 на их пересечениях экстраполируя исходные данные определяем

$$V_{B\text{max}}''/V_{\text{вср}} = (3,96 + 4,5 + 3,27 + 3,77)/4 = 3,875, \text{ откуда } V_{B\text{max}}'' = 3,875 V_{\text{вср}} = 436 \text{ кН.}$$

$$C/R_0 = (0,77 + 0,55 + 0,94 + 0,72)/4 = 0,745, \text{ откуда } C = 0,745, R_0 = 1,415 \text{ м.}$$

9. Отрывающее усилие в центральной цапфе при смещении результирующей сил весов всех транспортируемых на поворотной платформе масс и рабочих усилий за пределы опорно-поворотного круга на величину $R_1 = 2,5$ м от центра вращения платформы

$$S = G (R_1 - R_0)/R_0 = 4500(2,5 - 1,9)/1,9 = 1421 \text{ кН.}$$

ПРИМЕР 16.4

Определить среднее и максимальное давление под гусеницами двухгусеничной ходовой системы с жестким опиранием опорных катков на грунт. Масса экскаватора 400 т. Равнодействующая сил веса и нагрузки $G_3 = 4540$ кН имеет смещение поперек гусениц от центральной оси $A = 1,2$ м и продольное смещение $e' = 1,5$ м. Ходовая тележка: общая ширина $B = 6,68$ м при звеньях $b = 1,4$ м, общая длина по осям ведущей и натяжной звездочек $L = 7,95$ м.

Решение:

1. Среднее давление на грунт

$$p_{\text{ср}} = G_3/(2bL) = 4540/(2 \cdot 1,4 \cdot 7,95) = 204 \text{ кПа.}$$

2. Нагрузка на гусеницу в сторону смещения равнодействующей

$$S = G_3 (0,5 + A/B') = 4540 [0,5 + 1,2/(6,68 - 1,4)] = 3300 \text{ кН.}$$

3. Давление под гусеницей по всей ее длине имеет вид треугольника при $e = L/6 = 7,95/6 = 1,325$ м и по формуле (16.5)

$$p_{\text{max}} = S(1 + 6 e/L)/(bL) = 3300(1 + 6 \cdot 1,325/7,95)/(1,4 \cdot 7,95) = 593 \text{ кПа.}$$

4. Максимальное давление под гусеницей при $e' > L/6 = 1,5$ м имеет вид треугольника, но действует не на всей ее длине:

$$p_{\text{max}}'' = 4S / [3b(L - 2 e')] = 4 \cdot 3300/[3 \cdot 1,4 (7,95 - 2 \cdot 1,5)] = 635 \text{ кПа.}$$

ПРИМЕР 16.5

Определить среднее и максимальное давление на грунт шагающего экскаватора при работе и передвижении. Масса экскаватора 3320 т. Равнодействующая сил веса $G_3 = 32570$ кН. Сумма весов экскаватора и породы в ковше ($E = 40 \text{ м}^3$) $G'_3 = 40650$ кН. При работе драглайн стоит на базе диаметром $D = 18$ м и равнодействующая всех сил смещена на максимально допустимую для драглайнов величину равную ядру сечения $e = D/8 = 2,25$ м. Размеры башмаков: $L \times b = 17,2 \times 3,96$ м.

Решение:

1. Среднее давление на грунт при работе

$$p_{\text{ср}} = 4 G_3 / (\pi D^2) = 4 \cdot 32570 / (3,14 \cdot 18^2) = 128 \text{ кПа.}$$

2. Среднее давление под башмаками при условии, что 0,85 массы драглайна передается на башмаки, а 0,15 на передний край базы волочащийся по земле:

$$p_{\text{б.ср}} = 0,85 G_3 / (2bL) = 0,85 \cdot 32570 / (2 \cdot 3,96 \cdot 17,2) = 203,2 \text{ кПа.}$$

3. Максимальное давление на грунт при работе

$$P_{\text{max}} = 4 G'_3 (D + 8 e) / (\pi D^3) = 4 \cdot 40650 (18 + 8 \cdot 2,25) / (3,14 \cdot 18^3) = 319,6 \text{ кПа.}$$

Глава 17

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ ГОРНЫХ МАШИН

Тяговый расчет ходового оборудования имеет целью определить необходимые тяговые усилия, развиваемые в двигателе, и мощность его приводов.

17.1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ РЕЛЬСОВОГО ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Приводная мощность двигателей рельсового ходового оборудования рассчитывается по полному сопротивлению перемещению $W_{\text{ж}}$ (кН), определяемому из выражения

$$W_{\text{ж}} = \sum_1^5 W_i = G\beta_1(2f_k + d\mu_{\text{т.п}})/D + G\beta_2 \sin \alpha + GBK_j / R_0 + \\ + \beta_3 \sum P_4 \operatorname{tg} \xi + p_{\text{в}} FK_2 K_{\text{а}},$$

где $W_{\text{ж}} = \sum_1^5 W_i$ — сумма сопротивлений (кН): перекачиванию колес

W_1 ; на подъеме пути W_2 ; движению на криволинейном участке пути W_3 ; на рабочем органе от боковой составляющей при черпании W_4 (учитывается для экскаваторов, предназначенных для работы вдоль фронта уступа или имеющих неповоротное верхнее строение); от силы ветра, действующего в направлении против движения W_5 ; G — вес машины с породой или равнодействующая вертикальных сил, приложенных к машине, кН; f_k — плечо трения качения ($f_k = 0,04 \div 0,12$ см для ходовых колес тележки соответственно диаметром $D = 31,5 \div 100$ см); $\mu_{\text{т.п}}$ — коэффициент трения в подшипниках (для подшипников скольжения 0,06—0,09; для подшипников качения 0,01—0,07); D, d — диаметры колеса и его оси, см; β_1 — коэффициент, учитывающий извилистость пути вследствие неточности его укладки, и зависящий от типа подшипников (для подшипников скольжения 1,3; для подшипников качения 2,5); $\beta_2 = 1,5$ —

коэффициент, учитывающий неоднородность уклона пути (колеи) и просыпи породы на рельсы; $\alpha \leq 6^\circ$ — максимальный угол подъема пути; K_j — коэффициент, зависящий от типа подшипников (для подшипников скольжения 0,5; для подшипников качения 0,9); B и R_0 — ширина колеи и радиус закругления рельсового пути, м; $\beta_3 = 0,9 \div 1,2$ — коэффициент, учитывающий величину боковой составляющей силы копания; $\sum P_{\text{ч}}$ — сила сопротивления копанию, кН (см. гл. 15); ξ — угол наклона траектории движения ковша относительно оси ковшовой рамы, $\text{tg } \xi = 0,25 \div 0,5$; $p_{\text{в}}$ — расчетный максимальный скоростной напор ветра (до 0,4 кПа); F — площадь экскаватора в плоскости действия ветра, м²; K_2 — коэффициент сплошности, равный для решетчатых ферм 0,4—0,6 и для механизмов 0,6—0,8; K_a — коэффициент аэродинамичности, равный для трубчатых ферм 0,8 и для уголковых — 1,0.

Общая потребная мощность $N_{\text{ж.г}}$ (кВт) двигателей рельсового ходового оборудования при скорости V_x , м/с определяется по формуле

$$N_{\text{ж.г}} = W_{\text{ж.г}} V_x \eta_{\text{ск}} / \eta_{\text{х}},$$

где $\eta_{\text{ск}}$ — скоростной КПД; $\eta_{\text{х}}$ — КПД трансмиссии.

Коэффициент буксования для стальных колес на экскаваторах при времени разгона 10—15 с практически равен нулю. Поэтому скорости поступательного движения (теоретическая и действительная) равны и скоростной КПД $\eta_{\text{ск}} = 1$.

Число приводных колес $n_{\text{пр}}$ определяется из условия, что суммарная сила тяги, создаваемая ведущими колесами, должна быть больше всех сил сопротивления движению, т.е.

$$n_{\text{пр}} > W_{\text{ж}} / P_{\text{т}},$$

где $P_{\text{т}}$ — сила тяги, развиваемая на приводном колесе, кН;

$$P_{\text{т}} = G_{\text{к}} f_{\text{с}} K_3 = G f_{\text{с}} K_3 / n,$$

где $G_{\text{к}}$ — средняя нагрузка на колесо, кН; $f_{\text{с}}$ — коэффициент сцепления колеса с рельсом (для сухих чистых рельсов $f_{\text{с}} = 0,1$; при подсыпке песка $f_{\text{с}} = 0,15 \div 0,6$); $K_3 = 0,8$ — коэффициент запаса; n — общее число опорных колес на экскаваторе. Таким образом

$$W_{\text{ж}} \leq G n_{\text{пр}} K_3 / n.$$

17.2. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ГУСЕНИЧНОГО ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Тяговый расчет гусеничного ходового оборудования рассматривается для прямолинейного движения и поворота машины (движения по кривой). Суммарное тяговое усилие на всех гусеницах W_T (кН) в установившемся движении расходуется на преодоление следующих сопротивлений: внутренних $W_{вн}$ в гусеницах (приводных и холостых), катанию W_k с учетом затрат энергии на деформацию основания под гусеницами, ветра W_v , инерции $W_{и}$, подъему $W_{п}$ и повороту W_c , т. е.

$$W_T = W_{вн} + W_k + W_v + W_{п}. \quad (17.1)$$

Одновременное действие всех приведенных в выражении (17.1) сопротивлений в расчет не принимают.

В тяговом расчете определяют два значения тягового усилия: максимальное и минимальное (реактивное). Первое необходимо для выбора двигателей передвижения, второе определяет способность незаторможенной машины сопротивляться внешним силам, способствующим ее угону (инерции, ветра, составляющей веса на уклоне).

При определении минимального сопротивления угону значения $W_{вн}$ и W_k принимаются минимальными, а значения $W_{п}$ и W_v — максимальными со знаком минус.

Сопротивление силы инерции $W_{и}$ преодолевается за счет запаса крутящего момента двигателя (в действительности оно составляет 1—2 % веса экскаватора и может не учитываться в расчетах применительно для экскаваторов, имеющих скорости передвижения v_x менее 1 км/ч).

Прямолинейное движение. Максимальное тяговое усилие $W_{тп\max}$ (кН) при прямолинейном равномерном движении на подъем двух- и многогусеничных машин с достаточной для практики точностью можно определить по формуле

$$W_{тп\max} = W_{вн} + W_k + W_v + W_{п} = G f_1 + p_{\max}^2 b n_r / (2 p_o) + p_v F_v + G \sin \alpha, \quad (17.2)$$

где G — вес машины с породой или равнодействующая вертикальных сил, приложенных к машине, кН; f_1 — приведенный коэффициент сопротивления перекатыванию машины (при установке

опорных катков, натяжных и ведущих звездочек на подшипниках скольжения $f_1 = 0,1$, на подшипниках качения $f_1 = 0,05$); $p_{\max}$ — максимальное давление под гусеницами, кПа; b — ширина гусеницы, м; n_{Γ} — число гусениц, движущихся по самостоятельной колее; p_0 — коэффициент сопротивления смятию породы, кН/м³ (для наиболее слабых пород на отвалах $p_0 = 2 \cdot 10^3$ кН/м³); p_v — наибольший рабочий скоростной напор ветра, при котором допускается эксплуатация машины ($p_v = 0,25$ кПа); F_v — расчетная площадь наветренных поверхностей машины, м²; α — наибольший угол подъема, градус.

Более детальный расчет внутренних сопротивлений $W_{\text{вн}}$ изложен в работе [30].

Благодаря одинаково жестким механическим характеристикам двигателей передвижения тяговое усилие гусеницы, встречающей меньшее сопротивление движению, может передаваться через раму машины гусенице, встречающей большее сопротивление. Поэтому можно считать, что при прямолинейном движении суммарное тяговое усилие распределяется поровну между всеми приводными гусеницами независимо от различия в вертикальных нагрузках, приходящихся на тележки гусеничной системы, и в сопротивлениях передвижению отдельных гусениц.

Потребное тяговое усилие S_{Γ} (кН) в одной приводной гусенице при числе приводных гусениц $n_{\Gamma.п.}$ в системе будет

$$S_{\Gamma} = W_{\text{тр max}} / n_{\Gamma.п.}$$

Поворот машины. В двухгусеничной системе момент поворота создается разностью тяговых усилий в забегающей и отстающей гусеницах при неизменном направлении этих усилий.

Уравнение тягового баланса для забегающей гусеницы при установившемся движении по кривой при повороте имеет вид

$$W_{\text{тр max}} = W'_{\text{вн}} + W'_k + W'_v + W'_c + M_c / B, \quad (17.3)$$

где $W_{\text{тр max}}$ — максимальное тяговое усилие, кН; $W'_{\text{вн}}$, W'_k , W'_v и W'_c — сопротивления соответственно внутренние, катанию, ветра и подъему, кН; M_c — момент сопротивления поворота, кН·м; B — ширина колеи гусеничного хода, м.

Ниже приводятся значения этих сопротивлений.

Внутренние сопротивления

$$W'_{\text{вн}} = G_3 f_1 K_c = 0,5 G f_1 K_c (1 + 2 r/B), \quad (17.4)$$

где K_c — коэффициент увеличения внутренних сопротивлений при повороте под действием поперечных сил на катки ($K_c = 1,2 \div 1,3$ при $R \leq 5L$, $K_c = 1$ при $R > 5L$, здесь R и L — соответственно средний радиус разворота и длина гусеницы, м); r — выбег равнодействующей G сил веса, приблизительно равный радиусу опорно-поворотного круга платформы, м; G_3 — нагрузка на забегающую гусеницу, кН.

Сопротивление катанию

$$W_k = W'_k.$$

Сопротивление ветра

$$W'_в = p_в F_в (0,5 + a_в/B), \quad (17.5)$$

где $p_в$ — расстояние от центра тяжести опорной поверхности машины до точки приложения равнодействующей ветровой нагрузки (до центра парусности машины), м.

Сопротивление подъему

$$W'_c = 0,5 G \sin \alpha (1 + 2 r/B). \quad (17.6)$$

Момент сопротивления при повороте

$$W_c = k \mu' G L^2 / (L + 0,15R) B, \quad (17.7)$$

где k — коэффициент, равный 0,25 для двухгусеничного оборудования с балансирной подвеской опорных катков (см. рис. 16.5, в) или для трех- и четырехопорных гусеничных систем (см. рис. 16.6) и 0,5 для двухгусеничного оборудования с жесткой подвеской опорных катков (см. рис. 16.5, б); μ' — коэффициент сопротивления повороту (глины сухие 0,6—0,9; глины влажные 0,25—0,35; бурый сухой уголь 0,55—0,7).

Режим поворота — решающий в тяговом расчете, поскольку потребная сила тяги в гусенице при повороте двухгусеничной машины в несколько раз превышает силу тяги при прямолинейном движении.

Одновременный учет всех составляющих сил сопротивления по формуле (17.3) приводит к завышению необходимой силы тяги.

В то же время для изменения направления движения на подъеме поворот машины может быть осуществлен в сторону уклона движением отстающей гусеницы назад, т.е. одновременное действие сил подъема и поворота практически исключается. Поэтому в подавляющем большинстве случаев, если не требуется разворота машины в сторону подъема, необходимая сила тяги в забегающей гусенице при повороте определяется из выражения (17.3) при $W'_e = 0$.

В *многогусеничных системах* момент поворота создается парой поперечных сил, возникающих на управляемых гусеницах в результате их поворота относительно рамы машины. При этом значительную роль играет конструктивное исполнение многогусеничных систем (см. рис. 12.2), среди которых выделяются две принципиально отличные группы: трех- и четырехопорные.

На отечественных одноковшовых и роторных экскаваторах многогусеничные системы выполняются преимущественно по четырехопорной (ЭВГ 35.65М, ЭРГ 1600 и др.) и реже по трехопорной (ЭРП 2500) схемам.

Для уменьшения поперечных сил, действующих на гусеницы при повороте, в четырехопорных машинах все гусеницы делаются приводными, а углы их поворота устанавливаются либо одинаковыми, либо угол поворота отстающих гусениц (внутренних по отношению к центру поворота) принимается большим, чем забегающих. Соотношение между углами выбирается в соответствии с графиком, приведенным на рис. 17.1. Наиболее простым способом это делается с помощью механизма, называемого трапецией Жанто (методы выбора основных параметров и проектирования этого механизма содержатся в курсах расчета автомобилей, тракторов и других колесных машин) [9, 28].

В многогусеничных системах поворачивающий момент, преодолевающий момент сопротивления повороту машины, создается реакциями грунта на управляемые гусеницы, возникающими благодаря повороту гусениц относительно рамы машины и смещению полюсов их поворота.

Проведенные сравнительные исследования различных гусеничных систем [34] показали, что наименьшее увеличение силы тяги при повороте происходит у трехгусеничных опорных систем со всеми приводными гусеницами. У машины с симметричным расположением гусениц относительно поперечной оси с неприводной неуправляемой гусеницей (см. рис. 12.2, схемы IV, з и V, к) в меньшей

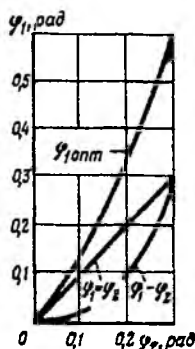


Рис. 17.1. График зависимости угла φ_1 поворота отстающих гусениц от угла φ_2 поворота забегающих

степени возрастает сила тяги при повороте в сторону неуправляемой гусеницы (неприводная гусеница при таком повороте улучшает маневренность машины), однако в связи с меньшим числом приводных гусениц сила тяги отдельной гусеницы больше, чем сила тяги гусеницы у машины со всеми приводными гусеницами.

Для большей части схем многогусеничных машин сила тяги при повороте по сравнению с силой тяги при прямолинейном движении возрастает не более чем на одну треть, в то время как при повороте двухгусеничных систем сила тяги возрастает втрое.

Для всех схем трехгусеничных машин со всеми приводными гусеницами сила тяги каждой гусеницы практически одинакова. Сила тяги каждой гусеницы в четырехопорной системе при равных и при разных углах их поворота также одинакова. Этому способствуют и схемы управления приводами гусениц, обеспечивающие равномерное распределение силы тяги между всеми гусеницами.

Ниже приводится разработанная УкрНИИпроектном методика определения сил тяги S_T , радиусов траекторий движения гусениц R , а также продольных смещений полюсов поворота управляемых гусениц l_i , (относительно их середины) применительно к многогусеничным системам различной компоновки (рис. 17.2) со всеми приводными гусеницами. Расчет производится в следующем порядке.

1. В зависимости от геометрических параметров ходового устройства H_r , B , L , r и максимальных углов поворота φ (φ_1 и φ_2) управляемых гусениц (см. рис. 17.2), предварительно устанавливаемых конструктивно в пределах $0,1—0,3$ рад, определяются смещения полюсов поворота гусеницы l_i (l_1 , l_2 , и l_3) и радиус R :

для схемы а

$$l_1 = 0,5 H_r (1 \pm 2 B \varphi / 3 H_r) [\sqrt{1 + 1,5 L^2 / (H_r \pm 0,44 B \varphi)^2} - 1];$$

$$l_2 = l_1; l_3 \approx 0; R = (H_r + 2 l_1) / 2 \varphi \pm 1/3;$$

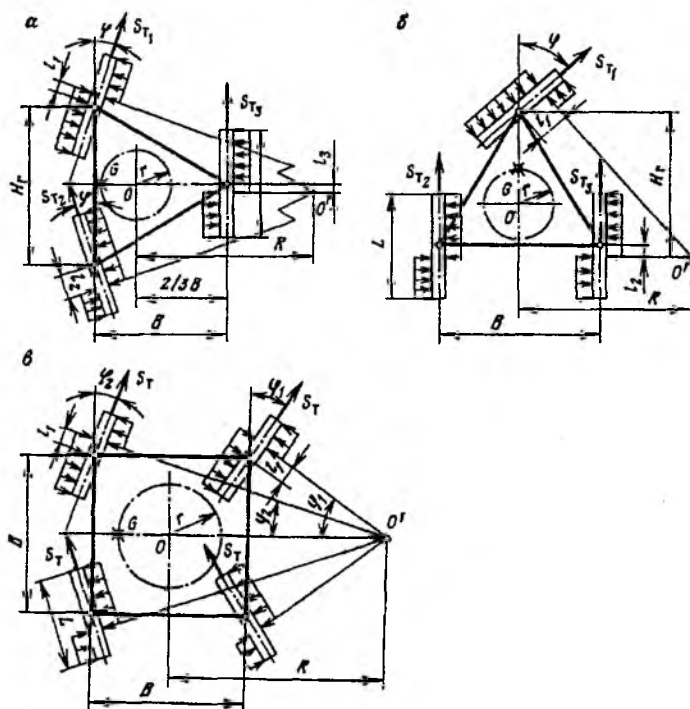


Рис. 17.2. Схемы действия внешних сил на многогусеничные ходовые устройства при повороте:

a, б — трехопорные симметричные соответственно относительно поперечной и продольной осей машины; *в* — четырехопорная (под опорой условно показана одна гусеница; при наличии двух или четырех гусениц схема сил не меняется)

для схемы *б*

$$l_1 = 2\sqrt{1 + 9L^2 / 8H_T^2} - 1; l_2 = 0,5 l_1; R = (H_T + l_1 + l_2) / \varphi;$$

для схемы *в*

$$l_1 = L [\mu_n L + 2f_0 r (2 - \varphi_1 + \varphi_2)] / \mu_n \{4B + (2 - \varphi_1 + \varphi_2) \times [(\varphi_1 - \varphi_2)B - (\varphi_1 + \varphi_2) 2r]\}; l_2 = l_1; R = (l_1 + 0,5 B) / \varphi_1 + 0,5.$$

При наличии знака $\pm$ (для схемы *a*), минус относится к повороту машины в сторону неуправляемой гусеницы, а плюс — в сторону управляемых.

Если получающийся радиус R велик и не обеспечивает требуемой маневренности машины, то для его уменьшения необходимо увеличить угол поворота φ и повторить расчет.

Приведенный коэффициент сопротивления перекачиванию машины с учетом угла подъема поверхности качения α (обычно $\alpha = 0,07$ рад): $f_0 = f_1 + \sin \alpha$.

Приведенный коэффициент сопротивления повороту μ_n определяется по выражению

$$\mu_n = \mu' L / (L + 0,15R),$$

где μ' — из формулы (17.7).

2. Максимальная сила тяги в одной гусенице S_T определяется по формулам:

для схемы а

$$S_T = G (f_0/3 + 4\mu_n l_1 \varphi/9 L);$$

для схемы б

$$S_T = G (f_0/3 + 2\mu_n l_1 \varphi/9 L);$$

для схемы в

$$S_T = G \{f_0/4 + \mu_n l_1 [0,5 (\varphi_1 + \varphi_2) - r (\varphi_1 - \varphi_2)/B]/2L\}.$$

3. Боковые реактивные силы, действующие на раму машины со стороны гусениц, определяются по формуле

$$P_i = 2 \mu_n p_i l_i = 2 \mu_n l_i G_i/L,$$

где p_i — вертикальная составляющая нагрузка на 1 погонный метр гусеницы, кН/м; G_i — нагрузка на i -ю гусеницу, кН.

Выбор мощности тягового двигателя приводной гусеницы производится с учетом условий обеспечения максимального тягового усилия $S_{T i \max}$, заданной скорости хода v_k и КПД механизма привода. При этом учитывается, что поворот машины осуществляется сравнительно редко и непродолжителен по времени, а перегрев двигателя маловероятен. Двигатель же подбирается так, чтобы его максимальный крутящий момент в 1,2—1,3 раза превышал крутящий момент, необходимый для создания максимального тягового усилия S_T , определяемого по приведенным выше в пункте 2 формулам, или по выражениям (17.2) и (17.3). Запас по крутящему моменту необходим для разгона масс двигателя, привода и рабочих органов машины. Для поворота управляемой гусеничной те-

лежки необходимо преодолеть момент сопротивления повороту M_c , величина которого для многогусеничных систем определяется по формуле (17.7).

Механизм поворота управляемых гусениц включают только при движении машины с максимально возможной скоростью.

17.3. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ШАГАЮЩЕГО ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Привод шагающего механизма расходует энергию на подъем экскаватора массой m_s (т), преодоление сил трения базы о грунт при перемещении экскаватора и на перенос ходовых башмаков. Последнюю составляющую можно не учитывать из-за ее относительно малой величины.

Работа A_1 (кДж), расходуемая на подъем экскаватора, определяется как

$$A_1 = g m_s K h_{\text{пц}}, \quad (17.8)$$

где $K = 0,9 \div 0,85$ — коэффициент, показывающий какая часть веса экскаватора ($G_s = g m_s$, кН) передается на башмаки при шагании; $h_{\text{пц}}$ — высота подъема центра тяжести экскаватора, м.

Работа A_2 (кДж), расходуемая на преодоление сил трения базы о породу, определяется из выражения

$$A_2 = g m_s S [(1 - K) \mu_1 + \sin \alpha], \quad (17.9)$$

где S — длина шага, м; $\mu_1 = 0,5 \div 1,0$ — коэффициент трения базы о породу; α — угол подъема пути, градус.

Если принять продолжительность одного шага T (с), то привод за время, примерно равное $0,25T$, произведет подъем экскаватора и его перемещение, а за время, равное $0,5T$, осуществит перенос башмаков.

Мощность N_x (кВт) привода ходовой части определим, как

$$N_x = (A_1 + A_2) / (0,25T\eta) = g m_s [K h_{\text{пц}} + S \mu_1 (1 - K) + S \sin \alpha] / (0,25T\eta), \quad (17.10)$$

где $\eta = 0,5 \div 0,7$ — КПД механизма шагания.

Скорость хода V_x (км/ч) шагающих экскаваторов определяется по формуле

$$V_x = 3600 S K'' / T, \quad (17.11)$$

где $K'' = 0,7 \div 0,9$ — коэффициент, учитывающий проскальзывание башмаков по грунтовому основанию в начале и конце шага, ведущее к уменьшению фактической длины шага.

17.4. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ШАГАЮЩЕ-РЕЛЬСОВОГО ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Суммарное сопротивление передвижению экскаватора по лыжам складывается из сопротивлений, возникающих при движении экскаватора по рельсам лыж $W_{\text{л}}$, при движении экскаватора на подъем $W_{\text{п}}$ и от ветра $W_{\text{в}}$.

Тяговое усилие при передвижении экскаватора по рельсам лыжи преодолевает упомянутые выше сопротивления W_i (кН).

Сопротивление передвижению экскаватора по лыжам, приходящееся на один двигатель

$$W_{\text{л}} = G_{\text{э}} \mu_2 (2f_{\text{к}} + d_{\text{т.п}}) / D_{\text{к}} n, \quad (17.12)$$

где $G_{\text{э}}$ — вес перемещающихся по лыжам частей экскаватора; $f_{\text{к}}$ — плечо трения качения $0,08 \div 0,22$ см; $\mu_{\text{т.п}}$ — коэффициент трения в подшипниках: качения — $0,01 \div 0,07$ и скольжения — $0,06 \div 0,09$; n — количество двигателей; μ_2 — коэффициент трения реборд ходовых колес о головку рельса при движении 1—2; d и $D_{\text{к}}$ — диаметры оси и ходового колеса, см.

Сопротивление передвижению лыж складывается из сопротивлений перекатыванию лыж по ходовым колесам тележки $W'_{\text{л}}$ и перекатыванию опорных катков лыж по рельсам $W''_{\text{л}}$:

$$W_{\text{пл}} = W'_{\text{л}} + W''_{\text{л}} = n_{\text{л}} G_{\text{л}} (2f_{\text{к}} + d_{\text{хк}} \mu_{\text{т.п}}) / n D_{\text{хк}} + n_{\text{л}} G_{\text{к}} (2f_{\text{к}} + d_{\text{ок}} \mu_{\text{т.п}}) / n D_{\text{ок}}, \quad (17.13)$$

где $G_{\text{л}}$ и $G_{\text{к}}$ — вес, соответственно лыж и катков, кН; $f_{\text{к}}$ — плечо трения качения по лыжам $0,08—0,12$ см; $D_{\text{хк}}$, $D_{\text{ок}}$, $d_{\text{хк}}$ и $d_{\text{ок}}$ — диаметры, соответственно ходовых и опорных колес и их осей.

Сопротивление ветру

$$W_{\text{в}} = K_2 K_{\text{а}} p_{\text{в}} F, \quad (17.14)$$

где K_2 — коэффициент сплошности, равный для решетчатых ферм $0,4—0,6$ и для механизмов $0,6—0,8$; $K_{\text{а}}$ — коэффициент аэродинамич-

ности, равный для трубчатых ферм 0,8 и для уголковых 1,0; p_v — расчетный максимальный скоростной напор ветра (до 0,4 кПа); F — суммарная наветренная площадь экскаватора, м².

Сопротивление при движении экскаватора на подъем

$$W_{\Pi} = G_{\text{пер}} \sin \alpha_{\text{max}}, \quad (17.15)$$

где α_{max} — допустимый угол подъема (в забое $\alpha_{\text{max}} = 3^\circ$ при передвижении $\alpha_{\text{max}} = 5^\circ$).

Для точного определения сопротивлений передвижению экскаватора по лыжам, передвижению лыж по ходовым колесам и перекатыванию опорных катков лыж по рельсам необходимо знать все конструктивные элементы и их техническую характеристику. Для предварительного определения мощности двигателей шагающе-рельсового хода рекомендуется пользоваться величинами названных сопротивлений, выраженными через вес ходовой части и веса частей экскаватора, перемещаемых по лыжам.

Сопротивление перемещению экскаватора по лыжам

$$W_{\Pi} = 0,0165 G_{\text{пер}}, \quad (17.16)$$

где $G_{\text{пер}}$ — вес перемещающихся по лыжам частей экскаватора, кН.

Сопротивление передвижению лыж

$$W_{\text{лж}} = 0,026 G_x, \quad (17.17)$$

где G_x — вес ходовой части экскаватора, кН.

Сопротивление передвижению лыж на подъем

$$W_{\text{лж}} = G_x \sin \alpha_{\text{max}}. \quad (17.18)$$

Работа привода шагающе-рельсового хода имеет циклический характер. При заданной скорости передвижения экскаватора в час V_x (м/ч) и известной длине пути хода экскаватора по лыжам $L_{\text{л}}$ (м) число шагов экскаватора в час $n_{\text{ш}}$ и время цикла шагания $T_{\text{цш}}$ (с) соответственно равны:

$$n_{\text{ш}} = V_x / L_{\text{л}} \quad \text{и} \quad T_{\text{цш}} = 3600 / n_{\text{ш}}.$$

Продолжительность передвижения экскаватора по лыжам $t_{\text{эл}}$ и продолжительность передвижения лыж $t_{\text{лж}}$ зависят от их скоростей и соответственно равны

$$t_{эл} = L_{л}/V_{эл} \text{ и } t_{пл} = L_{л}/V_{пл}.$$

Время подъема и опускания лыж и базы можно принять равными между собой, т.е.

$$t_{ол} = t_6 = 0,5 (T_{цш} - t_{эл} - t_{пл}).$$

При работе роторного экскаватора в забое время, соответствующее передвижению экскаватора по лыжам $t_{эл}$ разбивается на отдельные периоды, продолжительность которых при отработке забоя вертикальными стружками равна времени перемещения экскаватора к груди забоя на толщину стружки (см. гл. 15) с промежутками времени достаточными для отработки одной ленты по всему фронту подступа. Время копания, в свою очередь, зависит от длины ленты забоя и скорости поворота роторной стрелы.

Мощность двигателей хода при передвижении экскаватора по лыжам

$$N_{эл} = T_p V_{эл}/\eta_{шр} = (W_{л} + W_{п} + W_{в}) V_{эл}/\eta_{шр}. \quad (17.19)$$

Мощность двигателей при передвижении лыж

$$N_{л} = T_{л} V_{пл}/\eta_{шр} = (W_{пл} + W_{лз}) V_{пл}/\eta_{шр}, \quad (17.20)$$

где $\eta_{шр}$ — кпд привода шагающе-рельсового хода.

Средневзвешенная мощность при шагании

$$N_{шр св} = (N_{эл} t_{эл} + N_{пл} t_{пл})/(t_{эл} + t_{пл}). \quad (17.21)$$

17.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

ПРИМЕР 17.1

Определить мощность и выбрать двигатели привода рельсового хода неповоротного цепного экскаватора с полной массой с полезной нагрузкой $m_0 = 5260$ т (с полным весом $G = 51012$ кН), перемещающегося по слабонаклонной ($\alpha = 5^\circ$), хорошо выровненной поверхности ($\beta_1 = 1,3$) по колее шириной $B = 2,14$ м с радиусом закругления $R_0 = 150$ м. Скорость передвижения экскаватора по рельсам при черпании $V_x = 5,25$ м/мин (0,0875 м/с). Максимальная скорость передвижения экскаватора на горизонтальном участке пути $V_{x \max} = 1400$ м/ч.

Решение:

1. Потребное количество опорных колес на экскаваторе при максимально допустимой нагрузке на ось $p_0 = 319$ кН:

$$n = 2 G/p_0 = 2 \cdot 51012/319 = 320.$$

2. Диаметр колеса на подшипниках качения ($\mu_{т.л} = 0,02$) для обеспечения минимального значения плеча трения качения $f_k = 0,04$ см выбираем $D = 100$ см с осью $d = 20$ см.

3. Сопротивление перекачиванию колес по рельсам

$$W_1 = G \beta_1 (2 f_k + d \mu_{т.л})/D = 51012 \cdot 1,3 (2 \cdot 0,04 + 20 \cdot 0,02)/100 = 318,3 \text{ кН}.$$

4. Сопротивление на подъеме пути

$$W_2 = G \beta_2 \sin \alpha = 51012 \cdot 1,5 \cdot 0,08 = 6121,4 \text{ кН}.$$

5. Сопротивление движению на криволинейном участке пути

$$W_3 = G B K_j/R_0 = 51012 \cdot 2,14 \cdot 0,9/150 = 655 \text{ кН}.$$

6. Сопротивление на рабочем органе от боковой составляющей усилия черпания (см. пример 15.2, откуда $\Sigma P_{\text{ч}} = 252$ кН и $\text{tg} 5^\circ = 0,0875$)

$$W_4 = \beta_3 \Sigma P_{\text{ч}} \text{tg} \xi = 1,2 \cdot 252 \cdot 0,0875 = 26,5 \text{ кН}.$$

7. Максимальное сопротивление от силы ветра при скоростном напоре ветра $p_v = 0,4$ кПа и наветренной площади экскаватора $F = 3500$ м²:

$$W_5 = p_v F K_2 K_a = 0,4 \cdot 3500 \cdot 0,5 \cdot 0,8 = 560 \text{ кН}.$$

8. Полное сопротивление $W_{\text{ж}}$ (кН) передвижению экскаватора по рельсам

$$W_{\text{ж}} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 = 7674,7 \text{ кН}.$$

9. Суммарная мощность двигателей хода экскаватора при черпании

$$N_{\text{ж.г}} = W_{\text{ж.г}} V_{\text{х}} \eta_{\text{ск}}/\eta_{\text{х}} = 7674,7 \cdot 0,0875 \cdot 1/0,75 = 895 \text{ кВт},$$

где $\eta_{\text{х}} = 0,75$ — кпд привода рельсового хода.

10. Сила тяги на приводном колесе при средней нагрузке на колесо $G_k = 195,5$ кН:

$$P_{\text{т}} = G_k f_c K_3 = 195,5 \cdot 0,3 \cdot 0,8 = 47 \text{ кН}.$$

11. Потребное количество приводных колес

$$n_{\text{пр}} > W_{\text{ж}}/P_{\text{т}} > 7674,7/47 > 164.$$

12. Минимальное количество ведущих осей 82.

13. Выбор мощности приводных моторов зависит от выбранной схемы размещения трансмиссий ходовых тележек. При условии, что один двигатель приводит 4 колеса, в приводе хода экскаватора необходимо установить 41 двигатель мощностью по 22 кВт.

ПРИМЕР 17.2

Произвести тяговый расчет двухгусеничного хода одноковшового экскаватора с полной массой включая полезную нагрузку (породу в ковше) $m = 462,8$ т (вес машины $G = 4540$ кН) при прямолинейном движении на горизонтальном участке со скоростью $V_{\text{х}} = 0,7$ км/ч (0,194 м/с) и при скоростном напоре ветра $p_v = 0,25$ кПа. Максимальное давление под гусеницей при передвижении $p_{\text{мах}} = 400$ кПа. Ходовая тележка: общая ширина $B' = 6,68$ м при звеньях

$b = 1,4$ м, ширина колеи $B = 5,28$ м, общая длина по осям ведущей и натяжной звездочек $L = 7,95$ м. Наветренная площадь экскаватора 30 м². Максимальный угол подъема при передвижении $\alpha = 12^\circ$, грунт — сухие глины с коэффициентом сопротивления смятию $p_0 = 4000$ кПа/м и коэффициентом сопротивления повороту $\mu' = 0,6$, средний радиус разворота $R \leq 5 L$, КПД привода хода $\eta = 0,6$.

Решение:

1. Максимальное тяговое усилие хода при прямолинейном движении экскаватора с подъемом на угол $\alpha = 12^\circ$ по (17.2):

$$W_{\text{тп макс}} = W_{\text{вн}} + W_{\text{к}} + W_{\text{в}} + W_{\text{п}} = G f_1 + p_{\text{т макс}}^2 b n_{\text{т}} / (2 p_0) + p_{\text{в}} F_{\text{в}} + G \sin \alpha = \\ = 4540 \cdot 0,05 + 400^2 \cdot 1,4 \cdot 2 / (2 \cdot 4000) + 0,25 \cdot 30 + 4540 \cdot 0,2 = 1198,5 \text{ кН.}$$

2. Максимальное тяговое усилие при развороте экскаватора по (17.3) с учетом (17.5) и (17.6). Сопротивлением ветровой нагрузке пренебрегаем, т.к. она, как показал предыдущий расчет, составляет менее 1 %:

$$W_{\text{тр макс}} = W'_{\text{вн}} + W'_{\text{к}} + W'_{\text{в}} + W'_{\text{с}} + M_{\text{с}} / B = 0,5 G f_1 K_{\text{с}} (1 + 2 r / B) + \\ + p_{\text{т макс}}^2 b n_{\text{т}} / (2 p_0) + p_{\text{в}} F_{\text{в}} (0,5 + a_{\text{в}} / B) + 0,5 G \sin \alpha (1 + 2 r / B) + \\ + 0,5 G B' \mu' L / (L + 0,15 R) B = 0,5 \cdot 4540 \cdot 0,05 \cdot 1,2 (1 + 2 \cdot 1,9 / 5,28) + \\ + 400^2 \cdot 1,4 \cdot 2 / (2 \cdot 4000) + 0 + 0,5 \cdot 4540 \cdot 0,2 (1 + 2 \cdot 1,9 / 5,28) + \\ + 0,5 \cdot 4540 \cdot 6,68 \cdot 0,6 \cdot 7,95 / (7,95 + 0,15 \cdot 5 \cdot 7,95) \cdot 5,28 = 2055 \text{ кН.}$$

3. Суммарная мощность двух двигателей при движении экскаватора по горизонтальной поверхности с подъемом на максимальный угол $\alpha = 12^\circ$ с учетом снижения на 40 % номинальной скорости движения $V'_x = 0,6 V_x = 0,1166$ м/с составляет

$$N_{\text{т.г}} = W_{\text{тп макс}} V'_x / \eta = 1198,5 \cdot 0,1166 / 0,6 = 234 \text{ кВт.}$$

4. Выбираем два двигателя постоянного тока ДЭ-812 номинальной мощностью по $N_{\text{н}} = 100$ кВт при $n_{\text{дх}} = 750$ об/мин допускающие 2-х кратную перегрузку в течение 45 мин.

5. Мощность двигателей при движении на разворот с подъемом и с учетом снижения на 50 % номинальной скорости движения $V'_x = 0,5 V_x = 0,097$ м/с:

$$N_{\text{т.г}} = W_{\text{тп макс}} V'_x / \eta = 2055 \cdot 0,097 / 0,6 = 333 \text{ кВт.}$$

6. Фактическая перегрузка в самом тяжелом режиме составляет $k_{\text{п}} = 333 / 2 \times 100 = 1,66$, что позволяет эксплуатировать двигатели хода в этом режиме в течение более 1,5 ч.

7. Диаметр ведущего колеса $D_{\text{вк}} = K_{\text{Лк}} \sqrt[3]{462,8} = 0,18 \cdot 7,73 = 1,4$ м.

8. Частота вращения ведущего колеса

$$n_{\text{вк}} = 60 V_x / \pi D_{\text{вк}} = 60 \cdot 0,194 / 3,14 \cdot 1,4 = 2,647 \text{ об/мин.}$$

9. Передаточное отношение механизма хода

$$i = n_{\text{дх}} / n_{\text{вк}} = 750 / 2,647 = 283.$$

ПРИМЕР 17.3

Определить мощность привода шагающего механизма драглайна с ковшом $E = 40 \text{ м}^3$.

Решение:

1. Масса экскаватора по (10.7):

$$m_э = K_{экс} E = 85 \cdot 40 = 3400 \text{ т},$$

где $K_{экс} = 85 \text{ т/м}^3$ выбираем из рекомендуемого диапазона 50—120 т/м³.

2. Размер стрелы по (10.8):

$$L_c = K_{Lc} \sqrt[3]{3400} = 7 \cdot 15,1 = 105,7 \text{ м},$$

где $K_{Lc} = 7$ по табл. П8 приложения.

Стрелу устанавливаем под углом 30° к горизонту.

3. Радиусы задней стенки и пяты поворотной платформы

$$L_{эс} = K_{Lэ} \sqrt[3]{3400} = 1,6 \cdot 15,1 = 24 \text{ м}; \quad L_{пс} = K_{Lп} \sqrt[3]{3400} = 0,6 \cdot 15,1 = 9 \text{ м}.$$

4. Длина платформы

$$L_{п} = L_{эс} + L_{пс} = 23 \text{ м}.$$

5. Масса стрелы по (10.6) с учетом коэффициента K_m по табл. П7 приложения

$$m_{ст} = 0,07 \cdot 3400 = 238 \text{ т}.$$

6. Масса платформы (по формуле 15.16):

$$m_{пл} = 0,75 \cdot 3400 = 2550 \text{ т}.$$

7. Диаметр базы $D_б$, исходя из среднего удельного давления на грунт $p_{ср} = 100 \text{ кПа}$ достаточного для работы на породах отвала:

$$D_б = 2\sqrt{gm_э / \pi p_{ср}} = 2\sqrt{9,81 \cdot 3400 / 3,14 \cdot 100} = 20,6 \text{ м}.$$

8. Координата центра тяжести экскаватора относительно оси вращения платформы

$$x = \{m_{пл}(L_{эс} - 0,5 L_{п}) - m_{ст}(0,5 L_c \cos 30^\circ + L_{пс})\} / m_э = \{2550 \cdot 24 - 0,5 \cdot 23\} - 238(0,5 \cdot 105,7 \cdot 0,87 + 9) / 3400 = 5,5 \text{ м}.$$

9. Работа A_1 расходуемая на подъем экскаватора при высоте подъема центра тяжести $h_{пц} = 0,8 \text{ м}$ и с учетом того, что до 85 % веса экскаватора ($K = 0,85$) передается на башмаки, по (17.8)

$$A_1 = K g m_э h_{пц} = 0,85 \cdot 9,81 \cdot 3400 \cdot 0,8 = 22680 \text{ кДж}.$$

10. Работа A_2 , расходуемая на преодоление сил трения базы о породу при длине шага $S = 3 \text{ м}$, угле подъема пути $\alpha = 12^\circ$ и коэффициенте трения базы о влажную породу $\mu_1 = 0,5$, по (17.9)

$$A_2 = g m_э S [(1 - K) \mu_1 + \sin \alpha] = 9,81 \cdot 3400 \cdot 3 [(1 - 0,85) \cdot 0,5 + 0,2] = 27517 \text{ кДж}.$$

11. Мощность привода хода при продолжительности одного шага $T = 120 \text{ с}$ и кпд привода $\eta = 0,7$ получим по (17.10)

$$N_x = (A_1 + A_2) / (0,25 T \eta) = (22680 + 27517) / (0,25 \cdot 120 \cdot 0,7) = 2390 \text{ кВт}.$$

Учитывая относительную кратковременность действия максимальной нагрузки в цикле шагания, а также наличие перегрузочной способности ходовых двигателей постоянного тока ($n_{\text{пер}} \geq 2$) выбираем два двигателя привода хода по 1000 кВт каждый.

12. Скорость передвижения экскаватора с учетом проскальзывания бабмаков по влажному глинистому грунту $K'' = 0,8$ получим по (17.11)

$$V_x = 3600 S K'' / T = 3600 \cdot 3 \cdot 0,8 / 120 = 72 \text{ м/ч.}$$

ПРИМЕР 17.4

Определить мощность и выбрать двигатели привода шагающе-рельсового хода роторного экскаватора с теоретической производительностью $5250 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Масса экскаватора $m_3 = 4850 \text{ т}$; масса перемещающихся по лыжам частей экскаватора $m_{\text{пер}} = 0,75 m_3 = 3637,5 \text{ т}$, масса ходовой части машины $m_x = 0,265 m_3 = 1285,2 \text{ т}$.

Длина хода по лыжам $L_l = 10 \text{ м}$, скорость передвижения экскаватора по лыжам $V_{\text{эл}} = 8 \text{ м/мин}$ ($0,133 \text{ м/с}$), скорость передвижения лыж $V_{\text{пл}} = 16 \text{ м/мин}$ ($0,266 \text{ м/с}$), скорость передвижения экскаватора $V_x = 140 \text{ м/ч}$. Передаточные числа: редуктора $i_p = 20,49$, открытой передачи $i_{\text{оп}} = 5,47$, полиспаста $i_{\text{п}} = 3$.

Решение:

1. Соппротивление передвижению экскаватора по лыжам по (17.16)

$$W_l = 0,0165 g m_{\text{пер}} = 0,0165 \cdot 9,81 \cdot 3637,5 = 588,8 \text{ кН.}$$

2. Соппротивление передвижению лыж по (17.17)

$$W_{\text{пл}} = 0,026 g m_x = 0,026 \cdot 9,81 \cdot 1285,2 = 327,8 \text{ кН.}$$

3. Соппротивление при перемещении экскаватора по лыжам на подъем с углом $\alpha_{\text{мах}} = 4^\circ$ определим по (17.15):

$$W_{\text{п}} = g m_{\text{пер}} \sin \alpha_{\text{мах}} = 9,81 \cdot 3637,5 \cdot 0,07 = 2498 \text{ кН.}$$

4. Соппротивление ветру определяют по (17.14) при $p_v = 0,245 \text{ кПа}$ и $F = 3500 \text{ м}^2$,

$$W_v = K_2 K_a p_v F = 0,5 \cdot 0,8 \cdot 0,245 \cdot 3500 = 343 \text{ кН.}$$

5. Полное соппротивление при передвижении экскаватора по лыжам на подъем

$$T_p = W_l + W_{\text{п}} + W_v = 588,8 + 2498 + 343 = 3430 \text{ кН.}$$

6. Соппротивление передвижению лыж на подъем под углом 4° ,

$$W_{\text{лп}} = g m_x \sin 4^\circ = 9,81 \cdot 1285,2 \cdot 0,07 = 882,5 \text{ кН.}$$

7. Полное соппротивление при передвижении лыж на подъем

$$T_l = W_{\text{пл}} + W_{\text{лп}} = 327,8 + 882,5 = 1210 \text{ кН.}$$

8. Потребное число шагов экскаватора в час $n_{\text{ш}}$ и продолжительность шагания $T_{\text{ш}}$ соответственно равны:

$$n_{\text{ш}} = V_x / L_l = 140 / 10 = 14 \text{ шагов/ч и } T_{\text{ш}} = 3600 / n_{\text{ш}} = 257 \text{ с.}$$

9. Продолжительность передвижения экскаватора по лыжам $t_{эл}$ и продолжительность передвижения лыж $t_{пл}$ соответственно равны

$$t_{эл} = L_{л}/V_{эл} = 10/0,133 = 75 \text{ с} \text{ и } t_{пл} = L_{л}/V_{пл} = 10/0,266 = 37,6 \text{ с}.$$

10. Время подъема и опускания лыж и базы

$$t_{ол} = t_6 = 0,5 (T_{шп} - t_{эл} - t_{пл}) = 0,5 \cdot (257 - 75 - 37,6) = 72,25 \text{ с}.$$

11. Ходовая часть экскаватора оборудована четырьмя лыжами, каждая из которых должна иметь индивидуальный привод.

Суммарная мощность 4-х двигателей хода при передвижении экскаватора по лыжам

$$N_{эл} = T_p V_{эл}/\eta_{шп} = (W_{л} + W_{п} + W_{в}) V_{эл}/\eta_{шп} = 3430 \cdot 0,133/0,85 = 538 \text{ кВт}.$$

12. Суммарная мощность двигателей при передвижении лыж

$$N_{л} = T_{л} V_{пл}/\eta_{шп} = (W_{шл} + W_{л\alpha}) V_{пл}/\eta_{шп} = 1210 \cdot 0,266/0,85 = 379 \text{ кВт},$$

где $\eta_{шп} = 0,85$ — КПД привода шагающе-рельсового хода.

13. Суммарная средневзвешенная мощность привода

$$N_{шп св} = (N_{эл} t_{эл} + N_{л} t_{пл})/(t_{эл} + t_{пл}) = (538 \cdot 75 + 379 \cdot 37,6)/(75 + 37,6) = 485 \text{ кВт}.$$

14. Средневзвешенная мощность двигателя хода составляет $0,25 N_{шп св} = 121 \text{ кВт}$.

15. Продолжительность включения привода

$$ПВ = (75 + 37,6)/257 = 44 \text{ \%}.$$

16. Усилие в тяговом канате

$$S_k = 0,25 T_p / i_{п} \eta_n = 0,25 \cdot 3430 / 3 \cdot 0,93 = 307,3 \text{ кН},$$

где передаточное число полиспаста $i_{п} = 3$, КПД $\eta_n = 0,93$.

13. Разрывное усилие каната $S_{кр} = 5 S_k = 1538 \text{ кН}$. Этому усилию соответствует канат $d_k = 45,5 \text{ мм}$ и барабан с диаметром $D_6 = 30 d_k = 30 \cdot 45,5 = 1300 \text{ мм}$.

14. Частота вращения барабана

$$n_6 = 60 V_{эл} i_{п} / \pi D_6 = 60 \cdot 0,133 \cdot 3 / 3,14 \cdot 1,3 = 5,88 \text{ об/мин}.$$

15. Передаточное число редуктора $i_p = 20,49$ и передаточное число открытой передачи $i_{от} = 5,47$. Общее передаточное отношение

$$i_{пер} = i_p i_{от} = 20,39 \cdot 5,47 = 112,1.$$

16. Частота вращения двигателя

$$n_{дв} = n_6 i_{пер} = 6,6 \cdot 112,1 = 740 \text{ об/мин}.$$

На экскаваторе можно установить четыре двигателя постоянного тока типа ДЭ-812 со следующими основными параметрами:

$$N_{ном} = 100 \text{ кВт}; n_{ном} = 750 \text{ об/мин}; J_{я} = 8,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; ПВ = 100 \text{ \%}.$$

$$\text{Номинальный момент двигателя } M_{ном} = 9550 \cdot 100/750 = 128 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Глава 18

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ

18.1. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ РЯДЫ И ТИПАЖИ ЭКСКАВАТОРОВ

Существующие конструкции экскаваторов классифицируются по наиболее общему признаку — эксплуатационному назначению, согласно которому построены параметрические ряды и типы отечественных экскаваторов.

Параметрические ряды одноковшовых экскаваторов составлены по главному параметру — вместимости ковша E (м^3) в соответствии с рядом предпочтительных чисел $R10$, так как вместимость ковша (для карьерных лопат исключительно, а для драглайнов — наряду с радиусом черпания) характеризует экскаватор по всем основным параметрам: линейным (длина стрелы, радиус черпания и разгрузки), массе, мощности главных приводов, продолжительности цикла и производительности.

Типаж на одноковшовые экскаваторы предусматривает создание экскаваторов следующих типов:

- ЭО — универсальные (строительные) гусеничные и пневмокошесные; четыре цифры после букв означают: первая — номер размерной группы по емкости ковша, вторая — тип ходового устройства, третья — исполнение рабочего оборудования и четвертая — порядковый номер модели.
- ЭКГ — экскаватор карьерный электрический на гусеничном ходу; цифры, стоящие после дефиса, означают вместимость основного ковша (м^3);
- ЭШ — экскаватор шагающий (драглайн); цифры, стоящие до точки — номинальная емкость основного ковша (м^3), цифры, стоящие после точки — длина стрелы (м);
- ЭГ и ЭГО — экскаваторы карьерные гидравлические на гусеничном ходу, соответственно прямая и обратная лопаты; цифры, стоящие после дефиса, обозначают вместимость основного ковша (м^3).

Буквы А, И, М, С, добавленные к названию, обозначают модификацию экскаваторов; Ус — экскаватор с удлиненным рабочим оборудованием для погрузки в транспорт, расположенный на уровне стояния экскаватора; У — экскаватор с удлиненным рабочим оборудованием для верхней погрузки.

Строительные экскаваторы типа ЭО на карьерах применяются редко и в настоящем учебнике не рассматриваются.

Базовые модели и модификации всех типов одноковшовых экскаваторов имеют сменные ковши для работы в породах различных категорий (по крепости). Вместимость сменного ковша, как правило, соответствует вместимости стандартных ковшей предыдущего и последующего по параметрическому ряду типоразмера экскаватора.

Типажный ряд многоковшовых экскаваторов назначен в соответствии с рядом предпочтительных чисел $R10$ по главному параметру — теоретической производительности Q_T ($\text{м}^3/\text{ч}$) по рыхлой массе, обеспечиваемой при заданных расчетных коэффициентах сопротивления копанию K_F (МПа).

Типажный ряд роторных экскаваторов предусматривает их следующие типы:

ЭР — карьерные роторные для вскрышных работ с производительностью Q_T равной 630, 1250, 2500, 5000 и 10000 $\text{м}^3/\text{ч}$, и коэффициентом $K_F > 7$ МПа;

ЭРП — модификации ЭР с повышенным усилием копания ($K_F > 1,4$ МПа), соответствующие по производительности базовым и предназначенные для ведения добычных работ.

Типажный ряд многоковшовых цепных экскаваторов в России не существует, поскольку в нашей стране они не производятся. Цепные экскаваторы Германии — основного производителя этих машин, различают следующих типов:

- *ERs* — на гусеничном ходу с ковшом вместимостью 250—3150 л и теоретической производительностью до 7800 $\text{м}^3/\text{ч}$ по рыхлой массе;
- *Es* — на рельсовом ходу с ковшом вместимостью 900—4500 л и производительностью до 14500 $\text{м}^3/\text{ч}$ по рыхлой массе.

В настоящее время производство одноковшовых и роторных экскаваторов в странах СНГ в основном сосредоточено на следующих предприятиях: Ново-Краматорском (НКМЗ) и Донецком (ДМЗ) машиностроительных заводах (Украина); ГП «Крестяжмаш»,

а также ОАО «УЗТМ» и ОАО «Ижорские заводы», которые известны как Открытое акционерное общество Объединенные машиностроительные заводы (группа УРАЛМАШ-ИЖОРА) (Россия).

18.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭКСКАВАТОРОВ

Главные параметры экскаваторов задаются при проектировании машин; основные параметры экскаваторов определяют в функции от главных по эмпирическим зависимостям, приведенным в табл. П13 приложения.

Одноковшовые экскаваторы. Для технико-экономической оценки моделей, имеющих различную массу, вместимость ковшей, длину стрел и т. д., используют показатели или коэффициенты качества. Наиболее просты показатель относительной массы m_s/E (т/м³), представляющий собой отношение массы конструкции экскаватора к вместимости его ковша; а также показатель относительной мощности N/E (кВт/м³), представляющий собой отношение мощности привода к вместимости ковша.

Эти показатели, казалось бы, не учитывают прежде всего длины стрел сравниваемых экскаваторов и тем самым величину работы по перемещению породы, которую каждый из них в состоянии совершить. Однако масса экскаватора пропорциональна длине стрелы L_c и вместимости ковша E , что позволяет принять показатели относительной массы и энерговооруженности с известной степенью приближения в качестве объективного критерия характеризующего технический уровень машины.

Многие линейные, массовые, энергетические и скоростные параметры, а также время рабочего цикла экскаваторов с достаточной для инженерных расчетов точностью могут быть определены в зависимости от вместимости ковша E (м³), длины стрелы (высоты черпания) и выбранного типа рабочего оборудования по эмпирическим зависимостям (см. прил., табл. П13).

Масса одноковшового экскаватора m_s (т), как было показано выше, может быть также определена и по зависимости (10.7).

Степень технического совершенства многоковшовых экскаваторов, особенно роторных, принято оценивать коэффициентом $K'_{m.c}$ (т·ч/м⁴), определяемым по формуле

$$K'_{m.c} = m_3 / Q_{т.ч} H_K, \quad (18.1)$$

где $Q_{т.ч}$ — теоретическая производительность по рыхлой массе, м³/ч; $H_K = H_ч + H_г$ — суммарная высота черпания выше и ниже горизонта установки, м.

Уточненный показатель $K''_{m.c}$ (т·ч/м⁴), учитывающий коэффициент сопротивления копания K_F (МПа), давление на грунт p_{cp} (МПа), а также максимальные вылеты соответственно оси ротора (или натяжной звездочки ковшовой цепи) L_1 (м) и барабана разгрузочного конвейера L_2 (м), используется для сравнения многоковшовых экскаваторов одного класса:

$$K''_{m.c} = m_3 p_{cp} / (Q_{т.ч} K_F H_K L_1 L_2). \quad (18.2)$$

Многоковшовые экскаваторы. Масса многоковшового экскаватора m_3 (т) может быть определена по следующим эмпирическим зависимостям:

цепного

$$m_3 = k Q_{т.ч} H_{ц} K_F, \quad (18.3)$$

где k — коэффициент, равный 0,23—0,28 для экскаватора на рельсовом и 0,3—0,36 — на гусеничном ходу; $H_{ц}$ — максимальная глубина копания, м;

роторного

$$m_3 = k H_p \sqrt[3]{Q_{т.ч} H_p}, \quad (18.4)$$

где k — коэффициент, равный 1,7 для экскаватора с невыдвижной стрелой и 2,05 для экскаватора с выдвижной стрелой; H_p — максимальная высота копания, м.

Рабочая масса роторного экскаватора с малыми линейными параметрами

$$m_3 = 2,15 \cdot 10^{-2} K' (a + L_c) Q_{т.ч} \sqrt[3]{K_F}, \quad (18.5)$$

где $K' = 6,55 / (Q_{т.ч} + 210) + 3,5 \cdot 10^{-3}$; a — расстояние от оси подвеса роторной стрелы до оси поворота верхнего строения экскаватора, м; L_c — длина роторной стрелы, м.

Установленные мощности N_y (кВт) цепного и роторного экскаваторов определяют по формуле

$$N_y = K_2 Q_{т.ч} (10 K_F + 0,17 H_k + 1,3 K_F \sqrt{H_k}), \quad (18.6)$$

где K_2 — коэффициент 0,033 для цепного и 0,026 для роторного экскаваторов.

Установленная мощность двигателей роторного экскаватора N_y (кВт) может быть ориентировочно определена также по зависимости

$$N_y = (1,1 \div 1,2) m, \quad (18.7)$$

18.3. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИИ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

18.3.1. КАРЬЕРНЫЕ МЕХЛОПАТЫ

Экскаваторы типа ЭКГ предназначены для разработки полезных ископаемых и пород вскрыши до III категории включительно без предварительного рыхления с помощью БВР и погрузки горной массы в транспортные средства или самоходный дробильный агрегат на уровне или выше своей установки. Кроме открытых горных работ эти экскаваторы применяются также в промышленном строительстве.

В России на ближайшую перспективу предусмотрено производство механических лопат базовых моделей с ковшами вместимостью 5; 8; 10; 12,5; 15 и 20 м³.

В зависимости от климатического фактора экскаваторы выпускаются с модификациями: «У» (умеренный) — предельные границы температур при эксплуатации $\pm 40^\circ \text{C}$; «ХЛ» (хладостойчивый) — от $+40$ до -60°C ; «С» (северный) — от $+40$ до -50°C ; «Т» (тропический) — от $+55$ до -20°C .

Удельная масса современных карьерных лопат, как правило, не менее 36,5—52,8 т/м³, а удельная энерговооруженность 50—125 кВт/м³ вместимости стандартного ковша базовой модели. Максимальное удельное подъемное усилие на блоке ковша составляет 0,1—0,142 МН/м³.

Ходовое оборудование — гусеничное, как правило, малоопорное с раздельным приводом на каждую гусеницу. Скорость

хода в зависимости от мощности экскаватора составляет 0,9—0,45 км/ч, а среднее давление на грунт — 0,2—0,3 МПа.

Все модели механических и гидравлических лопат ОАО «УЗТМ», АО «Ижорские заводы», а также ГП «Крастяжмаш» предназначены для преодоления подъема не более 12° (0,2 рад) при прямолинейном движении по плотному грунтовому основанию.

Механизмы, расположенные на поворотной платформе (кроме механизма напора), закрыты металлическими кузовами. Последние снабжены принудительной напорной вентиляцией и внутренним освещением. Кабины машиниста герметизированы, снабжены системами отопления, вентиляции, обогрева стекол и кондиционирования.

Переоборудование базовых моделей экскаваторов в экскаваторы с удлиненной стрелой производится заменой рабочего оборудования (стрелы, рукояти, ковша, подкоса и вант). Остальные узлы полностью унифицированы с узлами базовой модели.

Наиболее распространенный привод механизмов у карьерных лопат — индивидуальный, многодвигательный, постоянного тока по системе ГД с силовыми магнитными усилителями. В настоящее время ведутся работы по внедрению статических тиристорных преобразователей.

Карьерные лопаты АО «Ижорские заводы» имеют шарнирно-сочлененную стрелу, одnobалочную внутреннюю рукоять круглого сечения и канатный механизм напора. Подвеска ковша на мощных моделях карьерных лопат полиспастная.

Размещение механизмов на платформе аналогично их размещению на экскаваторе ЭКГ-10 (см. рис. 11.4).

Ижорскими заводами серийно выпускают две базовых модели экскаваторов ЭКГ-10 (рис. 18.1) и ЭКГ-15 (табл. 18.1).

Базовая модель ЭКГ-10 имеет модификации с ковшами 5; 8; 10 м³:

- ЭКГ-5У с удлиненным оборудованием для отработки высоких уступов, погрузки породы в транспортные средства, расположенные на вышестоящих горизонтах;
- ЭКГ-8УС с удлиненным оборудованием для погрузки породы в транспортное средство находящееся на уровне стояния, для отработки более высоких уступов и обеспечения более редких передвижек железнодорожного пути;

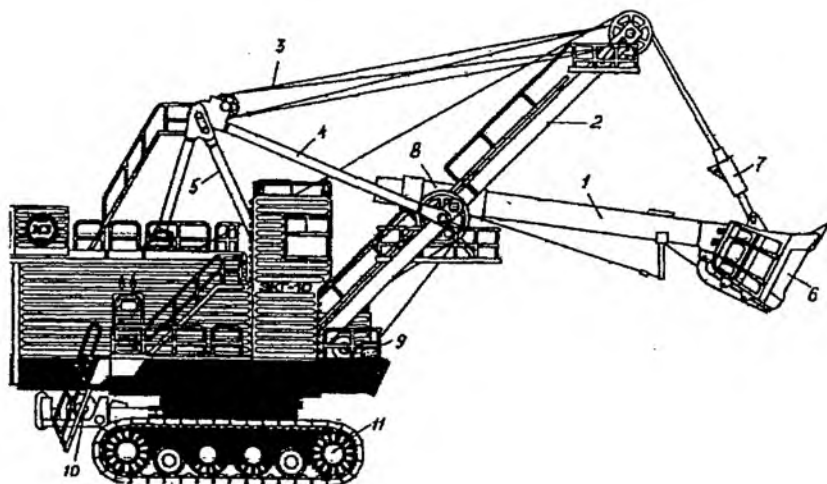


Рис. 18.1. Прямая механическая лопата ЭКГ-10 с внутренней рукоятью и канатным напором:

1 — рукоять; 2 — стрела; 3 — подвеска стрелы; 4 — подкосы; 5 — двуногая стойка; 6 — ковш; 7 — блок подвески ковша; 8 — седловой подшипник; 9 — напорная лебедка; 10 — кабельный барабан; 11 — гусеничная тележка

- ЭКГ-10М с более широким ковшом вместимостью 11,5 м³ и лучшей заполняемостью ковша при использовании на угольных разрезах. Основной ковш предназначен для пород с плотностью не более 2,7 т/м³;
- ЭКГ-10А с пониженным удельным давлением на грунт. Ходовая тележка имеет трак 1800 мм (против 1100—1400 мм стандартных). Среднее удельное давление на грунт — 0,173, а при удлиненной гусеничной раме — 0,158 МПа.

Экскаватор ЭКГ-10 оборудован электронной системой управления на основе тиристорных преобразователей обеспечивающих независимое бесступенчатое регулирование главных приводов и формирование оптимальных статических и динамических характеристик по схеме «генератор—двигатель». Четырехмашинный преобразовательный агрегат состоит из генераторов ГПЭ 800-800 кВт, ГПЭ 450-450 кВт и ГПЭ 220-220 кВт и сетевого двигателя СД 800 кВт. Номинальная мощность трансформатора 150 кВ·А. Электродвигатели главных приводов экскаватора: подъема 2×350 кВт, поворота 2×200 кВт, напора 200 кВт и хода 2×90 кВт. Напряжение сети 6000 В (3-х фазная, 50 Гц). Кабельный барабан имеет емкость 630 м. Скорость передвижения экскаватора 0,7 км/ч.

Таблица 18.1

Экскаваторы карьерные гусеничные Ижорского завода

Параметры	ЭКГ-10	ЭКГ-10М	ЭКГ-8УС	ЭКГ-5У	ЭКГ-15	ЭКГ-12УС	ЭКГ-8У
Вместимость ковша, м ³							
основного	10	11,5	8	5	15	12	8
сменного	8, 12,5, 16	—	—	—	18	—	—
Масса основного ковша, т	16,2	19,4	14,4	8,6	30	25,2	15,1
Расчетное время цикла, с	26	26	28	30	28	32	35
Максимальное усилие на подвеске ковша, кН	980	1087	780	490	1470	1178	833
Длина стрелы, м	13,9	14,36	16,5	20,7	18	24	32
Ход рукояти, м	4,55	4,35	4,75	5,53	4,9	7,58	8,36
Максимальный радиус копания, м	18,4	19	19,8	23,7	22,6	28	34
Максимальная высота копания, м	13,5	14,5	17,6	22,2	15,8	20,7	28,5
Макс. радиус разгрузки, м	16,3	16,5	17,9	22,1	19,5	25,8	31,6
Максимальная высота разгрузки, м	8,6	10,2	12,5	17,5	9,88	14,9	24
Радиус копания на уровне стояния, м	12,6	12,6	13,5	14,5	15,6	17,8	21
Рабочая масса с ковшом, т	395	402	405	386	69	721	725

Базовая модель экскаватора ЭКГ-15 имеет модификации с ковшами 8; 12 и 15 м³.

Он оборудован электронной системой управления на основе тиристорных преобразователей обеспечивающих независимое бесступенчатое регулирование главных приводов и формирование оптимальных статических и динамических характеристик по схеме «генератор—двигатель». Номинальная мощность трансформатора 250 кВ·А, а сетевого двигателя 1250 кВт. Электродвигатели главных приводов экскаватора: подъема 2×450 кВт, поворота 3×175 кВт, напора 200 кВт и хода 2×100 кВт. Напряжение сети 6000 В (3-х фазная, 50 Гц). Кабельный барабан имеет емкость 630 м. Скорость передвижения экскаватора 0,82 км/ч.

Экскаватор имеет климатическое исполнение «У», но на его базе созданы модели исполнения «ХЛ» и «Т». Ходовая тележка двухгусеничная вместо выпускавшихся ранее для ЭКГ-12,5 четырехгусеничной. Гусеничные звенья шириной 1500 мм обеспечивают удельное давление на грунт не более 0,245 МПа.

Карьерные лопаты ОАО «УЗТМ» имеют три базовые модели прямых лопат ЭКГ-5А, ЭКГ-12 и ЭКГ-20А (табл. 18.2) с двухбалочной рукоятью и зубчато-реечной системой напора, а также их модификации: ЭКГ-5В (с ковшом активного действия для работы по безвзрывной технологии), ЭКГ-5Д (с дизель-электрическим приводом), ЭКГ-4УС (с удлиненным рабочим оборудованием прямая лопата), ЭДГ-3,2.30 и ЭДГ-4.25 (с рабочим оборудованием драглайн); ЭКГ-12В (с пневмо-ударными зубьями).

Экскаватор ЭКГ-5А имеет электропривод по системе «генератор—двигатель» с магнитными усилителями (ГД с МУ), а также вариант «тиристорный преобразователь — двигатель» (ТПД), планетарную передачу в поворотном механизме, конические ролики и жесткую обойму поворотного круга, высокие комфортные условия работы машиниста (фильтро-вентиляционные установки, кондиционер, виброзащитное сиденье машиниста и др.). Экскаватор имеет индивидуальные приводы для гусениц малоопорного типа, с четырьмя опорными, двумя поддерживающими и одним натяжным колесами.

Экскаватор ЭКГ-5Д создан на базе серийного экскаватора ЭКГ-5А, оборудован дизель-электрическим приводом (2 × 500 л.с.), приводящим во вращение генераторы постоянного тока, питающие двигатели основных механизмов, что дает возможность экс-

платировать машину в условиях отсутствия линий электропередачи. Топливный бак объемом 3800 л рассчитан на 24 ч непрерывной работы. Система дистанционного контроля позволяет следить за работой дизелей из кабины машиниста.

Экскаватор ЭКГ-5В имеет ковш оборудованный тремя пневмомолотами с энергией удара по 1,7 кДж при частоте удара 7 Гц, обеспечивающими разрушение горной массы зубьями в процессе черпания и позволяет разрабатывать трещиноватые породы и угли малой и средней крепости без предварительного их рыхления взрывом. Применение этой машины перспективно в тех случаях, когда проведение буровзрывных работ невозможно по экологическим или каким-либо иным причинам. Удельный расход электроэнергии не превышает расхода при работе экскаватора с обычным ковшом.

Пневмоударные зубья автоматически включаются в работу при увеличении сопротивления при копании. Экскаватор оборудован пневмосистемой для питания молотов сжатым воздухом.

Таблица 18.2

Экскаваторы карьерные гусеничные УЗТМ

Параметры	ЭКГ-5А (5В)	ЭКГ-5Д	ЭКГ-4УС	ЭКГ-12	ЭКГ-20
Вместимость ковша, м ³					
основного	5,2 (5)	0,5	3,2—4,6	12	20
сменного	3,5—7	3,5—7	—	10—16	16—25
Расчетное время цикла, с	23	23	29	27	28
Максимальное усилие на подвеске ковша, кН	500	500	500	1250	1800
Максимальный радиус копания, м	14,5	14,5	15,5	21	23,4
Максимальная высота копания, м	10,3	10,3	12,9	15	17
Максимальный радиус разгрузки, м	12,65	12,65	13,7	18,5	20,9
Максимальная высота разгрузки, м	6,7	6,7	9	10	11,5
Радиус копания на уровне стояния, м	9	9	10,5	14,3	15,2
Мощность сетевого двигателя, кВт	250 (400)	—	1250	1250	2250
Рабочая масса с ковшом, т	196 (207)	197	211	600	1050

Экскаваторы-драглайны гусеничные ЭДГ-4.25 и ЭДГ-3,2.30 предназначены для разработки полезных ископаемых и пород вскрыши с перемещением их в отвал или с погрузкой в транспортные средства, имеют высокую степень унификации с базовой моделью ЭКГ-5А, индивидуальный электрический привод всех основных механизмов от двигателей постоянного тока, питаемых по системе ГД. Стрелы — решетчатой конструкции соответственно длиной 25 и 30 м, а ковши вместимостью 4 и 3,5 м³. Время цикла 42 с. Теоретическая производительность данных моделей 340 и 220 м³/ч. При рабочей массе 177—182 т удельное давление на грунт при гусеницах шириной 1100 (1400) мм не превышает 0,165 (0,130) МПа.

Карьерный гусеничный экскаватор ЭКГ-12 (рис. 18.2) предназначен для разработки и погрузки в транспортные средства или в отвал пород вскрыши и полезных ископаемых. Он имеет двухбалочную рукоять, реечный напор, двухгусеничный ход с раздельным приводом на каждую гусеницу и кабельный барабан.

Специальная геометрия ковша позволяет производить погрузку горной массы в автосамосвалы грузоподъемностью 75—120 т, а также в железнодорожные думпкары.

Для обеспечения ремонтных работ на стреле предусмотрен механизм спуска-подъема стрелы. Встроенный в стрелу редуктор напорного механизма имеет опорами валов подшипники качения, редукторы поворота планетарные.

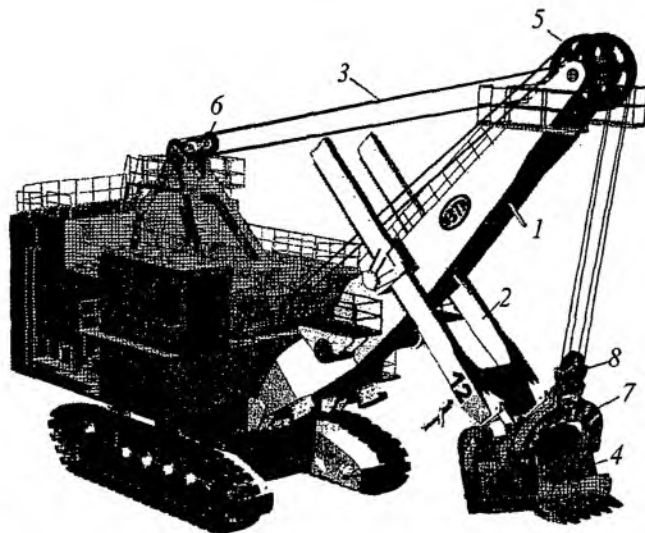


Рис. 18.2. Карьерный гусеничный экскаватор прямая лопата ЭКГ-12 с двухбалочной рукоятью и зубчато-реечной системой напора:

1 — стрела; 2 — рукоять; 3 — подвеска стрелы; 4 — ковш; 5 — головной блок; 6 — блоки двуногой стойки; 7 — коромысло; 8 — уравнильный блок

Гусеничный ход малоопорного типа с поднятыми ведущими колесами. Приводные электродвигатели расположены на горизонтальном кронштейне, обеспечивая легкость монтажа и производства ремонтных работ. Двигатели хода имеют принудительную вентиляцию, что обеспечивает практически неограниченный режим работы привода при передвижении по подготовленной трассе со скоростью до 1,1 км/ч.

Электропривод главных механизмов экскаватора выполнен по системе «генератор—двигатель», с управлением от тиристорных возбудителей. Система управления электроприводами обеспечивает оптимальные механические характеристики приводов при высоком кпд.

Сидение машиниста экскаватора виброизолировано, кабина снабжена системой кондиционирования воздуха и двухкоординатными ручными командоконтроллерами.

Экскаватор ЭКГ-12В имеет ковш оборудованный четырьмя пневмомолотами с энергией удара по 3 кДж при частоте удара 6 Гц.

Экскаватор драглайн гусеничный ЭДГ-8.50 спроектирован на базе ЭКГ-12, предназначен для разработки пород вскрыши с перемещением их в транспортные средства, имеет высокую степень унификации с базовой моделью, индивидуальный электрический привод всех основных механизмов от двигателей постоянного тока, питаемых по системе ГД. Стрела — решетчатой конструкции длиной 50 м, а ковши вместимостью 8 м³ — для тяжелых и 10 м³ — для легких пород. Концевая нагрузка 235 кН, усилие подъема стопорное 427 кН, усилие тяги стопорное 471 кН. Скорость подъема и тяги номинальные 2,1 м/с. Мощность сетевого двигателя 1250 кВт. Время цикла 50 с при повороте в отвал на 120°. Скорость передвижения 1,1 км/ч. При рабочей массе 600 т удельное давление на грунт при гусеницах шириной 1400 мм не превышает 0,186 МПа.

Базовая модель экскаватора ЭКГ-20А спроектирована для использования в экстремальных горно-геологических и климатических условиях восточных районов России, что обеспечивает надежную работу машины при температуре окружающего воздуха до – 50° С. Он имеет одноредукторную подъемную лебедку с приводом от двух двигателей. Подъем ковша бесполиспастный на четырех ветвях канатов.

Двухдвигательный механизм напора, установленный на стреле, снабжен многодисковыми фрикционными предохранительными муфтами. Зацепление кремальберных шестерен с рейками рукояти обеспе-

чивается при помощи роликов, по которым катятся направляющие реек. Седловые подшипники снабжены верхними и боковыми самоустанавливающимися ползунами для направления балок рукояти.

Роликовый круг с коническими роликами, сцентрирован при помощи мощной обоймы относительно центральной цапфы и обеспечивает надежную работу опорно-поворотного устройства при боковых нагрузках.

В экскаваторе использован четырехдвигательный, четырехредукторный механизм поворота. Ведущая шестерня редуктора установлена в собственных подшипниках и соединена с валом двигателя при помощи зубчатой муфты. Зубчатый венец выполнен из четырех кованных секторов.

Ходовая тележка экскаватора — двухгусеничная с отдельным приводом.

Машина имеет стрелу коробчатой конструкции с полиспастной подвеской.

Схема питания основных электродвигателей — от силовых тиристорных преобразователей.

Привод кабельного барабана синхронизирован с механизмом хода экскаватора, чем обеспечивается автоматическая намотка и разматка питающего кабеля в соответствии с перемещением машины.

Карьерные экскаваторы зарубежного производства характеризуются большим разнообразием конструкций. Ниже описаны некоторые модели американских экскаваторостроительных фирм «Марион», «Харнишфегер» и «Бюсайрус-Ири».

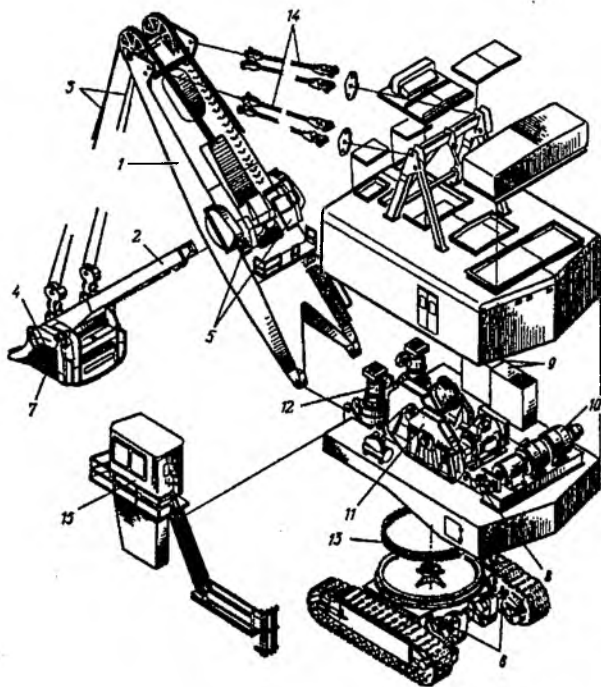
Фирма «Марион» выпускает ряд карьерных лопат с ковшами вместимостью 7—28 м³ (до 35 м³ в качестве углепогрузчика).

Рабочее оборудование экскаваторов фирмы «Марион», как правило, состоит из однобалочной стрелы, двухбалочной рукояти и имеет реечный напорный механизм, установленный на стреле. Ходовая часть — многоопорная.

Карьерные лопаты серии 201-М (рис. 18.3) с ковшами вместимостью 12—28 м³ имеют ряд конструктивных особенностей, главными из которых являются: двухбалочная внешняя стрела 1, выполненная в виде мощной коробчатой конструкции с разнесенными опорами; внутренняя однобалочная рукоять 2 прямоугольного сечения со двоякой напорной рейкой; независимая двусторонняя подвеска 3 ковша 4, обеспечивающая его стабильность при копании; отдельный двухдвигательный гидравлический привод 5 механизма напора; индивидуальный привод 6 ходовых тележек; изменяемый с помощью кривошипа 7 узел крепления ковша к рукояти (задняя стенка ковша выполнена как одно целое с рукоятью); насосная станция 8; высокая степень применения модулей в блоках 9 управления электрооборудованием. Экскаватор 201-М эксплуатируют на угольных разрезах Кузбасса и Южной Якутии.

Рис. 18.3. Карьерная лопата 201-М фирмы «Марион» (США) с зубчато-речным напором и внутренней рукоятью:

1 — стрела; 2 — рукоять; 3 — канаты подъема ковша; 4 — ковш; 5, 6 — гидродвигатели приводов соответственно напора и хода; 7 — шарнир крепления ковша к рукояти; 8 — насосная станция; 9 — блок управления; 10 — мотор-генераторная группа; 11 — лебедка подъемная; 12 — механизм поворота; 13 — роликовый круг; 14 — вантовая подвеска стрелы; 15 — кабина машиниста



Карьерная лопата 204-М «Суперфронт» (см. рис. 9.3) с ковшом вместимостью 19,9 м³ и рабочей массой 632 т с 1978 г. эксплуатировалась на Нерюнгринском разрезе в Южной Якутии. Она выполнена по лицензии фирмы «Марион» японской фирмой «Сумитомо».

Рабочее оборудование типа «Суперфронт» при движении ковша параллельно подошве уступа эффективно внедряет его в нижнюю часть забоя, используя с этой целью веса стрелы и рукояти, а также усилия подъема и поворота ковша. При установленной мощности сетевых двигателей 748 кВт на ковше может быть создано усилие внедрения 4 МН у подошвы уступа и 2,3 МН на верхней точке уступа высотой 19,2 м. Максимальное усилие отрыва препятствия за счет поворота ковша составляет 1,5 МН. Лопата типа «Суперфронт» при длинах стрелы 7,77 м и рукояти 7,36 м обеспечивает следующие технологические параметры (максимальные): радиус черпания 21,65 м, радиус выгрузки 16,8 м, высоту выгрузки 18,5 м и радиус черпания на уровне стояния 19,2 м. Экскаватор имеет силовой гидропривод напора и поворота ковша и гидрообъемный привод каждой гусеницы. Привод подъема стрелы — электрический. Открывание дна ковша осуществляется пневмоцилиндрами.

Модель 204-М с ковшом вместимостью 19,9 м³ предназначена для погрузки породы и угля в автосамосвалы грузоподъемностью 180—200 т. Сменные ковши на данной лопате могут иметь вместимость до 35 м³.

Фирма «Харнишфегер» (США) выпускает ряд карьерных экскаваторов с основными ковшами вместимостью от 3,5 м³ (модель РН-1400) до 53,7 м³ (модель РН-4100), рабочей массой 168—1517 т и установленной мощностью сетевых и приводных двигателей до 2900 кВт. В качестве углепогрузчиков данные модели могут иметь ковши до 61,1 м³.

Рабочее оборудование выполняется в виде однобалочной стрелы, двухбалочной рукояти прямоугольного сечения с реечным напорным механизмом. Гусеничный ход всех моделей — многоопорный.

Фирма «Бюсайрус-Ири» выпускает карьерные лопаты с ковшами вместимостью 2,68—40 м³.

Характерным отличием экскаваторов данной фирмы является применение рабочего оборудования, состоящего из шарнирно-сочлененной у напорного вала стрелы, круглой рукояти и канатного напора. В хвостовике рукояти установлено демпфирующее устройство. Механизмы подъема, поворота и напора имеют индивидуальные приводы.

18.3.2. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ОДНОКОВШОВЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Прямые лопаты типа ЭГ предназначены для работы на карьерах и строительстве с крупными объемами перемещения горной массы в качестве выемочно-погрузочных машин, отрабатывающих уступы выше уровня установки, а обратная лопата типа ЭГО (обычно создается на базе ЭГ) — для отработки нижних уступов пород I—II категорий без предварительного рыхления, а в более крепких породах — с полным взрывным рыхлением и погрузки горной массы в средства транспорта на уровне своей установки или, что более эффективно, ниже этого уровня.

Все модели ЭГ проектируются в умеренном климатическом исполнении (от – 40 до + 40° С).

При работе прямой лопатой обеспечивается автоматическое горизонтирование режущей кромки ковша и «плавающее» положение рабочего оборудования, исключающее вредное давление на забой от собственного веса.

Прямые гидравлические лопаты снабжаются челюстными ковшами (рис. 18.4) с нижней разгрузкой, навесными кабельными барабанами и унифицированной комфортной кабиной для экипажа.

Номенклатура карьерных гидравлических экскаваторов производства «УЗТМ» предусматривает две базовые модели прямых лопат ЭГ-150 и ЭГ-350 и их модификации с оборудованием обратной лопаты — ЭГО-150 и ЭГО-350 (табл. 18.3).

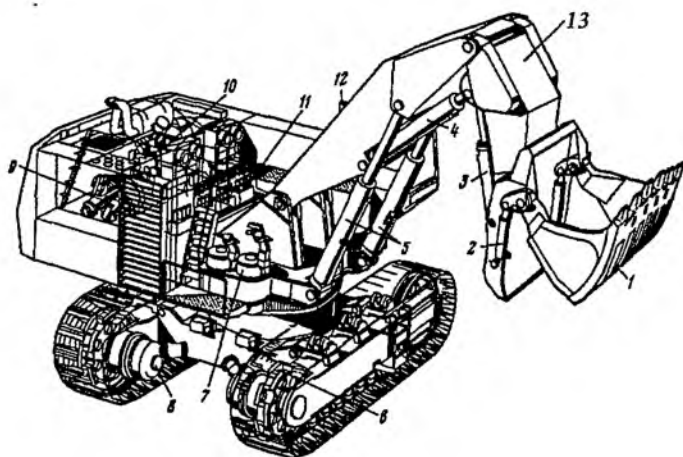


Рис. 18.4. Прямая гидравлическая лопата с ковшем 15 м³:

1 — челюсть ковша; 2, 3, 4, 5 — гидроцилиндры соответственно открывания ковша, поворота ковша, подъема рукояти, подъема стрелы; 6 — ведущая звездочка; 7 и 8 — гидропривод поворота и хода; 9 — насосная станция; 10 — дизельный двигатель; 11 — блоки управления; 12 — стрела; 13 — рукоять

Таблица 18.3

Технические характеристики карьерных прямых (ЭГ) и обратных (ЭГО) лопат гидравлического типа на гусеничном ходу

Параметры	ЭГ-150	ЭГ-350	ЭГО-150	ЭГО-350
Вместимость ковша, м ³				
стандартного	8	15	6,3	11
для тяжелых пород	5	12	4	8
Радиус черпания, м	13	16	15,7	21,8
Глубина черпания, м	—	—	9	12
Высота черпания, м	13,5	16	14,4	16,7
Высота выгрузки, м	9,8	13	10,8	12,5
Высота уступа, м	10,5	14,6	—	—
Длина планируемого участка, м	4—5	7	—	—
Мощность приводного двигателя, кВт	500	910	дизель	910
Продолжительность цикла, с	24	26	22	24
Давление на грунт, МПа	0,16	0,167	0,17	0,167
Расчетная производительность, млн м ³ /г.	2,1	4,7	1,5	2,5
Рабочая масса, т	150	350	150	350

ОАО «Ижорские заводы» также готовятся к производству гидравлических экскаваторов, унифицированных по ряду гидрооборудования с экскаваторами «УЗТМ».

Модель ЭГ-150 оснащается одной насосной установкой с электродвигателем мощностью 500 кВт, раздаточным редуктором, а ЭГ-350 двумя аксиально-поршневыми насосами подачи по 915 л/мин. Максимальное рабочее давление в гидросистеме — 30 МПа, тонкость фильтрации шести фильтров с пропускной способностью 6000 л/мин — 10 мкм. Основная гидроаппаратура — золотники, предохранительные и подпиточные клапаны смонтированы в едином блоке. На экскаваторе ЭГО-150 используются два дизеля по 330 кВт. Скорость передвижения не более 1,7 км/ч, преодолеваемый уклон 12°, напряжение питающей сети 6 кВ.

На экскаваторах устанавливаются аналогичные насосные установки и соответственно блоки с золотниками и гидроаппаратурой. Гидравлическая система управления унифицирована и позволяет управлять экскаваторами с помощью двух гидравлических колонок, установленных в кабине машиниста.

Механизмы поворота и хода имеют электрический привод постоянного тока и управляются с помощью ножного электрического командоконтроллера.

На поворотной платформе (см. рис. 11.5) расположены насосные установки, преобразовательные агрегаты для питания электропривода поворота и хода, узлы гидропривода, механизмы поворота, станции густой и жидкой смазки.

Привод насосов и генераторов осуществляется от высоковольтных асинхронных электродвигателей переменного тока. Привод рабочего оборудования — гидравлический от силовых гидроцилиндров, привод поворота и хода — от электродвигателей постоянного тока. На машине предусмотрено совместное, а также и независимое управление движением рабочего оборудования (ковша, рукояти и стрелы) с плавным регулированием изменения их скоростей в пределах от нуля до максимума.

Опорно-поворотное устройство роликового типа (см. рис. 11.21, д) не имеет центральной цапфы.

Ходовая тележка состоит из рамы, привода и гусеничной цепи с гидравлическим натяжным устройством. Привод каждой гусеницы осуществляется от индивидуального двигателя.

Наиболее крупная серийная прямая гидравлическая лопата за рубежом — модель Н-655S фирмы «Демаг-Комацу» с ковшом вместимостью 35 м³ (прямая) и 33 м³ (обратная лопата). Экскаватор комплектуется приводом (дизельным или электрическим) мощностью 2700 кВт. Высота черпания составляет 19,5 м, радиус черпания до 18 м, усилие внедрения ковша в забой 2400 кН, усилие вырыва ковша 2360 кН. Машина имеет рабочую массу 685 т, в том числе масса ковша составляет 60 т.

Среди зарубежных производителей карьерных гидравлических экскаваторов следует упомянуть также фирмы «Хитачи» (Япония), «Оренштейн-Коппель» (ФРГ), «Катерпиллер», «Марион», «Харнишфегер» (США).

18.3.3. ВСКРЫШНЫЕ МЕХЛОПАТЫ

Вскрышные гусеничные экскаваторы ЭВГ в СССР выпускались с ковшом вместимостью 15 и 35 м³. Типажный ряд не предусматривает создания более крупных моделей в силу того, что вскрышные лопаты по основным показателям перестали быть конкурентоспособны по сравнению с драглайнами соответствующих параметров, их производство прекращено как в СНГ, так и за рубежом.

Вскрышные лопаты предназначены для отработки уступов выше уровня установки в породах I—III категорий крепости без предварительного рыхления и со взрывным рыхлением более крепких пород, на разрезах при бестранспортной разработке с непосредственной разгрузкой горной массы на отвал в выработанное пространство. Все модели вскрышных лопат выполнены на четырехопорном ходу со сдвоенными тележками в каждой опоре и оборудованы коленно-рычажной системой напора.

Экскаватор ЭВГ-35.65М производства «НКМЗ» (Украина) — вскрышная лопата с ковшом вместимостью 35 м³ (см. рис. 10.3). Стрела длиной 65 м выполнена из тонкостенных трубчатых элементов и состоит из верхней и нижней секций, шарнирно соединенных между собой. Экскаватор имеет безредукторную лебедку подъема, расположенную в хвостовой части платформы.

Механизм напора — коленно-рычажного типа. Исполнительная его часть расположена на двуногой стойке и состоит из толкающих балок. Лебедка напорная с двумя двигателями, редуктором и барабанами размещена на платформе перед лебедкой подъема. Связь между обеими частями механизма напора осуществляется канатной передачей.

Длина рукояти экскаватора 37 м, высота черпания до 40 м, радиус разгрузки не более 62 м, стопорное усилие на блоке ковша 2,1 МН, частота вращения платформы 2,78 мин⁻¹. Мощность дви-

гателя подъема 3100 кВт, напора 2×450 кВт, поворота 4×780 кВт, передвижения машины 8×78 кВт и разворота гусениц 4×17 кВт. Давление на грунт до 0,32 МПа, скорость передвижения 0,55 км/ч, рабочая масса 3850 т, время цикла при повороте на 90° до 50 с.

Ходовая часть экскаватора имеет восемь гусениц, объединенных попарно в четыре гусеничные тележки. Выравнивание нижней рамы осуществляется гидродомкратами. Попарный поворот гусеничных тележек производится канатным механизмом. Управление ходовой частью вынесено в отдельную кабину, находящуюся под нижней рамой экскаватора.

За рубежом вскрышные экскаваторы выпускались только в США. Наиболее крупной моделью фирмы «Марион» является модель 6360М с коленно-рычажным реечным напором, массой 12620 т и установленной мощностью двигателей 15500 кВт. Ковш вскрышной лопаты со стрелой 65,4 м, вместимостью 138 м³ и массой 150 т снабжен двусторонним днищем. Ширина ковша 5,62 м, длина от режущей кромки до днища 7,5 м и максимальная высота 4,86 м.

Подъемная лебедка приводится от восьми электродвигателей суммарной мощностью 11760 кВт. Максимальное подъемное усилие на коромысле ковша составляет 7,7 МН. Поворот платформы осуществляется восемью двигателями суммарной мощностью 7360 кВт, расположенными в ее передней части.

Каждая из восьми гусеничных тележек имеет по две ведущие звездочки, расположенные по концам гусениц, которое приводятся в движения 16-ю двигателями общей мощностью 2352 кВт. Поворот каждой пары гусеничных тележек осуществляется с помощью гидроцилиндров.

Фирма «Бюсайрус-Ири» выпустила ряд вскрышных лопат вместимостью 15,3—107 м³, со стрелами длиной 28,8—63,8 м и рабочей массой 810—8480 т. Все модели имеют традиционную для вскрышных лопат этой фирмы конструкцию рабочего оборудования: шарнирно-сочлененную стрелу, круглую разгруженную от кручения рукоять и канатный напор с механизмом, расположенным на поворотной платформе.

18.3.4. ШАГАЮЩИЕ ЭКСКАВАТОРЫ-ДРАГЛАЙНЫ

Экскаваторы типа ЭШ представляют собой полноповоротные электрические драглайны с шагающим ходовым оборудованием, предназначенные для выемки главным образом нижним (реже верхним) черпанием пород I—IV категории крепости по ЕНиР и более крепких после их взрывного рыхления при производстве вскрышных работ по бестранспортной системе разработки с укладкой породы на отвал в выработанное пространство или на борт карьера; возможна погрузка драглайном горной массы в самоходный дробильный агрегат или транспортное средство циклического, а через бункер и непрерывного действия.

Драглайны имеют преимущество перед вскрышными лопатами в условиях больших мощностей вскрыши, при низкой несущей способности грунтов (особенно при работе на перегрызающей отвалах) и нижнем черпании.

Производство шагающих драглайнов в странах СНГ сосредоточено на ОАО «УЗТМ», ГП «Крастяжмаш» (Россия) и АО «НКМЗ» (Украина).

Номенклатура производства драглайнов АО «НКМЗ» предусматривает выпуск базовых моделей ЭШ 6,5.45, ЭШ 11.70 и модификации последней ЭШ 14.50, а также ЭШ 15.80 и двух ее модификаций ЭШ 20.65 и ЭШ 10.100 предназначенных для работы в умеренном климате. Все выпускаемые АО «НКМЗ» модели имеют аналогичное конструктивное исполнение, отличающееся деталями компоновки механизмов на поворотной платформе. Стрелы базовых моделей драглайнов ширинно-сочлененные из двух секций. Заменой верхней секции и ковша с упряжью обеспечивают подбор необходимых параметров модификаций машин. Шагающее устройство механического типа, как правило, кривошипно-рычажного. Для драглайнов НКМЗ характерно расположение в хвостовой части платформы М-Г агрегатов и подъемно-тяговых лебедок с высокоскоростными двигателями и многоступенчатыми редукторными передачами. В передней части платформы размещают привод ходовой части со сквозным поперечным валом вращения бортовых кривошипов шагающего устройства и два механизма поворота платформы (см. рис. 11.6).

Для управления главными приводами экскаваторов НКМЗ применяют систему ГД с питанием обмоток возбуждения генератора от силовых магнитных усилителей. Питание экскаваторов осуществляется через гибкий кабель.

Номенклатура драглайнов производства ОАО «УЗТМ» предусматривает выпуск шести базовых моделей (табл. 18.4), а также ряда их модификаций с удлиненными стрелами до 110—130 м и ковшами уменьшенной вместимости, в частности ЭШ 20.90 имеет модификацию ЭШ 15.100; ЭШ 25.90 модификации ЭШ 20.100 и ЭШ 15.110; ЭШ 40.100 модификации ЭШ 30.110 и ЭШ 25.120; ЭШ 65.100 модификацию ЭШ 40.130.

Все модели драглайнов ОАО «УЗТМ» с 1968 г. снабжаются трехгранной стрелой, выполненной из труб с предварительно напряженным верхним поясом (см. рис. 10.15), имеющей более высокие надежность и эксплуатационно-технические показатели, чем

вантовая, унифицированными лебедками тяги и подъема ковша и гидравлическими механизмами шагания.

Помимо упомянутых выше особенностей в отношении шагающего устройства и стрелы для драглайнов УЗТМ также характерно: введение ферм надстройки и узлов передней стойки с шарнирно соединенными трубчатыми и коробчатыми элементами, что увеличивает жесткость ферм; раздельная установка блоков тяговых и направляющих канатов, способствующих увеличению надежности этих узлов; применение унифицированных лебедок тяги и подъема (на более мощных машинах с приводом от низкооборотных двигателей), вплоть до устранения редукторных передач в механизмах поворота на экскаваторах с ковшами более 25 м³ использующих тихоходные высокомоментные электродвигатели.

Допускаемые уклоны: при шагании — поперечный $\pm 3^\circ$, продольный $\pm 7^\circ$ для всех моделей, кроме ЭШ 100.100, у которого эти величины соответственно не должны превышать $\pm 5^\circ$ и $\pm 2^\circ$. При работе допускаемый уклон как в продольном, так и в поперечном направлении не должен превышать 2° , кроме ЭШ 100.100, для которого предельная величина должна быть не более $1,5^\circ$.

Экскаватор-драглайн ЭШ 11.75 — единственная модель УЗТМ с электромеханическим механизмом шагания четырехзвенным кривошипно-шарнирным.

Информационно-диагностическая система на микропроцессорной базе позволяет контролировать производительность экскаватора, расход электроэнергии, наладочные параметры, загрузку и наличие вентиляционного потока, температуру подшипников, обмоток возбуждения и гидрожидкости.

Наиболее массовым драглайном производства УЗТМ является модель ЭШ 15.90 с треугольной трубчатой стрелой. Модификации ЭШ 15.90А (ЭШ 20.90) различных годов выпуска отличаются незначительными отклонениями линейных параметров, но заметным ростом мощностей двигателей установленных главных приводов исполнительных механизмов.

Головной образец ЭШ 20.90 создан на базе экскаватора ЭШ 15.90Б и выпускается серийно с 1981 г. За счет увеличения энерговооруженности механизмов и снижения металлоемкости удалось повысить производительность экскаватора до 30 %.

На всех экскаваторах, выпускаемых УЗТМ после 1982 г., электропривод главных механизмов выполнен по системе «гене-

ратор—двигатель» (ГД) с возбуждением электрических машин от тиристорных преобразователей — тиристорное возбуждение (ТВ).

Все модели шагающих драглайнов производства УЗТМ, кроме ЭШ 100.100, имеют гидравлический механизм передвижения с неполным отрывом базы.

Драглайн ЭШ 100.100 (рис. 18.5) работал на Назаровском угольном разрезе ПО «Красноярскуголь» и являлся одним из крупнейших шагающих драглайнов в мире. К основным его конструктивным особенностям относятся: гидравлическое шагающее устройство (см. рис. 12.9) с полным отрывом базы и длиной шага 3 м, трехгранная жесткая трубчатая стрела, лебедки со сдвоенными барабанами диаметром 3,4 м с приводом от четырех среднескоростных электродвигателей каждая и четыремя тяговыми и подъемными канатами диаметром по 90 мм, а также механизм поворота с приводом от восьми тихоходных электродвигателей.

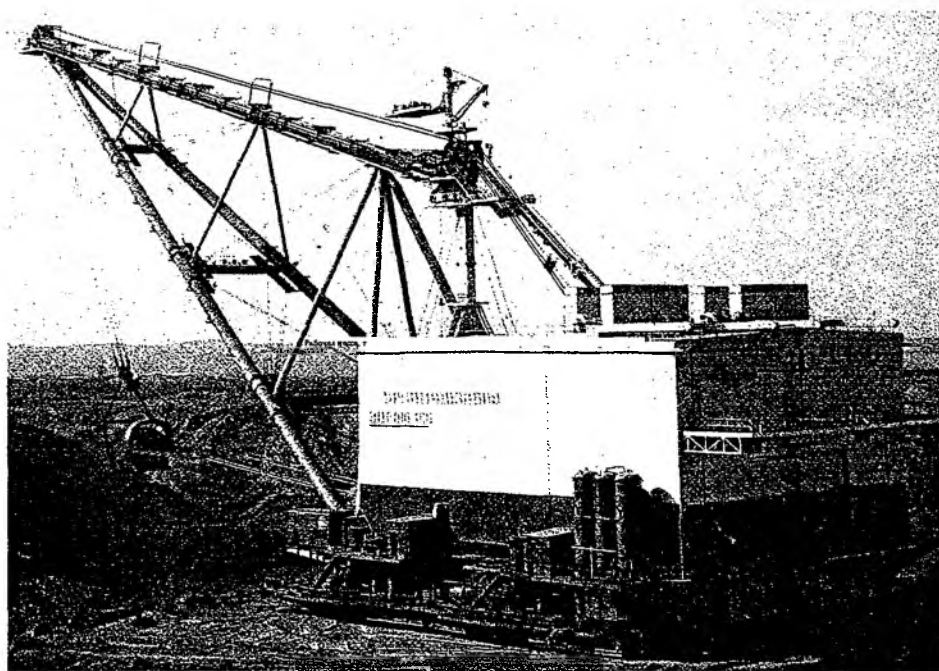


Рис. 18.5. Шагающий экскаватор-драглайн ЭШ 100.100 (УЗТМ)

Поворотная платформа (см. рис. 11.6,б) имеет длину 42 м, ширину 28,5 м, высоту 2,7 м. Масса груженого ковша равна 300 т.

Подвод электроэнергии к экскаватору осуществляется по двум гибким кабелям с напряжением 10 кВ. Для транспортировки

и укладки кабеля в забое предусмотрен самоходный кабельный передвижник с двумя барабанами вместимостью 550 и 150 м.

ГП «Крастяжмаш» осуществляет производство экскаваторов ЭШ 40.85С и ЭШ 20.90.

Таблица 18.4

Технические характеристики шагающих драглайнов ОАО «УЗТМ»

Параметры	ЭШ 11.75	ЭШ 20.90	ЭШ 25.100	ЭШ 40.100	ЭШ 65.100	ЭШ 100.125
Вместимость ковша, м ³	11	20	25	40	65	100
Длина стрелы, м	75	90	100	100	100	125
Угол наклона стрелы, градус	30	32	34	32	32	35
Концевая нагрузка, кН	330	630	770	1250	2050	3000
Время цикла, с	54	60	60	60	60	60
Высота выгрузки, м	30,2	28,5	39	40	38,5	56
Радиус выгрузки, м	71,4	83	83,5	94,8	97,6	118
Глубина копания, м	38	42,5	42,5	47	46	52
Диаметр базы, м	10,8	14,5	15,3	18	23,5	27
Давление на грунт, МПа	0,087	0,105	0,103	0,135	0,125	0,18
Мощность сетевого двигателя, кВт	1250	2500/ 2250	2500/ 2250	2×2250	4×2250	4×3600
Рабочая масса, т	840	1740	1900	3320	5460	10000

За рубежом шагающие драглайны выпускаются фирмами «Бюсайрус-Ири», «Марион», «Харнишфегер» и «Пейдж» (США). Наиболее крупные и современные модели выпускают первые три фирмы.

Фирма «Бюсайрус-Ири» выпускает десять моделей драглайнов с ковшами вместимостью 3,4—168 м³, стрелами длиной 36,4—94,3 м и рабочей массой 180—13600 т.

Самая мощная машина ряда — модель 4250-W с ковшом вместимостью 168 м³ и стрелой 94,5 м.

В основные трубчатые элементы стрелы накачан газ, что позволяет датчикам давления немедленно обнаруживать его утечку и место образования трещины. Подвеска стрелы осуществлена на 12-ти вантах. Кабина машиниста расположена в центре платформы между опорами стрелы, что создает хорошую обзорность рабочего пространства. Тяговая лебедка приводится восемью двигателями мощностью по 735 кВт. Номинальное тяговое усилие на ковше вместимостью 168 м³, равное 9 МН, передается по четырем тяговым канатам диаметром 126,8 мм на боковые стенки ковша шириной 6,08 м. Расчетная концевая нагрузка подъемной лебедки, (5 МН), складывается из веса ковша (1,23 МН) и полезного груза.

Подъемная лебедка приводится десятью двигателями мощностью по 735 кВт.

Шагающий ход — гидравлический с полным отрывом базы на гидроцилиндрах.

Модель 3270-W массой около 7900 т имеет модификации с ковшами 95,5—134,5 м³ и стрелами соответственно длиной 122—100 м.

Фирма «Марион» выпускает ряд драглайнов из десяти базовых моделей с ковшами вместимостью 4,6—137 м³, стрелами длиной 36—122 м и массой 220—8400 т.

Наиболее крупным драглайном фирмы является модель 8950 с ковшом вместимостью 137 м³ и решетчатой четырехугольной стрелой длиной 94 м. Ее модификация имеет стрелу длиной 122 м и ковш 76 м³.

Следует отметить, что модели драглайнов выпусков последних лет имеют значительно более мощные двигатели, позволяющие эксплуатировать машину на высоких скоростях с высокими коэффициентами использования во времени. В современных конструкциях драглайнов сочетаются большие линейные параметры (в первую очередь стрелы), высокие скорости и мощности двигателей главных механизмов.

18.4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИИ МНОГОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

18.4.1. ЦЕПНЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ

Цепной экскаватор — самоходная выемочно-погрузочная машина непрерывного действия на железнодорожном (рельсовом), гусеничном или реже шагающем ходу с поворотной или неповоротной платформой, предназначенная для ведения вскрышных или добычных работ нижним и (или) верхним черпанием в породах или углях невысокой крепости.

Многоковшовые цепные экскаваторы поперечного копания производятся в Германии и Чехии с теоретической производительностью 300—14500 м³/ч по рыхлой массе, расчетным коэффициентом сопротивления копанию на режущей кромке ковшей 0,2—1,5 МПа, суммарной высотой разрабатываемых уступов от одного уровня стояния экскаватора 12—60 м и массой 120—5800 т.

В России небольшие цепные экскаваторы на рельсовом (ЭМ-201А) и гусеничном (ЭМ-321) ходу производительностью соответственно 36 и 73 м³/ч изготовлялись Дмитровским экскаваторным заводом и используются на небольших карьерах стройматериалов при разработке глины, песка, гравия и талых грунтов до категории III включительно в соответствии с ЕНиР.

К числу основных преимуществ цепных экскаваторов по сравнению с роторными относят: возможность работ с верхним и особенно нижним черпанием; качественная планировка рабочего горизонта под любым углом залегания; возможность отработки весьма тонких пластов; низкая кусковатость экскавируемой массы; равномерная нагрузка на вал привода ковшовой цепи, практически не имеющая колебаний с частотой, равной

частоте колебаний выхода-входа ковшей из забоя; отсутствие столь выраженного многочастотного спектра колебаний конструкций экскаватора в целом, который свойствен, например, роторным машинам.

В основном цепные экскаваторы изготавливают полноповоротными с шарнирно-сочлененными ковшовыми рамами, предназначенными для работы верхним и нижним черпанием на гусеничном (ERs) или рельсовом (Es) ходу.

Маркировка экскаватора, например Es-4500.27/28.14500, расшифровывается следующим образом: цепной полноповоротный экскаватор на железнодорожном ходу с ковшами вместимостью 4500 л, высотой 27 и глубиной копания 28 м, теоретической производительностью 14500 м³/ч по рыхлой массе.

В Германии цепные экскаваторы компонуют по шести принципиальным схемам (рис. 18.6). Полноповоротные цепные экскаваторы верхнего и нижнего черпания на рельсовом ходу (Ds и Es) отличаются конструкцией разгрузочного устройства, осуществляющего разгрузку через бункер, расположенный в нижней раме (см. рис. 18.6, а), или через консольный неповоротный конвейер (см. рис. 18.6, б). По двум другим схемам изготавливают цепные экскаваторы с гусеничным ходовым оборудованием. Малые экскаваторы (ERs-250) имеют неповоротный разгрузочный конвейер (см. рис. 18.6, в). Наиболее мощные модели (ERs-2240 и ERs-3150) компонуются с разгрузочным мостом (см. рис. 18.6, е).

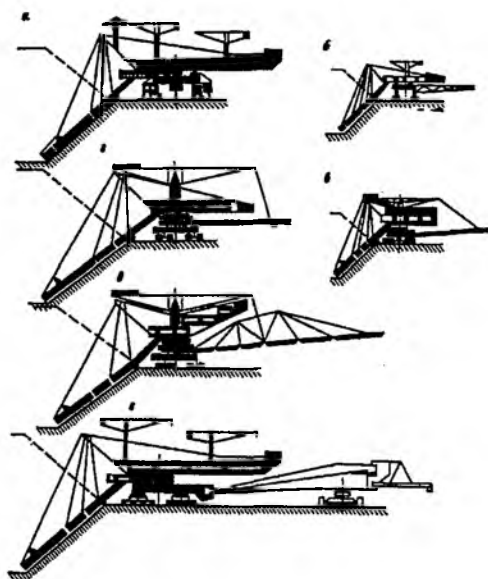


Рис. 18.6. Схемы компоновки цепных экскаваторов производства Германии

с консольной отвалообразующей стрелой (см. рис. 18.6, д).

Остальные модели (ERs-500, ERs-560, ERs-710, ERs-900, ERs-1120 и ERs-1600) изготавливают с полноповоротными полностью уравновешенными консольными конвейерами (см. рис. 18.6, з) или с консольной отвалообразующей стрелой (см. рис. 18.6, д).

Расчетные удельные усилия копания, отнесенные к длине режущей кромки цепных экскаваторов с гусеничным ходовым оборудованием, составляют 35—90 кН/м, а на рельсовом 70—100 кН/м, достигая 180 кН/м у некоторых моделей специального исполнения.

На горных предприятиях СНГ работают около 40 цепных экскаваторов производительностью от 400 до 1800 м³/ч производства Германии (табл. 18.5).

Цепной экскаватор ERS-710 (рис. 18.7) имеет шесть гусеничных тележек, объединенных попарно и поворачиваемых с помощью винтового устройства 20. Шестизвенная ковшовая рама 6 имеет роторный подборщик 12. Приводная звездочка 9 ковшовой цепи расположена на платформе машинного отделения вращающейся на шариковом круге 21 относительно центральной колонны 2. Разгрузка ковшей при отгибании звездочки 9 осуществляется на перегрузочный стол 13. Последний при вращении против часовой стрелки относительно колонны 2 перемещает породу к скребку 14, сбрасывающему ее на конвейер отвальной консоли.

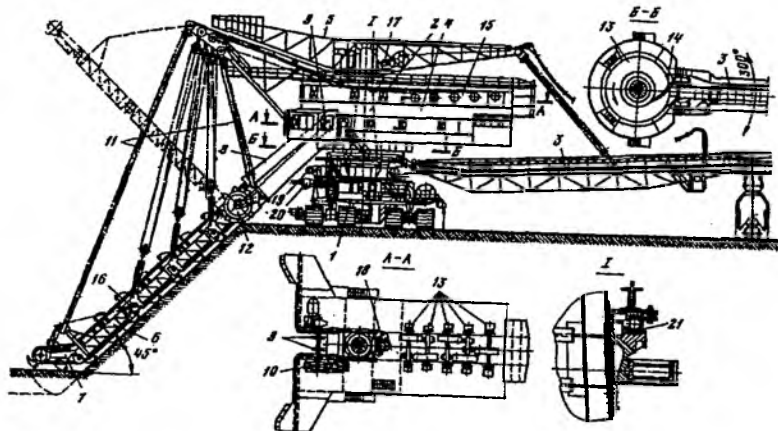


Рис. 18.7. Конструктивная схема многоковшового цепного экскаватора ERS-710 на гусеничном ходу:

1 — нижняя рама; 2 — центральная колонна; 3 — отвальная консоль; 4 — машинное отделение; 5 — стрела подвески отвальной консоли; 6 — ковшовая рама; 7 — планирующее звено; 8 — приемный желоб; 9 — приводная звездочка; 10 — предохранительно-тормозное устройство привода цепи; 11 — подвеска ковшовой рамы; 12 — роторное колесо для подборки породы; 13 — вращающийся перегрузочный стол; 14 — скребок; 15, 16, 17 — подъемные лебедки соответственно ковшовой рамы, планирующего звена и отвальной консоли; 18, 19 — механизмы поворота верхнего строения и отвальной консоли; 20 — механизм разворота гусениц; 21 — опорный шариковый подшипник верхнего строения

**Технические характеристики цепных экскаваторов,
производства Германии**

Параметры	Es-400 9/(6-9)	Es-400 20/17,5	ERs-710 17,5/16	ERs-1120 (20-24)/(17,5-22)
Теоретическая производительность, м³/ч	900	900	1400	1920—2200
Расчетная удельная сила копания, кН/м	45	45	40	170/140
Высота копания, м	9	20	17,5	20—24
Глубина копания, м	6—8	17,5	16	17,5—22
Мощность привода ковшовой цепи, кВт	200	400	400	2×710
Шаг цепи, мм/шаг установки ковшей	400/4	45/4	400/4	700/4
Скорость ковшовой цепи, м/с	1	1,1	1,1	1,35/1,56
Скорость хода, м/мин	8	8	4,8	2—6
Вместимость ковша, м³	0,4	0,4	0,7	1,12
Число ковшей	34	47	34	36
Число ходовых колес	40	80	—	—
Средняя нагрузка на колесо, кН	110	100	—	—
Установленная мощность, кВт	450	700	960	2200
Масса, т	435	800	1000	2300

18.4.2. РОТОРНЫЕ ЭКСКАВАТОРЫ (ЭР)

Роторный экскаватор — самоходная выемочно-погрузочная машина непрерывного действия на гусеничном или шагающе-рельсовом (преимущественно мощные ЭР) ходовом оборудовании с выдвигной или невыдвигной стрелой, предназначенная для ведения вскрышных или добычных работ верхним (преимущественно) и нижним черпанием, для разработки выемок (каналов), удаления породы в отвал или погрузки горной массы в транспортное средство непрерывного или реже цикличного действия на породах и углях малой и средней крепости (без предварительного рыхления взрывом до категории IV включительно, а более крепких после взрыва на встряхивание уступа) при температурах (если специально не оговорено) от – 40 до +35° С.

Промышленное производство карьерных роторных экскаваторов в СССР было начато в конце 50-х годов и в настоящее время осуществляется в России на ГП «Крастяжмаш», а на Украине — Донецким (ДМЗ), Ново-Краматорским (НКМЗ) и Азовским (Азовмаш) машиностроительными заводами (табл. 18.6). За рубежом наиболее крупными производителями роторных экскаваторов являются фирмы «Крупп», «ЛМГ», «Оренштейн-Коппель», «Такраф» (все Германия), «Витковицкий концерн» (Чехия).

Их выпуск в основном осуществляется в соответствии с типоразмерными рядами, включающими в себя широкую номенклатуру машин со следующими максимальными параметрами: теоретической часовой производительностью 20 тыс. м³/ч и суточной — 240 тыс. м³, расчетным коэффициентом сопротивления копания до 2,1 МПа, диаметром ротора 22 м, вместимостью ковша до 6,34 м³, длиной роторной стрелы 70 м, установленной мощностью силового оборудования 15 тыс. кВт и массой 13,5 тыс. т (вместе с погружным устройством). Общепринятую маркировку роторных экскаваторов поясним на примере ЭРШРД-5000.40/3. Начальные буквы в обозначении марки экскаватора, например ЭРШРД, ЭРГ, ЭРП, ЭР, показывают: тип экскаватора (ЭР — роторный, тип ходового устройства ШР — шагающе-рельсовое; Г — гусеничное, у последнего индекс Г может быть опущен); назначение (Д — добычной или П — с повышенным коэффициентом удельного усилия копания на режущей кромке ковша). Далее приводится производительность экскаватора (м³/ч) по рыхлой массе при номинальном расчетном K_F и, наконец, после точки через косую линию записывается отношение высоты к глубине копания в метрах. Если экскаватор имеет центробежный ротор, то в его маркировку обычно вводится индекс Ц, если имеется выдвижная стрела, то через дефис вписывается величина выдвижения (в метрах).

На горных предприятиях нашей страны используют роторные экскаваторы, изготовленные в Германии и Чехии (табл. 18.7).

Принципиальные конструктивные схемы основных моделей роторных экскаваторов отечественного и зарубежного производства, эксплуатируемых на горных предприятиях СНГ, даны на рис. 9.7, 9.8 и 18.8.

**Технические характеристики роторных экскаваторов
отечественного производства**

Параметры	ДМЗ				«Азовмаш» и «Крестяжмаш»		НКМЗ		
	ЭРГВ- 630.9/0,5 (Ц)	ЭРП- 1250.16/1 (Г)	ЭР- 1250.16/1,5	ЭРП- 1600.17/1,8	ЭРП- 2500.21,4/1	ЭРП-5250	ЭРШРД- 5000.40/3	ЭРШР- 5000.40/7	ЭРП-6500
Номинальная/ максимальная производитель- ность по рыхлой массе, м ³ /ч	690/1300	1250/2500	1000/1700	1650/3100	2500/3600	5250/7100	5000/6750	5000/6750	6500/8000
Расчетное/мини- мальное усилие копания, МПа	2,1/1	1,8/0,9	1,4/0,7	1,37/0,7	1,5/-	1,15	1,5	0,82	1,51 1.2
Вместимость ков- ша/подковшовой камеры, м ³	0,13/-	0,44/0,3	0,39/0,15	0,42/0,38	0,33/0,23	0,6/0,3	1,5/-	2,3/-	2,2/-
Число ковшей + режущих кромок	8	10+10	9+9	11+11	18	22	16	10	20
Высота/глубина копания, м	9/0,5	16/1	17/1,5	17/1,8	21/4,1	28/3,6	40/3	40/7	40/4
Вылет оси рото- ра (не более), м	16,8	24,5	24,5	26,5	32,7	48,1	65,9	73,7	65
Радиус разгруз- ки, м	16,6	23,4	22,6	24,1	28,7	30,2	59	59	50

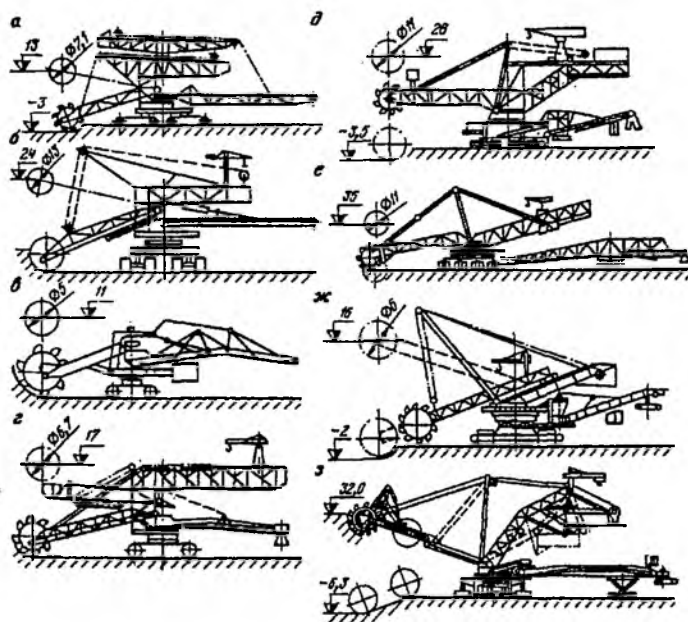
Параметры	ДМЗ				«Азовмаш» и «Крастяжмаш»		НКМЗ		
	ЭРГВ- 630.9/0,5 (Ц)	ЭРП- 1250.16/1 (Г)	ЭР- 1250.16/1,5	ЭРП- 1600.17/ 1,8	ЭРП- 2500.21,4/1	ЭРП-5250	ЭРШРД- 5000.40/3	ЭРШР- 5000.40/7	ЭРП-6500
Диаметр ротора, м	3,2	6,5	6,5	7,2	8	11,5	13	16	13,5
Частота вращения ротора, мин ⁻¹	34	8,5	8,8	8,1	4,5—7,2	5—6,5	3,5—5	3,4—4,9	4,5—5,7
Усилие копания (макс.), кН	105	210	210	296	430	950	930	900	1000
Мощность, кВт:									
привода ротора	300	2×250	320	500	860	200	1720	1150	2500
установленная	730	1360	860	2250	4040	9600	10700	6400	8800
Скорость передви- жения, м/ч	355	300	315	330	300	120	110	110	110
Давление на грунт при работе (пере- движении), МПа	0,126	0,15	0,13	0,146	0,142	0,14 (0,24)	0,14 (0,2)	0,22 (0,2)	0,17 (0,29)
Тип ходового обо- рудования	гусеничное				шагающе-рельсовое				
Ширина ленты кон- вейера, м	1	1,2	1,2	1,4	1,4	2	2	2	2,8
Скорость движения ленты, м/с	4	4,77	4,32	4,9	4	4,15	4	4	5
Конструктивная масса экскаватора, т	730	1050	700	1090	1870	4100	4160	4750	5500

Таблица 18.7

Технические характеристики роторных экскаваторов зарубежного производства, применяемых на карьерах СНГ

Параметры	SRs(к)- 470 (Германия)	SRs(к)-2000 (Германия)	SRs-2400 (Германия)	КУ-300 (Чехия)	КУ-800 (Чехия)	SchRs-1500 (Германия)
Теоретическая производи- тельность, м³/ч	1120—1420	3500—4500	6000	1200—1800	5500—6600	5000
Вместимость ковша, м³	0,46	0,46	1,7	0,3	0,8	1,3
Число ковшей	16	22	10	10	10 + 10	10
Расчетное усилие копания, МПа	1,8—1,35	1,4—1,1	0,75	0,3—0,85	1,1—0,9	0,53
Высота/глубина копания, м	17/1,5	28/3,5	35/9	19/3,7	32/6,3	24/6
Вылет оси ротора (не бо- лее), м	23	37	58,6	36	48	45
Радиус разгрузки, м	22	40,5	121*	31,8	74	27
Выдвижение стрелы, м	—	—	—	8,5	16,5	—
Диаметр ротора, м	6,7	11	12,5	7,1	11	13
Частота вращения ротора, мин⁻¹	5,1—7	4,1	4,6	5—7,6	6—7,3	3,6
Мощность, кВт:						
привода ротора	500	2×630	2×630	400	2×800	350
поворота платформы	2×24	4×80	3×38	60	4×100	2×60
общая установленная	1480	3200	5750	3320	8135	2584
Давление на грунт, МПа	0,135	0,137	0,113	0,11	0,115	0,11
Масса, т	729	2160	3250	1130	3350	2408

ПРИМЕЧАНИЕ: * По погрузочному устройству



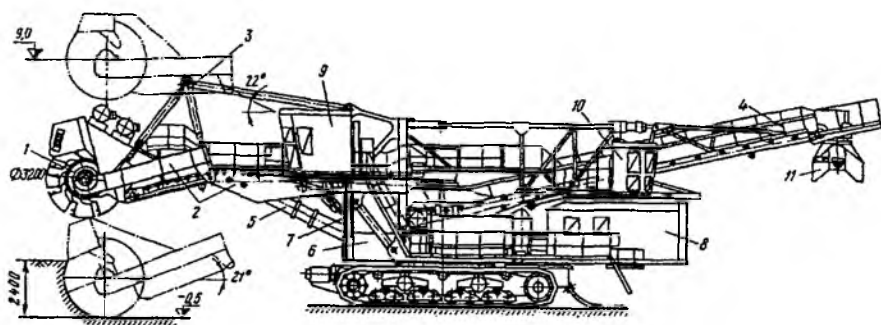


Рис. 18.9. Роторный экскаватор ЭРГВ-630. 9/0,5Ц с центробежным ротором:

1 — роторное колесо центробежного типа; 2 — стрела ротора; 3 — шарнирная подвеска стрелы; 4 — разгрузочная стрела; 5 — гидроцилиндр подъема стрелы ротора; 6 — поворотная платформа; 7 — портал; 8 — машинное отделение и противовес; 9, 10 — кабины машинистов экскаватора и погрузочного устройства; 11 — загрузочная воронка

Благодаря малым линейным параметрам эти экскаваторы отличаются высокой жесткостью системы «ротор-стрела-подвеска-платформа» и могут развивать высокие удельные усилия копания ($K_F > 2$ МПа), что расширяет область их применения на крепкие породы и угли.

Карьерные роторные экскаваторы производства ДМЗ (см. табл. 18.6) являются наиболее распространенными отечественными машинами среднего класса, эксплуатируемыми во всех горнодобывающих отраслях промышленности.

Роторный экскаватор ЭРГВ-630.9/0,5Ц (рис. 18.9) с центробежным ротором предназначен для добычи крепких полезных ископаемых с коэффициентом сопротивления копанию K_F до 2,1 МПа, теоретической производительностью в рыхлой массе 690 м³/ч. При снижении K_F до 1 МПа теоретическая производительность может быть повышена до 1300 м³/ч.

Центробежный рабочий орган с инерционной разгрузкой обеспечивает фракции экскавируемой массы с куском не более 250 мм, эффективную селективную выемку пластов сложного строения при пологом и слабонаклонном их залегании.

Экскаватор имеет модификацию ЭР-630.10.5/1,0, предусматривающую применение рабочего оборудования с гравитационным ротором для ведения добычных или вскрышных работ с теоретической производительностью в рыхлой массе 1100 м³/ч при коэффициенте сопротивления $K_F = 0,45$ МПа и 630 м³/ч при $K_F = 0,9$ МПа.

Диапазон температуры окружающего воздуха при работе от + 35 до – 20° С.

В обоих вариантах экскаватор имеет компоновочную схему, характерную для экскаватора с малыми линейными параметрами.

Экскаваторы ЭРП-1600 и ЭР-1250.17/1,5 (ЭР-1250.16/1,5Д; ЭР-1250.17/10Ц, заменили ранее выпускавшиеся ДМЗ модели ЭРГ-350/1000, ЭРГ-400.17/1,5.

Роторный экскаватор ЭРП-1600 (см. рис. 9.8, в) предназначен для добычи крепких нелипких полезных ископаемых с $K_F < 1,8$ МПа. Используется для селективной разработки пластов сложного строения горизонтального и наклонного залегания с погрузкой экскавируемой массы на все основные виды транспорта (железнодорожный, автомобильный и конвейерный). Выходной размер куска до 300 мм.

Аналогичную конструктивную схему имеет экскаватор ЭРП-1600 и его модификация с центробежным ротором ЭРП-1600Ц. Последняя модель имеет стрелу 30,4 м против 21,1 м (ЭРП-1600) и ротор диаметром 4 м, вместимость ковша соответственно 4 м³/190 л и 7,2 м³/420 л. Расчетная производительность обеих моделей при удельном усилии копания $K_F = 1,37$ МПа около 1650 м³/ч.

Базовая модель роторного экскаватора ЭР-1250.17/1,5 (см. рис. 9.8, б) предназначена для ведения вскрышных работ по породам средней крепости с погрузкой горной массы на конвейерный транспорт (забойный конвейер, перегружатели, отвалообразователь). Он может использоваться на угольных разрезах на добыче некрепких углей.

Модификацию экскаватора ЭР-1250.16/1,5Д используют для добычи нелипких полезных ископаемых с $K_F < 4$ МПа с погрузкой их в железнодорожные транспортные сосуды, а также в автомобильный или конвейерный транспорт. Теоретическая производительность экскаватора при $K_F = 1,4$ МПа не превышает 1000 м³/ч (при кратковременном режиме), а при номинальном $K_F = 1$ МПа — 1700 м³/ч.

Экскаваторы моделей ЭР-1250 и ЭРП-1250 максимально унифицированы, имеют повернутые в плане бескамерное роторное колесо и его привод, что позволяет им одинаково эффективно работать вертикальной стружкой в обе стороны от продольной оси. Отвальная и роторная стрелы имеют общую ось вращения и индивидуальные приводы, что обеспечивает независимое положение стрел при работе. Экскаваторы состоят из следующих основных узлов:

1) двух жестко закрепленных на ходовой раме многоопорных гусениц с балансирным опиранием катков и индивидуальным двухдвигательным приводом каждой гусеницы;

2) поворотной платформы, опирающейся на ходовую раму через роликовый поворотный круг с подхватами. На платформе расположены помещения для высоко- и низковольтного оборудования, кабина машиниста, механизм поворота, системы смазки;

3) надстройки с пилоном и консолью противовеса, несущей подъемную лебедку роторной стрелы, пневмо- и электрооборудование;

4) роторной части, состоящей из металлоконструкций стрелы, рабочего органа и конвейера;

5) отвальной части, выполненной из трубчатой трехгранной металлоконструкции, механизма поворота, конвейера, кабины управления погрузкой и разгрузочного устройства;

6) кабельного барабана емкостью 250 м.

Роторные экскаваторы производства «Азовмаш» и АО «НКМЗ» (см. табл. 18.6) представляют собой мощные модели вскрышного и добычного типов, обеспечивающие производительность от 2500 до 6500 м³/ч, предназначены, если это специально не оговорено, для работы при температуре окружающего воздуха от + 35 до – 40° С.

Экскаватор ЭРП-2500 (Азовмаш) предназначен для производства вскрышных (по породам с $K_F \geq 8$ МПа при $Q \geq 2500$ м³/ч) и добычных (по углям и другим полезным ископаемым с $K_F \geq 1,4$ МПа при $Q \geq 500$ м³/ч и с $K_F \geq 2$ МПа при $Q \geq 1750$ м³/ч) работ. Экскаватор ЭРП-2500 используется в комплексе с погрузочно-дозировочной машиной ПДМ-2500; комплексы снабжены кабель-передвижками для кабеля на напряжение 6 кВ.

Экскаватор ЭРП-2500 (см. рис. 9.8, г) состоит из следующих основных частей:

1) трех двухгусеничных приводных ходовых тележек (одна неповоротная), гидроцилиндров поворота, установленных на нижней раме;

2) нижней рамы, имеющей три опоры для соединения с гусеничной ходовой частью, рельсовые круги поворота платформы и разгрузочной консоли, механизм поворота верхней части экскаватора, гидросистему механизма разворота ходовой части, кабельный барабан, компрессор и систему смазки;

3) поворотной платформы, опирающейся на однодорожечный роликовый круг с зубчатым венцом, механизм поворота, центральную цапфу и опору крепления разгрузочной консоли;

4) надстройки, в оголовке которой расположены опоры блоков механизма подъема стрелы ротора и поддержки консоли противовеса;

5) четырехугольной ферменной металлоконструкции стрелы ротора, внутри которой размещен конвейер. На оголовке стрелы установлены направляющие для подъема (опускания) каретки кабины машиниста и роторное колесо с приводом, опирающимся на упруго-демпфирующее устройство типа ПГА;

6) консоли противовеса, несущей грузоподъемные средства, лебедки подъема стрелы, электрооборудование, систему гидроорошения мест перегрузки и дробилку;

7) разгрузочной консоли, состоящей из стационарной и качающейся секций. Первая, с разгрузочным конвейером имеющим взвешивающее устройство, соединяется с центральной цапфой поворотной платформы и опирается на две приводные тележки, перекатывающие ее по рельсовому кругу нижней рамы; на второй расположена кабина машиниста, управляющего погрузкой;

8) системы пылеподавления, пожаротушения, а также устройства, осуществляющего остановку машины при сильном ветре, недопустимых вибрациях и крене.

Экскаватор ЭРГ-1600.40/10-31 (НКМЗ) являлся единственной отечественной моделью с выдвижной стрелой (см. рис. 9.7). Его производительность составляла 2700—4500 м³/ч при работе в грунтах категорий IV и III, максимальная высота и глубина черпания соответственно 40 и 10 м при радиусе черпания 33—66 м. В 1970—1971 гг. он был заменен в производстве более мощными моделями типа ЭРШР-5000 и ЭРШРД-5000.40/3 на шагающе-рельсовом ходу. Экскаваторы предназначены для проведения круглогодичных ответственно вскрышных и добычных работ.

Поворотная часть экскаватора ЭРШРД-5000 состоит из: прямоугольной ферменной стрелы ротора, на оголовке которой установлен дисковый бескамерный ротор имеющий 16 ковшей косога резания; пространственной балочной надстройки, поворотной платформы с тремя механизмами поворота, работающими на один зубчатый венец; консоли противовеса, на которой размещены грузоподъемные средства, лебедка механизма подъема стрелы ротора и помещения с электро- и вспомогательным оборудованием. В нижней раме экскаватора находятся электро-

оборудование, механизмы поворота, гидросистема, а на выносных консолях — гидродомкраты плунжерного типа с отдельными цилиндрами для подъема машин и лыж. Управление всеми движениями экскаватора осуществляется из кабины машиниста, расположенной справа у головной части стрелы и перемещающейся в вертикальной плоскости по направляющим, а также из кабины хода, размещенной на нижней раме машины. Управление разгрузочной консолью — из кабины бункера погрузочного устройства.

Питание напряжением 10 кВ к экскаваторному кабельному барабану поступает по гибкому кабелю от карьерной высоковольтной сети через распределительное устройство.

Экскаватор ЭРЦРД-5250, имеет дробилку, установленную в сыпке центральной части экскаватора и обеспечивающую выпуск дробленой массы с куском установленного стандартом размера.

Вскрышная модификация ЭРП-5250В, отличается от базовой наличием устройств, уменьшающих налипание породы на цепные днища ковшей, на барабанные питатели в местах перегрузок и на самоочищающиеся точки в центральной части машины.

Экскаватор имеет перегрузочный мост, опирающийся одним концом на экскаватор, а другим на самоходную опорную тележку.

В настоящее время на НКМЗ создаются универсальные вскрышные и добычные мощные роторные экскаваторы на шагающе-рельсовом ходу (табл. 18.8).

Таблица 18.8

Технические характеристики роторных экскаваторов НКМЗ

Параметры	ЭР-7000/35	ЭР-7000/40	ЭР-7000/45	ЭРП-7000/30	ЭРП-7000/35	ЭРП-7000/40
Максимальная теоретическая производительность, т/ч	10000	12000	12000	10000	10000	12000
Удельное усилие копания, МПа	0,8	0,7	0,7	1,4	1,4	1,5
Высота верхнего копания, м	35	40	45	30	35	40
Мощность привода ротора, кВт	2×630	1250	2×630	2×1000	2×1000	2×1250
Масса, т	4350	5400	5400	4050	4360	5500

Таблица 18.9

Технические характеристики машин фрезерного типа

Параметры	Фирма «Виртген»				Фирма «Крупп»		«Крупп» и ИГД
	2600SM	3000SM	3500SM	4200SM	КСМ-2000	КСМ-4000	КСМ-2000К
Теоретическая производительность по рыхлой/ плотной горной массе, м ³ /ч	560/390	1000/ 720	1500/ 1050	2100/ 1500	2000/ 1400	4000/ 2800	2000/ 1400
Ширина захвата (полосы), м	2,6	3,0	3,5	4,2	5,6	7,1	6,0
Диаметр рабочего органа, м	0,95	1,27	1,40	2,1	3,55	3,85	4,5
Высота снимаемого слоя (не более), м	0,25	0,40	0,47	0,60	2,5	2,75	3,0
Мощность привода рабочего органа, кВт	280	280	450	550	370	740	1100
Скорость хода при расчетной производительности, м/мин	10	10	10	10	1,7	2,4	1,3
Масса машины, т	65	60	129	155	190	380	400

Фрезерные экскаваторы (табл. 18.9) — выемочно-погрузочные машины непрерывного действия на гусеничном ходу, предназначены для послойно-полосовой отработки горизонтальных или слабонаклонных уступов в породах или углях средней крепости $f \leq 7 \div 8$ без применения БВР и при относительно невысоких объемах горных работ.

Созданием машин данного типа занимается ряд фирм: «Виртген», «Крупп Фердертехник» (Германия), «Серфис Майнер» (США) и др.

Модели фирмы «Виртген» (тип СМ) располагают рабочий орган под рамой машины. Гусеничные тележки находятся впереди и сзади рабочего органа, что предопределяет возможность изменения направления движения машины по определенному радиусу, но не позволяет машине развернуться на месте.

Модели фирмы «Крупп» (тип КСМ) отличаются консольным расположением рабочего органа и двухгусеничным ходовым оборудованием, более приспособлены к различным горнотехническим условиям и наиболее эффективно могут применяться при относительно больших объемах горных работ, обладая также возможностью селективной разработки слоистых залежей. Модель КСМ-2000К разработана совместно фирмой «Крупп» и ИГД им. А. Скочинского для угольных месторождений Кузбасса, Сибири и других регионов.

Машины типа СМ также применяются в дорожном строительстве для снятия асфальтовых покрытий.



P&H MINING EQUIPMENT
A Joy Global Inc. Company

P&H — компания группы Joy Global Inc. со штаб-квартирой в городе Милуоки, штат Висконсин, США. В аббревиатуре P&H в названии компании сохранились имена первых владельцев — Полинга и Харнишфегера.

P&H — транснациональная корпорация. Структура основана на принципе охвата всех мировых горнодобывающих регионов. Обслуживанием Европы, России и СНГ, Северной Африки, Ближнего Востока и Индии занимается дирекция компании в Великобритании — P&H Mining Equipment (U.K.) Ltd.

Основным видом деятельности является поставка на горные предприятия оборудования, изготовленного на заводах P&H Mining Equipment, — крупных канатных электрических карьерных экскаваторов с ковшом вместимостью 25—76,5 м³, больших шарошечных буровых станков для бурения взрывных скважин диаметром 250—550 мм и шагающих драглайнов с ковшом вместимостью 20—120 м³. Около 70 % всего парка крупных электрических мехлопат, эксплуатирующихся на зарубежных карьерах, — производства P&H.

Специализированное подразделение группы P&H Mining Equipment — компания Pyramid изготавливает запасные части для широкого спектра горных машин. При этом все запасные части надлежащим образом сертифицированы и имеют гарантию качества P&H Mining Equipment.

Важный аспект деятельности P&H — послепродажная поддержка оборудования, которая включает в себя гарантийное обслуживание машин в соответствии с условиями контрактов на приобретение оборудования и сервисное обслуживание, ремонт и поставку запасных частей на основе специальных договоров, заключаемых между P&H и горными предприятиями.

Тенденция развития мирового горного производства — увеличение мощности комплекса выемочно-погрузочного оборудования с ростом массогабаритных параметров и производительности. При этом горному предприятию становится все труднее в одиночку обеспечивать техническое обслуживание и ремонт такой техники. Резко увеличиваются капиталовложения в ремонтно-механическую базу, склады запасных частей,



возрастает стоимость обучения обслуживающего персонала, что негативно отражается на себестоимости продукции. Кроме того, техническая политика в области планирования и методов проведения сервисных и ремонтных работ нередко имеет субъективный характер и зависит от квалификации руководителей ремонтных служб,

что не всегда совпадает с рекомендациями изготовителей оборудования и приводит к уменьшению надежности и срока службы техники.

Выход из такого положения давно найден. Во всем мире мелкие и крупные горные предприятия занимаются только своим основным делом — добычей полезных ископаемых. Все вспомогательные работы — в первую очередь обслуживание и ремонт горной техники — выполняют специализированные фирмы, имеющие серьезный и долговременный опыт такой работы.

Особенность сотрудничества в этой области с P&H заключается в том, что компания P&H сама является производителем горного оборудования и имеет важное преимущество — доскональное знание собственной продукции. К тому же наличие обученных инженерных кадров и широкой сети специализированных сервис-центров, ремонтных заводов и складов запасных частей позволяют P&H предложить клиентам поддержание оборудования в полностью работоспособном состоянии в течение всего срока его службы.

Компания P&H имеет большой опыт оказания различных услуг, связанных с обслуживанием. Так, в 2004 году при содействии P&H был завершен капитальный ремонт экскаватора P&H 2300XP, отработавшего 12 лет на железорудном карьере Shougang в Китае.

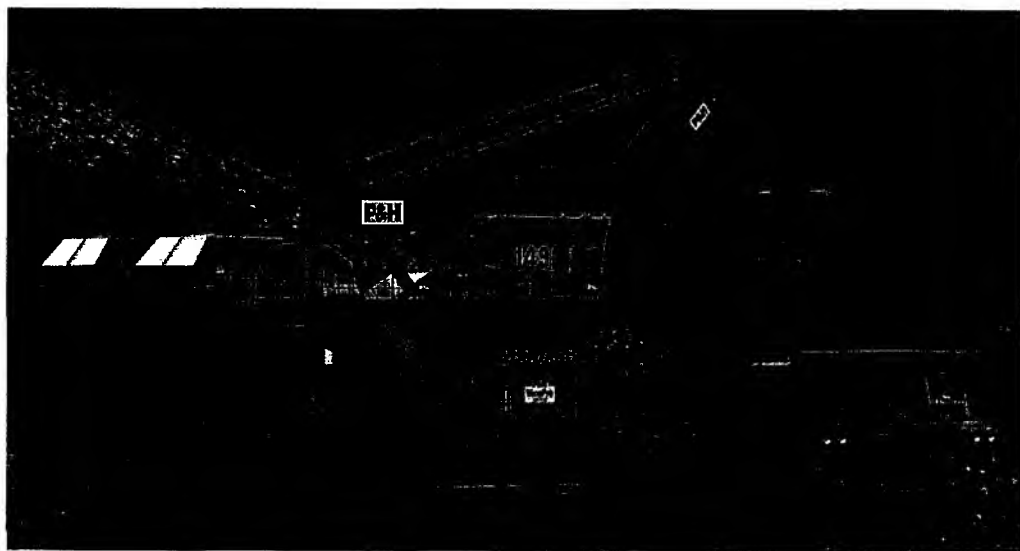
На медный карьер Konkola, который находится в Замбии, в дополнение к уже существовавшему в то время парку экскаваторов, состоящему из двух P&H 2100BLE и трех 2300MkII, были поставлены два экскаватора марки P&H 2300XPA. Один из них был передислоцирован из Австралии, другой же поступил из штата Нью-Мексико, США. Перед началом эксплуатации этих машин на новом месте они были подвергнуты комплексной диагностике, после которой был произведен капитальный ремонт.

В Южной Америке, на пятом по величине в мире медном карьере Los Palambres, находящемся в Чили, работают два экскаватора P&H 4100XPB и один P&H 4100A. В Бразилии подразделение MinePro заключило пятилетний контракт на обслуживание работающих на карьере Sossego экскаваторов 4100XPB, 2300XPA, двух буровых станков SKF, а также двух станков GD120.

Карьерные механические лопаты P&H Mining Equipment хорошо зарекомендовали себя при эксплуатации в России. Еще в 1982—1985 годах на разрезы Кузбасса была поставлена и смонтирована крупная партия экскаваторов P&H 2300XP с ковшом вместимостью 16 м³. И сейчас на разрезах Сибиргинский и Междуреченский эти экскаваторы демонстрируют хорошие показатели работы, а компания P&H обеспечивает их запасными частями.

Основная задача P&H в России — поставка и обслуживание нового современного горного оборудования. Большую роль в ее выполнении играет Московское представительство компании P&H Mining Equipment (U.K.) Ltd., находящееся по адресу: 101000, г. Москва, Колпачный пер., 4/1. Телефон +7 (495) 933-09-72, факс +7 (495) 623-83-55.

За последние несколько лет на горные предприятия Кузбасса были поставлены 6 новых мехлопат марки P&H 2800XP с ковшом вместимостью 33,6 м³. В настоящее время эта новая техника работает на Бачатском и Кедровском разрезах компании "Кузбассразрезуголь", Сибиргинском разрезе компании "Южный Кузбасс" и на Междуреченском разрезе.



Первый экскаватор P&H 2800XPB в России



Торжественный пуск в эксплуатацию на Бачатском разрезе первого экскаватора P&H 2800XPB в России

В Кузбассе для поддержки работы экскаваторов открыт совместный сервис-центр компании P&H и Joy Mining Machinery — Joy Global Kuzbass, с офисом по адресу: 652870, Кемеровская обл., г. Междуреченск, ул. Юдина, 16. Телефон +7 (38475) 2-10-29, факс +7 (38475) 2-54-23.

Начиная с 2005 года в основе всей технологии P&H лежит система управления и сбора данных "Centurion". В отличие от других экскаваторных систем управления аппаратные и программные компоненты этой системы специально разработаны для создания высокоэффективной и тесно увязанной сети контроля, управления и передачи данных.

Система позволяет осуществлять высокотехнологичный доступ и управление системой приводов, минимизировать время цикла, анализировать производительность экскаватора, а также частично автоматизировать управление экскаватором, что приводит к значительному увеличению производительности машины.

Ключевым компонентом взаимодействия персонала и системы является удобный в навигации графический интерфейс пользователя. С помощью сенсорного экрана, сочетающего в себе одновременно и аппаратную, и программную части, происходит управление работой системами экскаватора. "Centurion" оснащается двумя независимо

работающими сенсорными экранами, один из которых расположен в кабине машиниста, другой — в нижней кабине, где находятся блоки управления.

Обслуживающий персонал имеет возможность отслеживать следующие показатели: состояние экскаватора и угол его наклона, температуру подшипников и масла в электродвигателях, получать сведения о производительности экскаватора, что было невозможно на предыдущих моделях, а также информацию о неисправностях на экскаваторе.



Система управления "Centurion"

Основная функция системы "Centurion" — цифровое управление приводами, позволяющее получать максимальные показатели во всем диапазоне скоростей, координировать движения напора и подъема и в конечном итоге сократить время цикла.

Управление основными движениями экскаваторов P&N осуществляется с помощью джойстиков-контроллеров. При этом правый джойстик в режиме "копание" отвечает за движения подъема и поворота, а в режиме "ход" — за перемещение правой гусеницы. Соответственно левый джойстик — за движение напора и открывание днища ковша в режиме "копание" и за перемещение левой гусеницы в режиме "ход".

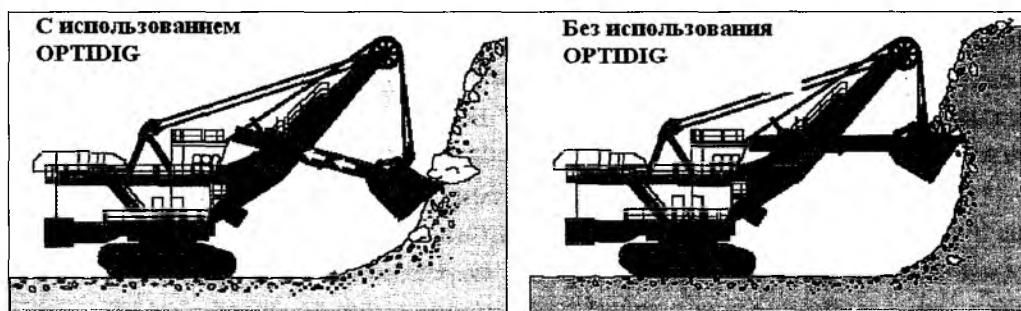
Переключение между режимами "копание" и "ход" занимало до 8 секунд, что негативно влияло на время цикла. Применение системы "Centurion" сокращает время переходного процесса до 3 секунд, что непосредственно увеличивает производительность экскаватора до 15 %.

Часто при работе экскаватора возникает так называемое "поддомкрачивание стрелы". Причина этого явления — дисбаланс усилий подъема и напора. При этом стрела смещается назад, что приводит к провисанию вантовой подвески. Затем стрела под действием собственного веса возвращается в первоначальное положение, создавая значительную нагрузку на вантовую подвеску, что может привести к ее

разрыву. "Поддомкрачивание" стрелы приводит также к дополнительной нагрузке на конструкции стрелы, ковша и рукояти. Опыт машиниста позволяет ему "чувствовать" правильное соотношение между усилиями подъема и напора, но даже это не дает гарантии от "поддомкрачивания". Признаком частых "поддомкрачиваний" может служить сильный износ нижней части ковша, а также рабочих органов экскаватора. Слабое "поддомкрачивание", называемое "1-я стадия поддомкрачивания", порой сложно отследить, поскольку оно "накладывается" на постоянное движение рабочих органов экскаватора во время цикла черпания. Более сильная стадия этого процесса, называемая "2-й стадией поддомкрачивания", может привести к серьезному повреждению экскаватора. Для предотвращения этого служит составная часть системы "Centurion" — AC800, которая автоматически возвращает стрелу в рабочее положение.

Система "OPTIDIG" предотвращает заклинивание ковша в забое. Она автоматически позиционирует ковш в забое, обеспечивает его равномерное движение при черпании за счет регулирования выдвижения рукояти. Машинисту при этом необходимо лишь удерживать оба джойстика-контроллера в положении "полный ход", а система при возникновении препятствий автоматически подает рукоять ковша назад.

С июня 2006 года применяется еще одна система "Centurion" — измерение грузоподъемности ковша "Payload".



Система "OPTIDIG"

Система "Payload" помогает машинистам отслеживать вес горной массы в ковше, что позволяет полностью использовать грузоподъемность автосамосвала при погрузке.

"Payload" представляет информацию на том же сенсорном экране компьютера, на котором отображается и другая информация, выводимая системой "Centurion". Отображаются вес породы в ковше на текущий

момент времени, суммарный вес, отклонение от заданного веса, средние показатели за смену.

Система "Centurion" является основой для дальнейших разработок современных экскаваторных технологий, повышающих производительность и оптимизирующих затраты.

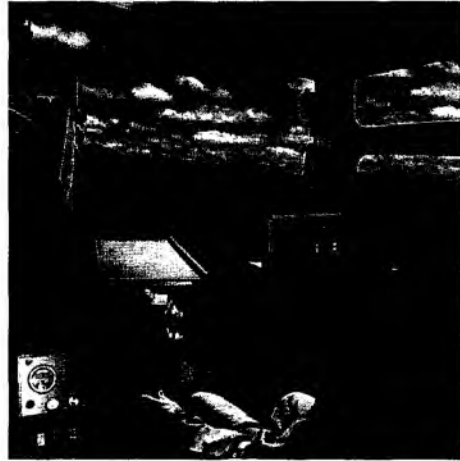
Кроме исследований, направленных на повышение эффективности работы мехлопат, компания P&H занимается разработкой ряда других современных систем, предназначенных для горного оборудования.

Так, система модернизации драглайна P&H "Universal dragline system" (UDS) позволяет осуществлять точечное черпание и разгрузку горной массы.

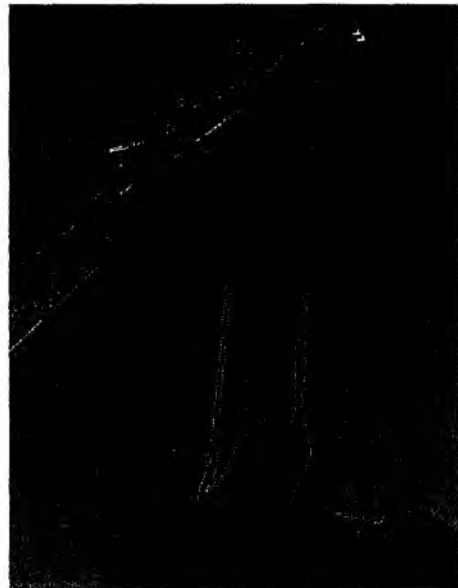
Система UDS включает в себя дополнительный головной блок стрелы, два отдельных подъемных барабана, ковш новой конструкции, к которому крепятся два подъемных каната. Требуется минимальная перепланировка машинного отделения.

Управление ковшом осуществляется при помощи компьютерной программы UDS, которая в зависимости от операции, производимой драглайном (черпание, перемещение или разгрузка) корректирует угол наклона ковша.

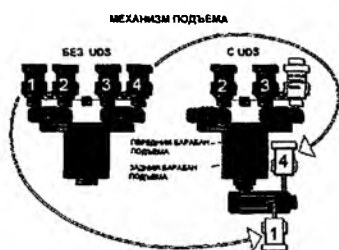
Система UDS устанавливается на всех последних моделях драглайнов P&H. Также возможна инсталляция данной системы на предыдущие модели драглайнов различных производителей. В настоящее время драглайны с системой UDS с успехом эксплуатируются на карьерах Австралии (Queensland, Blackwater) и США, показывая увеличение на 30 % производительности при двухлетнем сроке окупаемости модернизации.



Функция "Payload" системы "Centurion"



Информация для специалистов



Являясь лидером в производстве оборудования для открытых горных работ, компания R&N постоянно работает над производством нового, более совершенного оборудования и расширением сферы предоставляемых услуг. Как заявил Президент и Генеральный директор компании R&N Марк Редингер:

"Задача нашей компании остается неизменной: оставаться желанным партнером для наших клиентов, стремясь постоянно предоставлять надежные, передовые продукты и услуги, снижающие затраты наших клиентов".

Глава 19

ГОРНОТРАНСПОРТНЫЕ КОМПЛЕКСЫ ОТКРЫТЫХ РАЗРАБОТОК

19.1. ПОНЯТИЕ О СТРУКТУРЕ КОМПЛЕКСНОЙ МЕХАНИЗАЦИИ

Производственные процессы на открытых горных работах состоят из основных и вспомогательных операций, связанных единой технологической схемой во времени и пространстве и обеспечивающих в общем случае подготовку горных пород к выемке, их выемку, транспортирование, первичную переработку, складирование и отгрузку потребителю, а также выполнение других необходимых в едином горном производстве процессов. Машины или механизмы, выполняющие эти операции, соответственно подразделяются на основные (ведущие) и вспомогательные.

Основной (ведущей) машиной в технологически связанной цепочке горных машин (комплексе) является выемочно-погрузочная машина. За операцией, выполняемой основной машиной, следует другая, выполняемая в том же темпе следующей машиной, при этом должна быть осуществлена связь второй машины с первой с целью сохранения непрерывности производства технологического процесса. Такая организация технологического процесса соответствует принципам комплексной механизации производства.

Комплексная механизация осуществляется с помощью машин и механизмов различного назначения, образующих технологический комплекс.

Комплекс — это технологически связанная совокупность горных и транспортных машин, обеспечивающая максимальную производительность основной (ведущей) машины (добычной или вскрышной) и осуществляющая производственный процесс, в котором выполняются все операции, начиная от подготовки пород к выемке (если она есть) и заканчивая отвалообразованием или переработкой полезного ископаемого.

Комплексная механизация означает, что все смежные операции технологического процесса механизированы соответствующим друг другу оборудованием примерно равной производительности; при этом используется наименьшее число механизмов при наибольшей производительности труда. При выборе основной машины цепочка остальных машин и механизмов подбирается такой, чтобы обеспечить в конкретных условиях максимально возможную производительность ведущей машины.

Производительность машины или комплекса с течением времени не остается неизменной. Каждая машина создается для усредненных условий работы со сравнительно узкой задачей: бурение, погрузка, перемещение и др. Поскольку свойства разрабатываемых пород изменяются, все горные машины, образующие комплекс, должны обладать некоторыми резервами повышения производительности.

Комплексная механизация и организация работ на карьерах развиваются на основе внедрения поточной технологии, а также совмещения или в некоторых случаях разделения производственных процессов.

Поточную технологию легче осуществить при применении машин непрерывного действия. Однако возможно достижение поточности и при использовании экскаваторов циклического действия, а также рельсового и автомобильного транспорта. В этом случае комплекс (буровые станки, зарядные машины, экскаватор, транспорт с отвалообразующими или перерабатывающими полезное ископаемое машинами), работающий ритмично по жесткой схеме, будет являться поточным, а технология циклично-поточной (ЦПТ).

Комплексная механизация должна обеспечиваться по возможности машинами и механизмами непрерывного действия.

Структуры комплексной механизации в общем случае состояются из следующих звеньев соответственно процессам, выполняемым горными и транспортными машинами: подготовки пород к выемке; выемки и погрузки; транспортирования; отвалообразования или складирования; первичной переработки.

Комплект оборудования, необходимый для материального обеспечения той или иной принятой структуры комплексной механизации, в зависимости от принятой технологии может включать в себя все или часть из указанных звеньев.

Комплекты оборудования, соответствующие определенной структуре комплексной механизации, предназначены для обслуживания определенных грузопотоков и подразделяются на однолинейные, параллельные, сходящиеся, расходящиеся и сложные.

Основное влияние на структуру комплексной механизации оказывают горнотехнические условия, и в первую очередь крепость пород, которая обуславливает наличие или отсутствие буровзрывного рыхления, эффективность применения оборудования непрерывного действия на выемочно-погрузочных работах, выбор вида транспорта и способа отвалообразования.

По характеру выполняемой работы комплексы разделяют на:

- непрерывные, в которых подготовку горной массы к экскавации, выемку, погрузку, перемещение и отвалообразование или переработку производят машины непрерывного действия;
- дискретные, в которых машины циклического действия осуществляют строго ритмичную работу во всем потоке;
- смешанные, в которых подготовку горных пород к выемке, выемку и погрузку выполняют машины циклического действия, а перемещение горной массы — машины непрерывного действия, или наоборот (рис. 19.1).

На современных карьерах обычно стремятся применять однотипные средства механизации, что значительно упрощает и облегчает организацию горных работ, эксплуатацию, ремонт и обслуживание оборудования. Вместе с тем на вскрышных работах, как правило, стремятся использовать наиболее мощные машины и комплексы.

19.2. ВЫБОР МАШИН И МЕХАНИЗМОВ КОМПЛЕКСОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Комплексы машин непрерывного действия в общем случае включают в себя следующие технологические звенья: выемочное, транспортирующее и отвальное.

В некоторых случаях укладка породы в отвал производится транспортирующей машиной и тогда третье звено отсутствует.

Мощность оборудования, составляющего комплекс, определяется линейными параметрами карьера, объемом добычных и вскрышных работ.

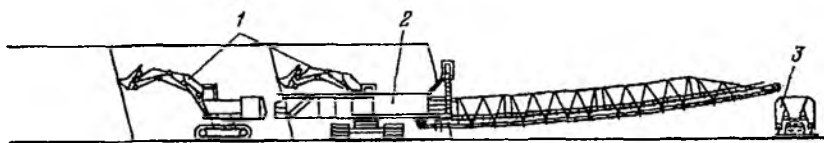


Рис. 19.1. Экскаваторотранспортно-отвальный комплекс машин смешанного типа: 1 — гидравлические лопаты; 2 — бункер-перегрузчик; 3 — магистральный конвейер

При подборе машин для комплекса соблюдают следующие основные требования:

- максимальную поточность процесса производства горных работ с наименьшим числом перегрузочных пунктов и возможностью автоматизации процесса;
- соответствие производительности всех машин, входящих в комплекс, максимальной производительности ведущей машины, выполняющей основной процесс (выемку и погрузку породы);
- полное использование времени смены при назначении режима работы комплекса машин, минимум затрат времени на перерывы в рабочих операциях и маневры машины.

Производительность оборудования определяется техническими характеристиками. Коэффициенты использования конкретной машины во времени определяются расчетным путем в соответствии с принятой технологической схемой ее эксплуатации.

При поточной технологии определяющим фактором является производительность выемочно-погрузочной машины (подробно см. разд. 20.2).

В типовый ряд комплексов машин непрерывного действия для открытой разработки полезных ископаемых входят роторные экскаваторы, отвалообразователи и конвейеры.

Состав любого комплекса определяется системой разработки и производственной мощностью карьера. Для образования комплекса непрерывного действия типажом рекомендуются в качестве основных машин роторные экскаваторы и ленточные конвейеры. В комплекс также могут входить различные дробильно-сортировочные и загрузочные устройства (самоходные дробильные агрегаты, погрузочно-дозировочные машины, бункера самоходные) и перегрузчики.

Комплексы машин непрерывного действия для вскрышных работ составляются по одной из следующих схем:

- экскаватор (цепной или роторный) — транспортно-отвальный мост (рис. 19.2, а);

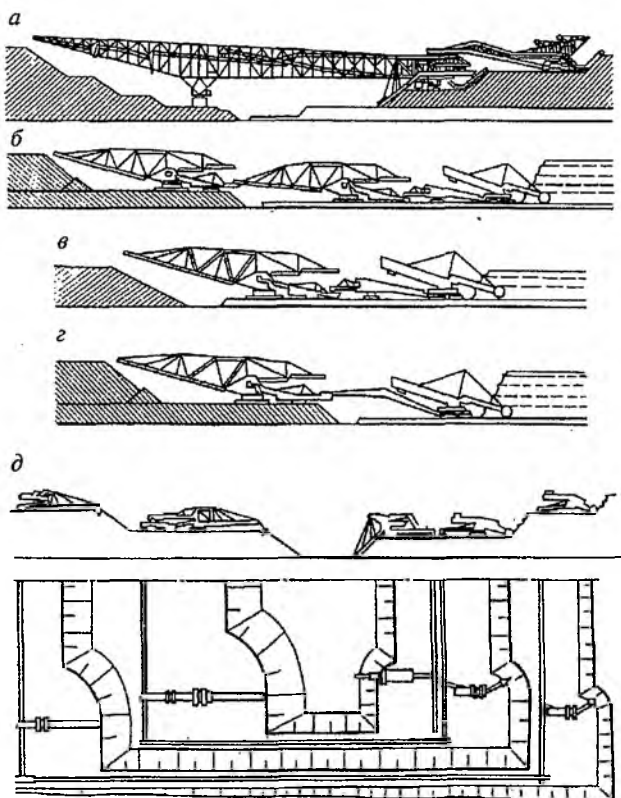


Рис. 19.2. Схемы комплексов непрерывного действия для открытых работ

- экскаватор — консольный перегружатель — отвалообразователь (рис. 19.2, а);
- экскаватор — отвалообразователь (рис. 19.2, б);
- экскаватор — перегружатель — отвалообразователь (рис. 19.2, в);
- экскаватор — конвейерная линия — отвалообразователь (рис. 19.2, д).

Комплексы машин непрерывного действия для добычных работ составляются по одной из следующих схем:

- экскаватор — конвейерная линия — перегружатель;
- экскаватор — погрузочное устройство — рельсовый транспорт;
- экскаватор — автомобильный транспорт.

Производительная работа комплекса возможна только при высокой надежности и гарантированной долговечности всех входящих в него звеньев.

Глава 20

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И БЕЗОПАСНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЭКСКАВАТОРОВ И КОМПЛЕКСОВ

20.1. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЭКСКАВАТОРОВ

К основным факторам, влияющим на производительность экскаватора, относятся следующие:

- трудность разработки горной массы, которая оценивается категорией породы и ее состоянием. При разработке, например, влажной глинистой породы, которая налипает на ковш, уменьшается полезный объем последнего и увеличивается продолжительность цикла из-за более длительной разгрузки ковша. В зимних условиях плохо раздробленный мерзлый грунт также снижает коэффициент наполнения ковша;
- технические данные, состояние и надежность экскаватора;
- квалификация машиниста;
- качество забоя, оцениваемое его высотой, условиями подхода транспорта к месту погрузки, освещенностью;
- организация работ, зависящая от достаточности транспортных средств, состояния дорог, своевременного снабжения топливом, энергией, запасными частями и т.п.

Различают теоретическую (паспортную), техническую и эксплуатационную производительности экскаватора.

Теоретическая производительность экскаватора — количество продукции (в тоннах или кубических метрах), которое может быть выработано в единицу времени (обычно за час) при непрерывной его работе. Условия работы берутся предположительно одинаковыми для всех машин, коэффициенты наполнения ковша (K_n) и разрыхления породы (K_r) принимаются равными единице. У одноковшовых экскаваторов при расчете теоретической производительности принимаются: одинаковыми угол поворота на выгрузку (90° у лопат и 135° у драглайнов), высота черпания (до уровня напорного вала — для лопат) и номинальными скорости рабочих движений и удельные сопротивления породы копанью. У многоковшовых экскаваторов расчет ведется по числу ковшей, разгружающихся в 1 мин

при номинальном режиме (скорости резания), сопротивлении породы копанию и коэффициентах K_p и K_n , равных единице.

Теоретическая производительность для данной машины всегда одинакова и повысить ее можно только внесением усовершенствований в ее конструкцию. Поэтому теоретическая производительность позволяет сравнивать различные машины и оценивать их совершенство. Теоретическая производительность машины указывается в ее паспорте.

Техническая производительность — максимальная производительность для данного экскаватора при его непрерывной работе в данном забое за единицу времени. Рассчитывается с учетом конкретных условий работы: категорий пород, разрыхления породы и наполнения ковша при непрерывной работе, а также с учетом перерывов в работе, неизбежных для данного типа машины (например, у одноковшового экскаватора при его передвижении, а у роторного — при изменении направления поворота стрелы и передвижении при подходе к забою). Сравнивая техническую производительность экскаваторов, рассчитанную для одинаковых условий, можно выяснить, какая машина лучше подходит для данных условий.

Эксплуатационная производительность — это действительный объем горной массы, отработанный экскаватором за определенный период эксплуатации. Она рассчитывается с учетом неизбежных организационных и технологических простоев: потерь времени на приемку смены и осмотр машины, смазку, замену подвижного состава. Эксплуатационная производительность численно меньше технической. Ее величина отражает совершенство организации работы экскаватора и всех обслуживающих его машин. Эксплуатационная производительность может быть сменной, месячной и годовой (в последних случаях учитываются потери времени на ремонтные осмотры, текущие и капитальные ремонты). В наибольшей мере характеризует организацию работы на данном предприятии (не только по добыче полезного ископаемого, но и по обслуживанию экскаваторов, снабжению их запасными частями) годовая производительность экскаватора.

Теоретическая (часовая) $Q_{т.ч}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$) производительность экскаватора по рыхлой массе

$$Q_{т.ч} = 60 E n_z, \quad (20.1)$$

где E — вместимость ковша, м^3 ; n_z — число разгружаемых в минуту ковшей, мин^{-1} .

Для многоковшовых экскаваторов n_z указывается в технической характеристике, для одноковшовых экскаваторов в техниче-

ской характеристике дается длительность цикла $t_{\text{ц}}$, а n_z рассчитывается по формуле

$$n_z = 60/t_{\text{ц}}.$$

Продолжительность цикла обычно указывается для угла поворота, равного 90° . Для углов поворота, отличных от 90° , время цикла умножают на коэффициент корректировки, который приводится в справочниках [28].

Техническая производительность $Q_{\text{тех}}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяется, как

$$Q_{\text{тех}} = Q_{\text{т.ч}} K_{\text{н}} t_{\text{р}} / (t_{\text{р}} + t_{\text{п}}) K_{\text{р}} = 60 E n_z t_{\text{р}} K_{\text{эк}} / (t_{\text{р}} + t_{\text{п}}), \quad (20.2)$$

где $K_{\text{н}}$ и $K_{\text{р}}$ — коэффициенты соответственно наполнения ковша и разрыхления породы (берутся из справочника $K_{\text{н}} = 0,8 \div 1,1$ и $K_{\text{р}} = 1,1 \div 1,5$); $t_{\text{р}}$ — длительность непрерывной работы экскаватора с одного места установки или при одном направлении движения рабочего органа (для многоковшовых экскаваторов); $t_{\text{п}}$ — длительность одной передвижки (для одноковшовых экскаваторов) или перемены направления движения рабочего органа (для многоковшовых); $K_{\text{эк}} = K_{\text{н}}/K_{\text{р}}$ — коэффициент экскавации.

Эксплуатационная производительность $Q_{\text{э}}$ ($\text{м}^3/\text{смену}$) определяется по формуле

$$Q_{\text{т.ч}} = Q_{\text{тех}} T_{\text{с}} K_{\text{в}} = 60 t_{\text{р}} K_{\text{эк}} K_{\text{в}} T_{\text{с}} E n_z / (t_{\text{р}} + t_{\text{п}}), \quad (20.3)$$

где $T_{\text{с}}$ — длительность смены, ч; $K_{\text{в}}$ — коэффициент использования экскаватора по времени. Для экскаваторов, работающих с погрузкой в железнодорожные вагоны, $K_{\text{в}} = 0,55 \div 0,8$, с погрузкой в автосамосвалы, на конвейеры и в отвал $K_{\text{в}} = 0,8 \div 0,9$.

Годовая производительность $Q_{\text{э.г}}$ ($\text{м}^3/\text{г.}$) экскаватора определяется, как

$$Q_{\text{э.г}} = Q_{\text{э}} n_{\text{с}},$$

где $n_{\text{с}}$ — число рабочих смен в год.

Зависимость производительности от организации работы и систем разработки изучается в дисциплине «Технология горного производства».

20.2. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ГОРНОТРАНСПОРТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

В технологическом потоке машин, образующих комплекс, определяющим фактором является производительность выемочно-погрузочной машины:

$$Q_k = NEnT_cK_{эк}K_{вi} = NLVK_{вi} = NnV_T T_c / K_p = \\ = NnV_y T_c K_{вi} / K_p, \quad (20.4)$$

где N — число единиц оборудования, занятых в данном потоке; n — число циклов в час; $K_{вi}$ — коэффициент использования данного оборудования по времени; L — производительность бурового станка в смену, м; V — выход горной массы с 1 м скважины, м³; V_T — вместимость транспортного сосуда, м³; V_y — объем горной массы, перемещаемой отвалообразователем за цикл, м³; T_c , E , K_n и K_p — тоже, что и для формул (20.1)—(20.3).

Производительность выемочно-погрузочной машины, входящей в комплекс (в качестве которой ниже рассматривается роторный экскаватор), зависит от:

- конструктивных, кинематических и линейных параметров, а также динамических характеристик экскаватора;
- физико-механических свойств разрабатываемых пород и их состояния в момент экскавации, транспортировки или отвалообразования;
- технологических условий применения экскаватора, структурного состава комплекса, организации рабочего процесса, надежности элементов, входящих в комплекс, и квалификации обслуживающего персонала.

Различают теоретическую, техническую, забойную и эксплуатационную производительность комплекса.

На теоретическую производительность собственно экскаватора [см. формулу (20.1)] оказывают влияние только факторы, перечисленные в первом пункте, которые полностью определяются конструкцией машины и для конкретной модели являются постоянными.

Техническая же производительность комплекса $Q_{тех.к}$ (м³/ч) измеряется по плотной массе и характеризуется технической производительностью экскаватора (с учетом (20.2)) при его непрерывной работе в составе горнотранспортного комплекса в конкретных горно-геологических условиях:

$$Q_{тех.к} = Q_{т.ч} K_{эк} \eta_F \eta_y = 573 E Z \omega_{max} K_{эк} \eta_F \eta_y, \quad (20.5)$$

где η_F — коэффициент, характеризующий снижение производительности экскаватора в зависимости от отношения фактического коэффициента сопротивления породы копанию (K'_F) к принятому коэффициенту при расчете мощности приводов ротора и механизма поворота (K_F); η_y — коэффициент, характеризующий снижение

пропускной способности конвейеров по горной массе в зависимости от отношения плотности породы γ , принятой при расчете мощности привода конвейера, к конкретной плотности породы γ_p , подлежащей транспортированию экскаватором; $\omega_{\max}$ — наибольшая угловая скорость вращения ротора (рад/с) с Z ковшами при расчетном K_F ,

$$\eta_F = (K_F + 6,7 \cdot 10^{-3} \gamma_p D) / (K'_F + 6,7 \cdot 10^{-3} \gamma D),$$

где D — диаметр ротора, м.

Действительное значение технической производительности ограничивается: при разработке пород с $K'_F \leq K_F$ — мощностью приводов ротора и механизма поворота; при разработке пород с $\gamma \geq \gamma_p$ — пропускной способностью конвейеров по горной массе. Поэтому основные параметры транспортно-отвального (погрузочного) оборудования, работающего в комплексе с роторным экскаватором, следует определять из выражения (20.5) при $\eta_F = \eta_y = 1$ и $K_n = 1$.

Забойная производительность $Q_{з.к}$ определяется фактической технической производительностью экскаватора, которую он может обеспечить в конкретных условиях забоя. Она определяется с учетом затрат времени на выполнение экскаватором всех элементов операций, обусловленных схемой отработки забоя, и составляет

$$Q_{з.к} = Q_{\text{тех}} K_T K_y, \quad (20.6)$$

где K_T — коэффициент технически возможной непрерывности работы (или коэффициент забоя). Определяется как отношение теоретически минимально необходимого времени, расходуемого на отработку блока объемом V с производительностью, равной технической $Q_{\text{тех}}$, к фактически затраченному времени T_ϕ , на отработку того же блока; $K_y = T'_\phi / T_\phi$ — коэффициент управления, характеризующий соотношение между фактическими затратами времени при выполнении как рабочих, так и вспомогательных элементов операций и расчетными, предусмотренными коэффициентами непрерывности K_T работы.

На практике на величину T_ϕ оказывает влияние степень совмещения элементов операций во времени. Наибольший интерес представляют крайние случаи, а именно работа с полным отсутствием совмещения элементов операций и с максимальным совмещением, так как они характеризуют диапазон, вариации коэффициента K_y , при одних и тех же условиях эксплуатации.

Эксплуатационная производительность, являясь одним из основных технико-экономических показателей работы роторного экскаватора и горнотранспортного комплекса в целом, выражается в кубических метрах, полученных за смену, месяц, сезон или год эксплуатации, и определяется как

$$Q_{э.к} = V_d / T_k,$$

где V_d — действительный объем горной массы (m^3), отработанной экскаватором за рассматриваемый календарный отрезок времени T_k .

Принято рассматривать V_d (m^3) как произведение производительности $Q_{э.к}$ на планируемое время работы, определяемое, в свою очередь, произведением расчетного числа часов работы в сутки, рабочих дней в неделю (месяц, сезон, год) и коэффициента технического использования машины. С большой степенью точности V_d может быть оценен только с учетом структуры горнотранспортного комплекса и изменения его технического состояния во времени.

20.3. ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЭКСКАВАТОРОВ

Для производительного использования экскаватора, особенно в тяжелых горно-геологических и суровых климатических условиях, необходимо выполнение ряда эксплуатационно-технических мероприятий, обеспечивающих эффективную и безаварийную работу, таких, как поддержание работоспособного состояния машины, определяющего готовность последней к эксплуатации; правильная подготовка забоя и обслуживание машины машинистом высокой квалификации.

Работоспособное состояние машины достигается своевременным и правильным техническим обслуживанием, предусматривающим: периодический осмотр ее узлов (согласно инструкции по эксплуатации), своевременную и надежную смазку механизмов, периодическую регулировку изнашиваемых механизмов и соединений, очистку механизмов от пыли и грязи, своевременную их замену, а также ремонт согласно графику.

Правильно подготовленный забой должен способствовать длительной безостановочной работе экскаватора, что возможно при достаточных объемах обрушенных пород и надлежащем качестве их дробления взрывом (или рыхлителем) с регламентированным выходом негабаритов.

Путь передвижения экскаватора в забое следует тщательно выравнивать и очищать от крупных камней и осыпей, чтобы предохранить ходовое оборудование от поломок, а также уменьшить затраты времени на зачистку забоя. Для мощных машин выполнение этих работ осуществляется бульдозером, обслуживание которого зачастую поручается машинисту ходового оборудования экскаватора. Площадка для работы в забое должна быть горизонтальной во избежание перегрузки механизмов поворота.

При работе поперечный наклон одноковшового двухгусеничного экскаватора допускается не более 2° , при этом ось гусениц должна быть ориентирована в сторону забоя.

Квалификация машиниста включает в себя комплекс навыков и рабочих приемов, которые позволяют работать без ударов и перегрузок механизмов. Машинист высшей квалификации за время цикла совершает минимальное число манипуляций командоконтроллерами, правильно устанавливает машину относительно забоя, умело осуществляет процесс наполнения ковша в забое и загрузку транспортных средств.

Заполнение ковша породой является наиболее ответственным элементом цикла (30—40 %), и сокращение его длительности достигается правильным выбором толщины стружки, места заполнения ковша и применением ряда других приемов.

Сокращение продолжительности заполнения ковша при высоком забое карьерными мехлопатами можно достичь, производя черпание в нижней его части и создавая тем самым небольшой и допустимый по технике безопасности козырек. В перерывах между подачей транспортных средств этот козырек обрушают ковшом экскаватора.

На мехлопатах целесообразно применять весовые индикаторы загрузки ковша, позволяющие машинисту контролировать степень его наполнения. Машинист должен начинать поворот сразу же, как только индикатор укажет, что ковш загружен, не полагаясь на собственное визуальное наблюдение. Помимо сокращения времени цикла при установке такого индикатора сокращается вероятность перегрузки машины. При эксплуатации мехлопат рекомендуется чаще передвигать машину, чтобы свести до минимума необходимость черпания за пределами условного цилиндра, образуемого вертикалями от точек оси головного блока стрелы, так как при работе с большим выдвиганием рукояти увеличиваются продолжительность напора, износ канатов и механизма напора, появятся большие изгибающие напряжения в рукояти и стреле.

Уменьшение длительности рабочего цикла достигается также совмещением отдельных элементов его во времени, например поворота ковша с его подъемом или выгрузки ковша без остановки движения вращения платформы. Однако последний прием дает наилучший результат только при отсыпке породы в отвал.

При черпании драглайном его ковш должен наполняться на пути, не превышающем две-три длины ковша, затем подниматься немедленно и по возможности вертикально. Даже если ковш окончательно не заполнился, следует произвести его поворот и выгрузку, отказываясь от дополнительного зачерпывания ковша после его отрыва от забоя. Черпание породы на откосе вблизи экскаватора и подъем груженого ковша к оголовку стрелы под углом 45° на разгрузку увеличивают расход энергии до 40 %. Поднимая ковш сразу после его заполнения на максимально удаленном участке забоя, удастся избежать попадания в машинное отделение породы, налипающей на тяговые канаты.

Боковые раскачивания ковша или отрыв его от породы с преждевременным поворотом приводят к высоким динамическим нагрузкам в стреле, износу механизма поворота и головных блоков стрелы.

При эксплуатации ковшей драглайнов следует уделять большое внимание состоянию зубьев и режущих кромок ковшей. Не рекомендуется разбивать ковшом твердые куски породы, бросать ковш драглайна на откос особенно зубьями вниз, работать с затупленными зубьями, поднимать ковш близко к головному блоку, затягивать ковши тяговых канатов в направляющие блоки наводки. Каждая машина должна иметь запасные комплекты зубьев, а также не менее двух ковшей (желательно разной вместимости и металлоемкости с тем, чтобы текущий ремонт ковша и смена зубьев не требовали остановки машины).

20.4. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ

Правильная организация работ, обеспечивающая максимальную производительность экскаватора, предусматривает соответствующую подготовку экскаваторных работ и применение рациональной техники выполнения экскавации в соответствии с «Правилами безопасности», «Правилами технической эксплуатации при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом» и с заводскими инструкциями по эксплуатации.

Члены бригады, обслуживающей экскаватор, должны четко знать и строго выполнять правила и инструкцию по технике безопасности, составленные применительно к конкретным условиям каждого карьера на основании положений «Единых правил безопасности при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом». Инструкция вывешивается на экскаваторе и выдается под расписку машинисту и его помощнику.

К управлению экскаваторами допускаются лица не моложе 18 лет, прошедшие специальное обучение и имеющие удостоверение на право управления экскаватором данного типа и марки, а также прошедшие медицинское освидетельствование и инструктаж по технике безопасности. Без разрешения механика машинист экскаватора не должен допускать к управлению экскаватором посторонних лиц. Работа стажера или помощника машиниста допускается только под наблюдением машиниста смены.

При комплексной механизации производственного процесса машинист экскаватора должен знать правила безопасной работы на всех машинах, участвующих в комплексе, так как он является ответственным за соблюдение правил техники безопасности и противопожарных правил всеми рабочими, обслуживающими экскаватор и транспортные средства.

Каждый экскаватор должен быть оборудован звуковой сигнализацией. Значение сигналов должно быть разъяснено всем рабочим, связанным с работой экскаватора.

Перед началом работы машинист смены обязан внимательно осмотреть и принять экскаватор. Мелкие неисправности, подлежащие немедленному ремонту, следует устранять до начала работы.

Проверка машины должна проводиться в определенной последовательности по ранее разработанной схеме. При этом производят тщательный наружный осмотр металлоконструкций, всех механизмов экскаватора и тормозов с опробованием действия последних, проверяют крепление и состояние зубьев ковша, проверяют состояние противопожарных средств и безопасность электрооборудования.

Меры безопасности при работе экскаваторов. Перед началом работы машинист обязан убедиться в отсутствии людей и посторонних предметов в радиусе действия рабочего оборудования, в кузове транспортных средств и подать сигнал о начале работы. Во время работы ходовая часть экскаватора затормаживается.

Погрузку породы в транспортные средства разрешается начинать только после получения сигнала о готовности их к погруз-

ке. Породу на автомашину следует грузить со стороны заднего или бокового ее борта. Категорически запрещается проносить ковш над людьми и кабиной шофера. Во время погрузки шофер должен выходить из кабины, если она не имеет бронированного щита.

При работе в темное время суток место работы экскаватора и подъездные пути для транспортных средств должны быть хорошо освещены. При работе в населенной местности участок работы экскаватора должен быть огражден; в ночное время ограждение должно быть освещено. Если в забое производятся взрывные работы, экскаватор необходимо отвести на безопасное расстояние и повернуть к месту взрыва тыловой частью кабины.

Во время работы экскаватора запрещается находиться в радиусе его действия, производить смазку, регулировку механизмов, очистку машины от грязи, сходить с экскаватора и подниматься на него. Очистку ковша от налипшей породы и замену зубьев можно производить только после того, как ковш будет опущен на почву.

Меры безопасности при передвижении экскаватора. Спуск и подъем экскаватора своим ходом осуществляются только под углом, не превышающим указанного в его технической характеристике. Спуск и подъем под углом большим, чем указано, необходимо производить с помощью трактора или лебедки в присутствии механика, производителя работ или мастера.

Путь, по которому будет перемещаться экскаватор, должен быть заранее выровнен и спланирован, а на слабых грунтах усилен щитами или настилом из досок, брусьев или шпал. Для перехода через мосты, трубопроводы, насыпи необходимо предварительно получить разрешение от соответствующей организации.

Противопожарные мероприятия. В кабине экскаватора на легкодоступном месте должен находиться огнетушитель. Запрещается пользоваться открытым огнем (факелы, паяльные лампы) для прогрева редукторов передач, аппаратуры и агрегатов пневматической или гидравлической систем управления.

В случае пожара пламя следует тушить с помощью огнетушителя или засыпая землей, песком, или накрывая горящий предмет плотной тканью (брезентом).

Паяльные, сварочные и другие работы, связанные с образованием пламени, можно допускать на экскаваторе только при невозможности демонтировать и вынести деталь для выполнения этих работ снаружи. При этом должны быть выполнены все мероприятия для защиты работающих от ожогов и исключена возможность возникновения пожара.

РАЗДЕЛ IV

**ВЫЕМОЧНО-
ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ
МАШИНЫ (ВТМ)**

Глава 21

НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

21.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Выемочно-транспортирующими машинами (ВТМ) называются такие, которые одновременно с отделением (или после отделения) горной породы от массива перемещают (транспортируют) ее, причем движение рабочего органа в этот период осуществляется перемещением всей машины, как правило, за счет развиваемого ею тягового усилия или реже — с помощью тягачей или толкателей.

Разработка пород выемочно-транспортирующими машинами осуществляется слоями толщиной от нескольких сантиметров (бульдозеры, скреперы, грейдеры, фронтальные погрузчики и т. д.) до 2 м (рыхлители), что наилучшим образом отвечает условиям применения этих машин на карьерах со сложноструктурными и многокомпонентными полезными ископаемыми.

ВТМ можно разделить на два основных типа: ножевые (бульдозеры, рыхлители, струги, грейдеры) и ковшовые (скреперы, погрузочные машины).

Бульдозерные отвалы, погрузочное оборудование и оборудование рыхлителей выполняются либо в виде навесного, либо полуприцепного оборудования к базовым гусеничным и колесным тягачам (тракторам), а также специальным пневмоколесным шасси.

Бульдозеры, скреперы и грейдеры-элеваторы относятся к группе ВТМ, предназначенных для выполнения различных видов земляных работ с преобладанием выполнения транспортирующих функций. Им присваивается буквенный индекс ДЗ. Рыхлителям, относящимся к машинам для подготовительных работ, присваивается буквенный индекс ДП, погрузчикам как технологическому виду оборудования — индекс ТО. Далее у ВТМ через дефис указывается номер модели оборудования, а буквенные индексы после номера характеризуют: А, Б, В — модернизации или измененные конструктивные размеры; С и ХЛ — климатическое исполнение (северное).

Бульдозеры предназначены для послойной разработки пород категории I—IV без предварительного рыхления и перемещения на расстояние до 50—150 м. Скальные породы могут ими послойно разрабатываться после предварительного рыхления.

Бульдозеры-толкачи применяют для совместной работы со скреперами и другими землеройными машинами.

Рыхлители предназначены для послойного рыхления мерзлых и скальных пород категории IV—VIII с прочностью до 90 МПа. Рыхлительное оборудование навешивается на тракторы тяговых классов от 100 кН и выше.

Бульдозерно-рыхлительные агрегаты (БРА) предназначены для комплексной механизации землеройных работ на мерзлых и скальных породах без проведения БВР. Они имеют агрегатные индексы при комплектной поставке тракторов с навесным оборудованием бульдозеров и рыхлителей.

Скреперы предназначены для послойной разработки пород категории I—IV, транспортировки их на отвалы или другие объекты и для укладки породы. На плотных породах скреперы используются совместно с бульдозерами-толкачами и рыхлителями. В ряде случаев скреперы работают по схеме скреперных поездов с использованием автосцепки. Расстояние перевозки породы самоходными однодвигательными скреперами обычно не превышает 2—4 км, двухдвигательными — 6 км.

Погрузчики одноковшовые фронтальные предназначены для выполнения погрузочных работ в авто- или реже железнодорожный транспорт предварительно разрыхленных горных пород и угля, или собственного транспортирования на расстояние до 0,5 км. Погрузочное оборудование навешивается на гусеничные или колесные тракторы, а также самоходные шасси. Колесная формула 4 × 4.

Автогрейдеры предназначены для послойной разработки пород категории I—IV при выполнении земляных работ для строительства автомобильных дорог и иных сооружений, а также используются для эксплуатационного содержания автодорог, очистки их от снега и просыпей породы.

По сравнению с экскаваторами, используемыми в сочетании с соответствующим транспортным средством, ВТМ отличаются существенно меньшими металлоемкостью и энергоемкостью процесса. Так, на 1 т массы скрепера производительность в среднем составляет 2—5 м³/ч (включая транспортирование и укладку поро-

ды); у бульдозеров это показатель равен 4—6 м³/ч, у грейдеров и стругов — 10—12 м³/ч. Расход энергии на разработку 1 м³ породы у скреперов составляет 2—2,5 кВт·ч при плече перевозки до 400 м. Удельная производительность на одного рабочего у мощных скреперов достигает 700 м³/ч. Себестоимость работ невысокая, иногда в 3—4 раза меньше стоимости работ, выполняемых экскаваторами в совокупности с автотранспортом.

Одноковшовые фронтальные погрузчики обеспечивают практически равную с экскаваторами производительность, приходящуюся на 1 м³ вместимости ковша, при общей массе машины в 8—10 раз и стоимости в 3—4 раза меньших, чем у экскаваторов с такой же вместимостью ковша.

21.2. БАЗОВЫЕ ТРАКТОРЫ, ТЯГАЧИ И СПЕЦИАЛЬНЫЕ САМОХОДНЫЕ ШАССИ

Трактор — самоходная машина на гусеничном или пневмоколесном ходу (рис. 21.1), предназначенная для длительных работ в тяговом (силовом) режиме, составляющем до 70—80 % от общего времени его эксплуатации.

Тягач — самоходная (преимущественно на пневмоколесном ходу) машина, предназначенная для длительной работы в транспортном режиме (до 70—90 % общего времени эксплуатации).

Специальное шасси — самоходная машина (главным образом, на пневмоколесном ходу). Компонуется из серийно выпускаемых агрегатов автомобилей, тракторов и тягачей (двигатели, мосты, системы управления и т. д.), но имеет раму специальной конструкции, обеспечивающую установку специализированного оборудования (например, погрузчика, режущего бульдозера), и в зависимости от назначения может иметь режимы трактора или тягача.

Тракторы по назначению делятся на сельскохозяйственные (только для сельскохозяйственных работ), общего назначения (для сельскохозяйственных, строительных и промышленных работ), промышленные (для горных и строительных работ с большими объемами).

Гусеничные и колесные тракторы характеризуются тяговым классом, т. е. максимальной свободной силой тяги (в килоньютонах), обеспечиваемой на крюке базового трактора (без установленного на нем навесного оборудования) при нормативной скорости движения.

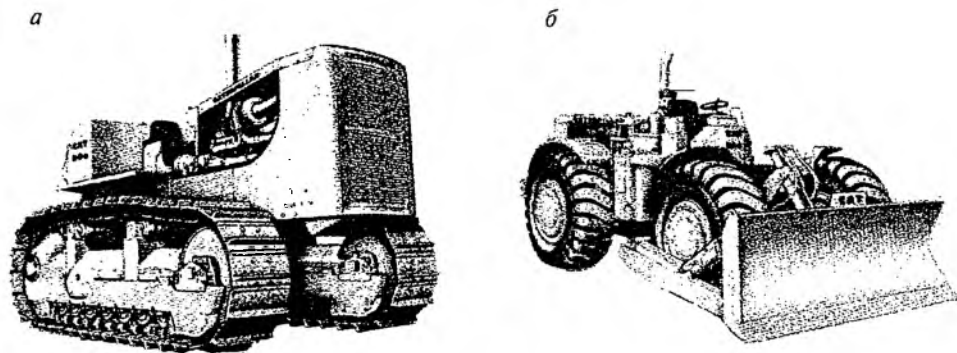


Рис. 21.1. Гусеничные и колесные тракторы:

а — гусеничный промышленный трактор; *б* — колесный промышленный трактор оборудованный бульдозерным отвалом

В зависимости от принятой скорости один и тот же трактор может иметь разные тяговые классы. Отечественная промышленность выпускает гусеничные тракторы широкого диапазона тяговых классов, технические характеристики наиболее распространенных моделей приведены в табл. 21.1.

Колесные тракторы выпускаются тяговых классов 9, 14, 30 и 50 (100) кН, из которых промышленным является только последний (табл. 21.2).

В отличие от тракторов тягачи и самоходные шасси классифицируются по мощности силовой установки: малой — до 110 кВт, средней — до 120-220 кВт и большой — свыше 220 кВт (табл. 21.3).

Наиболее мощным отечественным серийным гусеничным трактором в настоящее время является Т-50.01 производства ОАО «Промтрактор» г. Чебоксары.

За рубежом наиболее мощным гусеничным трактором является D575A-2 фирмы «Комацу» (Япония) с двигателем 784 кВт и рабочей массой 132 т.

Для увеличения тяговой способности гусеничных тракторов применяют последовательное или параллельное соединение тяговых агрегатов (тандем), управляемых одним оператором через сблокированную систему управления. При этом реализуемые тяговая мощность и сцепной вес соответственно увеличиваются.

Таблица 21.1

Технические характеристики промышленных гусеничных тракторов

Параметры	T-20.01	T-25.01	T-35.01	ДЭТ-250М	T-330	T-500	T-50.01
Тяговый класс, кН	300	400	500	200	150	250	750
Продольная база, мм	3070	3280	3545	3218	2616	2911	3970
Колея, мм	2100	2300	2500	2450	1880	2000	2750
Дорожный просвет, мм	535	504	550	500	418	593	767
Давление на почву, МПа	0,11	0,12	0,13	0,07	0,08	0,09	0,16
Мощность двигателя, кВт	210	298	382	147	127	175	552
Частота вращения коленвала, с ⁻¹	33,3	29,5	31,7	16,5	28,3	31,66	30
Ширина гусеницы, мм	560	610	650	590	510	560	740
Скорость переднего/заднего хода (не более), м/с	10,4/13,3	12,6/15,5	12,6/15,5	5,3/5,3	11/14,4	11/14,2	12/14,2
Усилие на крюке (не более), кН	580/610	820/970	850	295	320	470	1250
Габариты, мм:							
длина	4345	4393	5420	6620	4250	4360	6640
ширина	2660	2810	3150	3220	2650	2900	3500
Высота по кабине, мм	3690	4250	4165	3215	3430	3590	4690
Масса рабочая, т	26,3	36	45	32	18	21,5	69

Технические характеристики промышленных пневмоколесных тракторов

Параметры	Т-158	К-702
Тяговый класс, кН	30 (40)	60 (100)
Продольная база, мм	2860	3200
Колея, мм	1860	2115
Дорожный просвет, мм	400	550
Давление на почву, МПа	0,1—0,18	0,11—0,17
Мощность двигателя, кВт	129	158
Частота вращения коленвала, с ⁻¹	35	28,3
Радиус поворота (не более), мм	6700	7200
Распределение массы на заднюю ось, %	58	40
Шины колес, мм	530—610	720—665
Скорость (не более), км/ч:		
передняя	44,2	44
задняя	18,6	44
Габариты, мм:		
длина × ширина × высота	5540×2400×2850	6385×2880×3585
Рабочая масса, т	7,9	12,45

Гусеничные тракторы с дизельным приводом обычно имеют переднее расположение двигателя. У тягачей с дизель-электрическим приводом силовая установка состоит из дизеля, расположенного впереди машины, и генераторной установки, установленной сзади. Дизель-электрический привод такого трактора, например ДЭТ-250М, может использоваться в качестве передвижной или стационарной электростанции переменного тока.

В последние годы преимущественное распространение на открытых горных работах получили универсальные самоходные пневмоколесные машины, агрегируемые из узлов (выпускаемых автотракторной промышленностью), обладающие высокой маневренностью, мобильностью и производительностью и позволяющие применять широкий набор различных видов сменного полуприцепного и навесного оборудования.

Следует упомянуть, например, что типоразмерные ряды ВТМ многих зарубежных фирм («Катерпиллер», «Комацу» и др.) komponуются методом агрегирования на базе серийных двигателей мощностью от нескольких десятков до тысячи и более кВт и включают в себя развернутые ряды (по 10 и более типоразмеров) соответственно гусеничных, колесных тракторов и тягачей, а также производных машин: ковшовых погрузчиков, скреперов (самоходных,

Таблица 21.3

Технические характеристики колесных тягачей и самоходных шасси с гидромеханической трансмиссией

Параметры	Одноосные тягачи			Двухосные тягачи			Специальные шасси	
	МоАЗ-546П	БелАЗ-531 Б	Опытный	МоАЗ-542	«Зауралец	Опытный	СШО	СШБ
Мощность двигателя, кВт	158	265	405	177	265	405	59	99
Марка дизеля	ЯМЗ-238	ЯМЗ-240	У520-В	ЯМ-238А	ЯМЗ-204А	У520-В	СМД-14НГ	А-01М
Число передач (вперед/назад)	8/2	6/2	6/3	4/4	4/2	6/3	4/2	4/2
Тяговое усилие (не более), кН	—	—	550	126	350	700	35	75
Скорости (вперед/назад), км/ч	40/5	50/23	50/6	50/13	47/27	50/26	35/20	44/25
База, мм	—	—	—	3000	3900	Н-д	2150	2670
Колея, мм	2300	2490	2826	2400	2360	2825	1840	1840
Дорожный просвет, мм	475	670	650	300	520	650	475	400
Шины	21.00-48	27.00-33	37.50-39	26.50-25	27.00-33	37.50-39	14.00-20	16.00-24
Управление поворотом*	ПТ	ПТ	ПТ	ЗК	ШР	ШР	ЗК	ШР
Габариты, мм:								
длина	4200	4700	5300	6330	7980	8800	5680	6890
ширина	2950	3230	4200	3150	3440	4200	2336	2434
высота	2925	3350	4300	3200	3350	4680	2700	3145
Масса рабочая, т	9	14	34	12,5	21	56	4,8	7,1
ПРИМЕЧАНИЕ: *ПТ — относительно седельно-сцепного устройства; ЗК — задними колесами; ШР — шарнирной рамой.								

саморазгружающихся и прицепных), бульдозеров, автогрейдеров, автосамосвалов, трубоукладчиков и др. Такие типоразмерные ряды представляют широкую возможность выбора различных моделей двигателя и массы базовых машин, что позволяет в разумных пределах унифицировать конструктивные формы ВТМ при сохранении достаточной гибкости типоразмерного ряда машин.

На базе отечественных гусеничных тракторов создается семейство унифицированных гусеничных машин, в их числе бульдозеры, рыхлители, скреперы; семейство колесных одноосных, двухосных и четырехосных тягачей; самоходных и полуприцепных колесных скреперов; бульдозеров, ковшовых погрузчиков на их базе, а также специализированный землевозный транспорт.

Колесные тягачи и тракторы komponуются по одной из схем, приведенных на рис. 21.2 и 21.3, из стандартных унифицированных элементов, узлов и агрегатов. Блочный метод конструирования машин позволяет упрощать ремонт, а также, как было упомянуто выше, осуществлять агрегатирование тягачей, создавая необходимые мощностные и массные характеристики тягача для работы в различных условиях.

Основные узлы тягачей: силовая установка, трансмиссия, ходовое оборудование, платформа или рама и система управления.

Область применения колесных тягачей определяется тем навесным, полуприцепным или прицепным оборудованием, с которым они эксплуатируются.

Базовые колесные машины классифицируются по числу ходовых осей (мостов); тягачи подразделяются на одно- и двухосные, а шасси — на двух- и трехосные.

Тягачи классифицируются по следующим признакам:

- *рулевому управлению* — с задними управляемыми (поворотными) колесами; с передними управляемыми колесами; с передними и задними управляемыми колесами; с шарнирно-сочлененными (поворотными) рамами;
- *способу привода ходовых осей (колес)* — с задними ведущими колесами; с передними ведущими колесами; со всеми ведущими колесами. Принято условное обозначение ходовых частей тягачей в виде произведения трех чисел $a \times b \times c$, где a — число осей (мостов) с поворотными колесами, b — число осей (мостов) с ведущими колесами, поворотными или неповоротными, c — общее число осей (мостов) машин;

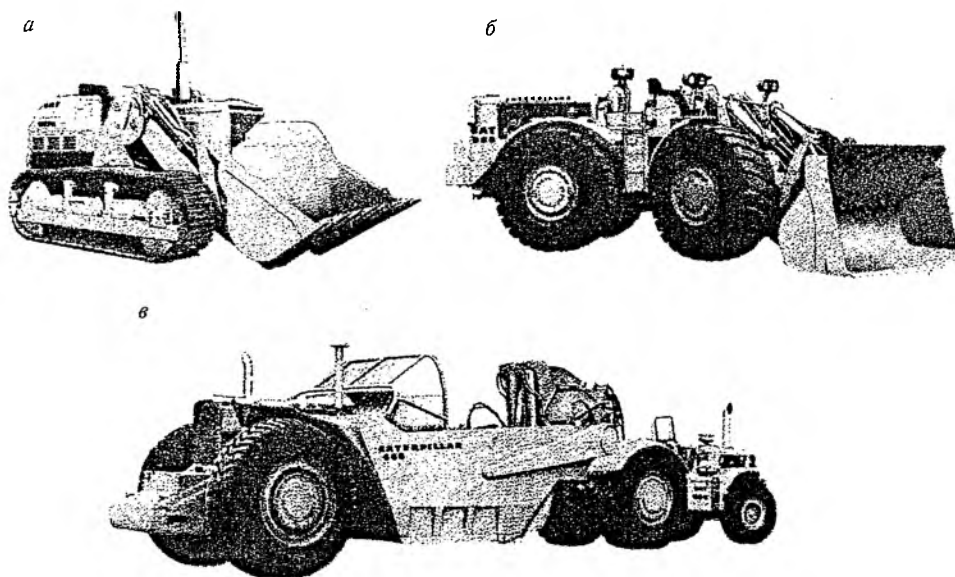
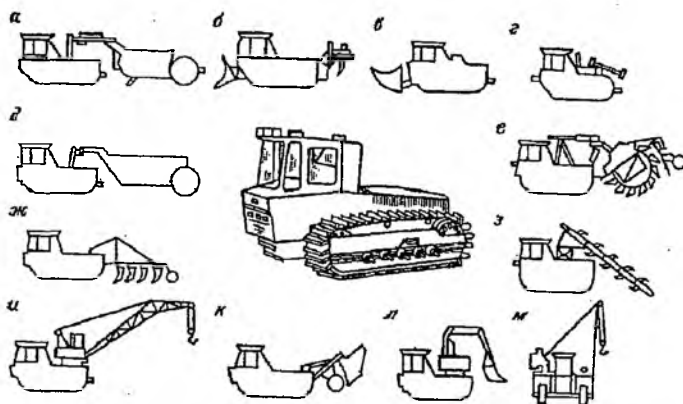


Рис. 21.2. Гусеничные и колесные тракторы агрегатированные с рабочим оборудованием:

а — гусеничный трактор с навесным оборудованием погрузчика; *б* — колесный трактор с навесным оборудованием погрузчика; *в* — двухосный колесный трактор агрегатированный с оборудованием скрепера

Рис. 21.3. Навесное и прицепное оборудование, агрегируемое на базе гусеничного трактора:

а — скрепер; *б* — бульдозер-рыхлитель; *в* — ковшовой погрузчик; *г* — трелевщик; *д* — углевоз; *е*, *з* — роторный и цепной траншеекопатели; *жс* — плуг; *и* — кран; *к* — плужный канавокопатель; *л* — лопата; *м* — турнодозер



- по размещению двигателя базовой машины — с задним и передним расположением двигателя (к последним относятся самоходные машины с одноосными тягачами).

Одноосные тягачи (рис. 21.4, *а*) в отличие от других типов тягачей самостоятельно не применяются, а агрегируются с полуприцепами — скреперами, угле- и землевозами и другими машинами, с которыми они составляют неразъемный агрегат, называемый самоходным.

Агрегатирование осуществляется: присоединением хобота полуприцепной машины к седельно-сцепному устройству (ССУ) одноосного тягача; монтажом масло- и электропроводов, соединяющих гидросистему тягача с исполнительными механизмами полуприцепной машины.

Агрегируемые с одноосными тягачами машины, как правило, имеют две оси, причем для груженой машины нагрузка собственнo на тягач составляет 48—52 % веса машины. В этом случае поворот машины осуществляется поворотом тягача относительно полуприцепа гидроцилиндрами разворота под углом до 90°. Это устройство представляет собой кронштейн с вертикальным шарниром *б* (см. рис. 21.4, *а*) для крепления хобота полуприцепа. Сам кронштейн горизонтальным шарниром крепится к раме, что позволяет обеспечивать взаимное перемещение тягача и хобота полуприцепа вокруг горизонтальной продольной оси на $\pm 20^\circ$ при поперечных неровностях дороги.

Одноосный тягач оборудован двигателем, трансмиссией, ведущим мостом, колесами с пневматическими шинами, сцепным устройством, приводом для управления полуприцепом, механизмами управления тягачом и полуприцепом.

На рис. 21.4, *а* показан общий вид одноосного тягача с механической трансмиссией, имеющей планетарную передачу (в колесе), гидротрансформатор и автоматическую коробку передач с тремя переключаемыми вручную диапазонами переднего хода и одним диапазоном заднего хода. Верхний карданный вал приводит в действие насос и компрессор. Характерная особенность кинематической схемы этого варианта тягача — разветвление мощности, отдаваемой двигателем: одна часть мощности через гидротрансформатор и коробку передач идет к ведущему мосту, а другая — через коробку отбора мощности используется электрогенератором, насосами гидросистемы или лебедкой канатного управления. Коробка передач располагается сзади ведущего моста. Пульт управления размещается либо в кабине, либо открыто сбоку. Обычно пульт (или кабина) находится с левой стороны тягача.

В СНГ выпускаются одноосные тягачи ОАО «Промтрактор», МоАЗ и БелАЗ мощностью до 405 кВт (см. табл. 21.3). Самоходные скреперы на их базе имеют ковши вместимостью до 25 м³, а угле- и землевозы — до 40—50 м³.

Одноосные тягачи придают скреперам высокие маневровые качества, однако получить скорость свыше 60 км/ч из-за колебаний

тягача не удастся. Поэтому при перевозке на большие расстояния используются скреперы с двухосными седельными тягачами позволяющими развивать скорость свыше 70 км/ч.

Двухосные тягачи (см. табл. 21.2) агрегируют с разнообразным навесным оборудованием: скрепером, толкачом для загрузки скреперов, бульдозером с поворотным отвалом, одноковшовым фронтальным погрузчиком.

Схемы компоновки двухосных тягачей показаны на рис. 21.4, б—е. Для машин с высокими скоростями движения, например для быстроходных скреперов, применяются тягачи автомобильного типа с управляемыми передними колесами одинакового или меньшего диаметра (см. рис. 21.4, в), чем у обычных тягачей. Для короткобазовых тихоходных тягачей, в основном работающих с навесным оборудованием бульдозера или толкача, используется схема с неповоротными колесами (см. рис. 21.4, б). В этом случае управление поворотом производится благодаря разности частот вращения колес с помощью бортовых передач (при приводе колес от одного двигателя) или независимым приводом колес от гидро- или электродвигателей.

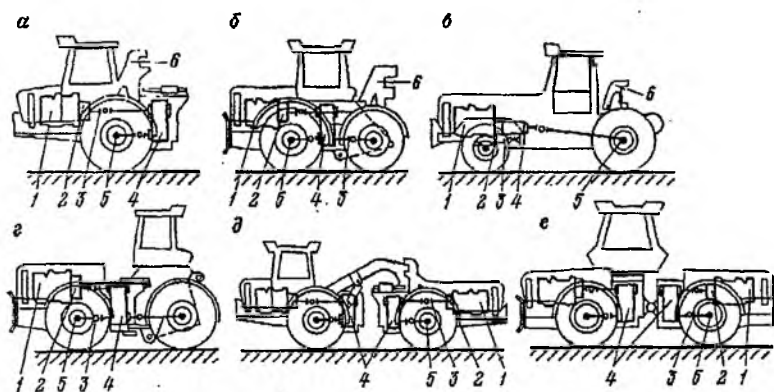


Рис. 21.4. Схемы компоновки колесных тягачей:

а — одноосного; б — двухосного короткобазового; в — двухосного длиннобазового; г — двухосного с шарнирно-ломающейся рамой; д — на базе одноосных тягачей с шарнирной рамой; е — двухосного с шарнирно-ломающейся рамой и двумя двигателями; 1 — двигатель; 2 — гидротрансформатор; 3 — карданный вал; 4 — коробка передач; 5 — ведущая ось; 6 — корпус вертикального шарнира крепления хобота полуприцепа

Более широко используются тягачи с поворотными передними колесами такого же диаметра, что и задние, имеющие больший радиус поворота, чем первые два типа. По этой схеме выполнены тягачи Могилевского и Белорусского автомобильных заводов.

Для машин высокой маневренности, например ковшовых погрузчиков, работающих в особо стесненных условиях, применяют тягачи с поворотными колесами на обеих осях (см. рис. 21.4, *г*). Такая схема обеспечивает движение вбок «крабом» в том случае, если все колеса повернуты в одну сторону.

Более простая компоновка, обеспечивающая также высокую маневренность, осуществляется в схеме с шарнирной рамой (см. рис. 21.4, *д*). Такая схема используется на тягачах «Кировец».

Высокая маневренность агрегата достигается также компоновкой двух одноосных тягачей, соединяемых шарниром двигателями наружу (см. рис. 21.4, *е*). Эта система поворота не отличается от схемы поворота одноосных тягачей. Вместо правого одноосного тягача устанавливается одноосная опора без двигателя, но с навесным рабочим оборудованием.

Из рассмотренных схем наиболее совершенными считаются показанные на рис. 21.4, *а*, *б*, *в*, *д*. Первые три из них применяются в основном для седельных тягачей, а последняя — как с седельным устройством, так и без него.

Компоновка седельного тягача обуславливает возможность его использования в качестве базы навесного оборудования. Се-

дельные тягачи весьма часто применяются для работы с оборудованием скрепера, погрузчика, экскаватора, крана и т. д. Двухосные седельные тягачи, как правило, унифицированы с одноосными.

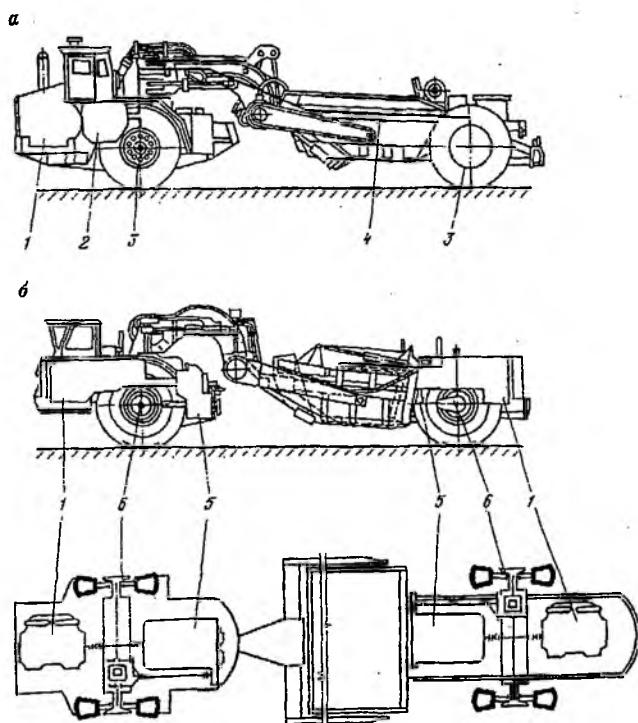


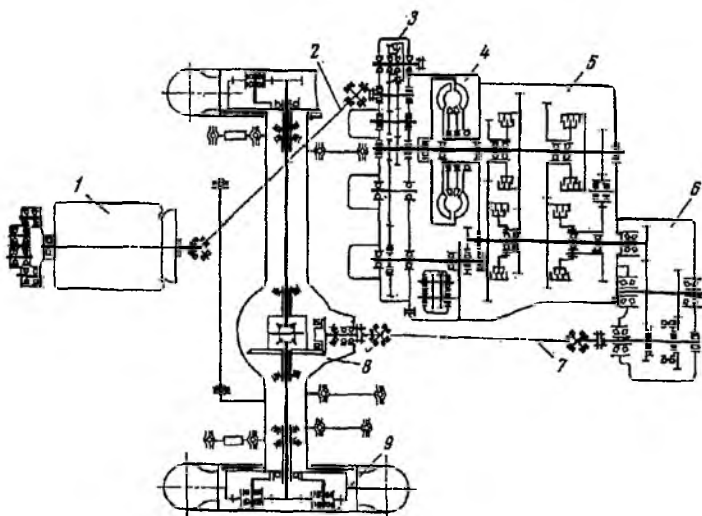
Рис. 21.5. Схемы расположения трансмиссий привода самоходных скреперов:

а — скрепер с электромеханическим приводом на все колеса; *б* — двухдвигательный скрепер БелАЗ-531;

1 — двигатель; 2 — генератор; 3 — электрическое колесо; 4 — силовые кабели; 5 — коробка передач; 6 — ведущий мост

Рис. 21.6. Кинематическая схема силовой установки с трансмиссией тягача БелАЗ-531

Тягач с приводом на каждое колесо от гидро- или электродвигателя представляет собой маневренную машину, правые и левые колеса которой



можно реверсировать независимо друг от друга (рис. 21.5, а). В этом случае исходный дизель обеспечивает питание генератора, от которого приводятся мотор-колеса, установленные на всех осях скрепера. Привод на все колеса при использовании механической трансмиссии обеспечивается, в частности на скреперах, применением двухдвигательного привода (рис. 21.5, б). В настоящее время такой тип привода наиболее распространен на скреперах средней и большой мощности.

Схема силовой установки с трансмиссией иллюстрируется рис. 21.6. Крутящий момент от дизеля 1 через карданный вал 2 передается согласующему редуктору 3 гидромеханической передачи (ГМП), далее через гидротрансформатор 4, коробку передач 5, дополнительную коробку 6, карданный вал 7 — на ведущий мост 8 и колесные передачи 9.

Согласующий редуктор ГМП служит для согласования характеристик двигателя и гидротрансформатора, привода насосов ГМП и насосов гидросистемы скрепера.

Глава 22

КОЛЕСНОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИНАХ

22.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Колесное ходовое оборудование на пневматических шинах имеет широкое применение на мобильных ВТМ, используемых на открытых горных работах: скреперах, ковшовых погрузчиках, бульдозерах, строительных экскаваторах малой мощности и буровых станках.

Недостатки, присущие пневматическому оборудованию, могут быть устранены или сглажены. Так, раскачивание работающей машины и опасный крен при проколе шины устраняются благодаря применению выносных опор (аутригеров), что позволяет одновременно увеличить ширину опорной базы и, следовательно, устойчивость машины. С целью увеличения сцепления и срока службы резиновых покрышек, что особенно важно для скреперов, погрузчиков и бульдозеров, работающих на гравийных или влажных породах, применяют защитные цепи из хромомарганцевой стали, которые образуют достаточно плотную кольчугу, надеваемую на протектор шины (рис. 22.1, а). Цепи почти исключают соприкосновение резины с почвой, благодаря чему срок службы шины повышается в 2—3 раза. Повышенный износ цепей компенсируется их относительно невысокой стоимостью и быстрой самокупаемостью.

Для работы на скальных породах применяются такие пневмоколеса, у которых на диск 1 (рис. 22.1, б) надевается армированная стальным кордом шина 2, имеющая металлическое покрытие из стальных штампованных пластин 4 со шпорами. Пластины опираются на резиновые прокладки и прикреплены винтами к поперечным металлическим полосам 3, входящим в канавки резиновой шины.

Пневмоколесная ходовая часть снабжается пневмошинами низкого (0,15—0,25 МПа), среднего (0,3—0,4 МПа) и очень редко — высокого (0,45—0,55 МПа) давления. Давление шины на грунт на 20—30 % превышает ее внутреннее давление.

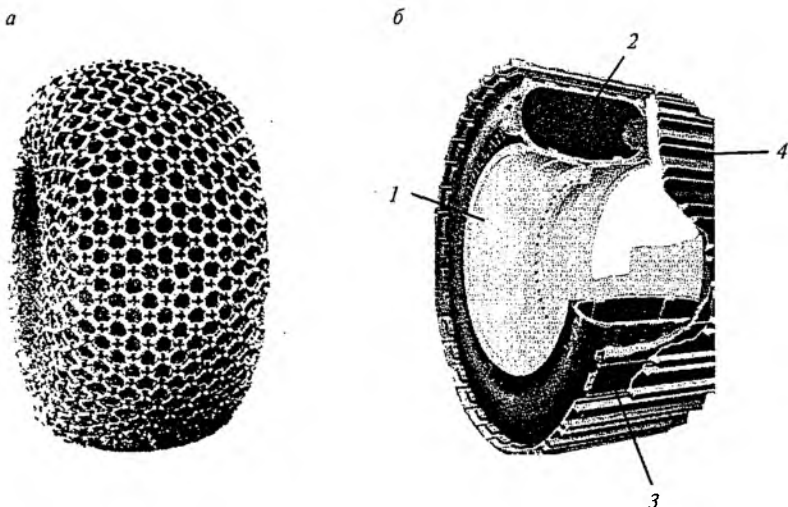


Рис. 22.1. Шины фирмы «Катерпиллер» (США) с сетчатым (а) стальным и пластинчатым (б) металлическими покрытиями

Размер шины (в дюймах) обозначается через тире двумя величинами $b-d$ (первая показывает ширину шины, а вторая — посадочный диаметр ее на диск).

В маркировке шины может быть также отмечено отношение ширины к ее высоте. Для стандартных шин это отношение равно единице, вследствие чего их внешний диаметр $D = 2b + d$. Для широких шин это отношение обычно составляет 0,85, а в шинах низкого давления — до 0,65. Повышение давления в шине свыше номинального уменьшает как площадь ее контакта, так и сцепление с грунтовой поверхностью и увеличивает износ протектора. Уменьшение давления ниже номинального приводит к излишней деформации корда шины, разрушению ее боковых стенок и преждевременному выходу шины из строя.

При эксплуатации колесных тягачей с оборудованием бульдозера и погрузчика прибегают к наполнению внутренней полости шин 36—37 % -ным водным раствором CaCl_2 , что позволяет добиться увеличения массы машины и перераспределения нагрузки на ее оси. Так 100 % -ное наполнение шины размера 29,5—25 раствором CaCl_2 увеличивает ее рабочую массу на 953 кг, а шины 37,5—33 — на 2041 кг.

Увеличение массы машины может быть обеспечено также при надевании на колеса цепей. Комплект цепей на четыре колеса размером 37,5—33 имеет массу 4000 кг.

Одновременное использование на колесах цепей и гидронаполнителей не допускается.

Размер шины выбирается с учетом величины осевой нагрузки, характера и состояния грунтовой поверхности дорог. Рисунок протектора определяется характером работы шины. По назначению различают два основных типа шин: скальный (для колесных тракторов, бульдозеров и погрузчиков) и транспортный (для скреперов и самосвалов — машин, перемещающихся на относительно большие расстояния).

Зарубежные фирмы, производящие пневматические шины для землеройной техники, придерживаются стандарта и при их маркировке идентифицируют типы шив буквами: *E* — для землеройных машин; *L* — для погрузчиков и скреперов; *G* — для грейдеров; *C* — для трамбовщиков и дорожных машин и т. д. В свою очередь, внутри каждого типа различают рисунок протектора по категориям (рис. 22.2), например: (*L-1*) — шина транспортная; (*L-2*) — стандартная скальная; (*L-3*) — скальная с глубоким протектором и (*L-4*) — скальная со сверхглубоким протектором. Характерная особенность протектора транспортных шин — отношение ширины выступа к открытой впадине, равное 1:2 (*1* на рис. 22.2). Рисунок протектора транспортной шины обеспечивает максимальное погружение выступов шины в относительно мягкую грунтовую поверхность и, следовательно, высокое сцепление, а также хорошую очистку рисунка.

У скальных протекторов (2—4 на рис. 22.2) соотношение ширины выступов к впадинам обратное (2:1), что обеспечивает лучшее предохранение каркаса шины, высокую жесткость протектора, снижение его нагрева за счет уменьшения деформаций шины и улучшает устойчивость машины.

Колесная формула машины обозначается двумя цифрами, первая из которых показывает число всех колес, вторая — число приводных колес. Наиболее распространена колесная формула 4×2 для обычных и 4×4 для вездеходных машин, реже применяются трехосные машины с колесной формулой 6×4 .

Мощные ВТМ могут иметь привод всех колес от встроенных в них электродвигателей с планетарным редуктором — мотор-колес. Питание электродвигателей обеспечивается от генератора постоянного или переменного тока, приводимого дизельным двигателем.

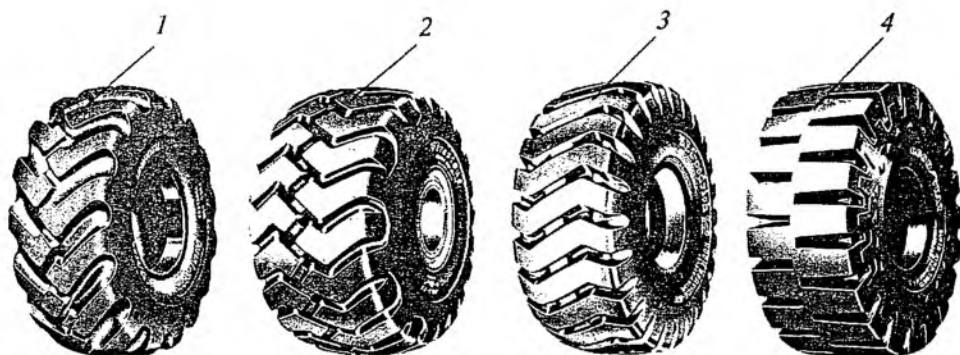


Рис. 22.2. Протекторы пневматических шин категории L:

1 — транспортный; 2, 3 и 4 — скальные соответственно со стандартным, глубоким и сверхглубоким протектором

Колесная формула ходовой части оказывает влияние на величину сопротивления качению f_k , измеряемую в единицах (Н) потребной силы тяги на единицу (Н) вертикальной нагрузки на колесо (ось) от результирующей веса машины и ее полезной нагрузки или в процентах. Для отдельного колеса

$$f_k = a/r_c, \quad (22.1)$$

где a и r_c — линейные размеры

Для конкретной колесной схемы средний коэффициент сопротивления качению определяется средним приведенным коэффициентом сопротивления качению, т. е.

$$f_{k.ср} = \sum_{i=1}^n f_{k_i} m_i / \sum_{i=1}^n m_i, \quad (22.2)$$

где f_{k_i} — коэффициенты сопротивления качению для колес на первой, второй и n -й осях; m_i — масса, приходящаяся на соответствующие оси.

На величину $f_{k.ср}$ оказывает влияние и характер поверхности, по которой движется машина. При движении по поверхности, не изменяющей своих свойств под действием проходящих колес (дороги с твердым покрытием), для всех колес, независимо от их расположения в ходовой части ($f_{k.ср} = f_k = \text{const}$), колесная схема не оказывает влияния на величину среднего коэффициента сопротивления качению.

На слабых грунтах, подверженных уплотнению при прохождении колес, в колесной схеме, имеющей формулу 4×2 , где колеса каждой оси прокладывают собственную колею, $f_{к.ср} = f_1 = 1$; в схеме 4×2 с прохождением задних колес по колее передних $f_{к.ср} = 0,78$. Минимальные значения $f_{к.ср}$ имеют трехосные схемы ($f_{к.ср} = 0,65$).

Существенный фактор взаимодействия пневмоколеса с грунтом (основанием) — величина давления на грунт.

Среднее давление на грунт $p_{ср}$ (МПа) обычно выражается через давление воздуха в шине сообразно зависимости

$$p_{ср} = C_6 p_{ш},$$

где C_6 — коэффициент, учитывающий жесткость баллона (для шин нормального давления 1,1; для шин низкого давления 1,0); $p_{ш}$ — давление воздуха в шине, МПа. Величина $p_{ср}$ не должна превосходить несущей способности грунта.

Грузоподъемная сила баллона G_6 (МН) определяется по формуле

$$G_6 = F_k p_{ср} = \pi C_6 p_{ш} \lambda \sqrt{DB}, \quad (22.3)$$

где F_k — площадь контакта баллона с недеформируемой поверхностью почвы, m^2 .

Площадь контакта обычно имеет форму эллипса и определяется по формуле

$$F_k = \pi a b = \lambda \sqrt{DB},$$

где $\lambda = (r_o - r_c)$ — деформация шины, м ($\lambda = 0,012 \div 0,014$ м); a, b — размеры осей эллипса, м; D, B — диаметр и ширина шины, м.

Грузоподъемность шины может быть увеличена при неизменных D и B , если увеличить ее деформацию. Однако следует помнить, что повышенная деформация покрышек увеличивает работу трения в слоях корда и внутримолекулярное трение в резине, вызывая быстрое разрушение покрышки. Так как грузоподъемность баллонов устанавливается по их максимальной радиальной деформации на твердой, не изменяющейся под давлением колеса поверхности, то при работе на мягких грунтах нагрузка на колесо может быть увеличена на 20—30 % без увеличения радиальной деформации баллона. Эту особенность пневмошин следует иметь в виду при эксплуатации колесных бульдозеров и особенно скреперов.

Выбранную шину проверяют на прогиб y (м) по формуле

$$y = G_{6 \max} [(D B p_{\text{ш}}^2)^{-1}]^{0,5} \leq (0,5 \div 0,4) D,$$

где $G_{6 \max}$ — максимальная нагрузка на баллон (шину), МН;

$$G_{6 \max} = a_o F_k p_{\text{ш}} \leq 0,12 p_{\text{ш}} \sqrt{D^3 B}, \quad (22.4)$$

a_o — коэффициент, учитывающий степень деформации (при повышенном давлении 1,0, при нормальном 1,15 и при пониженном 1,3).

Допускаемые нагрузки на одну шину достигают 0,6 МН при диаметре колеса 2,5 м, что позволяет считать возможным установку колесного движителя на машины массой до 500 т и более. Размер пневмошин выбирается на нагрузку больше статической в 1,5—2 раза.

Транспортные скорости (максимальные) колесных машин не превышают 20—80 км/ч, рабочие скорости в зависимости от вида привода могут изменяться от 0 до 10—16 км/ч. Сопротивление воздуха при передвижении выемочно-транспортных средств учитывается на скоростях, превышающих 60 км/ч.

22.2. ДВИЖУЩАЯ (ОКРУЖНАЯ) СИЛА КОЛЕСНЫХ МАШИН

При установившемся движении колесной машины движущая (окружная) сила движителя P_k (Н) (рис. 22.3) определяется по зависимости

$$P_k = M_d i_t \eta_t / r_c = N_d i_t \eta_t / \omega_d, \quad (22.5)$$

где M_d и N_d — соответственно момент и мощность двигателя, Нм и Вт; i_t и η_t — соответственно общее передаточное число и КПД трансмиссии ($\eta_t = 0,85 \div 0,90$); r_c — силовой радиус колесного движителя, м. Для пневмоколес низкого давления $r_c = (0,83 \div 0,94) r_o$, здесь r_o — радиус недеформированной шины, м; ω_d — угловая скорость вращения вала двигателя, рад/с.

Действительная скорость движения машины v_d (м/с) находится по формуле

$$v_d = v_t (1 - 0,01 \delta) = r_c \omega_d (1 - 0,01 \delta) / i_t, \quad (22.6)$$

где δ — коэффициент буксования движителя колес, %. При номинальном режиме $\delta = 20$ %; v_t — теоретическая скорость движения машины (при $\delta = 0$).

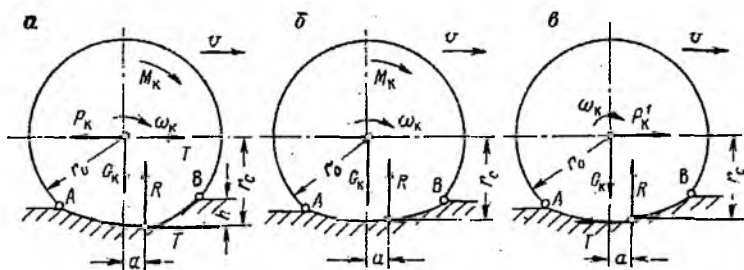


Рис. 22.3. Схема сил, действующих на колесо, при его работе в режиме ведущего (а), свободного (б) и ведомого (в)

По регуляторной характеристике двигателя каждому значению частоты вращения его вала n_d (с⁻¹) соответствуют определенные значения крутящего момента и мощности. Поэтому для определения P_k при различной скорости движения машины с помощью приведенных формул, кроме значений i_T , η_T и r_c , необходимо знать регуляторные характеристики двигателя, т. е. $N_d = f(M_d, n_d)$.

При неустановившемся движении машины часть энергии затрачивается на ускорение маховых масс трансмиссии и движителя, в связи с чем окружная сила на колесе составляет

$$P'_k = [(M_d + J_d \dot{\omega}_d) i_T \eta_T - \sum J_k \dot{\omega}_k] / r_c, \quad (22.7)$$

где J_d — момент инерции вращающихся масс двигателя и трансмиссии, приведенных к коленчатому валу; $\dot{\omega}_d$ и $\dot{\omega}_k$ — угловые ускорения соответственно маховика (со знаком минус при замедлении) и колесного движителя; $\sum J_k$ — суммарный момент инерции вращающихся масс всех колес.

Сила сцепления $P_{сц}$ (Н) колес с дорожным покрытием должна быть больше касательного (окружного) усилия на колесе P_k во избежание его проскальзывания, т. е.

$$P_{сц} = \varphi G_{сц} \geq P_k = m_n g (f_k \pm i), \quad (22.8)$$

где $G_{сц} = g m_{сц}$ — сцепной вес, приходящийся на ведущую ось, Н; $m_{сц}$ — масса машины, приходящаяся на ведущую ось, кг; φ — коэффициент сцепления между колесом и покрытием дороги (прил., табл. П14); f_k — коэффициент сопротивления качению (для бетона 0,015—0,018, для гравийной дороги 0,025, для земляной дороги 0,075—0,105; для рыхлого песка, глубокой колеи 0,14—0,17); i — уклон (минус) или подъем (плюс) пути.

Для уменьшения сопротивления качению и повышения производительности машин на карьерах рекомендуется улучшать дороги планированием их грейдером, поливкой и уплотнением. Если улучшать дорогу неэкономично, то следует использовать на машинах больший размер шин с низким давлением, которые имеют минимальное сопротивление качению.

Снижение тягового усилия из-за погружения колеса в почву происходит в среднем на 0,006 Н/Н на каждый сантиметр погружения.

На рис. 22.3, *а* показана схема сил и моментов, действующих на колесный движитель при работе в режиме ведущего колеса.

На поверхности контакта колеса с покрытием дороги возникают элементарные реактивные силы R и T , приложенные в точке, смещенной от оси на величину a , равную коэффициенту трения качения.

Под действием момента, создаваемого силой сцепления колеса с основанием, колесо вращается вокруг своей оси с угловой скоростью ω_k .

Уравнение равновесия сил колесного движителя с учетом того, что нагрузка на колесо G_k (Н) равна реакции основания R (Н), определится из выражений

$$M_k/r_c - T - G_k a/r_c = 0 \text{ или } P_k - T - G_k f_k = 0, \quad (22.9)$$

где $P_k = M_k/r_c$ — горизонтальная реакция на ось колеса (сила сопротивления движению, характеризующая окружную силу колесного движителя); T — сила тяги, передаваемая через ось колесного движителя на раму машины, Н.

Формулу (22.9) можно представить в виде

$$P_k = T + G_k f_k = T + P_f, \quad (22.10)$$

где P_f — сила сопротивления качению, Н.

Таким образом, окружная сила ведущего колеса, работающего в тяговом режиме, равна сумме сил его тяги и сопротивления качению.

У колеса, работающего в свободном режиме ($T = 0$), окружная сила равна силе сопротивления качению (см. рис. 22.3, *б*). При низких сопротивлениях качению максимальное значение силы тяги $P_{k \max} = G_k \phi$. Максимальный крутящий момент $M_{\max}$ (Н·м), который может реализовать ведущее колесо без его пробуксовки, имеет вид

$$M_{\max} = G_k \phi r_c. \quad (22.11)$$

Из уравнения (22.11) видно что, максимальный крутящий момент, развиваемый колесом, зависит от вертикальной нагрузки на колесо, величины коэффициента сцепления и его радиуса. Поэтому у машин с малой массой нагрузку на ведущие колеса увеличивают искусственно, устанавливая над ними груз. Коэффициент сцепления колеса с покрытием дороги можно увеличить, установив на протекторе колеса грунтозацепы или цепи.

Сопротивление качению $P_f = G_k a/r_c$ при постоянной нагрузке на колесо пропорционально a и обратно пропорционально силовому радиусу r_c . Плечо трения качения a уменьшается с уменьшением глубины h погружения колеса в почву. Последнее достигается уменьшением давления шины на грунт. Поэтому на машинах (колесные бульдозеры, скреперы), работающих на дорогах со слабым покрытием, применяются колеса большого диаметра с низким (0,08—0,15 МПа) давлением воздуха в шинах.

Уравнение (22.10) можно представить в виде

$$T = P_k - P_f = G_k \varphi - G_k f_k = G_k (\varphi - f_k). \quad (22.12)$$

Из формулы (22.12) видно, что максимальная сила тяги ведущего колеса зависит от нагрузки на него и величины коэффициента сцепления колеса с дорожным покрытием за вычетом сопротивления качению.

Рассмотрим схему сил, действующих на *ведомое колесо* (см. рис. 22.3, в).

Качение колеса происходит под действием толкающей силы P'_k . Горизонтальная составляющая равнодействующих сил T у ведомого колеса направлена в сторону против движения его оси и является силой трения, обуславливающей возможность качения ведомого колеса.

Уравнение равновесия колеса при условии, что $T = P'_k$, имеет вид

$$T r_c - R a = 0 \quad \text{или} \quad P'_k r_c - R a = 0.$$

Силы P'_k и T образуют пару, момент которой при равномерном поступательном движении оси колеса уравновешивается моментом сопротивления качению. Следовательно, сила P'_k по абсолютному значению равна фиктивной силе сопротивления качению P_f . С учетом того, что $R = G_k$ получим

$$P'_k = P_f = G_k a/r_c = G_k f_k. \quad (22.13)$$

22.3. СОПРОТИВЛЕНИЕ ПРИ РАБОТЕ И ПЕРЕМЕЩЕНИИ ВТМ

У ВТМ существуют два режима работы: тяговый и транспортный. Работа в тяговом режиме связана с преодолением высоких сопротивлений движению, возникающих при копании породы. В транспортном режиме работают самоходные скреперы и одноковшовые погрузчики при транспортировании породы и холостых пробегах, а также колесные бульдозеры на холостых ходах. Этот режим является составной частью рабочего цикла и поэтому оказывает большое влияние на производительность ВТМ.

В *тяговом* режиме суммарное сопротивление W_T (Н) при работе колесной ВТМ складывается из сопротивлений: породы копанию W_k (см. гл. 24); качению колес W_f ; движению машины на подъем W_h и преодолению сил инерции W_j и имеет вид

$$W_T = W_k + W_f \pm W_h + W_j = W_k + f_k G_m \cos \alpha \pm G_m \sin \alpha + \chi G_m v'_d / g. \quad (22.14)$$

В *транспортном* режиме в выражении (22.14) величина $W_k = 0$, но появляется сила сопротивления воздуха движению W_b (Н). Таким образом,

$$W_{тр} = W_f \pm W_h + W_j + W_b$$

или

$$W_{тр} = f_k G_m \cos \alpha \pm G_m \sin \alpha + \chi G_m v'_d / g + K_a F_{л} v_d^2 / 3,6^2, \quad (22.15)$$

где f_k — коэффициент сопротивления качению, %; G_m — вертикальная составляющая веса машины и полезной нагрузки, Н; α — угол наклона дорожной поверхности, градус; χ — безразмерный коэффициент учета вращающихся масс, определяемый по формуле

$$\chi = 1 + g (J_d i_T^2 \eta_T + J_k) / (G_k r^2 c),$$

где J_d и J_k — моменты инерции соответственно вращающихся деталей двигателя и суммарный колес, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; i_T и η_T — соответственно

общее передаточное число и кпд; v'_d — ускорение машины, м/с²; $K_a = 0,6 \div 0,7$ — удельный коэффициент аэродинамического сопротивления, Н/с²; F_{λ} — площадь лобового сопротивления машины, м²; v_d — действительная скорость машины, км/ч.

22.4 ТЯГОВЫЙ БАЛАНС КОЛЕСНЫХ МАШИН

В тяговом режиме сопротивления, возникающие при работе машины, преодолеваются силой колесного движителя $P_k = W_t$. На процесс копания расходуется свободная сила тяги T_c (Н), равная W_k , поэтому

$$T_c = P_k - G_m (f_k \cos \alpha \pm \sin \alpha + \chi v'_d / g). \quad (22.16)$$

Зависимость между мощностью двигателя N_d и мощностью, подводимой к колесному движителю N_k (Вт), у машин с механической трансмиссией при известном η_t находится по выражению

$$N_k = \eta_t N_d = N_t + N_f + N_b \pm N_h + N_j. \quad (22.17)$$

Уравнение тягового баланса мощности (22.17), в котором даны мощности, расходуемые на копание N_k , преодоление сопротивления качению N_f , буксование движителя N_b , преодоление сопротивления подъему N_h и преодоление сопротивления сил инерции N_j , в развернутом виде

$$N_k = v_d [T_c + f_k G_m \cos \alpha + P_k (v_t / v_d - 1) \pm G_m \sin \alpha + \chi G_m v'_d / g], \quad (22.18)$$

где v_t — теоретическая скорость движения машины при $\delta = 0$ [см. формулу (22.6)].

По аналогии с формулой (22.18) составляется уравнение баланса мощности и для транспортного режима.

23.1. НАВЕСНОЕ, ПРИЦЕПНОЕ И ПОЛУПРИЦЕПНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ БАЗОВЫХ ТЯГАЧЕЙ

Навесное оборудование представляет собой наиболее распространенные типы рабочих органов, агрегатируемых с колесными и гусеничными тягачами и обеспечивающих выполнение разнообразных погрузочных, транспортных, вспомогательных и других видов работ на карьерах.

Основные типы сменного навесного и прицепного оборудования колесных и гусеничных тягачей насчитывают около двадцати наименований, часть из которых представлена на рис. 23.1.

Наиболее распространенными типами навесного оборудования применительно к условиям карьеров являются: бульдозерные отвалы, оборудование погрузчиков и рыхлителей. Возможность замены рабочего оборудования обеспечивает широкую универсальность колесных и гусеничных машин и значительно расширяет область их применения.

Двухосные несамоходные скреперные установки могут агрегатироваться в виде *прицепного* оборудования (см. рис. 23.1, *а—в*) с гусеничным или двухосным колесным трактором. В тех случаях, когда сама скреперная установка имеет только одну ось и агрегируется через седельно-сцепное устройство с одноосным или реже двухосным колесным тягачом, она называется скрепером соответственно с *самоходным и полуприцепным* оборудованием (см. рис. 23.1, *г—е*).

Полуприцепное рабочее оборудование одноцелевого назначения, агрегатируемое с одноосным или двухосным тягачом и составляющее с последним одно целое, называется также самоходным (самоходный скрепер, самоходный грейдер-элеватор и т.д.). В этих случаях мощные ВТМ выполняют с отдельным приводом: одноосный тягач оснащается двигателем, мощность которого является достаточной для перемещения всего агрегата с грузом, но недостаточной для выполнения рабочих операций; полуприцепный

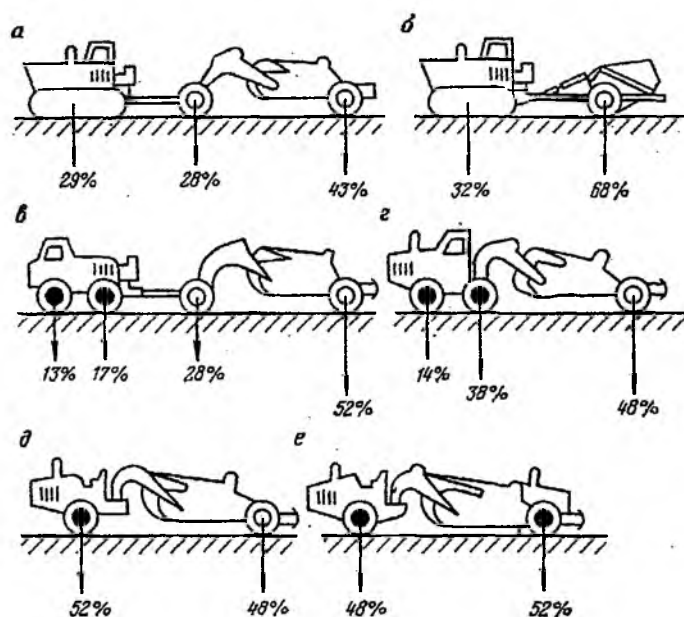


Рис. 23.1. Схемы скрепера (с примерным распределением веса по осям): прицепные (а — двухосные к гусеничному тягачу; б — одноосные к гусеничному тягачу; в — двухосные к двухосному колесному тягачу); полуприцепные к колесному тягачу (г — двухосному; д, е — одноосному)

агрегат снабжается вспомогательным двигателем (см. рис. 23.1, е), предназначенным для повышений мощности агрегата при выполнении рабочих операций или при движении машины в особо тяжелых дорожных условиях. Управление вторым двигателем осуществляет машинист одноосного тягача.

Сменное рабочее оборудование изготавливается и поставляется к тягачам комплектно. Так, колесный или гусеничный тягач может быть снабжен бульдозерным отвалом и рыхлителем или оборудованием погрузчика, бульдозерным ножом и рыхлителем.

В соответствии с назначением ВТМ их сменные рабочие органы подразделяются на:

- разрушающие и отделяющие породу от массива, тем самым подготавливающие ее к транспортированию (рыхлители);
- отделяющие породу от массива послойно и перемещающие ее (без применения емкостей) при движении машины (отвалы бульдозеров, ножи автогрейдеров, струги);
- отделяющие породу от массива и перемещающие ее (с применением ковша) при движении всей машины или ее части (ковшовые погрузчики, скреперы);

- отделяющие породу от массива режущей кромкой с последующей подачей ее по режущей кромке к приемнику погрузочного устройства (скреперы с элеваторной загрузкой).

23.2. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ БУЛЬДОЗЕРА

Бульдозер — выемочно-транспортирующая машина, состоящая из трактора, оборудованного отвалом с ножом для полойной срезки, перемещения и разравнивания породы.

Порода срезается ножом, скапливается перед отвалом и перемещается по поверхности рабочей площадки при собственном передвижении бульдозера за счет тягового усилия, развиваемого тяговым агрегатом (трактором или тягачом). Основным рабочим органом бульдозера является отвал (рис. 23.2 и рис. 23.3); вместо отвалов на бульдозерах могут быть установлены плоские или V-образные толкающие рамы, через которые осуществляют передачу дополнительных усилий на толкаемую машину, например на скрепер при его загрузке.

Рабочее оборудование бульдозера с неповоротным отвалом, установленным перпендикулярно к продольной оси базовой машины, состоит из отвала, толкающей рамы и механизма управления.

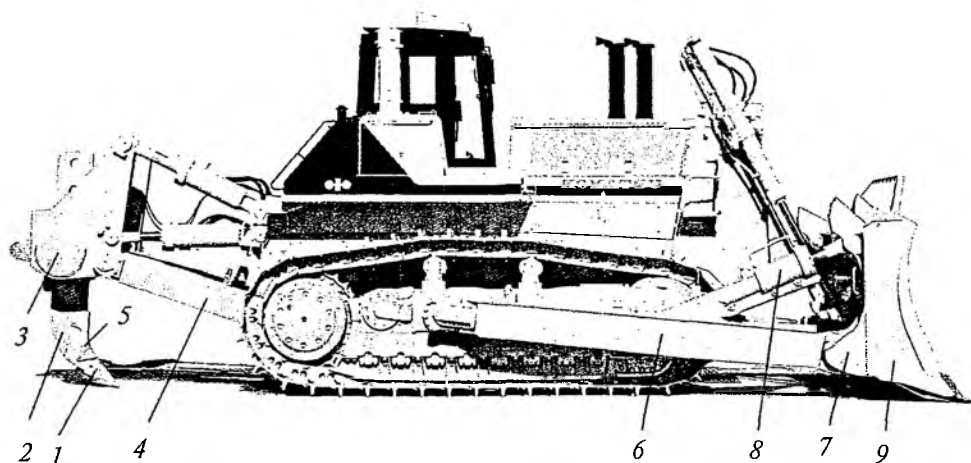


Рис. 23.2 Гусеничный трактор с бульдозерным отвалом и параллелограммной подвеской рыхлительной стойки внутреннего типа:

1 — наконечник зуба; 2 — стойка зуба; 3 — рама державки зуба; 4 — рама; 5 — защитный козырек зуба; 6 — толкающая рама; 7 — боковые упоры; 8 — гидроцилиндр перекоса отвала; 9 — отвал

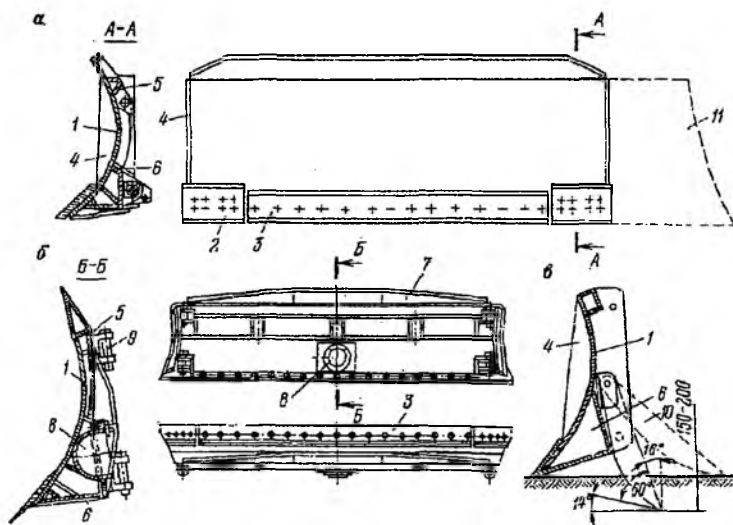


Рис. 23.3. Конструкции бульдозерных отвалов:

а — неповоротного; *б* — поворотного; *в* — со сменным рыхлящим зубом;
 1 — лобовой лист; 2, 3 — ножи боковой и средний соответственно; 4 — боковина; 5, 6 — верхняя и нижняя коробки; 7 — козырек; 8 — подпятник для шарнирной головки; 9 — палец крепления отвала к боковым цапфам; 10 — зуб; 11 — открывлок-удлинитель

В зависимости от характера работы применяются отвалы различной конструкции. Наиболее распространен неповоротный отвал в виде коробчатой сварной конструкции (см. рис. 23.3, *а*). Его передняя часть представляет собой изогнутый стальной лист, в нижней половине которого закреплен нож. Для увеличения жесткости отвал усилен ребрами. При необходимости по сторонам отвала устанавливаются щеки. При разработке сыпучих пород к отвалу крепятся открывки-удлинители, позволяющие повысить производительность бульдозера на 40—50 %.

Толкающая рама *б* (см. рис. 23.2) связывает отвал *9* с базовой машиной и передает ему тяговое усилие, развиваемое двигателем машины. К задней стенке отвала крепятся кронштейны, в которые вставляются пальцы раскосов, соединяющих его с боковыми упорами *7* толкающей рамы и позволяющих иметь перекос оси отвала в вертикальной плоскости.

У бульдозеров с поворотным отвалом (см. рис. 23.3, *б*) последний можно устанавливать в горизонтальной плоскости под углом до 27° в обе стороны от продольной оси или перпендикулярно к ней.

Поворотный отвал обычно делают большей длины, чем у машин с неповоротным отвалом, так как в повернутом положении он должен перекрывать ширину базового тягача. Отвал представляет собой коробчатую металлоконструкцию, с тыльной стороны которой приварен подпятник 8 для шаровой пяты толкающей рамы.

На бульдозерах с гидравлическим управлением правый, а иногда и левый подкосы заменяются гидроцилиндрами 8 (см. рис. 23.2). Изменяя длину одного или обоих гидроцилиндров (подкосов), можно наклонять отвал в вертикальной плоскости на угол до 20° , улучшать его приспособляемость к условиям разработки каменных пород.

Для работы в породах средней крепости отвал снабжают сменными зубьями 10 (см. рис. 23.3, в), которые устанавливают так, чтобы они могли разрыхлять породу при рабочем или обратном ходе бульдозера. При этом зубья 10 закрепляют на оси шарнирно, так чтобы их режущие лезвия были направлены в сторону, противоположную режущему лезвию отвала. При движении бульдозера вперед зубья поворачиваются на оси и их тыльная сторона скользит по поверхности породы. Отвалы с рыхлящими зубьями целесообразно применять при подготовке бульдозером фронта работы для скреперов.

Геометрические параметры бульдозерного отвала (рис. 23.4): высота H (м); высота с козырьком H_k (м); радиус R_k (м) кривизны, обычно равный H ; угол между горизонталью и касательной к верхней кромке отвала $\beta_0 = 70 \div 75^\circ$; высота прямого участка отвала a (обычно равная высоте ножа); угол постановки козырька β_k (градус); углы резания δ и задний α (угол δ должен быть больше 50° с тем, чтобы угол α был не менее 30°); угол наклона отвала ϵ_0 . От последнего в значительной мере зависит форма призмы волочения.

Длина отвала L (м) должна быть больше ширины машины не менее чем на 0,1 м с каждой стороны при максимальном повороте отвала в плане на угол $\varphi'' = 10 \div 15^\circ$. В среднем принимается $L = 2,8 \div 3 H$, а для неповоротного отвала $L = 2,3 H$.

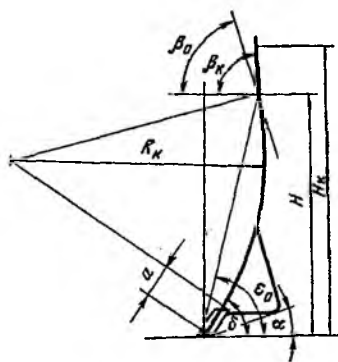


Рис. 23.4. К определению геометрических параметров бульдозерного отвала

Высота отвала наиболее существенно влияет на тяговое усилие бульдозера. Для бульдозеров общего назначения ВНИИстройдормаш рекомендует определять H (м) по зависимости

$$H = K \sqrt[3]{0,1 T_{\text{нт}}} - 5 \cdot 10^{-4} T_{\text{нт}}, \quad (23.1)$$

где K — коэффициент, равный 0,5 для неповоротных и 0,45 для поворотных отвалов; $T_{\text{нт}}$ — номинальное тяговое усилие, кН.

По номинальному тяговому усилию (мощности) базового трактора бульдозеры подразделяются на четыре класса: сверхмощные с номинальным тяговым усилием свыше 400 кН (мощность привода более 370 кВт), мощные от 200 до 400 кН (185—370 кВт), средней мощности от 135 до 200 кН (120—185 кВт) и малой — от 25 до 135 кН (50—120 кВт).

Главный параметр бульдозера — номинальное тяговое усилие трактора или тягача — определяется из выражения

$$T_{\text{нт}} = G_{\text{сц}} \varphi_{\text{ос}}, \quad (23.2)$$

где $G_{\text{сц}}$ — сцепной вес бульдозера, кН; ($\varphi_{\text{ос}}$ — коэффициент использования силы веса базовой машины с навесным оборудованием по сцеплению (см. табл. П14 приложения).

Основные параметры бульдозера:

- эксплуатационная масса бульдозера m_b (т), равная сумме масс эксплуатационной базовой машины (трактора) m_{bt} и навесного бульдозерного оборудования m_{bo} (последняя составляет 15—25 % от m_{bt});
- скорости рабочего и обратного ходов. Первая обычно составляет 2—4 км/ч, вторая может достигать 19 км/ч для гусеничных и 10 км/ч и более для колесных машин;
- среднее давление ходовой части на грунт

$$p_b = g m_b / S_o,$$

где S_o — опорная площадь гусениц, м²;

- положение центра давления, т. е. точки приложения равнодействующей всех нормальных реакций грунтового основания на ходовую часть, определяемое по расчетным схемам;
- удельные горизонтальное усилие p_r (кН/м) и вертикальное давление p_v (МПа) на режущей кромке ножа, характеризующие возможность разработки пород различной крепости:

$$p_r = T_{нт}/L; p_v = p_{a \max}/F_n,$$

где $p_{a \max}$ — наибольшее возможное вертикальное усилие на режущей кромке ножа отвала по условиям опрокидывания базовой машины относительно задних колес (точек опоры), МН; F_n — опорная площадь режущей кромки ножа с учетом ее затупления, м².

Значения удельных горизонтальных усилий p_r и вертикальных давлений p_v для различных категорий пород приведены ниже.

Категория породы	I	II	III	IV
p_r , кН/м	≤ 15	20—30	40—45	≥ 60
p_v , МПа	≤ 1	12—20	25—35	36

Массу рабочего оборудования и общую массу бульдозера для предварительных расчетов рекомендуется определять по эмпирическим зависимостям (см. параграф 25.1).

23.3. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ НАВЕСНЫХ РЫХЛИТЕЛЕЙ

Рабочим органом рыхлителя является зуб 1 (рис. 23.5) или несколько зубьев, установленных на стойках 2 рядом или уступами в специальном башмаке 3, укрепленном на раме 4. В зависимости от назначения, ширины и глубины рыхления, мощности и номинального тягового усилия тягача, а также физико-механических свойств породы число зубьев, их геометрическая форма и расстояние между зубьями изменяются.

По номинальному тяговому усилию и мощности привода базового трактора рыхлители разделяются на: сверхмощные с номинальным тяговым усилием свыше 350 кН и мощностью привода более 370 кВт, мощные — от 200 до 350 кН и 185—370 кВт, средней мощности — от 135 до 200 кН и 120—185 кВт и малой мощности.

Конструкции рам для крепления стоек зубьев рыхлителей определяются типами их подвесок, применяются внутренние (наиболее распространенные) и охватывающие рамы. Внутренние рамы имеют гнездо для установки только одной стойки 2 (см. рис. 23.5, а), охватывающие — поперечные балки различной ширины (см. рис. 23.5, б), позволяющие изменять как число стоек (от одной до трех), так и шаг их установки. Рамы обоих типов могут снабжаться жесткими буферными устройствами 5 для восприятия дополнительных усилий от толкача.

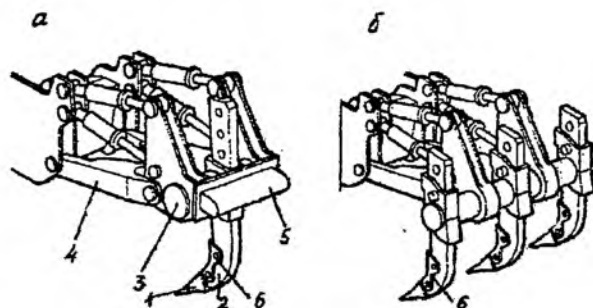


Рис. 23.5. Рамы крепления стоек зубьев рыхлителей:

а — внутренняя; б — охватывающая

Для рыхлителей на гусеничном ходу, получившем наибольшее распространение для этого типа навесного оборудования на карьерах, в основном используются радиальные (рис. 23.6, а) и параллелограммные (рис. 23.6, б, в) типы подвесок рам для крепления стоек зуба, присоединяемых на шарнирах O_1 к корпусу заднего моста базового трактора.

Подвески радиального типа применяются чаще, поскольку они просты и имеют малую массу. Их устанавливают на тракторах с жесткими задними мостами и подвеской гусениц, и они имеют одну стойку зуба при разработке пород, склонных при рыхлении выкалываться крупными глыбами (до 2 м в поперечнике). Одностоечные радиальные подвески могут обеспечить рыхление пород на глубину до 2,1 м (при двух или более повторных проходах машины).

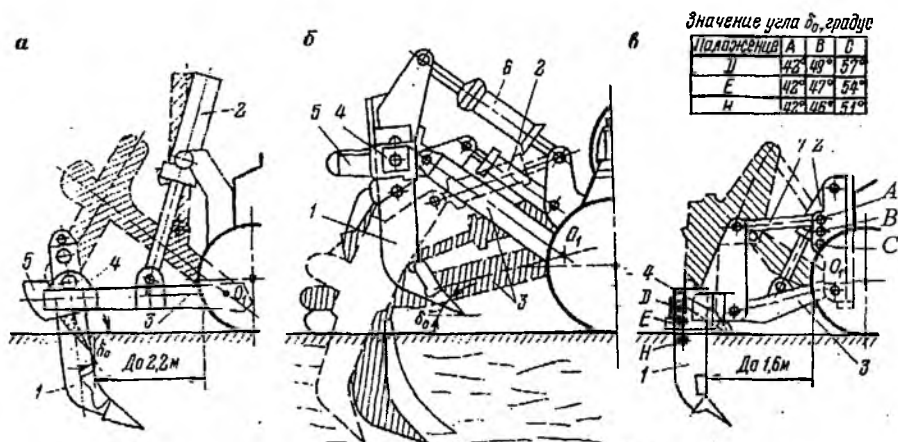


Рис. 23.6. Типы подвесок стоек рыхлителей к базовому гусеничному тягачу с регулируемым углом δ_0 проникновения в породу на уровне установки:

а — радиальная; б и в — параллелограммные соответственно с гидроцилиндром и с жесткой распоркой; 1 — стойка зуба; 2 — гидроцилиндр заглубления стойки; 3 — рама; 4 — башмак стойки; 5 — буфер; 6 — гидроцилиндр

Зуб радиального рыхлителя (см. рис. 23.6, а) при подъеме и опускании рамы 3 перемещается по дуге, вращаясь вокруг шарнирной оси O_1 , что создает переменную величину угла резания δ_0 при входе зуба в породу на уровне стоянки тягача. Угол δ_0 изменяется по мере заглубления зуба от 90° в исходном положении до $36,5^\circ$ при максимальной глубине, соответствующей горизонтальному положению рамы 3. Оптимальными углами резания δ_0 при внедрении в плотные породы являются углы $50\text{—}65^\circ$; при внедрении в прочие породы $38\text{—}45^\circ$.

Угол δ_0 и глубина погружения зуба могут быть изменены перемещением хвостовика в головке держателя, для чего используется одно из нескольких отверстий на стойке зуба.

Параллелограммная подвеска с гидроцилиндром изменения угла наклона стойки (см. рис. 23.6, б) позволяет обеспечить как неизменность угла резания δ_0 на любой глубине рыхления (при начальной параллельности сторон параллелограмма, устанавливаемой с помощью гидроцилиндра б), так и его дистанционное изменение по мере необходимости.

В параллелограммной подвеске угол δ_0 (см. рис. 23.6, в) регулируется изменением положения верхней распорки 7 в отверстиях А, В или С (при нахождении в точке А получается параллелограмм с $\delta_0 = 42^\circ$). Различная глубина рыхления в данной конструкции обеспечивается изменением положения хвостовика стойки в отверстиях D, E, H башмака 4. Если распорка 7 находится в отверстии С, то подвеска становится измененным параллелограммным соединением ($\delta_0 = 57\div 51^\circ$).

Хотя конструкция параллелограммной подвески с уширенной рамой для крепления стоек зубьев допускает установку до трех рыхлящих зубьев (см. рис. 23.5), ее геометрические параметры таковы, что не позволяют получить глубину рыхления свыше 1,1 м. При этом расстояние между стойкой зуба и гусеницей не превышает 1,5—1,6 м, что меньше, чем у радиальной подвески.

Применение параллелограммной подвески предпочтительнее, если выходной размер кусков ограничен или если твердость рыхляемой породы в массиве изменяется от большой до средней.

Стойки зубьев рыхлителей изготавливают различных типов-размеров из кованных пластин (реже литыми) и снабжаются съемными защитными козырьками б и наконечниками 1 из износостойкого материала (см. рис. 23.5).

Сечение зуба должно подбираться таким, чтобы он выдерживал нагрузку, равную 1,5-кратному тяговому усилию трактора, приложенному к концу зуба, а с учетом применения толкача — в 2—2,5 раза большую. Толщина стойки зуба обычно не превышает 100 мм. Вылет (длина) зубьев должен быть на 100—300 мм больше максимальной глубины рыхления. Шаг установки зубьев не должен превышать 900—1400 мм.

Для гашения ударов, передающихся от рабочего органа рыхлителя на трактор, обеспечения постоянного контакта зуба с забоем и сглаживания флуктуации сил сопротивления на зубе хвостовик стойки зуба иногда соединяется с амортизатором, устанавливаемым на раме держателя стойки.

Главный параметр рыхлителя — номинальное тяговое усилие $T_{н.р}$ (кН) при скорости движения рыхлителя 2,5—3 км/ч и буксовании не более 7 % для гусеничных и 20 % для колесных машин — определяется по формуле

$$T_{н.р} = G_{сц} \varphi_{кр}, \quad (23.3)$$

где $\varphi_{кр}$ — коэффициент использования веса базовой машины с навесным оборудованием по сцеплению ($\varphi_{кр} = 0,6$ для колесных и $\varphi_{кр} = 0,9$ для гусеничных тягачей); $G_{сц}$ — сцепной вес рыхлителя в рабочем состоянии (кН), равный при навешивании на базовую машину:

только рыхлительного оборудования

$$G'_{сц} = (1,18 \div 1,23) g m_{бт}; \quad (23.4, а)$$

рыхлительного оборудования (сзади) и бульдозерного отвала (впереди)

$$G''_{сц} = (1,35 \div 1,45) g m_{бт}, \quad (23.4, б)$$

где $m_{бт}$ — эксплуатационная масса базовой машины (трактора), т.

Основные параметры рыхлителя:

- среднее давление ходовой части рыхлителя на грунт p_p (кПа) определяется по формуле

$$p_p = G_{сц}/S_o = g (m_{бт} + m_{ро})/S_o,$$

где S_o — опорная площадь гусениц, м²; $m_{ро}$ — масса рабочего оборудования рыхлителя, т;

- положение центра давления — точки приложения равнодействующей всех нормальных реакций грунта на гусеничный движитель рыхлителя с координатой x (см. рис. 24.3);
- угол рыхления (резания) δ_0 , зависящий от угла заострения наконечника ($\beta = 30 \div 35^\circ$) и заднего угла, который должен быть не менее 5° (для скальных пород) и 8° (для мерзлых пород);
- расстояние L (м) между зубьями и тягачом (вынос зубьев), которое должно быть таким, чтобы куски породы не могли застревать в этом промежутке. Обычно $L = 1 \div 1,5 H$, где H — максимальное возможное заглубление зубьев, м.

23.4. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ СКРЕПЕРА

Скрепер — выемочно-транспортирующая машина, используемая для послойного отделения от массива породы, ее захвата, транспортирования и послойной укладки в месте выгрузки. Скрепер представляет собой самоходную или буксируемую тележку с ковшом, имеющим нож по всей ширине передней кромки днища, с помощью которого отделяется слой породы. Ковш является рабочим органом скрепера.

Ковш 4 (рис. 23.7) врезается в массив под действием тягового и напорного усилий. Спереди он снабжен заслонкой 7, которая может открываться на определенную величину, вследствие чего изменяется размер щели между режущей кромкой ковша и нижней кромкой заслонки. Величина щели в зависимости от толщины срезаемого слоя и физико-механических свойств породы регулируется системой управления. После заполнения ковша заслонка закрывается, а ковш переводится в транспортное положение.

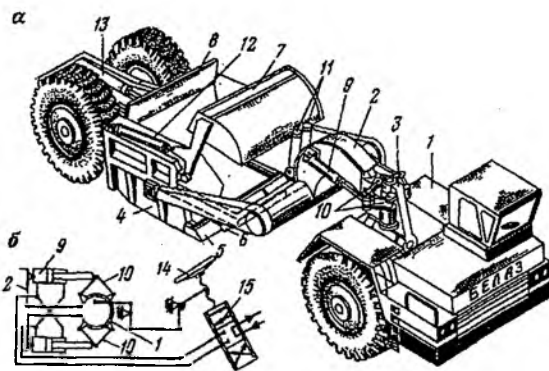


Рис. 23.7. Скрепер самоходный, агрегатированный на одноосном тягаче:

а — конструктивная схема; *б* — схема гидроуправления поворотом тягача;

1 — тягач; 2 — тяговые рамы; 3 — седельно-сцепное устройство; 4 — ковш; 5, 6 — боковой и средний ножи; 7 — заслонка; 8 — задняя подвижная стенка; 9, 10 — соответственно гидроцилиндры и рычаги механизма поворота тягача; 11 — гидроцилиндры подъема-опускания ковша; 12 — гидроцилиндры управления заслонкой; 13 — гидроцилиндры выдвижения задней стенки ковша; 14 — рулевая колонка; 15 — гидрораспределитель

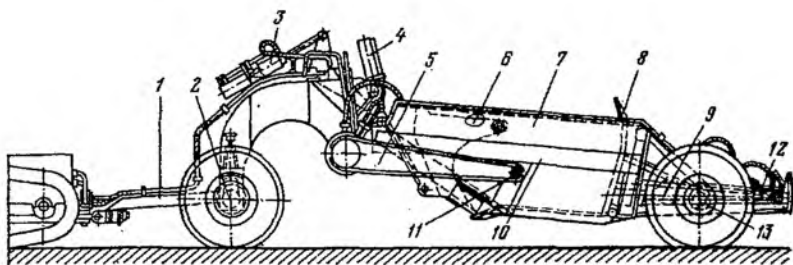


Рис. 23.8. Прицепной скрепер ДЗ-79:

1 — дышло; 2, 13 — передняя и задняя оси; 3, 4 — гидроцилиндры управления положением соответственно заслонки и ковша; 5 — упряжная тяга; 6 — заслонка; 7 — ковш; 8 — задняя подвижная стенка ковша; 9 — гидроцилиндры выдвижения задней стенки; 10 — задняя рама; 11 — шарнир; 12 — буфер

Прицепной скрепер (рис. 23.8) стыкуется с трактором Т-330. Его задняя 13 и передняя 2 оси имеют по два колеса. Скрепер связан с трактором через дышло 1 и состоит: из передней части рамы с упряжными тягами 5, задней части 10 рамы, соединенных между собой упряжным шарниром 11 и гидроцилиндром 3, колесного ходового оборудования, ковша 7 с заслонкой 6 и системы гидравлического управления. Подъем и опускание ковша осуществляются гидроцилиндрами 4 и сопровождаются поворотом обеих частей (5 и 10) рамы вокруг шарнира 11, передней 2 и задней 13 колесных осей скрепера. Движение задней стенки 8 ковша скрепера осуществляется двумя гидроцилиндрами 9, расположенными возле хвостовика в металлоконструкции буфера 12, а заслонки 6 — гидроцилиндрами 4. Управление заслонкой, задней стенкой и механизмом подъема ковша выполняется с помощью универсальной раздельно-агрегатной гидравлической системы (рис. 23.9), расположенной на тракторе.

Рабочее давление в системе 13,7 МПа обеспечивается шестеренным насосом, соединенным валом отбора мощности с двигателем. Управление ковшом скрепера осуществляется с пульта управления трактора.

Самоходные и полуприцепные скреперы агрегатируются с тягачами и тракторами через седельно-сцепное устройство (рис. 23.10).

Седельно-сцепное устройство (ССУ) служит для соединения тягача со скрепером и передачи вертикальной нагрузки от скрепера на тягач. ССУ имеет две степени свободы и состоит из корпуса, шарнирно соединенного с рамой двумя горизонтальными осями ($x-x$ и $z-z$). Головка хобота скрепера соединяется с корпусом вертикальной

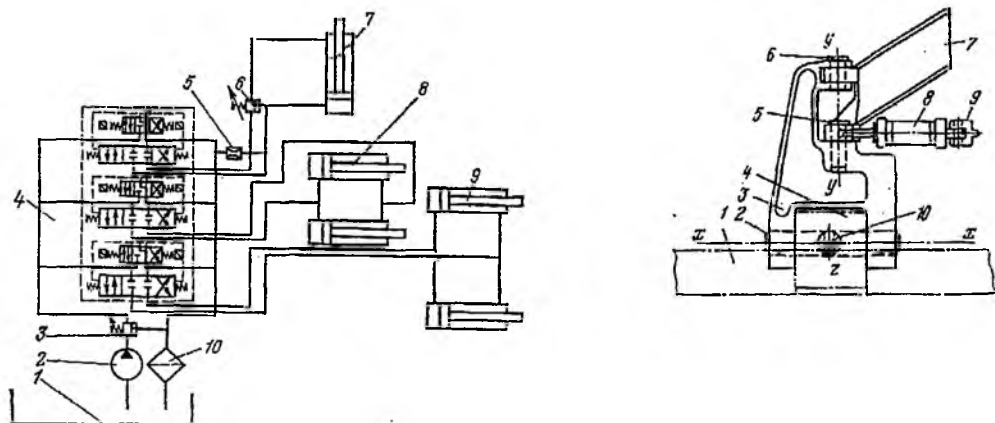


Рис. 23.9. Гидравлическая схема ДЗ-79:

1 — маслобак; 2 — насос; 3 — переливной золотник; 4 — трехсекционный распределитель; 5 — дроссель; 6 — предохранительный клапан; 7, 8, 9 — цилиндры соответственно заслонки, подъема ковша, выдвижения задней стенки; 10 — фильтр

Рис. 23.10. Седельно-сцепное устройство (ССУ):

1 — лонжерон рамы тягача; 2, 10 — шкворни горизонтальные, соответственно продольный и поперечный; 3 — кронштейн; 4 — поперечная связь лонжеронов; 5 и 6 — шкворни вертикальные; 7 — хобот тягачевой рамы скрепера; 8 — гидроцилиндр поворота тягача; 9 — кронштейн хобота (x-x, y-y — оси горизонтальных и вертикальных шкворней)

осью y-y. На корпусе ССУ имеются проушины, к которым шарнирно прикреплены вильчатые рычаги трехзвенного механизма поворота. Вертикальная нагрузка от скрепера воспринимается упорным подшипником, установленным в корпусе. ССУ допускает взаимный перекося скрепера и тягача при движении по неровной дороге (шкворень 2), излом осей при движении через перегибы местности (полушкворни 10) и поворот в горизонтальной плоскости (шкворни 5 и 6).

В горной промышленности используются четыре основных типа самоходных и полуприцепных скреперов: стандартный однодвигательный (рис. 23.11, а), загружаемый за счет использования дополнительного гусеничного трактора-толкача; двухмоторные стандартные с приводом на все колеса (рис. 23.11, б, г); элеваторные скреперы, самозагружающиеся благодаря использованию подъемной способности элеватора (рис. 23.9, в, д, е), и двухмоторные самоходные, оборудованные сцепкой для работы по схеме «тяги-толкай» (рис. 23.11, ж).

Стандартные самоходные (полуприцепные) скреперы применяются также и в трехосной компоновке (рис. 23.11, е) как с элеватором,

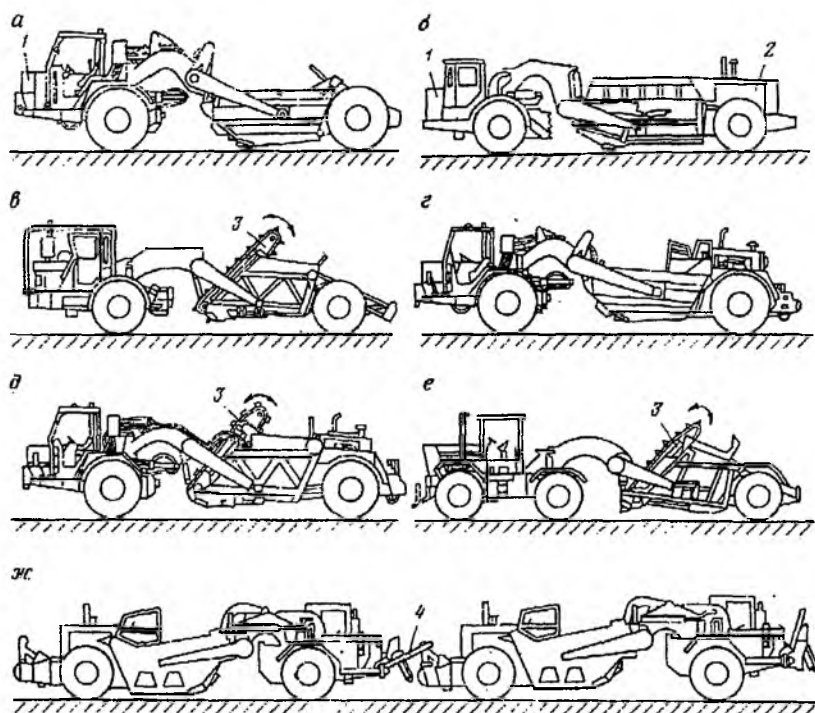


Рис. 23.11. Схемы компоновки самоходных скреперов:

а — стандартный одномоторный; *б* — стандартный двухмоторный углевоз; *в* — элеваторный одномоторный; *г* — стандартный двухмоторный; *д* — элеваторный двухмоторный; *е* — полуприцепной элеваторный одномоторный агрегатированный с двухосным трактором; *ж* — тандем двухмоторный по схеме «тяги-толкай»;

1, 2 — передний и задний двигатели; 3 — элеватор; 4 — накидное сцепное устройство

так и без него. В этом случае в качестве тягового агрегата применяется двухосный трактор с приводом на все колеса. Поскольку вес скрепера распределяется между осями более равномерно, применяются шины с меньшим числом прокладок и давлением, что улучшает сцепление машины с влажным, липким грунтовым основанием. Кроме того, двухосный трактор, будучи отсоединен от ковша скрепера, может быть использован как самостоятельный агрегат.

По способу загрузки скреперы подразделяются на стандартные, заполняемые благодаря подпору грунта при реализации тягового усилия (загрузка тяговым усилием), и элеваторные, загружаемые с помощью шнекового или элеваторного (см. рис. 23.11, *в*, *д*, *е*) устройства.

Для улучшения загрузки ковшей самоходных колесных скреперов используются бульдозеры-толкачи, помогающие осуществлять заполнение емкости на коротком пути, а также спаренные

скреперы, работающие по методу «тяги-толкай» (см. рис. 23.11, ж). В последнем случае машины снабжаются дистанционно управляемым сцепным устройством 4. Скреперы стыкуются на ходу в момент подхода к месту черпания породы. Ведущая машина загружается первой, используя тяговую мощность собственного двигателя и двигателя идущей сзади машины, выполняющей роль толкача. Далее нагруженный передний скрепер служит тягачом, помогая загрузиться идущему следом. Машины разъединяются на ходу и независимо друг от друга едут на разгрузку.

Область применения скреперов различных конструктивных схем может быть определена в зависимости от величин сопротивлений качению и дистанции транспортирования по диаграмме (рис. 23.12), согласно которой при высоких сопротивлениях качению и коротких расстояниях перевозки наиболее экономичен элеваторный двухдвигательный скрепер, в то время как при возрастании расстояния перевозки и при высоких сопротивлениях более целесообразно применять скреперы, работающие по схеме «тяги-толкай».

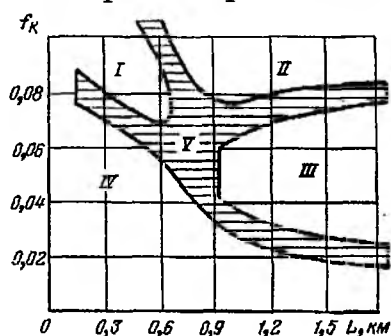


Рис. 23.12. Область применения скреперов различных конструктивных исполнений: I — элеваторных двухдвигательных; II — двухдвигательных самоходных, работающих по схеме «тяги-толкай»; III — однодвигательных самоходных; IV — элеваторных однодвигательных; V — зона перекрытия областей (f_k — сопротивление качению и подъему, L — дистанция транспортировки)

Однодвигательные самоходные скреперы наиболее экономичны на дистанциях перевозки 0,9—1,7 км при средних сопротивлениях качению $f_k = 0,04 \div 0,05$. Элеваторные однодвигательные скреперы имеют наиболее широкую область применения как по дистанциям перевозки, так и по сопротивлениям качению.

По способу разгрузки. Для современных скреперов характерен принудительный способ разгрузки, при котором заслонка 7 (см. рис. 23.7) ковша открывается, порода выталкивается вперед выдвижной задней стенкой 8, горизонтально перемещающейся на роликах в направляющих с помощью гидроцилиндров 13. Этот надежный способ обеспечивает полную разгрузку любых пород из ковша. Его недостатками являются большие начальные усилия, не-

обходимые для перемещения задней стенки с целью сдвига всей массы породы в ковше.

Использовавшиеся ранее способы разгрузки ковша опрокидыванием на современных машинах не применяются.

Нож ковша скрепера с элеваторной загрузкой при движении машины срезает стружку породы, которая перемещаясь скребками элеватора, установленного на месте заслонки, заполняет ковш. Разгрузка ковша производится принудительно выдвигаемой задней стенкой через люк, открывающийся в днище одновременно с началом хода стенки вперед и обратным движением скребков элеватора, или, если применяется шнековый элеватор, то его реверсированием на разгрузку. Скорость цепи элеватора составляет 0,3—0,5 м/с, толщина стружки — до 150 мм. Конструктивно ковш скрепера с элеваторной загрузкой выполняется так же, как и ковш обычного скрепера, а его параметры могут быть определены по тем же эмпирическим зависимостям (см. параграф 25.3). Скреперы подразделяют:

- *по типу управления* — с канатным, электромеханическим и гидравлическим управлением;
- *по способу агрегатирования* — на прицепные и самоходные;
- *по типу тягача или ходового оборудования* — на колесном (с одним или всеми ведущими колесами) или гусеничном ходовом оборудовании (см. рис. 23.1);
- *по типу трансмиссии* — на механические, гидромеханические, электрические и гидростатические.

Главный параметр скрепера — геометрическая вместимость ковша E (м³).

Основными параметрами скрепера являются: мощность двигателя тягача, конструктивная масса машины, габариты, ширина и максимальная толщина срезаемого слоя грунта, колесная база, рабочая и транспортная скорости, величина нагрузки на оси.

Конструктивная масса собственно скрепера $m_{к.с}$ (т) определяется по формуле

$$m_{к.с} = q_k E, \quad (23.5)$$

где q_k — коэффициент удельной металлоемкости (т/м³), равный 1,25—1,33 т/м³ для самоходного двухмоторного и 0,9—1,2 т/м³ для самоходного одномоторного скрепера без тягача; для скрепера с элеваторной загрузкой 1,5—2 т/м³ (без тягача).

Масса собственно одно- и двухосного седельного тягача m_t (т) определяется в функции его мощности N (кВт) по формуле

$$m_T = K_T N, \quad (23.6)$$

где K_T — коэффициент, равный 0,054—0,061 для одноосного и 0,065—0,073 для двухосного тягачей, т/кВт.

Ширина ковша скрепера B (м) по условиям проходимости машины выполняется максимально возможной и при известной ширине колеи тягача B_k (м) определяется по формуле $B = B_k + B_{ш} + 2 \Delta$, где $B_{ш}$ — ширина пневмошины, м; $\Delta = 0,03 \div 0,06$ — поперечный зазор между шиной и стенкой ковша, м.

С другой стороны, ширина ковша вместимостью до 15 м³ ограничивается габаритом погрузки его на железнодорожный транспорт без разборки. Ковши большей вместимости при транспортировке разбирают.

В зависимости от вместимости ковша его ширина может быть также определена по формулам [13]:

$$B = 1,43E^{0,38} \text{ (для } E < 11 \text{ м}^3\text{);}$$

$$B = 3,41 + 0,01 E \text{ (для } E = 11 \div 25 \text{ м}^3\text{).}$$

Высота H_k и длина L ковша скрепера соответственно равны: $H_k = 0,4 \div 0,6 B$; $L = 1,4 \div 1,8 H_k$. Большие значения L принимаются для ковшей меньшей вместимости.

Нож скрепера бывает плоским, ступенчатым или полукруглой формы, иногда с клиновым заострением. По мере наполнения ковша увеличиваются силы сопротивления заполнению, поэтому для использования тягового усилия в конце процесса резания приходится уменьшать сечение стружки, что лучше всего достигается при ступенчатой режущей кромке ковша. Для уменьшения вертикальных колебаний ковша скрепера при перемещении трактора переднюю раму ковша подвешивают на амортизаторе.

23.5. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ОДНОКОВШОВЫХ ПОГРУЗЧИКОВ

Рабочее оборудование одноковшового погрузчика (рис. 23.13) включает в себя ковш 1, стрелу 2, рычажную систему 3, гидроцилиндр 4 подъема стрел, гидроцилиндр 5 опрокидывания ковша относительно оси O_1 и гидроцилиндр 6 разворота передней рамы погрузчика относительно оси шарнирного сочленения на 35—45° в обе стороны. Помимо основного ковша (рис. 23.14, а)

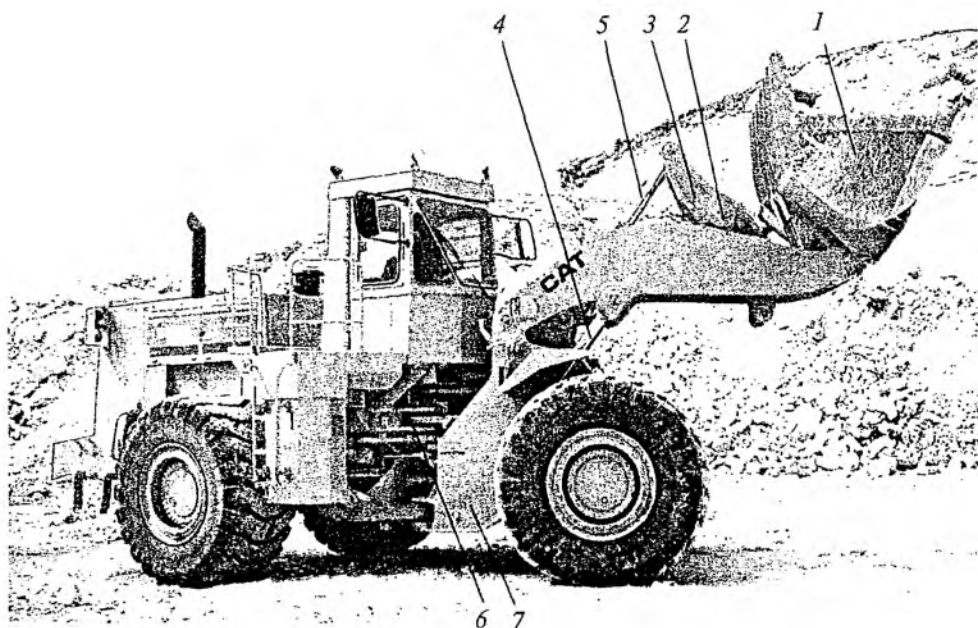


Рис. 23.13. Фронтальный погрузчик на пневмошасси с шарнирно-сочлененной рамой:

1 — ковш; 2 — стрела; 3 — рычажная система; 4, 5, 6 — гидроцилиндры, соответственно подъема стрелы, опрокидывания ковша и разворота передней рамы; 7 — передняя рама

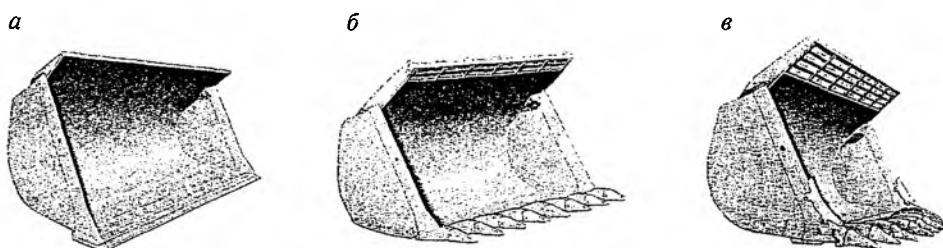


Рис. 23.14. Ковши одноковшовых погрузчиков:

а — прямоугольный общего назначения для легких пород с плотностью до $1,6 \text{ т/м}^3$; б — с V образным расширением и передней кромкой с зубьями для тяжелых пород; в — с V образным расширением, передней и боковыми кромками с быстросъемными износостойкими зубьями для тяжелых скальных пород

погрузчик может снабжаться другими разновидностями ковшей (рис. 23.14, б и в), а также, например, бульдозерным отвалом.

Одноковшовые погрузчики классифицируются:

- по назначению — на строительные (с грузоподъемной силой до 100 кН) и карьерные (с грузоподъемной силой более 100 кН);

- *по способу разгрузки ковша* — с передней (фронтальные), с боковой, с разгрузкой назад (через себя);
- *по ходовому устройству* — на пневмоколесном ходу с жесткой рамой (с задними управляемыми колесами) или с шарнирно-сочлененной рамой; на гусеничном ходу;
- *по наполнению ковша* — с напорным усилием, обеспечиваемым ходовым механизмом, или с помощью гидроцилиндров при застопоренном ходовом устройстве;
- *по повороту стрелы при разгрузке* — неповоротные, полуповоротные (на угол до 90°), полноповоротные;
- *по типу привода* — дизельные, дизель-электрические, карбюраторные;
- *по мощности двигателя* — малой мощности (до 80 (кВт), средней (180—160 кВт) и мощные (160—550 кВт).

На карьерах получили преобладающее распространение наиболее простые по конструкции неповоротные относительно базы погрузчики с передней разгрузкой ковша, гидравлическим приводом навесного и рабочего оборудования, на пневмоколесном ходу и с шарнирно-сочлененной рамой.

Главным параметром одноковшового погрузчика является номинальная грузоподъемная сила Q_n (кН), принимаемая согласно тяговому классу базовой машины и допускаемой нагрузке R_1 (см. рис. 24.5, а) на переднюю ось ходовой части. Номинальная грузоподъемная сила (при условии, что вес груза приложен в центре ковша, а вылет ковша максимальный и зависит от допускаемой нагрузки на ходовую часть) определяется по формуле

$$Q_n = [(R_1 - G_{б.м}) L_1 - G_{о.п} a] / 2(d + L_1),$$

где $G_{о.п}$ — конструктивный вес погрузочного оборудования, кН; d , a , L_1 — плечи действия силы Q_n ; $G_{о.п}$ и $G_{б.м}$ — веса базовой машины относительно точки А.

Основными параметрами одноковшового погрузчика являются:

- удельное усилие копания K_L развиваемое на режущей кромке ковша (у современных погрузчиков $K_L = 60 \div 120$ кН/м);
- конструктивная масса погрузочного рабочего оборудования (ковш и стрела) $m_{о.п}$ (т), равная 25—35 % массы базовой машины $m_{б.м}$ (т);

- номинальная вместимость ковша E (м^3), определяемая по грузоподъемности погрузочного оборудования при работе на сыпучих материалах при их плотности в целике $\gamma = 1,6 \text{ т/м}^3$ и коэффициенте наполнения ковша $K_n = 1,25$;

- номинальное напорное (тяговое) усилие погрузчика T_n (кН), определяемое по наибольшей эффективной мощности двигателя базового трактора $N_{\Sigma \text{ max}}$ (кВт) и с учетом рабочей массы погрузчика m_n (т), включающей в себя массу базовой машины и рабочего оборудования $m_{o.n}$ (т) с порожним ковшом ($m_n = m_{б.м} + m_{o.n}$) из выражения

$$T_n = N_{\Sigma \text{ max}} \eta_m [v_p (1 - \delta_p)]^{-1} - g m_n f_k, \quad (23.7)$$

где $v_p = 0,8 \div 1,1$ — рабочая скорость внедрения в забой, м/с ; δ_p — коэффициент расчетного буксования (0,07 для гусеничного и 0,2 для колесного ходов); η_m — КПД трансмиссии (механической 0,85—0,88 и гидромеханической 0,6—0,75); f_k — коэффициент сопротивления перекатыванию (0,06—0,1 для гусеничного и 0,03—0,04 для колесного ходового оборудования);

- напорное усилие по сцепному весу $T_{н.сц}$ (кН):

$$T_{н.сц} = g m_n \varphi, \quad (23.8)$$

где φ — коэффициент сцепления движителя (0,9 для гусеничного и 0,6—0,8 для колесного хода);

- выглубляющее усилие P_v (кН), развиваемое гидроцилиндрами поворота ковша и приложенное на его режущей кромке,

$$P_v = (2 \div 3) Q_n;$$

- подъемное усилие P_n (кН) на кромке ковша, развиваемое гидроцилиндрами подъема стрелы,

$$P_n = (1,8 \div 2,3) Q_n.$$

24.1. РАСЧЕТ БУЛЬДОЗЕРА

Тяговый расчет. Суммарное сопротивление на ноже бульдозера W_6 (кН) при копании и перемещении породы по горизонтальной поверхности, определяемое суммой сопротивлений [13]: копанию W_k ; перемещению призмы волочения перед отвалом $W_{пр}$; перемещению породы вверх по отвалу W_v ; перемещению бульдозера по горизонтали или уклону (подъему) W_o и трению ножа бульдозера о породу $W_{тр}$ (рис. 24.1), рассчитывается из выражения

$$W_6 = W_k + W_{пр} + W_v + W_o + W_{тр} = 10^3 K_F L t + g V_v \gamma \mu_2 / K_p + \\ + g V_v \gamma \mu_1 \cos^2 \delta_o / K_p + g m_{6т} (f_k \cos \alpha \pm \sin \alpha) + g K_o m_{6o} \mu_1, \quad (24.1)$$

где K_F — коэффициент сопротивления копанию (см. табл. 1.3 приложения), МПа; L и t — соответственно длина отвала и средняя толщина стружки, м; V_v — объем призмы волочения, перемещаемой отвалом бульдозера, м³; γ — плотность породы, т/м³; μ_1 и μ_2 — коэффициенты трения породы о сталь и породы о породу; $m_{6т}$ и m_{6o} — массы соответственно базовой машины и бульдозерного оборудования, т; $f_k = 0,06 \div 1$ — коэффициент сопротивления перекатыванию; α и δ_o — углы соответственно подъема (уклона) поверхности и резания ножа бульдозера, градус; $K_o = 0,5 \div 0,8$ — коэффициент, учитывающий долю веса бульдозерного оборудования, участвующего в трении о породу.

Объем призмы волочения

$$V_v = 0,5 K_n L (H + H_1)^2, \quad (24.2)$$

где $H_1 = (0,1 \div 0,25) H$ — высота козырька.

Значения коэффициента призмы волочения K_n в зависимости от отношения высоты отвала H к его длине L и вида породы:

отношение H/L	0,15	0,3	0,35	0,4	0,45
связные породы категорий I и II	1,45	1,25	1,18	1,1	1,05
несвязные породы	0,87	0,835	0,8	0,77	0,67

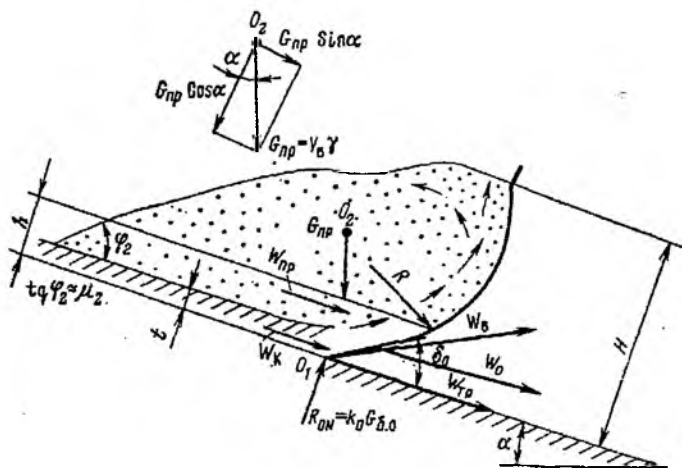


Рис. 24.1. Схема сил к определению сопротивления на ноже бульдозера

Сопротивление перемещению бульдозера на подъеме или уклоне учитываются введением в W_0 значения угла $\alpha \neq 0$.

При работе бульдозера с поворотным отвалом и установке его под углом суммарное сопротивление будет меньше, чем при работе с неповоротным отвалом, за счет уменьшения $W_{пр}$.

Статический расчет бульдозера позволяет определить: отклонение от середины опорной поверхности машины центра давления (ц. д.) — точки приложения результирующей всех сил, действующих на движитель; максимальное давление на кромках гусениц и общую устойчивость бульдозера.

Положение ц.д. определяют для трех положений бульдозера (рис. 24.2), находящегося на горизонтальной площадке: с поднятым отвалом; в процессе отделения от массива стружки оптимальной толщины при максимально возможном объеме породы перед отвалом; при перемещении в траншее максимально допустимого объема породы без резания.

Для тяжелых бульдозеров необходимо также определять максимальное статическое давление на переднюю и заднюю опорные кромки гусениц A и B (или на переднее и заднее колеса) при следующих положениях бульдозера: отвал поднят на предельном (не менее 20 %) уклоне (подъеме); в процессе срезания породы и движения под наибольший уклон при наличии перед отвалом призмы волочения максимально возможного объема; при движении в траншее на подъем $\alpha_{max} > 15^\circ$ и при наличии перед отвалом призмы волочения максимально возможного объема $V_{в max}$; резание грунта с движением по горизонтальной поверхности и максимальной загрузкой при подъеме и опускании отвала.

Во всех этих случаях смещение ц.д. не должно приводить к отрыву от опорной поверхности передней или задней кромок гусениц

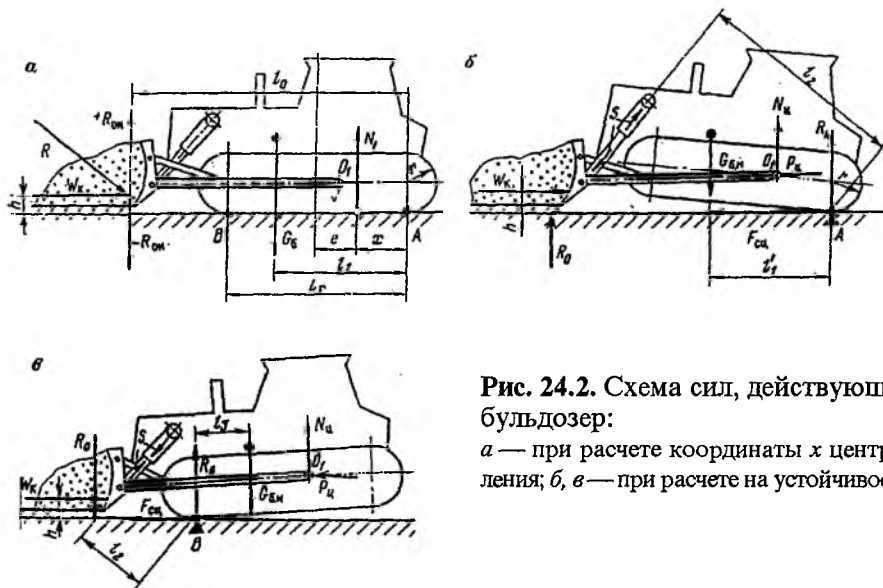


Рис. 24.2. Схема сил, действующих на бульдозер:

а — при расчете координаты x центра давления; б, в — при расчете на устойчивость

или соответствующих колес машины. Смещение ц. д. x (м) относительно точки A ($\sum M_A = 0$) согласно условиям статики (см. рис. 24.2, а) определяется по зависимости

$$x = (G_6 l_1 \pm R_0 l_0 - W_k h) / N, \quad (24.3)$$

где G_6 — вес бульдозера с рабочим оборудованием; R_0 и W_k — нормальная и касательная составляющие суммарного сопротивления породы копанию R ; $N = G_6 \pm R_0$ — суммарная опорная реакция основания; h , l_1 и l_0 — плечи сил (см. рис. 24.2, а).

Точка приложения результирующей суммарного усилия сопротивления породы R на отвале по данным [13] находится на высоте $h = 0,17H$ от режущей кромки при копании плотных пород и $h = 0,27H$ при копании разрыхленных пород.

Устойчивость бульдозера проверяется для двух случаев: отвал упирается в препятствие (см. рис. 24.2, б); осуществляется подъем углубленного отвала (см. рис. 24.2, в). Критерием устойчивости является неопрокидывание машины вокруг кромок A и B при коэффициенте устойчивости $\Psi \geq 1,5$ и смещении N на величину $e \leq L_T/6$.

В расчетных положениях (см. рис. 24.2, б, в) принимают, что на бульдозер действуют внешние силы: вертикальная реакция породы на отвале R_0 ; сопротивление породы копанию W_k ; вертикальные реакции R_A и R_B на кромках опрокидывания; сила сцепления двигателя с грунтовой поверхностью $F_{сц} = Q_{сц} \phi$; вес базовой

машины (трактора) $G_{6т} = g m_{6т}$. В системе трактор — рабочее оборудование действуют внутренние силы: S — усилие, развиваемое гидроцилиндром; $N_{ц}$ и $P_{ц}$ — соответственно вертикальная и горизонтальная реакции в цапфах O_1 толкающей рамы.

С достаточной для расчета степенью точности силы R_o , W_k и S можно считать пересекающимися в одной точке и, следовательно, не создающими каких-либо моментов в вертикальной плоскости. Расположение балок толкающей рамы под небольшим углом к горизонту позволяет считать силу $W_k = 2P_{ц}$ (две балки) и пренебречь силами $N_{ц}$. Тогда коэффициенты устойчивости относительно ребер A и B будут

$$\Psi_A = g m_{6т} l'_1 / (2 S l'_2 + W_k h); \quad (24.4)$$

$$\Psi_B = (g m_{6т} l_3 + W_k h) / (2 S l_2). \quad (24.5)$$

Более опасен случай опрокидывания бульдозера вокруг заднего ребра A при $W_k = F_{ц} = T_{н.т.}$

Уравнения (24.4) и (24.5) могут быть использованы для определения усилия S при заданном Ψ .

24.2. РАСЧЕТ РЫХЛИТЕЛЯ

Тяговый расчет. При рыхлении тяговое усилие T и горизонтальную составляющую R_x (рис. 24.3, а) сил сопротивления рыхлению принимают приблизительно равными, а вертикальную составляющую R_z сил сопротивления рыхлению выражают в функции от R_x :

$$T = R_x = K_T T_{нт}; \quad (24.6)$$

$$R_z = R_x \operatorname{tg} \nu, \quad (24.7)$$

где $K_T = 0,8$ — коэффициент использования тягового усилия базового трактора рыхлителя с учетом переменности сопротивления пород разрушению; $T_{нт}$ — номинальное тяговое усилие трактора, кН; ν — угол наклона результирующей сил сопротивления рыхлению ($\nu = 0; \pm 20$ и $\pm 30^\circ$ соответственно для обычных, мерзлых и скальных пород).

В случае применения толкача дополнительно учитывается его толкающее усилие T_t (кН), прикладываемое на высоте r и определяемое по формуле

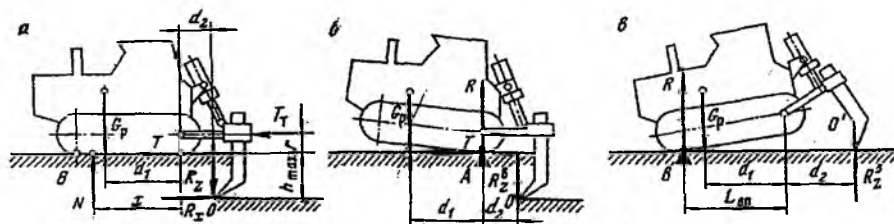


Рис. 24.3. Схема сил, действующих на рыхлитель при определении:

а — смещения центра давления; б — вертикального усилия на зубе при выглублении; в — то же, при заглублении

$$T_T = K_{T.T} T_{H.T}, \quad (24.8)$$

где $K_{T.T} = 0,6$ — коэффициент использования тягового усилия толкача; $T_{H.T}$ — номинальное усилие толкача, кН.

Удельное горизонтальное напорное усилие K_L (кН/м) и вертикальное давление K_F^B (кПа) на кромке зубьев определяются по формулам

$$K_L^r = T_{HT}/b n; \quad K_F^B = R_z^B/F n,$$

где b — ширина (м); n — число зубьев; R_z^B — максимальное вертикальное усилие (усилие выглубления), кН, которое может быть направлено вниз на режущие кромки зубьев при условии начала опрокидывания базовой машины относительно задних кромок ходового устройства (точка А); F — опорная площадка режущей кромки зуба с учетом ее среднего износа, м².

Статический расчет рыхлителя (см. рис. 24.3) аналогичен расчету бульдозера и начинается с определения ц. д. (координаты x приложения равнодействующей N всех нормальных реакций грунта на гусеничный движитель рыхлителя) для случаев: машина стоит на горизонтальной поверхности, зуб рыхлителя поднят на максимальную высоту; то же, на предельном подъеме; машина движется с максимально возможным заглублением зубьев по горизонтальной поверхности; то же, под уклон. В двух последних случаях положение ц.д. определяют для работы как с толкачом, так и без него.

В общем случае координата x центра давления (см. рис. 24.3, а) определяется из выражения

$$x = (G_p d_1 + R_x h_{\max} - R_z d_2)/(G_p + R_z),$$

где G_p — эксплуатационный вес рыхлителя, равный сумме весов базовой машины и навесного рабочего оборудования, кН.

Реактивные усилия выглубления R_z^B и заглубления R_z^3 зубьев рыхлителя (см. рис. 24.3, б, в) определяются из расчета опрокидывания базового трактора вперед или назад (относительно точек А или В) при условии, что на один зуб действует вверх или вниз усилие, по величине уравновешиваемое силой G_p , т. е.

$$R_z^B = G_p d_1/d_2, \quad (24.9)$$

$$R_z^3 = G_p (L_{оп} - d_1)/(L_{оп} + d_2'), \quad (24.10)$$

где $L_{оп}$ — опорная длина гусеницы, м; d_1 , d_2' и d_2 — координаты сил, м (см. рис. 24.3).

Динамические нагрузки, действующие на рыхлитель при работе, значительно превышают тяговые и весовые показатели машины. На зуб рыхлителя при работе могут действовать: горизонтальная R_x [см. формулу (24.6)], вертикальная $\pm R_z^B$ [см. формулу (24.9)] или $\pm R_z^3$ [см. формулу (24.10)] и боковая (перпендикулярная к плоскости рисунка) $R_y = 0,4R_x$ составляющие силы сопротивления рыхлению, подсчитываемые в соответствующих плоскостях с учетом коэффициентов динамичности: $K_d^x = 2,5 \div 3,0$; $K_d^z = 1,2 \div 1,5$ и $K_d^y = 1,4 \div 1,8$ (что соответствует скорости движения рыхлителя до 3 км/ч). Усилия, действующие на зуб рыхлителя, имеют пульсирующий (для R_x) и знакопеременный (для R_y , R_z) характер с частотами колебаний в диапазоне 3—30 Гц.

При работе рыхлителя с толкачом R_x увеличивается на величину T_T [см. формулу (24.8)] с учетом коэффициента динамичности $K_d^x = 2,5 \div 3$.

24.3. РАСЧЕТ СКРЕПЕРА

Тяговый расчет скрепера заключается в определении силы и мощности тяги, необходимых для преодоления рабочих и транспортных сопротивлений, возникающих на рабочем и ходовом оборудовании, и в подборе соответствующих тягача или толкача. Для собственно скрепера определяют также его рабочую массу, наибольший вес породы в ковше и рабочие нагрузки.

Скреперы с самозагрузкой. Общее сопротивление движению груженого скрепера W_c (кН) по уклону в конце его заполнения зависит от составляющей сопротивления копания W_k и веса W_n или масс собственно тягача m_t (т), агрегатированного скреперного оборудования m_c (т), грунта в ковше скрепера m_r (т), т. е.

$$W_c = W_n + W_k = g (m_t + m_c + m_r) (f_k \pm i) + 0,5 K_F B t, \quad (24.11)$$

где f_k и i — коэффициенты сопротивления качению и уклону пути, % (см.гл.22); $K_F = 320+360$ — коэффициент сопротивления породы копания ножом скрепера, кПа; B — ширина режущего ножа ковша, м; t — толщина стружки, м.

В *транспортном положении* (рис. 24.4, а) на скрепер действуют активные и реактивные силы. Первые включают в себя: динамическую силу G_1 (G — сумма весов тягача скреперной установки и породы в ковше, заполненном «с шапкой», K_d — коэффициент динамичности, для скреперов $K_d = 2$) и окружную силу P_k на ведущих колесах. Вторые — вертикальные реакции R_1 и R_2 на колесах со стороны грунта и силы сопротивления перекатыванию колес P_{f1} и P_{f2} .

В транспортном положении скрепера силы P_k направлены на преодоление сопротивлений качению:

$$P_{f1} = R_1 f_k \text{ и } P_{f2} = R_2 f_k.$$

Из уравнений моментов относительно точек A и B (см. рис. 24.4, а) и суммы проекций сил на оси x и y будем иметь значения

$$R_1 = G_1 d/L; R_2 = G_1 - R_1 \text{ и } P_k \geq (R_1 + R_2) f_k = f_k G_1,$$

где d и L — координаты сил (см. рис. 24.4, а).

Для скрепера со всеми ведущими колесами окружная сила P_k на ведущих колесах представляет собой сумму окружных сил, действующих на передние P_{k1} и задние P_{k2} колеса.

Конец заполнения и начало подъема ковша (рис. 24.4, б). Груженный скрепер движется по горизонтали ($K_d = 1$), опираясь на все колеса. Здесь активными силами являются: окружные P_{k1} и P_{k2} на колесах ведущих осей; вес G_1 груженого «с шапкой» скрепера и толкающая T_t вспомогательного толкача; реактивными — силы P_{f1} и P_{f2} сопротивлений движению передних и задних колес; W_c — сопротивление резанию и перемещению скрепера; R_b — вертикальная реакция со стороны породы на лезвии ковша скрепера:

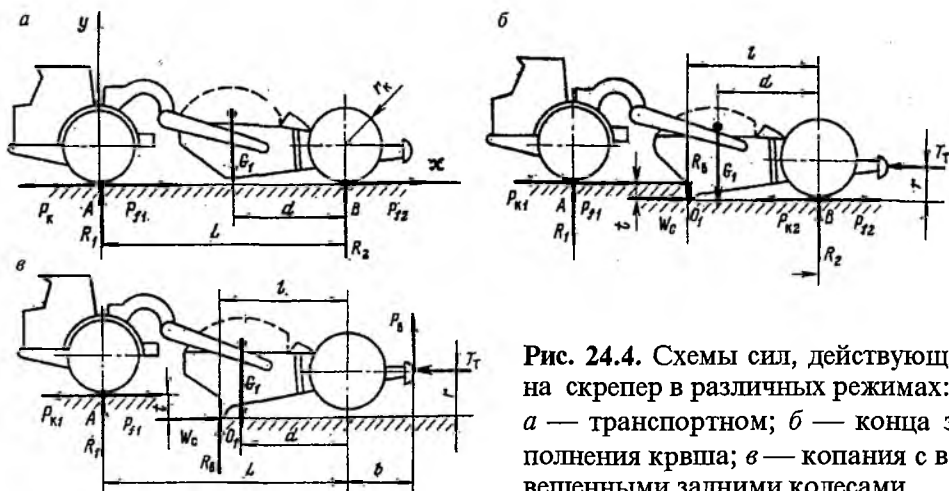


Рис. 24.4. Схемы сил, действующих на скрепер в различных режимах: а — транспортном; б — конца заполнения ковша; в — копания с вывешенными задними колесами

$$R_b = K_c W_c = (0,37 \div 0,45) W_c.$$

В рассматриваемом положении тяговые усилия скрепера и толкача расходятся на передвижение скрепера, срезание породы и заполнение ковша. Одновременно должно развиваться максимально возможное тяговое усилие. Окружные силы на ведущих колесах (реализация по сцеплению):

$$P_{k1} = R_1 \varphi_{\max} \text{ и } P_{k2} = R_2 \varphi_{\max},$$

где $\varphi_{\max}$ — максимальный коэффициент сцепления.

Принимая, что в конце наполнения ковша толщина стружки $t = 0$ из уравнения моментов относительно точек A и B (см. рис. 24.4, б) и суммы проекций сил на оси x и y , имеем

$$R_1 = (G_1 d + R_b l) / L \text{ или } R_1 = G_1 + R_b - R_2;$$

$$R_2 = [-W_c t + R_b (L - l) + G_1 (L - d)] / L;$$

$$W_c = [G_1 (\varphi_{\max} - f_k) + T_T] / [1 - K_c (\varphi_{\max} - f_k)].$$

Режим копания с вывешенными задними колесами скрепера (рис. 24.4, в) может иметь место под действием реакции породы на лезвии ковша и толкающего усилия. В этом случае груженный «с шапкой» скрепер движется по горизонтальной поверхности и опирается на передние колеса и нож ($R_2 = 0$). Из уравнения моментов относительно точек A и O_1 и суммы проекций сил на оси x и y определяют величины P_{k1} ; P_{f1} ; W_c ; R_1 ; R_b .

Расчет устойчивости агрегата, состоящего из одноосного тягача и полуприцепного скрепера, при прямолинейном движении ведется в продольном и боковом направлениях. В первом случае предполагается, что сползание агрегата вдоль уклона с углом α начинается раньше опрокидывания агрегата (т. е. $\operatorname{tg} \alpha \geq \varphi_{\min}$, где $\varphi_{\min}$ — минимальный коэффициент сцепления).

Устойчивость скрепера в боковом направлении на уклоне зависит от высоты расположения центров тяжести агрегата и полуприцепа. Грани опрокидывания агрегата — линии соединения точек опор передних и задних колес по боковым плоскостям. Грани опрокидывания полуприцепа — линии, соединяющие шарнир седельно-сцепного устройства с точками контакта задних колес полуприцепа с грунтом. Устойчивость агрегата при крутом повороте определяется в статическом положении на уклоне с заданным углом и при движении на повороте.

24.4. РАСЧЕТ ОДНОКОВШОВОГО ПОГРУЗЧИКА

Внешние нагрузки на рабочее оборудование определяются для погрузчика с опущенным ковшем (днище под углом 5° к горизонтали), внедряющимся в штабель. Наиболее опасные случаи нагружения (рис. 24.5):

- удар края ковша о труднопреодолимое препятствие при движении погрузчика по горизонтальному участку пути с запертыми гидроцилиндрами стрелы и ковша (бульдозерные работы);
- вывешивание погрузчика относительно передней оси при повороте внедренного в штабель ковша за счет усилия, развиваемого гидроцилиндрами поворота ковша;
- вывешивание погрузчика относительно задней оси с помощью гидроцилиндров подъема стрелы.

Во всех трех случаях внешние усилия считаются приложенными к крайней точке режущей кромки ковша (или к крайнему зубу). Наличие боковых составляющих принимается маловероятным.

Для первого случая (см. рис. 24.5, б) горизонтальное усилие W_k (кН) определяется статическим $R_{xc} = T_n$ (кН) и динамическим R_{xd} (кН) напорными усилиями, зависящими соответственно от номинального тягового усилия тягача T_n (см. формулу (23.7)], скорости движения v_p (м/с) и приведенной массы m_{np} (т) погрузчика в момент удара и жесткостных характеристик забоя (препятствия):

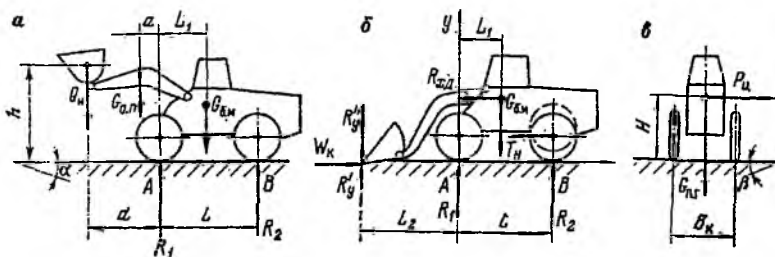


Рис. 24.5. Схемы сил, действующих на двухосный колесный одноковшовый погрузчик:

a — в транспортном положении; *б* — при ударе ковша о препятствие; *в* — при движении по наклонной плоскости

$$W_k = R_{xc} + R_{xд} = T_n + v_p \sqrt{C_o m_{пр}}, \quad (24.12)$$

где C_o — приведенная жесткость погрузочного оборудования и препятствия;

$$C_o = C_1 C_2 / (C_1 + C_2); C_1 = K_{ж} m_{оп},$$

где C_1 — жесткость погрузочного оборудования, кН/м; C_2 — жесткость препятствия, кН/м (от 2,4 кН/м для мерзлых пород до $1,3 \cdot 10^3$ кН/м для гранитного массива); $K_{ж} = 900 \div 1000$ — коэффициент жесткости конструкции навесного оборудования на 1 т его массы, кН/(м·т); $m_{пр}$ — приведенная масса погрузчика с учетом вращающихся масс двигателя и трансмиссии, т;

$$m_{пр} \approx m_n + 10^{-3} K_m J_{дв} i^2 \eta_m / r^2,$$

где m_n — общая масса погрузчика, равная сумме масс базовой машины ($m_{бм}$) и погрузочного оборудования ($m_{оп}$), т; $K_m \approx 1,3$ — коэффициент влияния маховых масс трансмиссии и ходового оборудования; $J_{дв}$ — момент инерции вращающихся масс двигателя, кг·м²; i — передаточное отношение трансмиссии на рабочей передаче; r — радиус качения колеса, м; η_m — КПД трансмиссии.

Для второго случая (см. рис. 24.5, б) принимаем $W_k = T_n$, а вертикальную силу $R_y^i = R_y''$ определяют из условия устойчивости машины при вывешивании погрузчика на передних колесах (точка А) и зубьях ковша:

$$R_y'' = G_{бм} L_1 / L_2 = g m_{бм} L_1 / L_2,$$

где L_1 и L_2 — плечи сил.

Для третьего случая (см. рис. 24.5, б) вертикальная сила ($R_y^i = R_y'$) равна усилию отпора, создаваемого при вывешивании погрузчика на задних колесах (точка В) и зубьях ковша:

$$R_y' = G_{бм} (L - L_1) / (L + L_2),$$

где L — расстояние между колесами тягача.

Горизонтальную силу определяют по сцепному весу с учетом разгрузки машины вертикальной силой ($R_y^i = R_y$) т. е.

$$W_k = (G_{бм} + G_{оп} - R_y) \varphi_{\max} = (g m_{бм} + g m_{оп} - R_y) \varphi_{\max} \leq T_n.$$

Статический расчет. Распределение нагрузок на мосты порожнего или груженого погрузчика определяется в его статическом состоянии при транспортном положении рабочего оборудования, когда ковш запрокинут «на себя», а шарнир крепления ковша к стреле находится на высоте 400 мм от основания (грунта).

Статические нагрузки на передний R_1 (см. рис. 24.5, а) и задний R_2 мосты определяются из уравнений моментов относительно точек А и В с учетом грузоподъемной силы погрузчика Q_n (кН).

Для груженого ковша

$$R_1 = [G_{бм} (L - L_1) + G_{оп} (a + L) + Q_n (d + L)] / L; \quad (24.13)$$

$$R_2 = (G_{бм} L_1 - G_{оп} a - Q_n d) / L, \quad (24.14)$$

где a и d — координаты сил.

Для порожнего ковша в уравнениях (24.13) и (24.14) принимается $Q_n = 0$, тогда

$$R_1 = [G_{бм} (L - L_1) + G_{оп} (a + L)] / L; \quad (24.15)$$

$$R_2 = (G_{бм} L_1 - G_{оп} a) / L. \quad (24.16)$$

Нагрузки на мосты характеризуются коэффициентом распределения $K_{рп} = R_1 / R_2$, который для порожней машины должен составлять 0,67—0,82.

Расчет на устойчивость тягача, оборудованного фронтальным погрузчиком, имеет целью определить как статическую (продольную и боковую), так и динамическую устойчивость.

Продольная статическая устойчивость определяется для первого случая (см. рис. 24.5, а) и характеризуется коэффициентом продольной устойчивости

$$\Psi_{\text{пр}} = M_y/M_o = G_{\text{бм}} L_1/(Q_n d + G_{\text{оп}} a) \geq 2.$$

Продольная устойчивость нарушается при продольных углах наклона, больших критических $\alpha_{\text{кр}}$, при которых $M_y = M_o$.

Боковая статическая устойчивость (см. рис. 24.5, в) теряется при поперечных углах наклона, больших β (градус), при которых равнодействующая веса погрузчика с грузом в ковше ($G_{\text{п.г}} = G_{\text{бм}} + G_{\text{оп}} + Q_n$) выходит за ребро опрокидывания (линию, соединяющую опоры колес по одной стороне). Условия устойчивости соблюдаются, если $\beta < \arctg B_k/2H$, где B_k — колея тягача, м; H — высота центра тяжести погрузчика с грузом, м.

Динамическая устойчивость в прямолинейном движении характеризуется величиной ускорения (замедления) при торможении на любой скорости. Применительно к рис. 24.5, для движения вперед величина замедления J (м/с²) определяется по формуле

$$J = g (G_{\text{бм}} L_1 - G_{\text{оп}} a - Q_n d)/G_{\text{п.г}} H.$$

Динамическая устойчивость в криволинейном движении характеризуется состоянием неустойчивого равновесия, при котором опрокидывающий момент M_o от действия центробежной силы $P_{\text{ц}}$ (см. рис. 24.5, в) становится равным удерживающему моменту M_y от силы $G_{\text{п.г}}$. Для заданного радиуса R поворота равенство $P_{\text{ц}} H = 0,5 G_{\text{п.г}} B_k$ будет соблюдено при определенном критическом значении скорости $v_{\text{кр}}$ (м/с) движения машины на повороте:

$$v_{\text{кр}} > \sqrt{g B_k R / 2H}.$$

24.5. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

ПРИМЕР 24.5.1

Определить основные параметры бульдозеров с неповоротным отвалом при работе на горизонтальной поверхности ($\alpha = 0$) в связных плотных породах категории II с плотностью $\gamma = 2,2$ т/м³, коэффициентом сопротивления копания $K_F = 0,12$ МПа, коэффициентом разрыхления породы $K_p = 1,3$. Мощность двигателя трактора $N = 320$ кВт, толщина стружки $t = 0,2$ м, угол резания ножа отвала $\delta = 50^\circ$, коэффициенты трения породы о сталь и породы о породу соответственно $\mu_1 = 0,9$ и $\mu_2 = 0,8$, коэффициент сопротивления перекатыванию трактора по грунтовому основанию $f_k = 0,085$, максимальное усилие развиваемое в гидроцилиндре управления отвалом $S = 50$ кН, а также выполнить статический расчет.

Решение

1. Номинальное тяговое усилие $T_{\text{нт}}$ (кН), массы базового трактора $m_{\text{нт}}$, навесного бульдозерного $m_{\text{бо}}$ и навесного рыхлительного оборудования $m_{\text{ро}}$ из табл. 25.2:

$$T_{\text{нт}} = (1,3 \div 1,44) N = (1,3 \div 1,44) \cdot 320 = 416 \div 461 \text{ кН};$$

$$m_{\text{нт}} = (0,11 \div 0,14) N = 35,2 \div 44,8 \text{ т};$$

$$m_{\text{бо}} = (0,02 \div 0,03) N = 6,4 \div 9,6 \text{ т};$$

$$m_{\text{ро}} = (0,015 \div 0,025) N = 4,8 \div 8 \text{ т}.$$

2. Усредненная масса трактора с бульдозерным отвалом

$$m_{\text{нт}} + m_{\text{бо}} = (41,6 + 54,4)/2 = 48 \text{ т}.$$

3. Усредненная масса бульдозерно-рыхлительного агрегата

$$m_{\text{нт}} + m_{\text{бо}} + m_{\text{ро}} = (41,6 + 54,4 + 12,8)/2 = 54,4 \text{ т}.$$

4. Проверяем тяговое номинальное усилие $T_{\text{нт}}$ по формуле (23.2)

$$T_{\text{нт}} = g (m_{\text{нт}} + m_{\text{бо}} + m_{\text{ро}}) \varphi = 9,81 \cdot 54,4 \cdot 0,835 = 445,66 \text{ кН},$$

где $\varphi = 0,835$ — коэффициент сцепления из табл. П14 приложения.

5. Принимаем к дальнейшему расчету:

$$T_{\text{нт}} = 445 \text{ кН}; m_{\text{нт}} = 40 \text{ т}; m_{\text{бо}} = 8 \text{ т}; m_{\text{ро}} = 6,4 \text{ т}.$$

6. Высота отвала H (м) по (23.1)

$$H = 0,53 \sqrt{0,1 T_{\text{нт}}} - 5 \cdot 10^{-4} T_{\text{нт}} = 0,5 \cdot 3,55 - 0,22 = 1,55 \text{ м}.$$

7. Высота козырька отвала

$$H_1 = (0,1 \div 0,25) H = 0,155 \div 0,38 \text{ м}.$$

Учитывая возможность работы на рыхлых порода принимаем $H_1 = 0,3 \text{ м}$, тогда высота отвала с козырьком

$$H_2 = H + H_1 = 1,85 \text{ м}.$$

8. Длина отвала $L = (2,3 \div 3) H = 3,56 \div 4,65 \text{ м}$. Принимаем $L = 4,65 \text{ м}$.

9. Объем призмы волочения по (24.2)

$$V_{\text{в}} = 0,5 K_{\text{п}} L (H + H_1)^2 = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 4,65 (1,85)^2 = 9,95 \text{ м}^3.$$

10. Вес породы в призме волочения:

$$G_{\text{в}} = g V_{\text{в}} \gamma / K_{\text{р}} = 9,81 \cdot 9,95 \cdot 2,2 / 1,3 = 165 \text{ кН}.$$

11. Тяговый расчет бульдозера. Суммарное сопротивление на отвале бульдозера по (24.1)

$$\begin{aligned} W_6 &= W_{\text{к}} + W_{\text{пр}} + W_{\text{в}} + W_{\text{о}} + W_{\text{тр}} = 10^3 K_{\text{ф}} L t + g V_{\text{в}} \gamma \mu_2 / K_{\text{р}} + g V_{\text{в}} \gamma \mu_1 \cos^2 \delta_{\text{о}} / K_{\text{р}} + \\ &+ g m_{\text{нт}} (f_{\text{к}} \cos \alpha \pm \sin \alpha) + g K_{\text{о}} m_{\text{бо}} \mu_1 = 10^3 \cdot 0,12 \cdot 4,65 \cdot 0,2 + 9,81 \cdot 9,95 \cdot 2,2 \cdot \\ &\cdot 0,8 / 1,3 + 9,81 \cdot 9,95 \cdot 2,2 \cdot 0,9 \cdot 0,64^2 / 1,3 + 9,81 \cdot 40 (0,085 \cdot 1 \pm 0) + 9,81 \cdot 0,7 \cdot 8 \cdot 0,8 = \\ &= 111,6 + 132,1 + 61 + 33,35 + 43,94 = 382 \text{ кН} < T_{\text{нт}} = 445 \text{ кН}, \end{aligned}$$

что соответствует техническим параметрам бульдозера по тяговому усилию.

12. *Статический расчет бульдозера.* Определить смещение центра давления x относительно точек A и B (см. рис. 24.2, а) согласно условиям статики из уравнения (24.3) при:

$$r = 1,0 \text{ м}; l_0 = 6,3 \text{ м}; l_T = 3,6 \text{ м}; l_1 = l'_1 = 2,3 \text{ м}; l_2 = 2,1 \text{ м}; l'_2 = 5 \text{ м}; l_3 = 1,3 \text{ м}; e = l_T/6 = 0,6 \text{ м}.$$

12.1. Наибольшее вертикальное усилие на режущей кромке ножа отвала из условия опрокидывания базовой машины относительно точки A (см. рис. 24.2, б):

$$R_0 = g m_{6T} l'_1 / l_0 = 9,81 \cdot 40 \cdot 2,3/6,3 = 143,2 \text{ кН}.$$

12.2. Высота h точки приложения силы W_K :

$$h = 0,17 H = 0,17 \cdot 1,55 = 0,263 \text{ м}.$$

12.3 Суммарная опорная реакция основания

$$N = (g m_{6T} + g m_{60}) \pm R_0 = 9,81 \cdot 48 \pm 143,2 = 614,1 \text{ или } 327,7 \text{ кН}.$$

12.3. Смещение центра давления x относительно точек A и B (см. рис. 24.2, а) из (24.3)

$$x_A = [(g m_{6T} + g m_{60}) l_1 \pm R_0 l_0 - W_K h] / N = [495,1 \cdot 2,3 + 143,2 \cdot 6,3 - 111,6 \cdot 0,263] / 614,1 = 3,27 \text{ м. При: } l_T - x_1 = 3,6 - 3,27 = 0,33 \text{ м} < e = 0,6 \text{ м};$$

$$x_B = [(g m_{6T} + g m_{60}) l_1 \pm R_0 l_0 - W_K h] / N = [495,1 \cdot 2,3 - 143,2 \cdot 6,3 - 111,6 \cdot 0,263] / 327,7 = 0,63 \text{ м} \approx e = 0,6.$$

13. Устойчивость бульдозера проверяем для двух положений (см. рис. 24.2, б и в) по формулам (24.4 и 24.5):

$$\Psi_A = g m_{6T} l'_1 / (2 S l'_2 + W_K h) = 9,81 \cdot 40 \cdot 2,3 / (2 \cdot 50 \cdot 5 + 111,6 \cdot 0,263) = 1,7 \geq 1,5;$$

$$\Psi_B = (g m_{6T} l_3 + W_K h) / (2 S l_2) = (9,81 \cdot 40 \cdot 1,3 + 111,6 \cdot 0,263) / (2 \cdot 50 \cdot 2,1) = 2,56 \geq 1,5.$$

Бульдозер при данных нагрузках обладает высокой устойчивостью.

ПРИМЕР 24.5.2

Определить основные эксплуатационные параметры рыхлительного навесного оборудования на тракторе с номинальным тяговым усилием $T_{нт} = 445 \text{ кН}$, массой $m_{нт} = 40 \text{ т}$, имеющим бульдозерный отвал массой $m_{60} = 8 \text{ т}$ и однозубую рыхлительную установку массой $m_{ро} = 6,4 \text{ т}$ при рыхлении мерзлых плотных пород.

Основные линейные размеры (см. рис. 24.3): опорная длина гусеницы $L_{оп} = 3,6 \text{ м}$; ширина гусеницы $B = 0,65 \text{ м}$; максимальное заглубление зуба $h_{max} = 1,5 \text{ м}$; $d_1 = 2,3 \text{ м}$; $d_2 = 1,7 \text{ м}$; $d'_2 = 2,2 \text{ м}$; ширина стойки зуба $b = 0,08 \text{ м}$.

Решение

1. Полная масса и вес трактора с навесным бульдозерным и рыхлительным оборудованием

$$m_T = m_{6T} + m_{60} + m_{ро} = 54,4 \text{ т}; G_T = g m_T = 533,7 \text{ кН}.$$

2. Горизонтальная R_x и вертикальная R_z составляющие сил сопротивления рыхлению по (24.6) и (24.7):

$$R_x = T = K_T T_{\text{нт}} = 0,8 \cdot 445 = 356 \text{ кН}; R_z = R_x \operatorname{tg} \nu = 356 \operatorname{tg} 20^\circ = 356 \cdot 0,364 = 129,6 \text{ кН},$$

где $\nu = 20^\circ$ — угол наклона результирующей сил сопротивления рыхлению мерзлых пород.

3. Среднее удельное давление гусениц на грунт

$$p_{\text{ср}} = G_p / (2BL_{\text{оп}}) = 533,7 / (2 \cdot 0,65 \cdot 3,6) = 114 \text{ кПа}.$$

4. Координату x центра давления (см. рис. 24.3, а) определяем из выражения

$$x = (G_p d_1 + R_x h_{\text{max}} - R_z d_2) / (G_p + R_z) = (533,7 \cdot 2,3 + 356 \cdot 1,5 - 129,6 \cdot 1,7) / (533,7 + 129,6) = 2,32 \text{ м}.$$

5. Реактивные усилия выплужения R_z^B и заглубления R_z^3 зубьев рыхлителя (см. рис. 24.3, б, в) определяем из выражений (24.9) и (24.10)

$$R_z^B = G_p d_1 / d_2 = 533,7 \cdot 2,3 / 1,7 = 722 \text{ кН};$$

$$R_z^3 = G_p (L_{\text{оп}} - d_1) / (L_{\text{оп}} + d_2^*) = 533,7 (3,6 - 2,3) / (3,6 + 2,2) = 119,6 \text{ кН}.$$

6. Удельное горизонтальное напорное усилие на зубе

$$K_L^L = T_{\text{нт}} / (bn) = 445 / (0,08 \cdot 1) = 35,6 \text{ кН/м}.$$

7. Удельное вертикальное давление на кромке зуба

$$K_F^B = R_z^B / (Fn) = 722 / (0,08 \cdot 0,002 \cdot 1) = 4512,5 \text{ МПа},$$

где F — площадка затупления зуба, м^2 .

ПРИМЕР 24.5.3

Определить основные эксплуатационные параметры самоходного двухмоторного скрепера с ковшом $E = 20 \text{ м}^3$ агрегатированного с одноосным тягачом отработывающего породу с сопротивлением копания $K_F = 360 \text{ кПа}$ при спуске на уклоне $i = 12\%$ без толкача и при толщине стружки $t = 0,25 \text{ м}$.

Решение

1. Масса собственно скрепера и суммарная мощность тягача и двигателя, установленного на раме скрепера, по табл. 25.5:

$$m_c = (1,25 + 1,33) E = (1,25 + 1,33) 20 = 25 + 26,6 \text{ т, принимаем } 26,6 \text{ т};$$

$$N = (21 + 32) E = (21 + 32) 20 = 420 + 640 \text{ кВт}.$$

Выбираем одноосный тягач с двигателем 256 кВт и аналогичный двигатель 256 кВт для скрепера.

2. Конструктивная масса собственно одноосного тягача по (23.6)

$$m_T = K_T N = (0,054 + 0,064) \cdot 256 = 13,8 + 16,4 \text{ т, принимаем } 16,4 \text{ т}.$$

3. Масса агрегата — скрепер с тягачом, сухая:

$$m_{\text{ас}} = m_c + m_T = 26,6 + 16,4 = 43 \text{ т}.$$

4. Определяем ширину B , высоту H и длину L ковша скрепера

$$B = 3,14 + 0,01E = 3,34 \text{ м}; H = (0,4 + 0,6) B = 1,34 + 2,0 \text{ м}; L = (1,4 + 1,8) H = 2,8 + 3,6 \text{ м}.$$

5. Грузоподъемность скрепера по табл. 25.5:

$$m_r = (1,8 \div 2) E = 40 \text{ т.}$$

6. Полный рабочий вес скрепера:

$$G_1 = g (m_r + m_c + m_r) = 814 \text{ кН.}$$

Распределение полного веса по осям (см. рис. 24.4, а) в соответствии с размерами:

$$L = 10 \text{ м; } d = 5 \text{ м; } l = 6 \text{ м,}$$

$$R_1 = G_1 d/L = 814 \cdot 5/10 = 407 \text{ кН; } R_2 = G_1 - R_1 = 407 \text{ кН.}$$

7. Тяговый расчет.

7.1. Общее сопротивление движению груженого скрепера по (24.11) с учетом данных формулы (22.8)

$$W_c = g (m_r + m_c + m_r) (f_k \pm i) + 0,5 K_F B t = 9,81(16,4 + 26,6 + 40)(0,075 - 0,012) + 0,5 \cdot 360 \cdot 3,34 \cdot 0,25 = 201,6 \text{ кН.}$$

В транспортном положении (см. рис. 24.4, а)

7.2. Динамическая сила: $G'_1 = K_d G_1 = 2 \cdot 814 = 1628 \text{ кН.}$

7.3. Окружная сила на ведущих колесах при движении по горизонтальному участку дороги:

$$P_k = (R'_1 + R'_2) f_k = f_k G'_1 = 0,075 \cdot 1628 = 122,1 \text{ кН.}$$

Конец заполнения (см. рис. 24.4, б)

7.4. Вертикальная реакция со стороны породы на лезвии ковша ($K_d = 0$)

$$R_b = (0,37 + 0,45) W_c = 0,4 \cdot 201,6 = 80,6 \text{ кН;}$$

$$R_1 = (G_1 d + R_b l)/L = (814 \cdot 5 + 80,6 \cdot 6)/10 = 455,4 \text{ кН;}$$

$$R_2 = [-W_c l + R_b (L - l) + G_1 (L - d)]/L = [-201,6 \cdot 0,25 + 80,6 \cdot (10 - 6) + 814 \cdot (10 - 5)]/10 = 434,2 \text{ кН.}$$

Конец заполнения и начало подъема ковша

7.5. Окружные силы на ведущих колесах (реализация по сцеплению см. табл. 22.1 приложения)

$$P_{k1} = R_1 \phi = 455,4 \cdot 0,4 = 182,16 \text{ кН; } P_{k2} = R_2 \phi = 434,2 \cdot 0,4 = 173,68 \text{ кН.}$$

ПРИМЕР 24.5.4

Определить основные эксплуатационные параметры одноковшового колесного фронтального погрузчика с грузоподъемной силой $Q_n = 150 \text{ кН}$, предназначенного для работы в плотных ($\gamma = 2 \text{ т/м}^3$) каменистых мерзлых породах с жесткостью 700 кН/м и произвести статический расчет.

Решение

1. Номинальная вместимость ковша $E (\text{м}^3)$ при плотности породы $\gamma = 2 \text{ т/м}^3$ в целике и коэффициенте ее разрыхления $K_p = 1,25$:

$$E = Q_n K_p / (g \gamma) = 150 \cdot 1,25 / (9,81 \cdot 2) = 9,5 \text{ м}^3.$$

2. Расчетная мощность двигателя погрузчика N (кВт), наибольшая высота разгрузки H_p (м), габаритные размеры — длина L (м), ширина B (м), высота H (м) и конструктивная масса погрузчика m_n (т) по табл. 25.7:

$$N = 2,5 Q_n + 25 = 2,5 \cdot 150 + 25 = 400 \text{ кВт}; H_p = 0,005 N + 2,5 = 4,5 \text{ м}; \\ L_n = 0,02 N + 3,2 = 11,2 \text{ м}; B = 0,007 N + 1,4 = 4,2 \text{ м}; H = 0,0058 N + 2,6 = 4,92 \text{ м}; \\ m_n = 0,19 N - 3,8 = 72,2 \text{ т}.$$

3. Конструктивная масса рабочего оборудования (стрела и порожний ковш) составляют от 25 до 35 % от конструктивной массы базовой машины. Принимаем 30 %, тогда:

$$m_{бм} = m_n / 1,3 = 55,55 \text{ т}; m_{оп} = 0,3 m_{бм} = 16,66 \text{ т}.$$

5. Номинальное напорное (тяговое) усилие погрузчика по (23.7)

$$T_n = N_{\text{max}} \eta_{\text{п}} [\nu_p (1 - \delta_p)] - g m_{\text{п}} f_k = 400 \cdot 0,85 [0,8(1 - 0,2)] - 9,81 \cdot 72,2 \cdot 0,03 = 510 \text{ кН}.$$

6. Проверяем напорное (тяговое) усилие погрузчика по сцепному весу по (23.8)

$$T_{н.сц} = g m_{\text{п}} \phi = 9,81 \cdot 72,2 (0,6 + 0,8) = 425 + 567 \text{ кН},$$

что соответствует величине $T_n = 510 \text{ кН}$.

7. Выглубляющее усилие, развиваемое гидроцилиндрами поворота ковша и приложенное на его режущей кромке:

$$P_b = (2 + 3) Q_n = 300 + 450 \text{ кН}.$$

8. Подъемное усилие на кромке ковша, развиваемое гидроцилиндрами подъема стрелы:

$$P_n = (1,8 + 2,3) Q_n = 270 + 345 \text{ кН}.$$

9. Приведенная масса $m_{\text{пр}}$ (т) погрузчика с учетом момента инерции вращающихся масс двигателя $J_{\text{дв}}$ (кг·м²) и трансмиссии

$$m_{\text{пр}} \approx m_n + 10^{-3} K_m J_{\text{дв}} i^2 \eta_m r^{-2} = 72,2 + 10^{-3} \cdot 1,380 \cdot 45^2 \cdot 0,75 \cdot 1^{-2} = 230 \text{ т},$$

где K_m — коэффициент влияния маховых масс трансмиссии и ходового оборудования; i — передаточное отношение трансмиссии; r — радиус качения колеса, м; η_m — КПД трансмиссии.

10. Определим жесткость погрузочного оборудования из выражения

$$C_1 = K_{\text{ж}} m_{\text{оп}} = 1000 \cdot 16,66 = 1666 \text{ кН/м}.$$

11. Внешняя нагрузка W_k (кН) на рабочее оборудование погрузчика при ударе ковшом о препятствие при скорости движения $\nu_p = 1,5 \text{ м/с}$ (см. рис. 24.5, б) по (24.12):

$$W_k = R_{\text{хс}} + R_{\text{хд}} = T_n + \nu_p \sqrt{C_0 m_{\text{пр}}} = 510 + 1,5 \sqrt{493 \cdot 230} = 1015 \text{ кН},$$

где C_0 — приведенная жесткость погрузочного оборудования из выражения

$$C_0 = C_1 C_2 / (C_1 + C_2) = 1666 \cdot 700 / (1666 + 700) = 493 \text{ кН/м}.$$

Вертикальное усилие на ковше R_y^* , при котором погрузчик будет вывешиваться относительно точки A (случай отрыва задней оси). Ковш внедренный в штабель поворачивается за счет усилия гидроцилиндров поворота ковша. Линейные размеры (см. рис. 24.5, б):

$$L = 5 \text{ м}; L_2 = 3 \text{ м}; L_1 = 3 \text{ м}; a = 1 \text{ м}; d = 2,5 \text{ м};$$

$$R_y^* = G_{бм} L_1/L_2 = g m_{бм} L_1/L_2 = 545 \cdot 3/3 = 545 \text{ кН}.$$

13. Вертикальное усилие на ковше R_y' , при котором погрузчик будет вывешиваться относительно точки B (случай отрыва передней оси). Ковш внедренный в штабель отрывается гидроцилиндрами подъема стрелы (см. рис. 24.5, в).

$$R_y' = G_{бм} (L - L_1)/(L + L_2) = 545 \cdot (5 - 3)/(5 + 3) = 136,25 \text{ кН}.$$

14. Оценим горизонтальную силу на ковше по сцепному весу с учетом разгрузки машины вертикальной силой $R_y^i = R_i$ по выражению

$$W_k = (G_{бм} + G_{оп} - R_y) \varphi_{\max} = (g m_{бм} + g m_{оп} - R_y) \varphi_{\max} = (545 + 163,4 - 55,7) \cdot 0,8 = 442 \text{ кН} = T_n = 510 \text{ кН}.$$

15. *Статический расчет.*

Статические нагрузки на передний R_1 и задний R_2 мосты (см. рис. 24,5, а) по (24.13) и (24.14):

для груженого ковша

$$R_1 = [G_{бм} (L - L_1) + G_{оп} (a + L) + Q_n(d + L)]/L = [545 \cdot (5 - 3) + 163,4 \cdot (1 + 5) + 150 \cdot (2,5 + 5)]/5 = 639 \text{ кН};$$

$$R_2 = (G_{бм} L_1 - G_{оп} a - Q_n d)/L = (545 \cdot 3 - 163,4 \cdot 1 - 150 \cdot 2,5)/5 = 219 \text{ кН};$$

для порожнего ковша ($Q_n = 0$)

$$R_1 = [G_{бм} (L - L_1) + G_{оп} (a + L)]/L = [545 \cdot (5 - 3) + 163,4 \cdot (1 + 5)]/5 = 414,1 \text{ кН};$$

$$R_2 = (G_{бм} L_1 - G_{оп} a)/L = (545 \cdot 3 - 163,4 \cdot 1)/5 = 294,3 \text{ кН}.$$

Коэффициент распределения нагрузок $K_{рп} = R_1/R_2$ на мосты для порожней машины должен составлять 0,67—0,82, тогда как для данного примера он равен 1,4, что требует перераспределения центров тяжести погрузчика за счет снижения веса рабочего оборудования, изменения плеч приложения весов отдельных агрегатов и/или постановки противовеса на стороне заднего моста.

КОМПАНИЯ "БЕЛАЗ"



Производственное объединение "Белорусский автомобильный завод" является одним из крупнейших в мире производственных комплексов, выпускающих тяжелые транспортно-технологические машины, используемые в горно-рудной и металлургической отраслях промышленности, при создании крупных гидротехнических сооружений и дорожно-транспортных магистралей.

Основной продукцией объединения являются карьерные самосвалы, фронтальные колесные погрузчики и бульдозеры, тягачи-эвакуаторы, специальные транспортные средства для подземных работ, поливооросительные машины и топливозаправщики, шлаковозы и тяжеловозы для металлургических предприятий, аэродромные тягачи и целый ряд других специализированных технологических машин.

Одновременно с работой по совершенствованию конструкции и технологии изготовления серийной продукции в объединении создаются новые машины большой производительности и высокого технического уровня.

Основной объем производства головного предприятия объединения — РУПП "Белорусский автомобильный завод" составляют карьерные самосвалы грузоподъемностью от 30 до 320 т, которые по типу трансмиссии можно разделить на два вида: с гидромеханической и электромеханической.

С гидромеханической трансмиссией выпускаются самосвалы следующих классов грузоподъемности: 30, 45, 55 и 90 т, с электромеханической — 120, 130—136, 200—220 и 320 т.

В каждом классе грузоподъемности выпускаются, как правило, самосвалы нескольких модификаций и исполнений в зависимости от условий эксплуатации, комплектации различными дизельными двигателями, платформами и другими узлами шасси, а также от наличия дополнительных систем в соответствии с заказом потребителя.

Строительные и карьерные самосвалы

Серия БелАЗ-7530

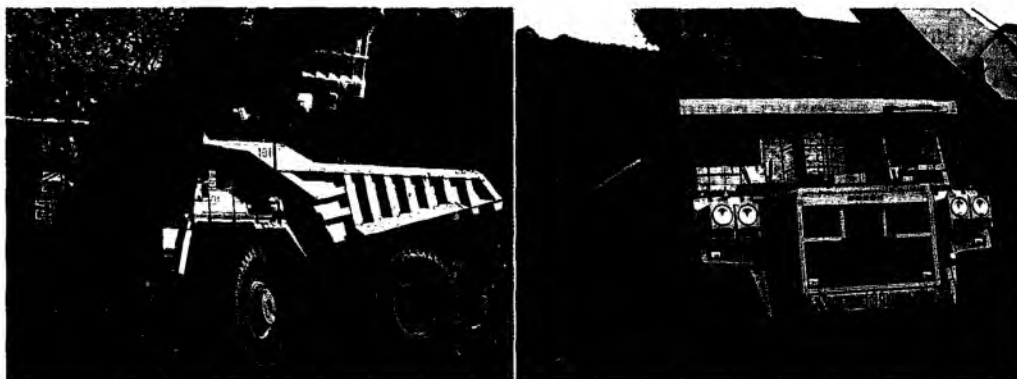


Таблица II-Бел-1

Показатели	75306			
Двигатель	QSK 60-C			
Мощность, кВт (л.с.)	1716 (2300)			
Трансмиссия	Электромеханическая переменного-постоянного тока			
Тяговый генератор	СГД 101			
Мощность, кВт	1400			
Тяговый электродвигатель	ДК-724			
Мощность, кВт	560			
Шины	40,00R57			
Максимальная скорость, км/ч	42			
Радиус поворота, м	15			
Масса, т	156,1			
Грузоподъемность, т	220			
ГАБАРИТЫ САМОСВАЛОВ И ОБЪЕМЫ ПЛАТФОРМ				
МОДЕЛЬ	75306			
Объемы платформ, м³:				
– стандартная: геометрическая	92	100	103	117
– с “шапкой” 2:1	130	138	141	147
Габариты, мм:				
– длина	13 360	13 360	13 360	13 360
– ширина	7820	7820	7820	7820
– высота	6650	6650	6650	6650
– погрузочная высота	5920	6070	6160	6470

Серия БелАЗ-7513



Таблица П-Бел-2

Показатели	75131		7513	
Двигатель	КТА 50-С		QSK 45-С	
Мощность, кВт (л.с.)	1194 (1600)		1194 (1600)	
Трансмиссия	Электромеханическая переменного-постоянного тока			
Тяговый генератор	ГСН-500/СГД 89/38			
Мощность, кВт	1000			
Тяговый электродвигатель	ЭК-420/ЭК-590/ТЭД-6			
Мощность, кВт	420/590/520			
Шины	33,00—51/33,00R51			
Максимальная скорость, км/ч	46			
Радиус поворота, м	13			
Масса, т	107,1			
Грузоподъемность, т	130—136			
ГАБАРИТЫ САМОСВАЛОВ И ОБЪЕМЫ ПЛАТФОРМ				
МОДЕЛЬ	75131, 7513			
Объемы платформ, м ³ :				
– стандартная: геометрическая	45,5	50,1	59	103,8
– с “шапкой” 2:1	71,2	75,5	83,9	134,8
Габариты, мм:				
– длина	11 500	11 500	11 500	11 500
– ширина	6400	6400	6400	7350
– высота	5900	5900	5900	5900
– погрузочная высота	4685	4800	5050	5700

Серия БелАЗ-7555

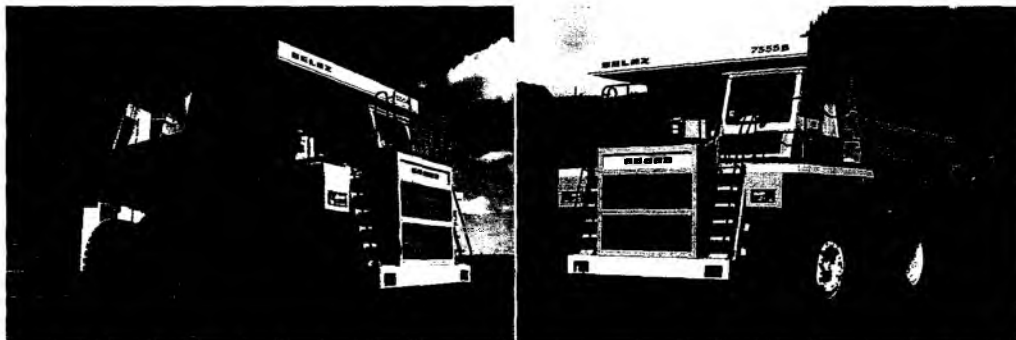


Таблица П-Бел-3

Показатели	7555В		7555Е	
Двигатель	КТТА 19-С		QSK 19-С	
Мощность, кВт (л.с.)	522 (709)		559 (760)	
Трансмиссия	ГМП (6+1)			
Шины	18,00—25			
Максимальная скорость, км/ч	55			
Радиус поворота, м	9			
Масса, т	40,5		44,1	
Грузоподъемность, т	55		60	
ГАБАРИТЫ САМОСВАЛОВ И ОБЪЕМЫ ПЛАТФОРМ				
МОДЕЛЬ	7555В, 7555Е			
Объемы платформ, м ³ :				
— стандартная: геометрическая	22,1	22,3	28	50
— с “шапкой” 2:1	31,3	35,3	37,3	57,9
Габариты, мм:				
— длина	8890	9200	8890	9200
— ширина	4740	5080	4740	5080
— высота	4560	4560	4560	4630
— погрузочная высота	3630	3490	3875	4630

Серия БелАЗ-7547



Таблица П-Бел-4

Показатели	7547	75471	75473	75474	
Двигатель	ЯМЗ-240 НМ2	ЯМЗ- 8401.10-06	КТА 19-С	QSX 15-С	
Мощность, кВт (л.с.)	368 (500)	405 (550)	448 (600)	448 (600)	
Трансмиссия	ГМП (5+2)				
Шины	21,00—35				
Максимальная скорость, км/ч	50				
Радиус поворота, м	10,2				
Масса, т	33,1				
Грузоподъемность, т	45				
ГАБАРИТЫ САМОСВАЛОВ И ОБЪЕМЫ ПЛАТФОРМ					
МОДЕЛЬ	7547, 75471, 75473, 75474				
Объемы платформ, м ³ :					
– стандартная: геометрическая	19,8	21,5	22,7	28,5	36,0
– с “шапкой” 2:1	26,2	26,5	29,2	33,9	43,4
Габариты, мм:					
– длина	8090*/ 8390**	8090*/ 8390**	8560**	8290*/ 8590**	8380*/ 8680**
– ширина	4135	4110	4135	3900	4450
– высота	4390	4390	4390	4580	4450
– погрузочная высота	3540	3790	4140	4285	3990

* Для модификации с двигателем ЯМЗ.

** Для модификации с двигателем CUMMINS.

Серия БелАЗ-7540



Таблица П-Бел-5

Показатели	7540D	7540E	7540K	7540A	7540B
Двигатель	BF 8M 1015	ЯМЗ-240 М2-1	QSM-11	ЯМЗ- 240 ПМ2	ЯМЗ-240 М2-1
Мощность, кВт (л.с.)	290 (395)	265 (360)	298 (405)	309 (420)	265 (360)
Трансмиссия	ГМП (5+2)	ГМП (3+1)	ГМП (5+2)	ГМП (5+2)	ГМП (3+1)
Шины	18,00—25				
Максимальная скорость, км/ч	50				
Радиус поворота, м	8,7				
Масса, т	22,6/23,1*				
Грузоподъемность, т	30				
ГАБАРИТЫ САМОСВАЛОВ И ОБЪЕМЫ ПЛАТФОРМ					
МОДЕЛЬ	7540A, 7540B, 7540 D, 7540K		7540A, 7540B		7540E, 7540D
Объемы платформ, м ³ : – стандартная: геометрическая – с “шапкой” 2:1	15,1 19,2		24,7* 28,2*		24,7/24,7* 28,2/28,2*
Габариты, мм: – длина – ширина – высота – погрузочная высота	7110/7410** 3860 3930 3170/3550		7280* 3860 3930 3170/3550		7160/7280* 3900 3900 3700/4000

* Для платформы с задним бортом.

** Для модификации с двигателем CUMMINS.

Скреперы



Таблица П-Бел-6

Показатели	МоАЗ-6014	МоАЗ-6007	МоАЗ-60071
Двигатель	ЯМЗ-238АМ2	ЯМЗ-7512.10 (Евро-2)	CUMMINS M11C350
Мощность, кВт (л.с.)	165,4 (225)	264 (360)	261 (350)
Трансмиссия	ГМП 6+1	ГМП 6+1	ГМП 6+1
Шины	21,00—28	29,5—29	29,5—29
Колесная формула	4х2	4х2	4х2
Грузоподъемность, кг	16 000	22 000	22 000
Эксплуатационная масса, кг	20 000	30 000	30 000
Полная масса, кг	36 000	52 000	52 000
Скорость транспортная, км/ч	44	50	50
Скорость рабочая, км/ч	5,5	5,5	5,5
Радиус поворота, м	8,6	9,2	9,2
Длина, мм	11 215	12 700	12 700
Ширина, мм	3270	3300	3300
Высота, мм	3500	3660	3660
Колея колес тягача, мм	2370	2400	2400
Колея колес скрепера, мм	2180	2100	2100
Объем ковша, геометрический, м ³	8,3	10,5	10,5
Объем ковша номинальный, м ³	11,5	14	14
Ширина резания, м	2,82	2,92	2,92
Глубина резания, м	0,3	0,35	0,35
Тяговое усилие, кН	90	120	120

Колесные бульдозеры

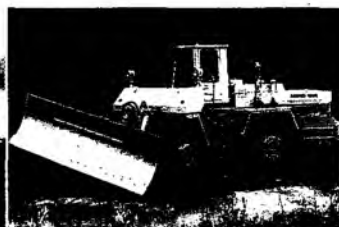


Таблица П-Бел-7

Показатели	БелАЗ-7823	БелАЗ-78231	МоАЗ-40489	МоАЗ-40486
Двигатель	ТМЗ-8424.10-06	CUMMINS KTA 19-C	ЯМЗ-238Б	CUMMINS M11C350
Мощность, кВт (л.с.)	312,5 (425)	360 (490)	220 (300)	261 (350)
Колесная формула	4x4		4x4	4x4
Трансмиссия	ГМП (4+4)		ГМП (6+1)	ГМП (6+1)
Шины	35/65—33		26,5—25	26,5—25
Максимальная скорость, км/ч	25/32		40	40
Радиус поворота, м	9,1		9	9
Эксплуатационная масса, т	50		30,4	36,7
ГАБАРИТЫ				
Длина, мм	11 100		8735 (9020)	8735 (9020)
Ширина, мм	4800		4208	4208
Высота, мм	4150		4000	4000
Ширина режущей кромки, мм	4800		4208	4208
Глубина резания, м	0,45		0,39	0,39
Колея, мм	2800		2500	2500
Тяговое усилие, кН	350		180	240

КОМПАНИЯ "ЛИБХЕРР" (LIEBHERR)

LIEBHERR

Западноевропейский концерн "Либхерр" по номенклатуре и объемам производства является крупнейшим в Европе и четвертым в мире производителем строительного и горного оборудования. Концерн объединяет более 100 предприятий "Либхерр" по всему миру, 48 из которых являются заводами-изготовителями и расположены в Западной Европе (преимущественно в Германии, Австрии, Швейцарии и Франции). Каждый из заводов специализируется на производстве какого-либо одного вида продукции.

В горной промышленности по всему миру наиболее широкое признание получила следующая продукция концерна "Либхерр":

- гусеничные гидроэкскаваторы с объемом ковша от 0,5 до 36,0 м³ (с рабочей массой от 11 до 680 т);
- колесные гидроэкскаваторы с объемом ковша обратной лопаты от 0,5 до 1,5 м³ (с рабочей массой от 11 до 25 т);
- карьерные самосвалы грузоподъемностью от 180 до 360 т;
- гусеничные бульдозеры с мощностью двигателя от 77 до 310 кВт (с рабочей массой от 13 до 50 т);
- колесные ковшовые фронтальные погрузчики с объемом ковша от 0,5 до 5,5 м³ (с рабочей массой от 5 до 30 т);
- гусеничные ковшовые фронтальные погрузчики с объемом ковша от 1,6 до 2,4 м³ (с рабочей массой от 17 до 23 т);
- самоходные колесные краны для шоссе и бездорожья с телескопической стрелой грузоподъемностью от 35 до 800 т;
- самоходные гусеничные краны грузоподъемностью от 80 до 1200 т;
- драглайны с мощностью двигателя от 270 до 670 кВт (с рабочей массой от 54 до 170 т).

Из прочих видов продукции "Либхерр" мировое признание имеют башенные краны, бетоносмесительные установки, перевалочные машины, буровые и сваебойные машины, зуборезные станки, портовые и судовые краны, телескопические погрузчики, комплектующие для самолетов и скоростных поездов.

Высокий уровень качества продукции "Либхерр" достигается, с одной стороны, локализацией производства в Западной Европе и большой долей комплектующих собственного производства, которая на отдельных машинах достигает 75—80 %. К комплектующим собственного производства "Либхерр" относятся дизельные двигатели, гидронасосы, гидро-

моторы, гидроцилиндры, редукторы, поворотные круги экскаваторов, компоненты электроники.

С другой стороны, высокий уровень качества техники "Либхерр" обеспечивается за счет применения самых передовых и новаторских технологий, а также за счет оригинальных конструктивных решений. Например, "Либхерр" является единственным в мире изготовителем, который производит все модели гусеничных бульдозеров и колесных погрузчиков только с гидрообъемной трансмиссией, т.е. с гидростатическим приводом трансмиссии — без гидротрансформатора и без коробки передач, что повышает КПД использования мощности двигателя (при меньшей мощности двигателя обеспечивается более высокое тяговое усилие и меньше расход топлива).

Гусеничные гидроэкскаваторы ЛИБХЕРР (LIEBHERR)

В 1954 году фирма "Либхерр" одна из первых в мире начала серийное производство гидроэкскаваторов. Сегодня мировой экскаваторный парк более чем на 60 % состоит из гидравлических экскаваторов. Современная производственная программа гусеничных гидроэкскаваторов Либхерр включает 15 базовых моделей, из которых 8 нижеуказанных по своему типоразмеру предназначены для горной промышленности.

Таблица П-П-1

Модель		Рабочая масса, т	Мощность двигателя, кВт	Объем ковша, м ³
Старое обозначение	Новое обозначение			
R 954	R 954 C	50	240	3,0
R 964	R 964 C	68	320	4,0
R 974	R 974 C	85	400	5,0
R 984	R 984 C	123	504	7,0
R 994	R 9250	230	937	13,0
R 994 B	R 9350	310	1120	18,0
R 995	R 995	450	1600	26,0
R 996	R 996	680	2 x 2240	36,0

Все модели, начиная с R 964 и выше, производятся в двух версиях: прямая и обратная лопата. Некоторые модели могут выпускаться не только в дизель-гидравлической, но и в электрогидравлической версиях, когда вместо дизельного двигателя устанавливается электродвигатель.

Отличительные особенности экскаваторов Либхерр:

- массивная ходовая тележка (до 40 % общей массы экскаватора);

- большое количество цельнолитых элементов увеличенного размера в силовых металлоконструкциях;
- специальная термообработка (отпуск) силовых металлоконструкций для снятия остаточных напряжений после сварки;
- электронно-гидравлическое управление;
- более полное использование мощности двигателя (больше суммарная мощность гидросистемы на единицу мощности двигателя);
- надежность и оптимальная согласованность компонентов благодаря большой доле комплектующих собственного производства;
- возможность специализации для низкотемпературной эксплуатации при температурах от +40 до –40 °С.

Принципиальное отличие гидравлических экскаваторов от канатных заключается в следующих аспектах:

- меньше рабочая масса экскаватора на единицу объема ковша (следовательно, меньше расход энергии для перемещения собственной массы);
- меньше радиус и высота черпания (необходимость работать меньшими уступами);
- значительно выше усилия резания и усилия отрыва на зубьях ковша;
- выше скорость рабочего цикла и, следовательно, выше производительность экскавации;
- выше мобильность, особенно дизель-гидравлических версий, что упрощает и повышает скорость эвакуации экскаватора при проведении взрывных работ.

Опыт эксплуатации горных экскаваторов Либхерр в России (в Ленинградской, Архангельской, Кемеровской областях, в Красноярском крае и Якутии) доказал их высокую надежность и высокую производительность.

При круглосуточной работе за вычетом выходных и праздничных дней, остановок на ремонты и на сервисное обслуживание работающие в России гидроэкскаваторы Либхерр обеспечивали коэффициент технической готовности около 75 %, наработывая при этом в год по 6000—6500 моточасов. Средняя производительность гидроэкскаваторов Либхерр составляет:

- R 984 (ковш 7,0 м³) — 200 тыс. м³/мес;
- R 994 (ковш 10,0—13,0 м³) — 400 тыс. м³/мес;
- R 994 В (ковш 15,0—18,0 м³) — 600 тыс. м³/мес.

Гусеничные бульдозеры ЛИБХЕРР (LIEBHERR)

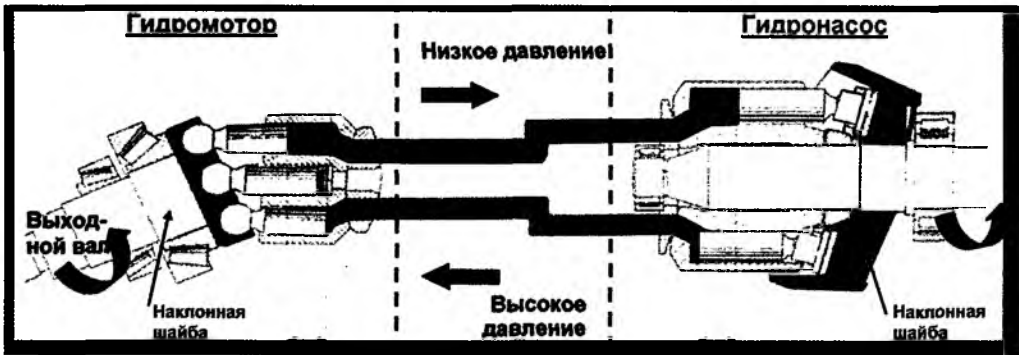


Все модели гусеничных бульдозеров Либхерр производятся только с гидрообъемной трансмиссией, т.е. с гидростатическим приводом трансмиссии — без гидротрансформатора и без коробки передач, что повышает КПД использования мощности двигателя (при меньшей мощности двигателя обеспечивается более высокое тяговое усилие и меньше расход топлива).

Опыт "Либхерр" серийного производства гусеничных бульдозеров с гидростатическим приводом насчитывает уже более 35 лет, в то время как большинство мировых производителей только 7 лет назад начали оснащать гидростатическим приводом отдельные модели бульдозеров малой рабочей массой (до 12—15 т).

Схематично конструкцию гидростатического привода можно описать следующим образом: дизельный двигатель через раздаточную коробку постоянно вращает два гидронасоса (по одному для отдельного привода каждой гусеницы), каждый из гидронасосов отдельным замкнутым гидроконтуром соединен с одним из двух гидромоторов, которые установлены в редукторах ведущих звездочек. Соответственно правый гидронасос и правый гидромотор, работая в отдельном замкнутом гидроконтуре, обеспечивают независимый привод правой гусеницы, левый насос и левый гидромотор обеспечивают независимый привод левой гусеницы.

Дизельный двигатель работает с постоянным числом оборотов, и все регулировки скорости движения и тягового усилия осуществляются только на уровне гидравлики. Так как все гидронасосы и гидромоторы являются аксиально-поршневыми регулируемыми реверсивными, то регулировка скорости и тягового усилия от нуля до максимума осуществляется бесступенчато и точно дозировано с одинаковой скоростью как вперед, так и назад.



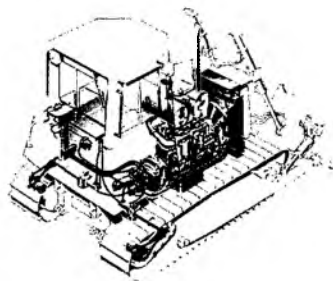
За счет бесступенчатого увеличения в одну сторону угла наклона регулировочных блоков гидронасосов увеличивается объем подачи насосов, а следовательно, скорость вращения гидромоторов, что увеличивает скорость движения бульдозера.

При установке регулировочных блоков гидронасосов в нулевое положение гидронасосы продолжают вращаться с постоянной скоростью, но уже с нулевой подачей, т.е. через них не прокачивается гидромасло. Соответственно циркуляция масла в замкнутых гидроконтурах прекращается, что останавливает вращение гидромоторов, обеспечивая динамическое торможение и остановку бульдозера без использования фрикционных тормозов.

При наклоне регулировочных блоков гидронасосов в противоположную сторону гидронасосы обеспечивают реверсивную подачу, обеспечивая реверсивное вращение гидромоторов, т.е. реверсивное движение бульдозера.

Гидростатическая трансмиссия обладает следующими преимуществами относительно гидромеханической трансмиссии.

- Простота конструкции (двигатель, раздаточная коробка гидронасосов, 2 гидронасоса, 2 гидромотора, 2 бортовых редуктора — отсутствуют гидротрансформатор, коробка передач, фрикционные муфты поворота, рабочие фрикционные тормоза).
- Простота управления и точность маневрирования (нет никаких педалей, одним джойстиком пропорционального действия управляются все функции хода: при наклоне джойстика вперед бульдозер движется вперед, при наклоне назад бульдозер движется назад, джойстик вправо — бульдозер поворачивает вправо, джойстик влево — бульдозер



поворачивает влево. Больше угол наклона джойстика — больше скорость бульдозера, меньше угол — меньше скорость движения. Джойстик вертикально — бульдозер останавливается. Джойстик до упора вправо или влево — включается встречное вращение гусениц и бульдозер разворачивается точно на месте и без дрейфования).

- Высокий КПД тягового усилия (у любого бульдозера любого мирового производителя максимально развиваемое тяговое усилие больше, чем масса самого бульдозера, при этом, как только тяговое усилие превышает 80 % массы бульдозера, начинается пробуксовка гусениц. При движении с максимальной нагрузкой, т.е. при полном отвале или при максимальной глубине рыхления, на бульдозерах с традиционной гидромеханической трансмиссией при включении самой низшей передачи регулировка тягового усилия возможна только через регулирование оборотов дизельного двигателя, т.е. педалью газа. Что создает следующую проблему: если бульдозеру не хватает тягового усилия, машинист для увеличения тяги увеличивает нажатие педали газа, тяга возрастает, но возрастает и скорость движения, при этом гусеницы срываются в пробуксовку. Если машинист уменьшает нажатие педали газа или использует педаль понижения оборотов дизельного двигателя, скорость бульдозера уменьшается, но уменьшается и тяговое усилие гусениц. Как следствие, машинист должен уменьшить нагрузку, либо частично опорожнив отвал, либо частично уменьшив глубину рыхления. Для гидростатической трансмиссии подобной проблемы не существует: дизельный двигатель работает с постоянными номинальными оборотами, обеспечивая постоянно максимальную мощность привода гидронасосов. За счет бесступенчатого регулирования скорости движения и тягового усилия одним джойстиком машинист может очень точно дозировать скорость движения без потери тягового усилия, обеспечивая работу бульдозера точно на грани пробуксовки, но с достаточным сцеплением, т.е. с максимальным КПД).

- Непрерывная передача тягового усилия на обе гусеницы (при совершении поворотов у бульдозеров с гидростатическим приводом происходит только замедление скорости одной из гусениц, при этом тяговое усилие обеих гусениц остается непрерывным и постоянным, что обеспечивает возможность работы бульдозера с полной нагрузкой даже при совершении поворота. На бульдозерах с обычным типом гидромеханического привода при поворотах происходит прерывание тяги на одной из гусениц или ее притормаживание, что не позволяет работать с полным отвалом в поворотах).

- Надежность конструкции (работа дизельного двигателя с постоянными оборотами увеличивает моторесурс двигателя. При возрастании нагрузки гидросистемы до мощности двигателя автоматически бесступенчато уменьшается объем подачи гидронасосов, снижая нагрузку на двигатель и скорость движения бульдозера, но увеличивая его тяговое усилие. Это регулирование происходит без участия машиниста, исключая ошибки управления и перегрузку двигателя).

- Комфорт машиниста и удобство сервиса (простое и точное управление всеми функциями хода бульдозера с помощью одного джойстика, автоматическое регулирование соотношения скорость — тяговое усилие существенно облегчают работу машиниста. Отсутствие механической связи между двигателем и бортовыми редукторами предоставляет большие возможности варьирования компоновки агрегатов для экстремального снижения центра тяжести и увеличения дорожного просвета бульдозера, что в сочетании с возможностью разворота на месте повышает комфорт и безопасность работы машиниста. Модульная компоновка агрегатов обеспечивает оптимальное удобство доступа для сервиса).

Флагманом производственной программы гусеничных бульдозеров Либхерр является модель PR 764 (мощность двигателя 310 кВт, рабочая масса с рыхлителем 50 т, объем стандартного отвала 14 м³, максимальное тяговое усилие 610 кН при скорости движения 1,5 км/ч, скорость движения от 0 до 11 км/ч вперед и назад регулируется бесступенчато). Это самый большой в мире бульдозер с гидростатическим приводом.

Колесные фронтальные погрузчики ЛИБХЕРР (LIEBHERR)

Колесные погрузчики Либхерр выпускаются только с гидростатическим приводом, серийное производство начато в 1972 году.

Современная производственная программа колесных погрузчиков Либхерр включает 14 базовых моделей с объемом ковша от 0,5 до 5,5 м³ и рабочей массой от 5 до 31 т. Из них пять нижеуказанных по своему типоразмеру пригодны для горной промышленности.



Модель	Рабочая масса, т	Мощность двигателя, кВт	Опрокидывающая нагрузка, т	Объем ковша, м ³
L 556	17,2	140	13,140	3,5
L 566	22,8	190	15,480	4,0
L 576	23,8	200	16,600	4,5
L 580	24,6	200	18,080	5,0
L 586	31,3	250	20,430	5,5

В отличие от бульдозеров, конструкция гидростатического привода колесных погрузчиков Либхерр включает коробку передач, так как диапазон скорости движения колесных погрузчиков Либхерр (до 40 км/ч) значительно больше, чем диапазон скорости гусеничных бульдозеров (0—11 км/ч). Однако в трансмиссии Либхерр нет гидротрансформатора, и нет механической связи между двигателем и коробкой передач, передача крутящего момента на коробку передач осуществляется через замкнутый регулируемый реверсивный гидроконтур: гидронасос — гидромотор.

Кроме гидростатической трансмиссии колесные погрузчики Либхерр отличаются особой революционной продольной компоновкой дизельного двигателя Либхерр, когда маховик с гидронасосами обращены назад, к корме, а блок радиаторов вместо кормы размещен в центре погрузчика за кабиной. При таком смещении центра тяжести назад за заднюю ось повышается полезная грузоподъемность, т.е. объем ковша, без увеличения собственной массы погрузчика.

Гидростатический привод и особая компоновка дизельного двигателя колесных погрузчиков Либхерр обеспечивают снижение расхода топлива на 25—47 %, при сравнении с погрузчиками такого же объема ковша, но с традиционной гидромеханической трансмиссией.

Представительство концерна "Либхерр" в России, компания "Либхерр-Русланд", располагается по адресу: г. Москва, ул. 1-я Бородинская, д. 5.

Глава 25

ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИИ

25.1. БУЛЬДОЗЕРЫ

Отечественные бульдозеры серийно выпускаются на базе гусеничных тракторов тяговых классов 100, 150, 250, 350 и 750 кН, на базе колесных тягачей тяговых классов 60, 100 и 250 кН.

Наибольшее распространение на карьерах страны имеют бульдозерно-рыхлительные агрегаты с гидравлическим управлением на базе тракторов (табл. 25.1).

Таблица 25.1

Технические характеристики гусеничных
бульдозерно-рыхлительных агрегатов АО «Промтрактор»

Параметры	Т-11.01	Т-15.01	Т-20.01	Т-25.01	ДЭТ-250	Т-35.01	Т-50.01
Стандартного отвала, мм:							
ширина	3311	3820	3940	4320	4310	4710	5520
высота с козырьком	1462	1520	1700	1890	1550	2210	2315
подъем отвала	1100	1100	1250	1290	1070	1610	1700
заглубление отвала	730	550	590	690	450	520	730
число зубьев	1; 3	1; 3	1; 3	1; 3	1; 33	1; 3	1; 3
глубина рыхления	650	700	750	900	1200	700	1780
Длина агрегата, мм	10430	10305	8320	8880	9630	9692	10726
Масса оборудования, т:							
бульдозерного	7,2	8,8	5,3	5,25	4,8	8,5	14,3
рыхлительного	5,8	8,86	4,4	6,3	6,1	8,05	12,2
Масса агрегата, т	20	28,5	36	47,7	43,7	61,35	93,5

Для горной промышленности АО «Уралтрак» на базе трактора ДЭТ-250М выпускал бульдозер с неповоротным отвалом ДЗ-118 и бульдозер-толкач ДЗ-121. Бульдозер ДЭТ-250М (рис. 25.1) выпускается с неповоротным и поворотным отвалами в северном исполнении и на нем может также одновременно навешиваться и рыхлительное оборудование. Подъем и опускание отвала, а также управление рыхлителем осуществляются гидроцилиндрами. На

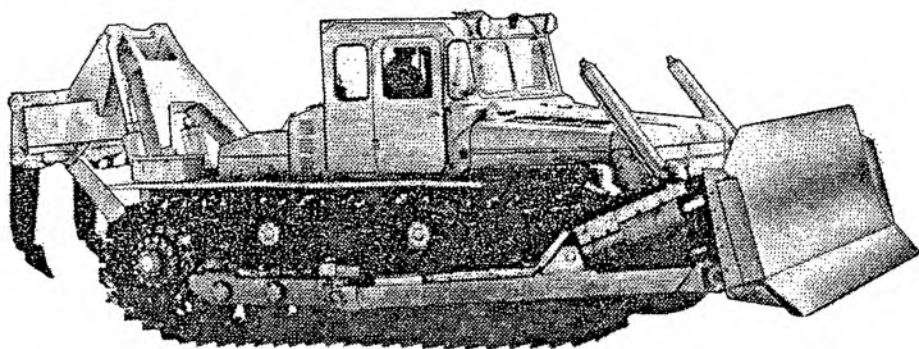


Рис. 25.1. Бульдозерно-рыхлительный агрегат ДЭТ-250М (ДЗ126ХЛ)

коробках толкающих брусьев установлены: слева — винтовой раскос, а справа — гидрораскос двустороннего действия, позволяющий изменять угол резания отвала (55°) в пределах $\pm 10^\circ$ и угол поперечного перекоса отвала в обе стороны на 6° .

Бульдозер Т-35.01Р-1 с неповоротным отвалом объемом 17 м^3 агрегируется на дизельном тракторе с двигателем ЯМЗ-850.10 АО «Автодизель» (г. Ярославль) или КТТА19С CUMMINS (США) мощностью 382 кВт (520 л.с.) при 1900 об/мин. Подвеска ходовой части — трехточечная полужесткая с вынесенной осью качания тележек. Опорные, поддерживающие катки и направляющие колеса со смазкой на весь срок службы с самоподжимным уплотнением типа «DUO-DONE». Ширина башмака 650 мм, площадь контакта гусеницы с грунтом $4,67 \text{ м}^2$. Типы устанавливаемого отвала бульдозера: сферический (U) и полусферический (SU) с объемом призмы волочения соответственно $20,6$ и $18,5 \text{ м}^3$, с максимальным подъемом отвала 2 и $2,21 \text{ м}$, углом поперечного перекоса в обе стороны 10° и массой соответственно $8,95$ и $8,25 \text{ т}$.

Рыхлительное оборудование — параллелограмного типа с регулируемым углом рыхления $\pm 14^\circ$, одно- или трехзубое с максимальным заглублением соответственно $1,61$ и $0,73 \text{ м}$, заглубляющим 180 и 191 кН и выглубляющим 494 и 482 кН усилиями, массой $6,1$ и $8,05 \text{ т}$. Наибольшая эксплуатационная масса бульдозерно-рыхлительного агрегата $61,75 \text{ т}$.

Кабина управления — одноместная, на резиновых амортизаторах с тепло- и звукоизоляцией, имеет вентиляционную установку с обогревателем, а также защиту от падающих предметов и опрокидывания трактора.

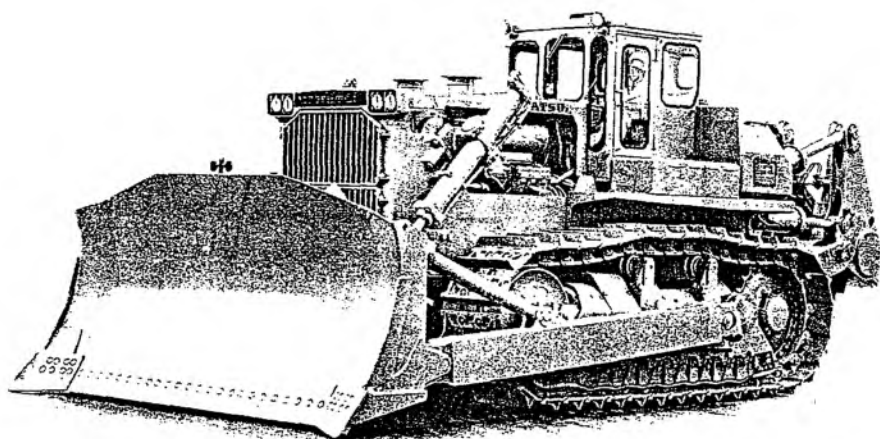


Рис. 25.2. Бульдозерно-рыхлительный агрегат Т-50.01

Наиболее мощный отечественный бульдозер Т-50.01 (рис. 25.2) агрегатируется на тракторе с двигателем мощностью 552 кВт и имеет неповоротный перекашивающийся полусферический отвал объемом 24,3 м³. Рыхлительное оборудование параллелограммного типа, одно или трехзубое с изменением наклона рыхлительной стойки.

Эмпирические зависимости для определения основных параметров гусеничных бульдозеров в функции мощности двигателей приведены в табл. 25.2.

Таблица 25.2

Параметры	Зависимости для N в диапазоне от 80 до 650 кВт
Масса, т:	
трактора	$(0,11 \div 0,14)N$
бульдозерного оборудования	$(0,02 \div 0,03)N$
рыхлительного оборудования	$(0,015 \div 0,025)N$
Высота отвала H , мм	$(180 \div 260)\sqrt[3]{N}$

Колесные бульдозеры серии БелАЗ 7823 (78231) (рис. 25.3, табл. 25.3) с неповоротным отвалом, предназначены для послойного срезания, перемещения и разравнивания грунта, отсыпанного другими машинами, при дорожном строительстве, на горных разработках, при землеройно-планировочных работах, имеют мощности двигателей ТМЗ-8424.10-06—312 кВт (425 л.с.) или CUMMINS KTA 19-C—365 кВт (490 л.с.), колесную формулу 4×4, отвал с продольным углом наклона 22° и возможность его поперечного перекоса $\pm 9^\circ$. Максимальная скорость передвижения 25/32 км/ч, радиус поворота 10 м. Все элементы гидросистемы смонтированы на базовом тракторе.

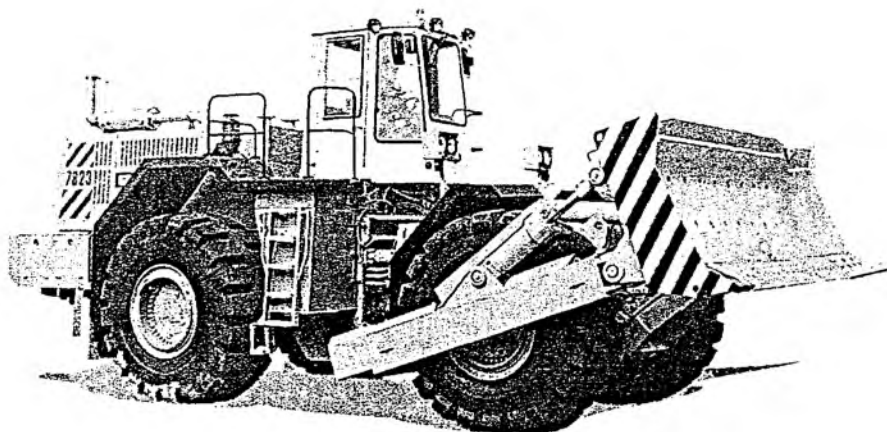


Рис. 25.3. Колесный бульдозер ДЗ-48

Таблица 25.3

Технические характеристики бульдозеров с неповоротным отвалом на пневмоколесном ходу

Параметры	7823 (78231)	ТК-25.02К
Тяговый класс трактора, кН	350	520
Базовый трактор	БелАЗ	Т-25.01
Параметры отвала, мм:		
ширина/высота с козырьком	4900/1470	5050/1550
подъем/заглубление отвала	1500/450	1400/500
Габариты с базовым трактором, мм:		
длина × ширина × высота	10500 × 4900 × 41500	11000 × 4980 × 4680
Снаряженная масса с трактором, т	51	45

Наиболее мощным отечественным колесным бульдозером является модель НПО ТК-25.02 ОАО «Промтрактор» (рис. 25.4). Он предназначен для земляных работ большого объема в грунтах до категории IV включительно. Базовым трактором бульдозера ТК-25.02 К является специальное шасси с шарнирно-сочлененной рамой, мощностью двигателя 382 кВт и скоростью передвижения вперед-назад 27,2/37,9 км/ч. Отвал бульдозера вместимостью 11,13 м³ имеет угол резания 55° и возможность поперечном перекоса ±15°. Навесной рыхлитель может иметь от одного до трех зубьев с расстоянием установки между ними 850 мм. Глубина рыхления не более 700 мм. Углы установки зуба рыхлителя 30—83°. Управление отвалом и рыхлителем — с помощью гидросистемы базового трактора.

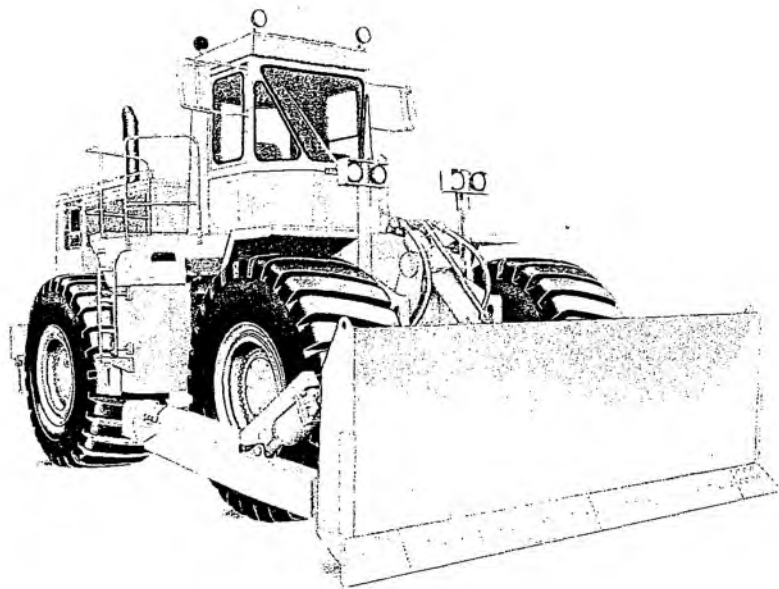


Рис. 25.4. Колесный бульдозер ТК-25.02 К с рыхлителем

25.2. РЫХЛИТЕЛИ

Рыхлитель представляет собой прицепное или навесное оборудование к трактору (см. рис. 23.4 и табл. 25.1), которое может разрушать горную породу, отделяя ее от массива в виде крупных глыб или кусков. Рыхлители, как правило, применяются для рыхления пород, которые не могут быть эффективно и экономично разрушены экскаваторами, бульдозерами, скреперами. К таким породам относятся осадочные — песчаник, глинистый сланец, известняки, доломит, мергель, а также выветренные скальные вулканического происхождения. Стоимость разрушения известняков и песчаников рыхлителем зачастую в два-три раза ниже, чем при применении буровзрывного способа разрушения. Мрамор, гнейс, кварцит и другие породы метаморфического происхождения хорошо разрушаются рыхлителем при наличии трещин или слоистой структуры. Повышенная влажность горных пород также облегчает процесс разрушения. Применение рыхлителей для работы на скальных породах вулканического происхождения, таких, как гранит и базальт, нецелесообразно.

Навесные рыхлители по сравнению с прицепными более распространены, так как обладают лучшими маневренностью, ус-

тойчивостью и, кроме того, позволяют использовать часть веса тягача для внедрения рабочего органа. Рыхлители желательны устанавливать на тракторах мощностью не менее 150 кВт, имеющих достаточно жесткую подвеску опорных катков гусеничного хода.

25.3. СКРЕПЕРЫ

Прицепные скреперы, как правило двухосные, применяются с гусеничными или реже с двухосными колесными тракторами (см. рис. 23.1, *а—в*). Самоходные (полуприцепные) скреперы, как правило, агрегируются через седельно-сцепное устройство (см. рис. 23.8) с одноосными тягачами и реже с двухосными колесными или гусеничными тракторами (см. рис. 23.1, *г—е*).

Самоходные скреперы с одноосными тягачами (см. рис. 23.1, *д*) в настоящее время наиболее маневренные и быстроходные землеройно-транспортные машины. Однако наряду с преимуществами есть и серьезный недостаток: на ведущую ось тягача передается не более 52 % веса груженой машины. Еще в меньшей степени используется тяговое усилие у двухосных колесных тягачей, у которых на ведущую ось передается только 37—38 % веса груженой машины.

Самоходные скреперы в сравнении с прицепными и полуприцепными при одинаковой общей массе имеют большие сцепной вес, мощность, маневренность и быстроходность. Однако у скреперов с одноосными тягачами в отдельных случаях величина сцепного веса оказывается недостаточной для реализации тягового усилия двигателя, поэтому предпринимаются попытки создания самоходных скреперов по типу, показанному на рис. 23.1, *е*. В этом случае для увеличения тягового усилия и сцепного веса устанавливается либо второй двигатель на задней оси скрепера (одноосный тягач находится впереди), либо один двигатель с дизель-электрической передачей — на обе оси скрепера. Тогда сцепной вес агрегата равен весу всей машины. Но даже при одной ведущей задней оси сцепной вес таких машин может быть доведен до 75 % их веса. На-иболее совершенным конструктивным решением скрепера можно считать дизель-электрический скрепер с индивидуальным приводом на все колеса (мотор-колеса, см. рис. 21.6).

Технические характеристики скреперов приведены в табл. 25.4.

Технические характеристики скреперов

Параметры	Прицепной			Полуприцепной		Самоходный			
	ДЗ-77	ДЗ-149.5	ДЗ-79	ДЗ-87-1	ДЗ-74	ДЗ-11П	ДЗ-13Б	ДЗ-155	ДЗ-107-1
Базовый трактор (тягач)	T-130.МГ-2	K-701	T-330	T-150К	K-702	МоАЗ-546 П	БелАЗ-7422	БелАЗ-531Б	Опытный тягач
Мощность двигателя, кВт	118	125	243	121,5	150	159	265	2×265	2×405
Грузоподъемность, т	16	18,5	27	9	16	15	27	27	50.4
Вместимость ковша, м³	9	9	15	4,5	8	8	15	20	25
Ширина/глубина резания, м	2,65/0,2	2,83/0,15	3,01/0,3	2,4/0,15	2,7/0,2	2,72/0,3	3,12/0,2	3,42/0,24	3,82/0,4
База скрепера, мм	6300	6350	8000	6330	6600*	6900	8300	8400	10800
Колея колес, мм:									
передних	1600	1600	2200	1435	2115**	2330	2490	2530	2825
задних	2200	2250	2400	2870	2050	2150	2360	2560	2825
Дорожный просвет, мм	510	500	560	400	500	450	600	500	850
Размер шин	27.00-33	16.00-24	14.00-20	14.00-20	18.00-25	21.00-28	27.00-33	27.00-33	37.5-39
Скорость, (не более), км/ч	10,5	33	16,4	10,5	33	40	45	50	50
Габариты, мм:									
длина	9150	9350	11600	12730	13700	11010	12800	13000	16410
ширина	3150	3150	3560	2925	3178	3242	3600	3810	4450
высота	2600	2800	3600	2840	3580	3250	3800	3950	4400
Масса скрепера (сухая), т	10	9,8	18,6	4,4	9,5	10	17	21	30
Масса агрегата (с трактором), т	25,2	23,3	53,3	23,0	24	20	37	40	66
Изготовитель***	2	2	1	1	3	3	1; 4	1; 4	5

ПРИМЕЧАНИЕ: * Между осями задних мостов трактора и скрепера. ** Колея заднего моста скрепера.

*** 1 — Завод дорожных машин (Брянск); 2 — АО «Уралтрак» (Челябинск); 3 — МПА «Амкодор» (Могилев); 4 — завод самоходных дорожных машин (г.Балаково); 5 — НПО «ВНИИстройдормаш» (Москва)

Скрепер состоит из следующих основных узлов: рабочего оборудования (ковша), механизмов управления ковшом и заслонкой (гидравлических) и ходового оборудования. Прицепные скреперы комплектуются сцепным устройством, а самоходные и полуприцепные — седельно-сцепным устройством и, кроме того, силовым оборудованием.

Эмпирические зависимости для определения основных параметров скреперов в функции вместимости ковша приведены в табл. 25.5.

Таблица 25.5

Параметры	Зависимости для E от 3 до 25 м ³	
	Скреперы	
	Прицепные	Самоходные
Вместимость ковша с папкой, м ³	$(1,1 \div 1,52) E$	$(1,19 \div 1,45) E$
Мощность тягача, кВт	$(8,5 \div 14) (1 \div 1,7) E$	$(21 \div 32) E$
Грузоподъемность скрепера, т	$(1,78 \div 1,82) E$	$(1,8 \div 2) E$
Масса, т:		
собственно скрепера (сухая)	$(0,9 \div 1,1) E$	$(1,25 \div 1,33) E$
агрегата с трактором:		
однодвигательным	—	$(2,26 \div 2,75) E$
двухдвигательным	—	$(2,76 \div 2,95) E$

Наиболее крупным отечественным прицепным скрепером с гидравлическим управлением является модель ДЗ-79 (см. рис. 23.8). Он предназначен для послойной разработки, транспортирования и отсыпки грунтов I и II категорий или предварительно разрыхленных грунтов III и IV категорий, не содержащих каменистых включений.

Скрепер самоходный полуприцепный ДЗ-74 агрегатируется с двухосным колесным трактором К-702 (рис. 25.5, а). Седельно-сцепное устройство 2 не имеет гидроцилиндров разворота. Поворот скрепера осуществляется посредством разворота шарнирно-ломающейся рамы трактора на $\pm 90^\circ$. Угол качания скрепера в вертикальной плоскости $\pm 20^\circ$.

Скрепер самоходный одномоторный ДЗ-13 агрегатируется с одноосным тягачем БелАЗ-7422 (рис. 25.5, б). Управление рабочими органами скрепера — электрогидравлическое из кабины тягача. Угол поворота тягача относительно оси скрепера в горизонтальной плоскости $\pm 77^\circ$, в вертикальной (качение) $\pm 14^\circ$.

Взаимодействие силовой установки и механизмов тягача БелАЗ-7422 иллюстрируется кинематической схемой (см. рис. 21.6).

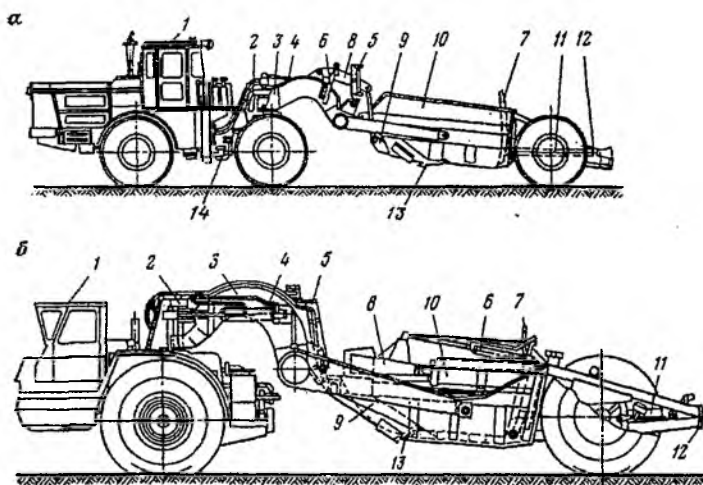


Рис. 25.5. Скреперы:

а — полуприцепной ДЗ-74; *б* — самоходный ДЗ-13;

1 — трактор двухосный (тягач одноосный); 2 — седельно-сцепное устройство; 3 — хобот тяговой рамы; 4 — гидрокоммуникации; 5, 6 и 11 — гидроцилиндры соответственно подъема ковша, подъема заслонки и выдвижения задней стенки; 7; 8 — тяга заслонки; 9; 10 — ковш; 12 — буфер; 13 — режущая кромка ковша; 14 — шарнир

Ведущий мост тягача подвешен на двух ПГА, которые воспринимают вертикальные усилия и выполняют роль рессор. Кабина скрепера укреплена на раме на резиновых амортизаторах для уменьшения воздействия вибраций.

Наиболее мощный отечественный двухмоторный самоходный скрепер — ДЗ-107-1 с общей установленной мощностью привода 910 кВт, грузоподъемностью 50,4 т и вместимостью ковша с шапкой около 25 м³. Масса груженого скрепера 115 т. Скорость перемещения с полной нагрузкой на горизонтальном участке дороги до 50 км/ч. Модель скрепера ДЗ-107-1 (рис. 25.6) является опытной.

25.4. ОДНОКОВШОВЫЕ ПОГРУЗЧИКИ

Одноковшовые фронтальные погрузчики, благодаря своей универсальности, находят все более широкое применение на открытых горных работах.

Первые образцы самоходных одноковшовых погрузчиков были созданы в 40-х годах в виде навесного оборудования к гусеничным тракторам общего назначения.

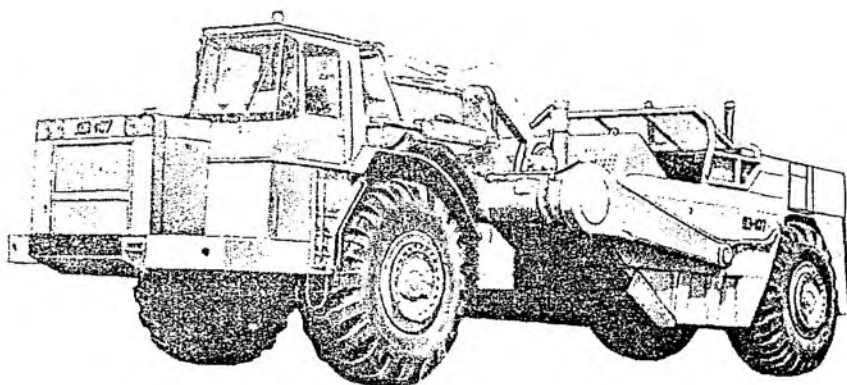


Рис. 25.6. Самоходный двухмоторный скрепер ДЗ-107-1 НПО «ВНИИстрой-дормаш»

В последние годы в мировом машиностроении наблюдается преимущественное развитие пневмоколесных и гусеничных погрузчиков фронтального типа, как наиболее простых по конструкции и надежных в эксплуатации. Гусеничные погрузчики создают преимущественно на базе специальных тракторов или модификаций промышленных тракторов на гусеничном ходу, а пневмоколесные погрузчики базируются на специальных самоходных пневмоколесных шасси с задним расположением двигателя и пультом управления впереди.

Погрузчик может иметь сменные ковши различной вместимости, а также оснащаться различным навесным оборудованием (бульдозерным ножом, вилчатым захватом, грузоподъемной платформой, рыхлителем, толкающей рамой и др.).

Несмотря на большое разнообразие моделей погрузчиков, они сходны между собой по компоновке, конструкции и принципу действия. Управление рабочим оборудованием — гидравлическое. Фронтальные погрузчики разгружают ковш при его опрокидывании вперед.

Погрузчики с разгрузкой ковша через себя выполняются чаще всего с гусеничным ходовым оборудованием, ковшом вместимостью не более 4 м³, дизельным или дизель-гидравлическим приводом и гидравлическим управлением.

Погрузчики с боковой разгрузкой ковша по конструкции аналогичны фронтальным, однако шарнирное соединение ковша со стрелой у первых позволяет производить разгрузку как в левую, так и в правую сторону от погрузчика.

Технические характеристики одноковшовых фронтальных погрузчиков приведена в табл. 25.6.

Таблица 25.6

Технические характеристики одноковшовых фронтальных погрузчиков

Параметры	Гусеничные			Колесные		
	ТО-10А	ТО-24А	ТО-18А*	ПК-12.02 К	7822	ТО-21-1*
Базовый трактор	Т-130.1Г	Т-330	спецшасси*	Т-35	БелАЗ	Опытный тягач
Вместимость ковша (основного), м ³	2,0	5,0	1,5	6,7	6	7,5
Грузоподъемность, т	4	10	3	12	14	15
Высота разгрузки, мм	3200	3900	2700	4102	4150	4500
Ширина ковша, мм	2900	3724	2440	4060	3900	4400
Скорость движения, км/ч	12,2	13,4	44	35	32	25
Габаритные размеры, мм:						
длина	7500	8650	7200	13000	11640	13600
ширина	2900	3720	2440	4420	3900	4180
Масса эксплуатационная, т	21,5	53	10,6	48	53	73,2
П Р И М Е Ч А Н И Е: *Мощность двигателя спецшасси 100 кВт; опытного тягача — 405 кВт, П-12.02 К — 382 кВт						

Гусеничные фронтальные погрузчики выполняются как с челюстным, так и с опрокидывающимся ковшом. Наиболее мощным гусеничным фронтальным погрузчиком является ТО-21.1.

Погрузчик с челюстным ковшом может выполнять: бульдозерные работы (челюсть поднята и участия в работе не принимает); резание породы и наполнение отвала (челюсть находится в среднем положении и препятствует высыпанию породы); отделение породы ножом отвала бульдозера; зачерпывание легкой породы или щебня из штабеля (работает режущая кромка челюсти); зачерпывание породы из кучи (челюсть поднята, отвал наклонен, режущие кромки отвала и задней стороны челюсти внедряются в породу и, смыкаясь, наполняются ею); транспортирование породы на небольшие расстояния и подъем ее для разгрузки в штабель; разгрузку породы в автомашину. Погрузчик-бульдозер может иметь также сменный ковш для боковой разгрузки.

Колесные фронтальные погрузчики БелАЗ 7822 (78221) (рис. 25.7), имеют мощности двигателей ТМЗ-8424.10-06 — 312 кВт (425 л.с.) или CUMMINS KTA 19-C — 365 кВт (490 л.с.), радиус поворота 9,5 м, вырывное усилие 330 кН, опрокидывающее усилие 309 кН, время подъема груженого ковша 8,5 с, время разгрузки и опускания ковша соответственно 6,5 и 5,5 с.

Компоновка погрузчика выполнена по классической схеме: двигатель расположен до ведущей оси, а гидромеханическая передача (ГМП) — за осью. Такое размещение агрегатов обеспечивает хороший доступ к узлам машины при обслуживании и ремонте, а также приемлемое расположение ц.т. для статической и динамической устойчивости погрузчика. Погрузчик состоит из рабочего органа — ковша с рычагами, рамы, силовой дизельной установки, трансмиссии, ходового оборудования, кабины и рулевого управления.

Погрузчик выполнен по четырехопорной колесной схеме односледного шасси с колесной формулой 4×4 . Его рама — шарнирно-сочлененная с гидравлическим приводом разворота полурам. Рулевое управление включает в себя рулевой механизм, центральный распределитель, силовые цилиндры разворота полурамы, рычажную систему и насос. На машине установлены электрическая трансмиссия и мотор-колеса. Дизель и генератор постоянного тока работают в режиме постоянной частоты вращения. Тяговые электродвигатели (мотор-колеса) встроены в ступицы колес и получают питание от генератора. Его многие агрегаты, мотор-колеса и система управления унифицированы с агрегатами дизель-электрического скрепера ДЗ-67.

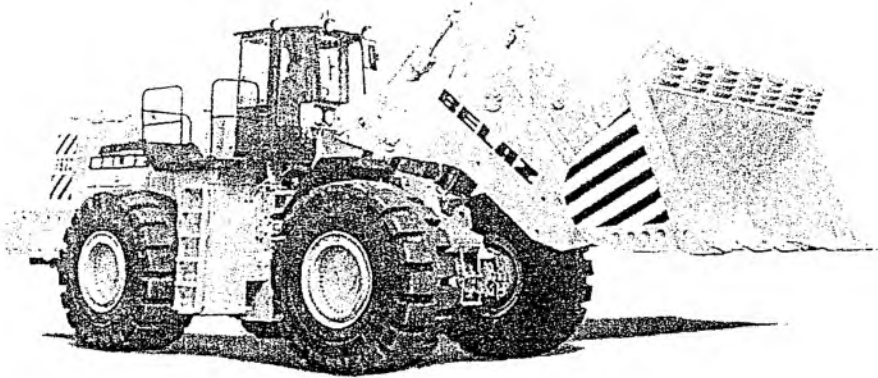
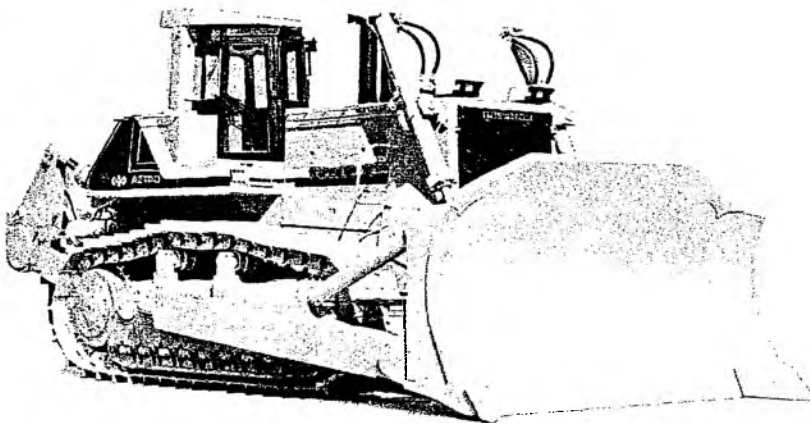


Рис. 25.7. Колесный фронтальный погрузчик ТО-21 с ковшом вместимостью 7,5 м³

a



б

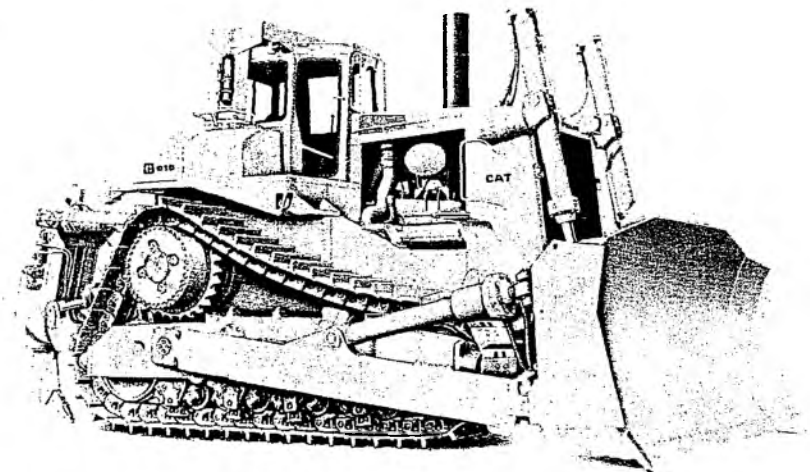


Рис. 25.8. Гусеничные тракторы с оборудованием бульдозера и рыхлителя:
a — Д575А-2 фирмы «Комацу» (Япония); *б* — D-11 фирмы «Катерпиллер» (США)

Эмпирические зависимости для определения основных параметров одноковшовых погрузчиков приведены в табл. 25.7.

Таблица 25.7

Параметры	Зависимости в функции мощности двигателя N (кВт) и грузоподъемности Q_n (кН)
Мощность двигателя N , кВт	$2,5 Q_n + 25$
Грузоподъемная сила номинальная, кН	$0,5N - 20$
Наибольшая высота разгрузки, м	$0,005N + 2,5$
Габариты, м:	
длина	$0,02N + 3,2$
ширина	$0,007 N + 1,4$
высота	$0,0058 N + 2,43$
Размер шин, дюймы:	
диаметр диска D	$0,027 N + 1,6$
ширина колеса C_k	$0,07 N + 9,1$
Масса погрузчика m_n , т	$0,19 N - 3,8$

За рубежом наиболее мощный гусеничный трактор D575A-2 (рис. 25.8, а) фирмы «Комацу» (Япония) имеет эксплуатационную массу 132 т, двигатель 784 кВт при 1800 об/мин, опорную площадь гусениц $7,8 \text{ м}^2$ при ширине трака 860 мм и навесное оборудование: поворотный U-образный отвал с призмой волочения 45 м^3 и одноступенчатый рыхлительный агрегат массой 10,2 т с глубиной рыхления до 2,055 м.

Гусеничный трактор D-11 (рис. 25.8, б) с поднятой ведущей звездочкой и подрессоренными опорными катками, попарно объединенными в балансиры, выпускается фирмой «Катерпиллер» (США). Трактор имеет двигатель мощностью 634 кВт; он оборудован одноступенчатым рыхлителем и бульдозерным отвалом шириной до 6,8 м и имеет массу с навесным оборудованием 113 т.

Наиболее мощный колесный фронтальный погрузчик «Кларк-675» (США) имеет мощность двигателя около 1000 кВт и массу 170 т. Развиваемое усилие подъема 800 кН позволяет устанавливать на машине ковш вместимостью до 21 м^3 при работе на погрузке разрыхленных пород.

Глава 26

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И БЕЗОПАСНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ

26.1. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Бульдозер. Производительность бульдозера в значительной степени зависит от способа его работы. По мере срезания слоя породы и увеличения призмы волочения возрастает сопротивление перемещению бульдозера. С целью возможно более полной реализации силы тяги бульдозера не рекомендуется врезаться отвалом на постоянную глубину, а более целесообразно в начале цикла срезания заглублять отвал на большую глубину, чем в конце цикла срезания, т. е. работать с переменной толщиной стружки. При работе под уклон можно срезать стружку постоянного сечения на всем пути набора породы, так как в этих условиях появляется некоторый резерв по мощности, а сопротивление перемещению породы впереди отвала (так же, как и сопротивление перемещению самого трактора) значительно меньше, чем при работе по горизонтали или на подъем. Обычно путь, за который бульдозер набирает породу впереди отвала, составляет 5—7 м.

Производительность возрастает, если одновременно работают два спаренных бульдозера, устанавливаемые один от другого на расстоянии 0,25—0,3 м (для пород категорий I и II) и до 0,5 м (для пород категории III). В этом случае почти в два раза уменьшаются потери породы в валиках за пределами отвала и фактически увеличивается ширина захвата, поскольку к суммарной длине двух отвалов добавляется длина расстояния между ними, в результате чего производительность увеличивается на 10—15 %.

В зависимости от вида работ эксплуатационную производительность бульдозера определяют по следующим зависимостям:

- при резании и перемещении породы Q_3 ($\text{м}^3/\text{ч}$) составит

$$Q_3 = 3600 V_{\text{в}} K_{\text{в}} K_{\text{укл}} a_{\text{п}}/T_{\text{ц}},$$

где $V_{\text{в}}$ — фактический объем призмы волочения, определяемый по зависимости (24.2), м^3 ; $K_{\text{в}} = 0,85 \div 0,9$ — коэффициент использова-

ния бульдозера по времени; $K_{\text{укл}}$ — коэффициент, учитывающий уклон пути (1—2,25 при уклоне от 0 до 15 %; 1—0,4 — при подъеме от 0 до 15 %); $a_n = 1 \div \beta l_n$ — коэффициент, учитывающий просыпи породы из отвала в процессе ее перемещения на пути l_n ($\beta = 0,008 \div 0,04 \text{ м}^{-1}$); $T_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла, с:

$$T_{\text{ц}} = l_p/v_p + l_n/v_n + (l_p + l_n)/v_o + t_c + t_o + 2 t_{\text{пов}};$$

l_p и l_n — длина пути соответственно при резании (6—10 м) и перемещении породы бульдозером, м; v_p , v_n и v_o — скорости трактора соответственно при резании ($v_p = 0,4 \div 0,5$), перемещении породы ($v_n = 0,9 \div 1,1$) и обратном ходе ($v_o = 1,1 \div 5$), м/с; t_c , t_o , $t_{\text{пов}}$ — время соответственно на переключение передачи (около 5 с), опускание отвала (1,5—2,5 с), поворот трактора (10 с);

- при планировочных работах Q' ($\text{м}^2/\text{ч}$) составит

$$Q' = 3600 L (b - a) K_b/Z (L/v + t_n),$$

где L — длина планируемого участка, м; b — ширина полосы за один проход, м; $a = 0,3 \div 0,5$ — часть ширины пройденной полосы, перекрываемой при последующем смежном проходе, м; $Z = 1 \div 2$ — число проходов по одному месту; $v = 0,8 \div 1,8$ — рабочая скорость при планировочных работах, м/с; $t_n = 8 \div 12$ — время, затрачиваемое на повороты при каждом проходе, с.

При планировании участка длиной 30—40 м целесообразно работать без разворота трактора, что позволяет значительно сэкономить время.

Навесной рыхлитель. Для рыхлителя следует выбирать схему работы с наиболее прямолинейными проходами и большими радиусами криволинейного движения, так как при работе на малых радиусах поворотов приходится полностью выглублять зубья, что снижает производительность рыхлителя.

На вязких и прочных породах, а также породах, трудно поддающихся рыхлению, для осуществления рыхления приходится проходить по одному и тому же месту два раза и более.

Теоретическая производительность $Q_{\text{т.р}}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$) рыхлителя находится по формуле

$$Q_{\text{т.р}} = 10^{-3} v_p B h_p / Z,$$

где v_p — расчетная скорость движения рыхлителя, км/ч; B — ширина (захват) слоя, разрушаемого одним или несколькими зубьями, м; h_p — средняя глубина рыхления, м; Z — число проходов по одному месту.

Ширина захвата одним зубом рыхлителя:

$$B = K_n [b + 2 h_p \operatorname{tg} \Psi + t (n_3 - 1)],$$

где $K_n = (0,85 \div 0,9)$ — коэффициент перекрытия; b — ширина зуба, м; $\Psi = 15 \div 60^\circ$ — угол скола породы, градус (большие значения для более мягких пород); t и n_3 — соответственно шаг (м) и число зубьев.

Скрепер. Техническая производительность $Q_{\text{тех}}$ (м³/ч) скрепера составляет

$$Q_{\text{тех}} = 3600 E K_n / (K_p T_{\text{ц}}), \quad (26.1)$$

где E — геометрическая вместимость ковша, м³; K_n и K_p — коэффициенты наполнения ковша ($K_n = 0,6 \div 1,25$) и разрыхления породы; $T_{\text{ц}}$ — продолжительность цикла, с:

$$T_{\text{ц}} = 3,6 (l_1/v_1 + l_2/v_2 + l_3/v_3 + l_4/v_4) + t_p + t_m,$$

l_1, l_2, l_3, l_4 — длина пути соответственно заполнения, транспортирования породы, разгрузки и возврата порожнего скрепера, м; v_1, v_2, v_3, v_4 — средние скорости движения скрепера соответственно при заполнении ковша, груженого, при разгрузке и порожнего, км/ч; t_p и t_m — затраты времени соответственно на развороты и маневрирование скрепера, с.

Путь набора породы скрепером

$$l_1 = E K_n K_p / (0,7 B t_c K_p),$$

где $K_n = 1,2 \div 1,5$ — коэффициент, учитывающий потери породы на призму волочения и боковые валики; B — ширина ковша, м; t_c — средняя толщина стружки, м.

Производительность скрепера с элеваторной загрузкой определяется по формуле (26.1) при $K_n = 1$.

Время наполнения t_1 (с) скрепера определяется, как

$$t_1 = E/B_c h_c \varphi_c K_c v_c,$$

где B_c и h_c — соответственно ширина и высота скребка, м; $\varphi_c = 0,8 \div 0,9$ — коэффициент заполнения межскребкового расстояния; K_c —

коэффициент, учитывающий угол наклона элеватора; v_c — скорость цепи элеватора, м/с.

Одноковшовые погрузчики. Техническая производительность $Q_{\text{тех}}$ (т/ч) одноковшового погрузчика при выполнении погрузочно-разгрузочных работ определяется по формуле

$$Q_{\text{тех}} = 3600 E \gamma K_n / [3,6 (l_k + S_2)/v_p + D_k^2 (h_k K_3 + h)/20 \Pi_T \eta_{об} + 3,6 S_1/v_x + t_o + t_n],$$

где γ — плотность породы, т/м³; K_n — коэффициент наполнения ковша; l_k — глубина днища ковша, м; S_1 и S_2 — расстояние соответственно при отходе машины для разгрузки ковша и при возвращении к штабелю, м; v_p и v_x — скорости соответственно внедрения ковша в штабелю и обратного холостого хода, км/ч; D_k — диаметр гидроцилиндра поворота ковша, см; Π_T — теоретическая подача насосов, л/мин; $\eta_{об}$ — объемный КПД; h_k и h — ходы штока гидроцилиндра ковша соответственно из положения внедрения до запрокинутого положения и полный, см; $K_3 \geq 2$ — коэффициент замедления заполнения ковша; t_o — время маневрирования транспорта, с (при челночном способе 5—6 с, с поворотом — равно нулю); t_n — время переключения передач и золотников гидрораспределителя, с.

26.2. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Управлять ВТМ могут только лица, знающие их устройство, правила уличного движения, освоившие навыки управления и имеющие соответствующее удостоверение на право управления одной из указанных выше машин. Ездить и работать разрешается только на исправных ВТМ. При движении по дорогам следует строго соблюдать правила движения, установленные для автотранспорта. При работе в темное время суток трактор и прицепная машина должны иметь передние фары для освещения пути и сигнальное освещение сзади. Для освещения скрепера при наполнении ковша на машине должна быть установлена задняя фара.

Нельзя оставлять ВТМ с работающим двигателем. Перед выходом из машины машинист обязан остановить ее на ровной

площадке без продольных уклонов, заглушить двигатель и затормозить ручным тормозом.

Двери кабины при движении машины должны быть закрыты. Категорически запрещается перевозить людей в ковше скрепера.

Во избежание опрокидывания скрепера при движении по неровностям и в опасных местах ковш после окончания разгрузки должен быть немедленно опущен. Не допускается работа скрепера при продольном уклоне более 18° . При работе на бульдозере запрещается подниматься на откос, если его крутизна превышает 25° , и опускаться при уклоне более 35° . Также запрещается работать на косогорах с поперечным уклоном более 30° ; во время дождя и на глинистых грунтах.

Категорически запрещается находиться под отвалом бульдозера, ковшом и заслонкой скрепера и под другими узлами и деталями машины, которые удерживаются фрикционными тормозами или гидроустройствами.

При осмотре, ремонте, очистке от грязи или другой операции следует устанавливать деревянные брусья под поднятые узлы, затем эти узлы опускать и, убедившись в прочности опор, при заглушенном двигателе выполнять требуемую операцию. Деревянные брусья при этом следует устанавливать так, чтобы нагрузка от бульдозера и передней заслонки скрепера не действовали вдоль их волокон.

Категорически запрещается накачивать шины воздухом сверх разрешенного максимального давления. Разбирать и собирать колеса следует только после того, как давление будет снято.

Накачивать шины размером 14.00—20.00 и более непосредственно на машине не разрешается. Для этого шина должна быть снята и помещена в специальный ящик.

Запрещается подогревать двигатель открытым пламенем, находиться под машиной при работающем двигателе и вблизи гибких рукавов гидропривода, так как рукав может лопнуть.

Категорически запрещается осуществлять осмотры или вести монтажно-демонтажные, наладочные, регулировочные и ремонтные работы при работающем двигателе.

Заправлять машины горючими и смазочными материалами следует днем или при нормальном электрическом освещении. При заправке категорически запрещается курить, зажигать спички,

пользоваться керосиновыми и неисправными электрическими фонарями. Для исключения образования искры следует тщательно проверять изоляцию электрической проводки и исправность контактов.

При работе с ядовитыми смесями, заливаемыми зимой в систему охлаждения (антифризами), следует быть особенно осторожными. В отличие от воды антифризы не замерзают при температуре ниже 0°C , поэтому при неаккуратном обращении с ними можно получить обморожение.

РАЗДЕЛ V

**МАШИНЫ
ДЛЯ
ГИДРО-
МЕХАНИЗАЦИИ**

Глава 27

ГИДРОМОНИТОРЫ И ЗЕМЛЕСОСНЫЕ СНАРЯДЫ

27.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Способ механизации земляных и горных работ, при котором все или основная часть технологических процессов осуществляется за счет энергии движущегося потока воды, называется гидромеханизацией. В гидромеханизации используется оборудование различных конструкций и назначения: гидромониторы, насосы, землесосы и др.

Разрушение горной породы водой производится двумя способами: размывом напорной струей или размывом самотечным потоком, поступающим к всасывающей трубе землесоса.

При размыве напорной струей вода насосом по водоводу подается к гидромонитору, из насадки которого под давлением и со скоростью до 80 м/с направляется на забой и разрушает его.

Размытая порода вместе с водой образует гидросмесь, которая называется пульпой. Она характеризуется консистенцией, под которой понимают соотношение твердой и жидкой фаз в пульпе (T/J). Различают объемную консистенцию и массовую. Первая определяется отношением объема породы к естественной пористости к объему воды, а вторая — соотношением масс породы и воды.

Образовавшаяся пульпа стекает по почве к зумпфу, откуда засасывается грунтонасосом (землесосом) и по трубам перекачивается к месту укладки (гидроотвалу), где она отстаивается. При отстаивании порода отделяется от воды и остается в отвале, а осветленная вода через водосборный колодец по канаве попадает к насосной станции для повторного использования или сбрасывается в естественный водоисточник. Для самотечного движения пульпы от забоя до зумпфа подошве уступа придается уклон, вследствие чего часть породы остается неразмытой, образуя недомыв. Последний убирается бульдозерами или экскаваторами, укладывающими породу в отвал, смыаемый струей гидромонитора в зумпф.

Интенсивность размыва характеризуется объемом горной породы, размываемой 1 м³ воды. Увеличение высоты уступа до оп-

ределенного предела увеличивает интенсивность размыва. Она также возрастает с увеличением расхода воды, уменьшением расстояния от гидромонитора до забоя и повышением компактности струи. Повышение давления струи гидромонитора целесообразно только до определенного оптимального предела.

Разрушение горной породы потоком, притекающим к всасывающей трубе, происходит при разработке забоя плавучим землесосным снарядом (землесосом). Установленный на понтоне землесос засасывает по трубе воду вместе с породой и нагнетает пульпу в напорный трубопровод, от которого она по трубопроводу, уложенному на поплавках, транспортируется к месту укладки. Во всасывающую трубу вовлекаются только частицы, расположенные в зоне всасывания, где скорость потока достаточна для преодоления сцепления частиц между собой и их веса. Связные породы таким способом разрушаются очень плохо, поэтому землесосные снаряды снабжаются рыхлителями.

Гидромеханизация при открытой добыче полезных ископаемых имеет относительно небольшое распространение.

27. 2. КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКЦИИ ГИДРОМОНИТОРОВ

Гидромонитор — устройство для создания напорных водяных струй и управления их движением с целью разрушения и смыва горных пород.

Классификация гидромониторов. По своим конструктивным особенностям гидромониторы классифицируются по следующим признакам:

- способу управления — с ручным и дистанционным управлением;
- способу передвижки — самоходные (передвигаемые вручную, тракторами, лебедками и другими способами), на салазках или волокушах-платформах и самоходные;
- рабочему расстоянию — дальнего и ближнего боя;
- рабочему давлению — с низким (до 1,2 МПа) и высоким (более 1,2 МПа).

Наиболее широкое распространение на карьерах имеют самоходные гидромониторы дальнего боя (высоконапорные) с ручным или дистанционным управлением. Самоходные гидромониторы в настоящее время находятся на стадии освоения.

Гидромониторы с ручным управлением должны быть легко управляемыми усилием одного человека, обеспечивать минимальные потери давления воды, компактность вылетающей струи и сохранение ее на пути до забоя, а также иметь небольшую массу.

Несамоходный гидромонитор дальнего боя с ручным управлением показан на рис. 27.1, *а*. Его основными частями являются: нижнее 1 и верхнее 2 колена, ствол 3, насадка 4, шарниры 5 и 6 для поворота ствола гидромонитора соответственно в горизонтальной (относительно неподвижного нижнего колена) и вертикальной (подъем и опускание ствола) плоскостях. Нижнее колено через фланец присоединяется к трубопроводу (водоводу). Гидромонитор установлен на саях 8, под которые часто подкладывают опорный лист с загнутыми краями.

Создание компактной нераспыляющейся струи достигается с помощью ствола со струенаправляющими внутренними ребрами 9 и насадки с отшлифованной внутренней поверхностью. Для поворота ствола применяется водило 7, к свободному концу которого в большинстве случаев крепится противовес, предназначенный для уравнивания ствола.

Шаровой шарнир (рис. 27.1, *б*) состоит из пустотелого усеченного шара 11 и соединяемого с ним оголовка 12, имеющего также внутреннюю шаровую поверхность. Шар крепится к верхнему колену 2, имеющему кронштейны 13, с помощью двух соединительных пальцев 10, выполняющих роль разрезной оси для поворота.

Горизонтальный шарнир 5 позволяет поворачиваться в горизонтальной плоскости верхнему колену 2 относительно неподвижного колена 1 на 360° на упорном подшипнике.

По длине ствол гидромонитора разделен на две части, каждая из которых снабжена своими направляющими ребрами, смещенными по отношению к положению ребер в другой части на 60° .

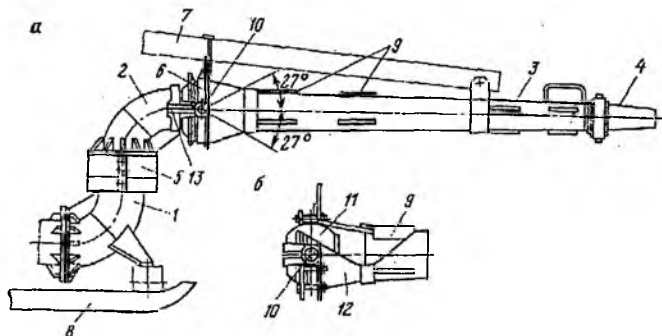


Рис. 27.1. Гидромонитор дальнего боя с ручным управлением:

а — общая схема; *б* — шаровой шарнир

Для управления гидромонитором к стволу крепятся деревянные или металлические рычаги (води́ла). Ствол гидромонитора в вертикальной плоскости может быть опущен на $18\text{--}27^\circ$ или поднят на $27\text{--}40^\circ$ по отношению к горизонтали. Длина насадки устанавливается не менее $2\text{--}2,5$ диаметров выходного отверстия. Выходное отверстие насадки переходит в цилиндрическую часть длиной не менее одного диаметра. Цилиндрическая часть насадки служит для заключительного формирования струи и придания ей устойчивой формы при выходе из проточного канала гидромонитора.

Технические характеристики гидромониторов с ручным приводом приведены в табл. 27.1.

На открытых работах наибольшее распространение получили гидромониторы ГМН-250С.

Гидромониторы с дистанционным и автоматическим управлением. В последние годы разработаны специальные гидромониторы с гидравлическим и электрогидравлическим дистанционным управлением.

Гидромониторная установка с дистанционным электрогидравлическим управлением (рис. 27.2) состоит из одного или двух гидромониторов 1 типа ГМД-250, насосной станции 6, переносного пульта управления 7 и кабины 8. Пульт управления связан с гидроприводом рукавами 4 высокого давления. Поворот ствола в горизонтальной и вертикальной плоскостях выполняется соответственно гидроцилиндрами 2 и 3. Источник энергии для питания насоса гидросистемы — энергия напора воды в водоводе, вращающая его приводную турбинку.

Шарнир 10 горизонтального поворота имеет гидрозамок 5, обеспечивающий стопорение наружной обоймы шарнира относительно кольца, установленного на нижнем неповоротном колене. При разъединенном замке гидроцилиндр 3 поворачивает только кольцо, производя перехватные операции, а ствол при этом остается неподвижным или может быть повернут вручную на требуемый угол. При закрытии замка кольцо каретки соединяется с обоймой шарнира и поворот ствола осуществляется гидроцилиндром. При двух перехватах ствол может быть повернут на 360° . Гидромонитор монтируется на салазках 9.

На гидромониторах ГМДУ-250 применяются электрогидравлические системы дистанционного управления с пульта, устанавливаемого на расстоянии до 30 м. Электропровод системы, насос и маслобак располагаются непосредственно у гидромонитора на специальном патрубке, соединенном с нижним коленом.

Таблица 27.1

Технические характеристики гидромониторов

Параметры	ГМН-250С*	ГМД-250	ГМДу-250	ГМСШД-300	ГМСШД-500
Диаметр входного патрубка нижнего колена, мм	250	250	250	300	500
Диаметр насадок, мм	52—105	80—125	80—125	100—140	140—220
Длина ствола, мм	2285	2320	2235	10000	18000
Рабочее давление у насадки, МПа	1,5	2,5	2,0	3,0	3,0
Угол поворота ствола в плоскости, градус:					
горизонтальный	360	345	360	330	330
вертикальный	±27	±30	±35	+35; -6	+35; -2
Габариты, мм:					
длина	3355	4420	4480	14200	20000
ширина	540	2190	1250	3940	3940
высота	1540	1640	1600	3110	4350
Расход воды (не более), м³/ч	1600	2750	2340	4000	7000
Способ передвижения	—	—	—	Шагающий	
Масса, т	0,187	1,04	1,03	24	29
ПРИМЕЧАНИЕ: * С ручным управлением, остальные — с дистанционным					

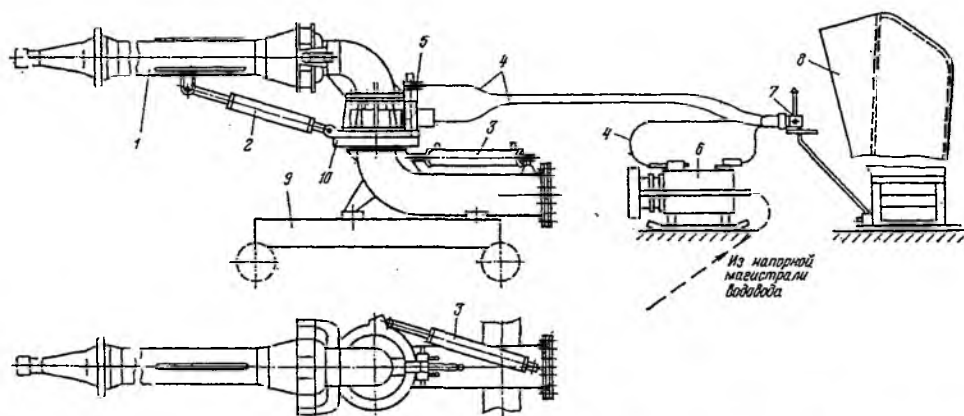


Рис. 27.2. Гидромонитор ГМД-250 с гидравлическим дистанционным управлением

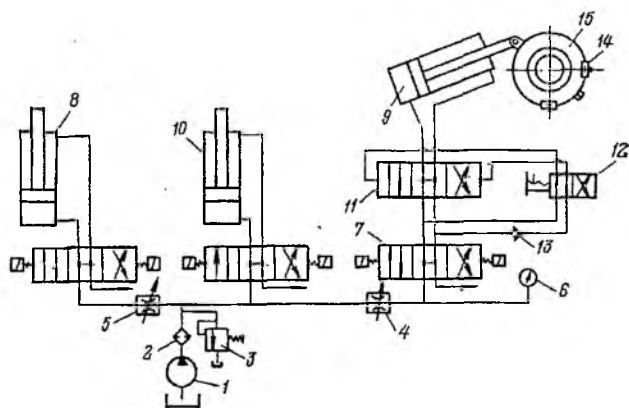
Исполнительные механизмы системы управления (гидроцилиндры) соединяются с насосом и маслобаком резиновыми маслостойкими рукавами и образуют замкнутую электрогидравлическую систему (рис. 27.3), изолированную от внешней среды.

Гидропривод состоит из электродвигателя с шестеренчатым насосом 1, фильтра 2, предохранительного клапана 3 (на давление 2,5 МПа), двух дросселей 4 и 5, манометра 6, трех четырехходовых реверсивных распределителей 7 с электрическим управлением исполнительными цилиндрами гидромонитора. Для поворота ствола в вертикальной плоскости служит гидроцилиндр 8, а в горизонтальной плоскости — гидроцилиндр 9. Увеличение угла поворота в горизонтальной плоскости гидромонитора возможно с помощью каретки с гидравлическим зажимом, управляемым гидроцилиндром 10.

При необходимости автоматического реверсивного поворота в горизонтальной плоскости в пределах до 115° предусмотрено устройство, которое состоит из распределителя 11, крана управления 12, обратного клапана 13 и упоров 14, установленных на каретке 15. Включение автоматического устройства осуществляется крестовым переключателем, расположенным на пульте управления.

Управление гидромонитором осуществляется путем нажатия пусковой кнопки, включающей электродвигатель гидросистемы. Перемещение ствола гидромонитора в горизонтальной и вертикальной плоскостях происходит при замыкании крестовым переключателем цепей катушек распределителей, в результате чего масло подается в ту или иную полость гидроцилиндра.

Рис. 27.3. Схема электрогидравлической системы привода гидромонитора



Автоматическое реверсирование переключения ствола в горизонтальной плоскости осуществляется при установке крестового переключателя в положение «Влево». При этом масло через реверсивные распределители 7 и 11 поступает в соответствующую полость гидроцилиндра 9 горизонтального поворота ствола и одновременно через кран управления 12 — к правому торцу распределителя 11, фиксируя последний в крайнем левом положении. Когда кулачок, закрепленный на каретке, повернет кран управления в другое положение, масло поступит к левому торцу распределителя 11 и переместит последний в крайнее правое положение. Распределитель направляет поток масла в другую полость гидроцилиндра поворота ствола. В конце поворота другой кулачок снова повернет кран управления в первоначальное положение, и цикл повторится. Смещение рабочего сектора ствола в ту или иную сторону производится путем отжатия гидрозажима, поворота подвижной части каретки относительно подвижной части гидромонитора на необходимый угол и фиксации ее в данном положении.

С увеличением водопроизводительности гидромониторов растет их масса, в связи с чем появилась необходимость оснащать их шагающим ходовым устройством (рис. 27.4).

Шагающее ходовое устройство 1 данного гидромонитора с полным отрывом базы 2. Шагающая ходовая часть состоит из двух лыж и гидроцилиндров подъема, перемещения и поворота. По принципу действия шагающее ходовое оборудование гидромонитора отличается от экскаваторного тем, что база и сам гидромонитор во время шагания сохраняют горизонтальное положение.

Гидромониторы на шагающем ходу типа ГМСДШ имеют дистанционное управление и предназначаются в первую очередь для разработки вскрышных (связных) глинистых пород. Их ходовая часть и ствол смонтированы на платформе. Движение ствола

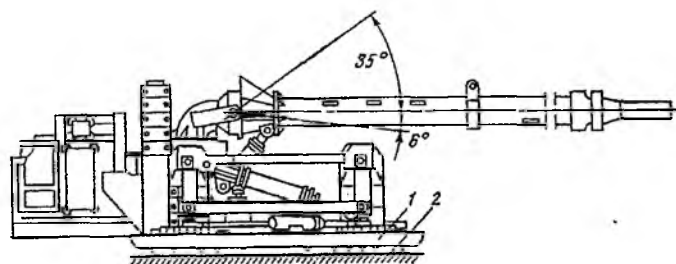


Рис. 27.4. Самоходный гидромонитор ГМСДШ-300 на шагающем ходу

в горизонтальной и вертикальной плоскостях осуществля-

ется с помощью гидроцилиндров. Для повышения эффективности размыва пород ствол во время работы автоматически покачивается в горизонтальной плоскости. Угол покачивания регулируется с пульта управления.

Самоходные гидромониторы рассчитаны на работу по схеме «один гидромонитор — один грунтонасос (землесос)».

Для последующего транспортирования разрушенной и смытой в зумпф породы используют автономные гидротранспортные установки, состоящие из грунтовых насосов, всасывающих и транспортных трубопроводов и системы управления.

27.3. КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКЦИИ ЗЕМЛЕСОСНЫХ СНАРЯДОВ

Землесосный снаряд представляет собой плавучую землеройно-транспортирующую машину непрерывного действия, предназначенную для подводной разработки пород гидравлическим способом. Все его оборудование — грунтонасос, двигатель, всасывающий и напорный трубопроводы, механизмы передвижения, а также вспомогательное оборудование монтируются на понтонах.

Землесосные снаряды классифицируются:

- по силовому оборудованию — на электрические и дизельные;
- по производительности Q_z ($\text{м}^3/\text{ч}$) — малой мощности ($Q_z \leq 100 \text{ м}^3/\text{ч}$), средней ($Q_z = 100 \div 500 \text{ м}^3/\text{ч}$) и большой ($Q_z \geq 500 \text{ м}^3/\text{ч}$).

На открытых горных работах применяются земснаряды, главным образом с электрическим приводом.

Технические характеристики землесосных снарядов приведены в табл. 27.2.

В обозначении землесосного снаряда первая группа цифр указывает его среднюю часовую производительность по породе в кубических метрах, вторая группа цифр — развиваемый напор в метрах водяного столба.

Технические характеристики землесосных снарядов

Параметры	180-60	200-50БР	300-4АИ	300-50ТМ	300-40УП	500-60МА
Производительность на грунтах категории II (не более), м ³ /ч	200	250	420	420	420	650
Глубина разработки (не более), м	10	8	11	15	6	15
Установленная мощность двигателей, кВт	900	830	2029	2550	2300	3450
Осадка в рабочем состоянии, м	0,86	0,93	1,1	1,57	1,5	1,64
Диаметр фрезы, м	1,26	1,45	1,9	1,96	1,96	2,4
Частота вращения (не более), мин ⁻¹	29,6	20	24	25,6	12	25,6
Мощность привода фрезы, кВт	65,4	75	175	320	250	320
Масса земснаряда без плавучего трубопровода, т	150	145	290	480	385	510

Плавучий землесосный снаряд (рис. 27.5) представляет собой судно с надстройкой. Для удержания земснаряда на рабочем месте и осуществления его рабочих движений служат свайный аппарат 11 и лебедка поворота 13, позволяющие производить веерообразные перемещения всасывающего устройства и поступательное движение земснаряда.

Для перемещения земснаряд закрепляется на одной из двух свай свайного аппарата 11. Постепенным разматыванием и сматыванием соответствующих заякоренных канатов 15 земснаряд поворачивается вокруг опорной сваи. При этом выемка грунта производится по дуге окружности, очерчиваемой в плане концом всасывающего патрубка (рис. 27.6). После перемещения всасывающего патрубка по всей ширине забоя первая свая поднимается, а на дно водоема опускается вторая свая. В результате конец всасывающего патрубка может описывать дугу окружности вокруг нового центра, смещенного относительно первого в направлении рабочего перемещения земснаряда. Перемещая таким образом опору с одной сваи на другую, получают необходимые рабочие траектории земснаряда.

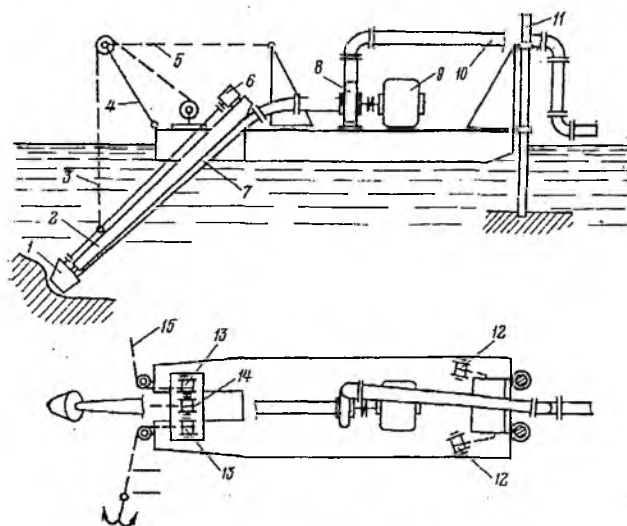


Рис. 27.5. Схема плавучего землесосного снаряда:

1 — рыхлитель; 2 — рама рыхлителя; 3 — полиспаст подвески рамы рыхлителя; 4 — укосина; 5 — подвески укосины; 6 — двигатель рыхлителя; 7 — всасывающий патрубок; 8 — грунтовый насос; 9 — двигатель грунтового насоса; 10 — напорный пульпопровод; 11 — свайный аппарат; 12 — сваеподъемная лебедка; 13 — лебедка поворота; 14 — лебедка подъема рамы рыхлителя; 15 — якорный канат

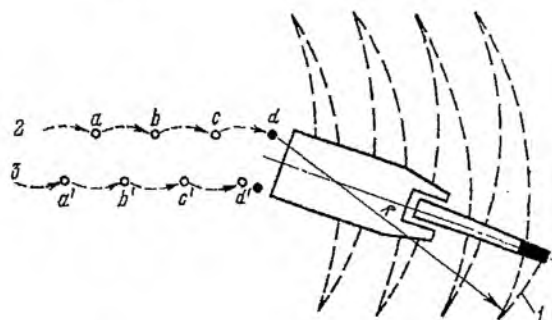


Рис. 27.6. Рабочие траектории земснаряда:

1 — рыхлитель со всасывающим патрубком; 2 — левой свай; 3 — правой свай. $a, b, c, d, a', b', c', d'$ — точки установки свай

Для подъема и опускания свай применяют несколько способов захвата. На небольших земснарядах свая захватывается за верхний конец с помощью клещевого зажима, а на крупных применяется фрикционный захват свай.

Лебедка поворота служит также для поддержания непрерывного контакта всасывающего устройства с породным массивом и создания необходимого давления для механического разрушения породы рыхлителем.

Грунтонасосы землесосных снарядов имеют ограниченную высоту всасывания. При увеличении глубины разработки часто используют погружные грунтонасосы, которые располагают вместе с электродвигателем в герметичном корпусе. Электродвигатели могут оставаться над поверхностью воды, тогда соединение их с грунтонасосом осуществляется длинными валами с карданными шарнирами.

Во всасывающей трубе часто устанавливаются инжестирующие устройства с насосами струйного типа.

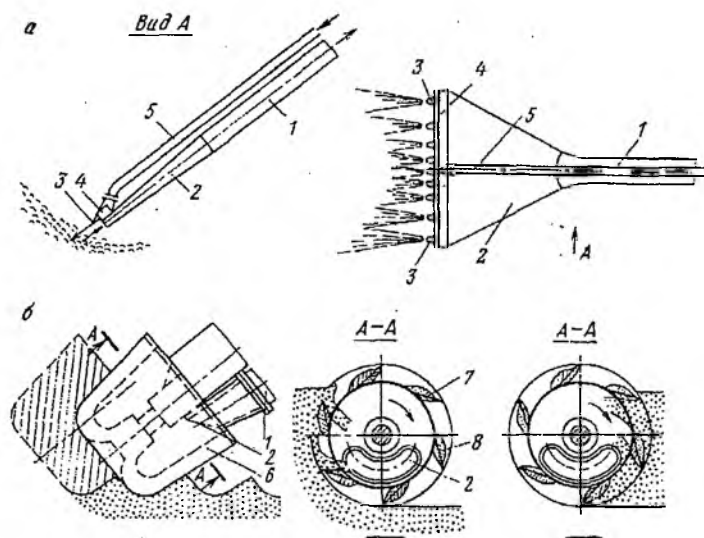


Рис. 27.7. Рабочие органы земснарядов:

а — схема разрушения забоя струйным способом; *б* — то же, механическим с использованием фрезерных рыхлителей;

1, 2 — всасывающая труба и патрубок; 3 — сопла; 4 — коллектор; 5 — труба для подачи воды; 6 — фреза; 7 — ножи; 8 — ребро ступицы

Процесс разрушения пород грунтонасосами осуществляется за счет энергии потока воды, засасываемой насосом. Необходимая скорость потока для песка составляет 0,35—0,7 м/с, для гравия — более 2,5 м/с. Разработка глинистых пород способом размыва свободным засасыванием затруднена, поэтому для интенсификации процесса около всасывающей трубы 1 устанавливают (рис. 27.7, *а*) сопла 3, через которые подают под давлением разрушающую породу воду.

Для разработки более крепких пород с каменистыми включениями используют фрезерные рыхлители (рис. 27.7, *б*). Разрушенная лопастями фрезы порода всасывается через трубу 2. Подрезание породы фрезами может осуществляться как снизу вверх, так и сверху вниз. Второй способ менее эффективен. Кроме фрезерных рыхлителей используют цепные, черпаковые, шнековые и роторные.

Цепные рыхлители используются при разработке пород, содержащих валуны, в водоемах глубиной до 15 м.

Черпаковые рыхлители по конструкции аналогичны рабочему органу цепного экскаватора. Порода, переносимая черпаками в область всасывания, засасывается землесосом, а крупные включения выносятся черпаками в выработанное пространство.

Шнековый рыхлитель состоит из двух шнеков, правой и левой спирали и направляющего щитка, по которому шнеки перемещают породу к всасу. Недостаток шнековых рыхлителей — невозможность работы всасывающего устройства при боковой подаче.

Роторные рыхлители по конструкции сходны с ротором экскаватора. В середину ротора рыхлителя входит всасывающая труба, куда черпаками ротора подается разрыхленная порода. Эти рыхлители хорошо работают по плотным породам с высокой консистенцией пульпы.

На землесосном снаряде помимо всасывающего имеется и напорный трубопровод. Последний состоит из трех участков: находящегося на земснаряде, плавучего и сухопутного пульпопроводов. Каждое звено плавучего пульпопровода состоит из понтона, трубы, шарового соединения, ходового трапа и кронштейнов для укладки силового кабеля.

Понтон земснаряда представляет собой плоскодонное судно сварной конструкции.

27.4. РАСЧЕТ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Объем воды, необходимый для разработки и транспортирования определенного объема породы, в гидромеханизации принято называть удельным расходом воды.

Часовая производительность гидромонитора по породе $Q_{\text{п}}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяется по формуле

$$Q_{\text{п}} = Q_{\text{в}}/q,$$

где $Q_{\text{в}}$ — производительность гидромонитора по воде, $\text{м}^3/\text{ч}$; q — удельный расход воды, т. е. расход воды в кубических метрах на 1 м^3 размытой породы, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

Среднесменная производительность гидромонитора по породе

$$Q_{\text{с}} = Q_{\text{п}} t K_{\text{в}},$$

где t — число рабочих часов в смене, ч; $K_{\text{в}} = 0,67 \div 0,9$ — коэффициент использования установки по времени.

Потребная подача насоса $Q_{\text{н}}$ ($\text{м}^3/\text{ч}$) определяется производительностью по воде гидромониторов, обслуживаемых данным насосом:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{в}} \text{ или } \sum Q_{\text{н}} = \sum Q_{\text{в}}.$$

Необходимый напор насоса H_v (Па) определяется по уравнению

$$H_v = 10^4 \cdot (h_r + h_v + h_m + \eta_i + \eta_m + \eta_v + \eta_r),$$

где h_r — геометрическая высота подъема воды (разность высотных отметок оси насоса и ствола гидромонитора), м; h_v — геометрическая высота всасывания (разность отметок оси насоса и уровня воды в водоеме), м; h_m — необходимый напор перед насадкой гидромонитора (определяется в зависимости от свойств породы), м; η_i , η_m , η_v , η_r — местные потери напора соответственно по длине трубопровода; в коленах, задвижках, шарнирах, клапанах, компенсаторах; во всасывающем трубопроводе и гидромониторе, м.

Производительность землесоса Q_z (м³/ч) по гидросмеси (пульпе) определяется из выражения

$$Q_z = Q_n (1 - m + q),$$

где m — пористость грунта (для песчаных пород — 0,36, для глинистых — 0,4).

Необходимый напор H (Па) землесоса определяют по формуле

$$H = 10^4 \cdot (h_r + h_v + h_m + \eta_i + \eta_v).$$

27.5. ТРЕБОВАНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ГИДРОМОНИТОРНЫХ И ЗЕМЛЕСОСНЫХ РАБОТАХ

К управлению гидромонитором при разработке пород на карьерах могут допускаться рабочие не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование, обученные по программе и имеющие удостоверение об окончании курса по специальности гидромониторщика и сдаче экзамена по техническому минимуму и безопасности ведения работ, выданное квалификационной комиссией.

Независимо от курсового обучения и прохождения вводного инструктажа по технике безопасности должен быть проведен инструктаж непосредственно на рабочем месте. Инструктаж проводится также при переводе гидромониторщика из одного забоя в другой.

При гидромониторных работах опасность представляют обвалы породы, неправильное обращение с механизмами, удары водяной струи, поражение электрическим током, неправильная организация такелажных работ.

Во избежание несчастных случаев в результате обвала породы при гидромониторном размыве не допускается установка гидромониторов с ручным управлением на расстоянии от забоя менее 0,8 высоты уступа.

Передвижение оборудования в забое допускается только после тщательного осмотра забоя и ликвидации козырьков и нависаний.

Территория участка гидромониторных работ на расстоянии не менее полуторной дальности полета струи гидромонитора должна быть ограждена знаками, предупреждающими об опасности пребывания людей в этой зоне.

Удар водяной струей может произойти при случайном резком повороте ствола гидромонитора в направлении находящегося в карьере человека. Во избежание этой опасности перед началом работы гидромонитора из радиуса действия его струи должны быть выведены все люди, а с рабочего места гидромониторщика — лица, не имеющие отношения к его работе. Для исключения несчастных случаев, вызванных разрывами гидромониторов, запорной арматуры и трубопроводов, не допускается превышение давления, установленного инструкцией по эксплуатации.

Установки гидромеханизации до пуска в эксплуатацию должны быть испытаны под давлением, превышающим нормальное рабочее (для труб на 30 %, для гидромонитора на 30—50 %, для насосов и землесосов на 80 %). Рабочее давление в гидромониторе не должно превышать установленного для применяемого оборудования.

Так как поражение электрическим током может произойти от соприкосновения струи гидромонитора с электрическими проводами, находящимися под высоким напряжением, гидромонитор должен быть расположен от линии электропередачи на расстоянии не менее двухкратной дальности полета струи. В отдельных случаях при условии обязательного согласования с органами госгортехнадзора разрешается работа гидромонитора на более коротком расстоянии от высоковольтной линии электропередач, но при этом должны быть установлены ограничители поворота и подъема ствола.

Особую осторожность следует соблюдать при обслуживании зумпфа землесосной установки, так как в нем скапливается пульпа и поверхность зумпфа в ряде случаев трудно отличить от поверхности подошвы уступа. В месте укладки пород несчастный случай возможен на свеженамытом участке (там, где он полностью не уплотнился) или в отстойнике. Рабочим, обслуживающим участок

намыва, необходимо соблюдать осторожность, особенно на участках, намытых из супесчанистых, суглинистых и глинистых пород. При сухой и ветреной погоде на поверхности участка, намытого из этих грунтов, образуется легкоразрушаемая корка.

Оператору гидромонитора запрещается: загромождать и захламлять рабочую площадку; устанавливать гидромонитор вдоль откосов и неукрепленных вертикальных стенок в пределах призмы обрушения породы; работать на гидромониторе с неисправным манометром или без него; работать на гидромониторе во время грозы; подтягивать болты в соединениях трубопроводов при наличии в них давления; оставлять борта отработанных участков с откосами, превышающими угол естественного откоса; оставлять работающий гидромонитор без надзора даже на короткое время.

Глава 28

ДРАГИ

28.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Драгой называется плавучая горная машина, предназначенная для разработки россыпных рудных месторождений и отделения металлов от пустой породы. Драга состоит из следующих основных частей: черпающего (драгирующего) устройства, обогатительного оборудования, гале- и эфелеудаляющих устройств, механизмов перемещения, оборудования для водоснабжения и водоотлива, механизмов управления, силового оборудования и понтона с надстройкой.

Драги подразделяются на два класса: континентальные (для разработки материковых месторождений), монтирующиеся, как правило, на плоскодонном понтоне (судне), и морские (для разработки месторождений прибрежной зоны и в глубинной части акватории крупных озер, морей и океанов), монтирующиеся на килевых самоходных или буксируемых судах, обеспечивающих их эксплуатацию при штормовом волнении.

В зависимости от особенностей конструктивного исполнения драги могут классифицироваться по следующим признакам:

- *виду энергии*, используемой приводными механизмами, — электрические, дизель-электрические, дизельные и паровые;
- *возможной глубине выемки* (черпания) пород ниже уровня воды в разрезе — малой глубины (до 6 м), средней (до 18 м), глубокой (до 50 м) и сверхглубокой (свыше 50 м);
- *роду драгирующего аппарата* — многочерпаковые с прерывистой черпаковой цепью (с холостым звеном); то же, со сплошной черпаковой цепью; с грейферным ковшом; с ковшом драглайна; с роторным колесом;
- *вместимости черпака* — малолитражные (до 100 л), среднелитражные (100—250 л) и крупнолитражные (свыше 250 л);
- *способу передвижения* (маневрирования) — канатно-свайные, канатно-якорные.

В современной практике разработки россыпных месторождений наибольшее распространение получили многочерпаковые

драги с черпаками вместимостью 50—600 л и предельной глубиной черпания до 50 м.

28.2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И КОНСТРУКЦИИ МНОГОЧЕРПАКОВЫХ ДРАГ

Многочерпаковая драга состоит из рабочего, обогатительно-сортировочного и отвалообразующего оборудования, понтона, металлоконструкций надстройки, механизмов передвижения и маневрирования, систем жизнеобеспечения — тепло- и водоснабжения, систем управления и автоматического контроля.

Черпаки 1 (рис. 28.1), огибая нижний барабан 2, зачерпывают песок и, пройдя по черпаковой раме 3, разгружаются при обходе верхнего приводного барабана 4. Выгружающийся из черпаков песок падает в завалочный люк 5 и из него — в бочку 6. Часть песка, просыпавшаяся в зазор между черпаками и загрузочным люком, попадает на подчерпаковый уловитель 7.

Бочка 6 (бутара) представляет собой стальной цилиндр с перфорированными стенками, в котором попадающий в нее песок перемещается слева направо. Мелкие фракции песка (эфели) проваливаются через отверстия вниз и попадают на поперечные шлюзы 8. Более крупные фракции (гали) через галечный лоток 9 выходят из бочки, попадают на ленточный конвейер 10 и далее поступают в отвал. Мелкие фракции песка проходят через обогатительные шлюзы, где от породы отделяется полезное ископаемое, и по хвостовым эфельным колодам 11 стекают в отвал.

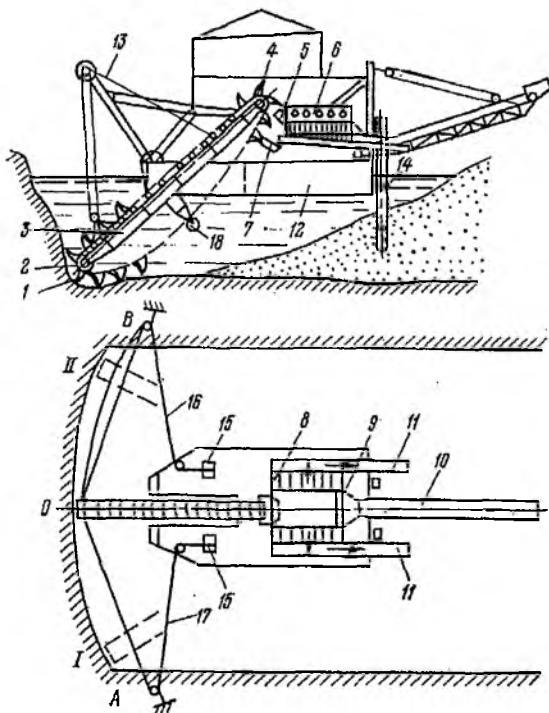


Рис. 28.1. Конструктивная схема
многочерпаковой драги

Все оборудование драги смонтировано на понтоне 12. Черпаковая рама на канатах подвешена к передней мачте 13, а отвальный конвейер — к задней. Во время работы драга непрерывно перемещается (маневрирует) для поддержания контакта черпаков с забоем.

Маневрирование драги осуществляется с помощью двух свай 14 и лебедок 15. Правая лебедка, навивая канат 16, конец которого закреплен на берегу, поворачивает драгу вокруг опущенной правой сваи (левая свая поднята) из положения I в положение II. Во время поворота черпаковая цепь отрабатывает часть забоя (АОВ). В положении II опускается левая свая и поднимается правая. С помощью каната 17 драга поворачивается в обратном направлении. При этом происходит не только поворот, но и перемещение драги вперед (подшагивание) и отработка новой части забоя.

Рабочее оборудование (драгирующий аппарат) состоит из черпаковой рамы с подчерпаковыми роликами, черпаковой цепи, рамного подъемника и главного привода. Принципиальное устройство и действие этих узлов не отличаются от аналогичных узлов цепного многоковшового экскаватора. Главное отличие — в большей прочности всех элементов драгирующего аппарата, обусловленной тем, что черпающий аппарат драги должен разрушать (зачищать) коренные породы и подстилающие пески.

Черпаковая рама представляет собой массивную стальную балку 1 (рис. 28.2) сварной или клепаной конструкции, состоящую из пяти—девяти секций, массой и размерами удобных для транспортирования. Нижние концевые отливки рамы служат опорами для нижнего черпакового барабана 2, а также местом крепления носовых маневровых канатов и тяг 3 подвеса. В верхней части рамы прикреплены литые наконечники, на которых рама вращается в подшипниках верхнего черпакового барабана 4. На верхнем поясе черпаковой рамы на расстоянии 15—25 м устанавливаются подчерпаковые ролики 5. Они выполняются в виде цилиндра диаметром 300—400 мм. Материал рамы — низколегированная сталь 10ХСНД. Снизу к раме крепится барабан 18 (см. рис. 28.1) для поддержки цепи.

Черпаковая цепь состоит из цельнолитых черпаков (см. рис. 28.2), изготавливаемых из марганцовистой стали 110Г13Л. Черпаки снабжены съемными козырьками, отлитыми из той же стали и соединяющимися с черпаками посредством заклепочного или сварного соединения (последнее более распространено).

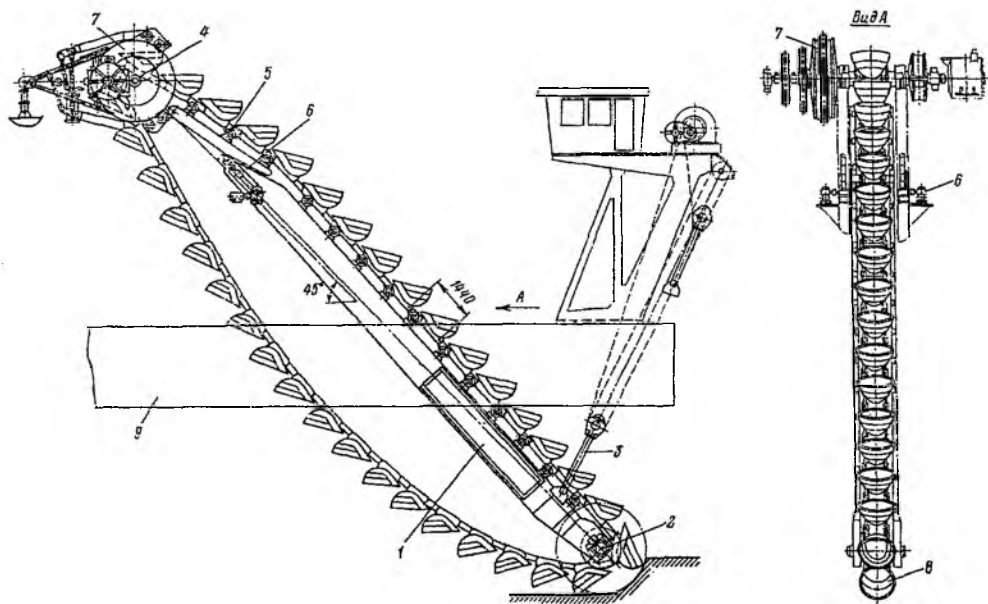


Рис. 28.2. Рабочий орган драги с черпаком вместимостью 500 л

Черпаковые цепи драг бывают прерывистыми и сплошными. В прерывистой цепи черпаки 8 соединяются между собой планками. Такие цепи применяются на малых драгах. В сплошной цепи черпаки проушинами соединяются один с другим посредством пальцев, изготовляемых из стали 38ХНЗМ. Натяжение черпаковой цепи осуществляется механизмом 6 (см. рис. 28.2).

Приводные барабаны (верхние) бывают чаще всего пяти- или шестигранными. По поверхностям, соприкасающимся с черпаками, они армируются сменными износостойкими накладками. Нижние барабаны бывают многогранными или круглыми.

Главный привод предназначен для приведения в движение черпаковой цепи при работе драги. Конструктивно двуплечий главный привод современных драг состоит либо из планетарного привода с кулачковым предохранительным устройством 7 (см. рис. 28.2), либо из двух или четырех заблокированных и синхронно работающих электродвигателей, установленных симметрично с каждой стороны вала верхнего черпакового барабана, с которым они могут быть соединены посредством клиноременных, редукторных или открытых зубчатых передач.

Эластичная клиноременная передача создает плавность работы привода и обеспечивает смягчение и гашение динамических

нагрузок, воспринимаемых приводом при работе драги на тяжелых породах за счет проскальзывания ремней на барабанах при стопорении ковшовой цепи, что предопределило ее широкое применение во многих приводных устройствах современных драг.

Принцип действия и конструкция обогатительного оборудования изучаются в специальных курсах и в данном учебнике не рассматриваются.

Отвалообразующее оборудование состоит из сбросных лотков для удаления пустых пород в забортное пространство и конвейерного отвалообразователя (стакера). Последний часто устанавливается в тонкостенной несущей трубе большого диаметра. Внутри такой трубы размещаются ходовые трапы и площадки для ремонта.

Металлоконструкция включает в себя главные фермы (суперструктуру), переднюю и заднюю мачты и надпалубную надстройку.

Понтон 9 (см. рис. 28.2) представляет собой металлическое плоскодонное судно сварной или клепаной конструкции, предназначенное для поддержания драги в плавучем состоянии и размещения на нем оборудования.

Для предохранения углов понтона от ударов о борта забоя и удобства маневрирования драги со стороны носовой части, с боков и кормовой части у днища понтона делаются скосы.

Трюм понтона делится водонепроницаемыми переборками на отсеки. В трюме размещаются аварийные насосы, компрессоры и другое вспомогательное оборудование.

Условие плавания понтона определяется равенством

$$m_d = \gamma_0 V,$$

где m_d — масса драги, т; γ_0 — плотность воды, т/м³ (обычно принимается 1 т/м³, хотя загрязненная вода, в которой плавает драга, может иметь $\gamma_0 = 1,05 \div 1,1$ т/м³); V — водоизмещение (м³), определяемое зависимостью

$$V = Fh,$$

здесь F — площадь грузовой водяной линии, м²; h — осадка понтона, м.

Запас плавучести определяется полной высотой понтона, которая должна быть больше его осадки на высоту надводного борта:

$$H = 1,4 \text{ м.}$$

Обе сваи (рабочая и вспомогательная) драги устанавливаются в направляющих (свайных) опорах на корме понтона. Сваи имеют прямоугольное поперечное сечение и изготавливаются из стальных листов и профильного проката, соединяемых заклепками, болтами или сваркой. Нижний конец сваи имеет наконечник для лучшего погружения в почву, а на верхнем конце имеются блоки для подъема сваи. Свая погружается обычно не в почву россыпи, а в эфельно-галечный отвал, вследствие чего ее длина меньше глубины черпания драги и не бывает более 25 м.

Производительность драги по породе определяется так же, как производительность многоковшового экскаватора. Производительность по полезному ископаемому зависит от его процентного содержания в породе и коэффициента извлечения.

Число часов работы драги в сутки принимается в летний период равным 20—22 ч, а в зимний — 16—18 ч, что соответствует коэффициентам использования времени соответственно 0,92—0,84 и 0,75—0,7.

Продолжительность дражного сезона в зависимости от климатических условий, длительности ремонта и организации работы колеблется от 250 до 333 суток. Текущие ремонты драги приурочиваются к ее вынужденным простоям при генеральной очистке обогатительных шлюзов, переноске береговых канатов и других работах, а капитальный ремонт проводится зимой, когда драга не работает.

Общая численность обслуживающего персонала большой драги при работе в три смены составляет 55—65 чел.

Технические характеристики многочерпаковых электрических драг с канатно-свайным механизмом маневрирования приведены в табл. 28.1.

28.3. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ПРИВОДА ЧЕРПАКОВОЙ ЦЕПИ

Мощность двигателя главного привода драги

$$N = W v / \eta,$$

где W — окружное усилие на барабане, кН; v — скорость движения черпаковой цепи, м/с; η — КПД редуктора.

Таблица 28.1

Технические характеристики многочерпаковых электрических драг

Параметры	80Д	150Д	250ДС	600Д	ОМ-431	ОМ-417
Вместимость черпака, л	80	150	250	600	380	400
Число черпаков в цепи	72	77	70	169	121	90
Число черпаний (не более), мин ⁻¹	32	30	35	22	22	28
Производительность драги, м ³ /ч	100	180	350	550	400	450
Длина черпаковой рамы, м	17	23,7	31,5	92	58	41
Глубина черпания (не более), м	6	9	12	50	30	17
Подводная высота забоя, м	1	2	3	10	4	1
Установленная мощность двигателей, кВт	392	800	1870	7300	2110	2494
Мощность привода черпаковой цепи, кВт	60	110	—	920	400	500
Габариты (в том числе понтона), м:						
длина	50(24)	74,6(36)	93(47)	236(112)	156(62)	123(53)
ширина	16(12)	24,5(17)	31 (19)	50(33)	36(24)	38(24)
высота	17(2,2)	21,6 (4,6)	29 (3,3)	53,7(5)	39(3,5)	35 (3,4)
Вылет стакера за корму понтона, м	18,3	23	29,7	87	60	46,2
Средняя осадка понтона, м	1,7	1,8	2,5	3,7	2,7	2,5
Среднее водоизмещение драги, т	420	990	2105	10854	3480	3150
Конструктивная масса драги, т	390	912	1950	10331	3252	2815

Окружное усилие на барабане

$$W = W_1 + W_2,$$

где W_1 — усилие сопротивления породы черпанию, кН; W_2 — усилие сопротивления от подъема груженных черпаков, кН.

Усилие сопротивления породы черпанию

$$W_1 = K_F t b n = K_F E n / l K_p,$$

где K_F — коэффициент сопротивления породы черпанию, кПа; t и b — толщина и ширина стружки, м; n — число черпаков, соприка-

сающихся с породой; E — вместимость черпака, м³; K_p — коэффициент разрыхления породы; l — путь наполнения черпака, м.

Сопротивление от подъема груженных черпаков на участке рамы, погруженном в воду и находящемся выше уровня воды, будет различным вследствие влияния выталкивающих сил и равным

$$W_2 = g E K_n [H_{\text{ч}} (\gamma - \gamma_0) + H_{\text{ч}} \gamma] / K_p a \sin \beta,$$

где K_n — коэффициент наполнения черпака; $a = 60 v/n_z$ — шаг черпаков, м (здесь n_z — число разгрузок черпаков в минуту); $H_{\text{ч}}$ — глубина черпания, м; γ и γ_0 — соответственно плотность породы и воды, т/м³; β — угол откоса уступа, градус.

Окружное усилие на барабане

$$W = Q \{K_F \sin \beta + g [H_{\text{ч}} (\gamma - \gamma_0) + H_p \gamma]\} / 3600 v \sin \beta,$$

где H_p — высота подъема черпаков от поверхности воды до места разгрузки, м; Q — теоретическая производительность драги, м³/ч.

Таким образом, мощность привода зависит от сопротивления пород разрушению, глубины черпания и высоты подъема черпаков к месту разгрузки.

РАЗДЕЛ VI

**СИЛОВОЕ
ОБОРУДОВАНИЕ
И АВТОМАТИЗАЦИЯ
ГОРНЫХ МАШИН
И КОМПЛЕКСОВ**

29.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Под силовой установкой горной машины понимается энергетический комплекс, содержащий тепловой двигатель и машины — преобразователи энергии, например электрические генераторы или электрические двигатели и т. п.

В горной промышленности главным образом на выемочно-транспортных машинах в качестве тепловых двигателей широко используют дизельные.

На выемочно-погрузочных машинах и буровых станках основное применение находят преобразователи электрической энергии, такие, как генераторы постоянного тока, управляемые статические преобразователи, двигатели постоянного и переменного тока.

Комплекс двигателя с исполнительным механизмом представляет собой привод машины. Типом двигателя определяется вид привода. На выемочно-транспортных машинах широко используют дизельный привод. На выемочно-погрузочных машинах и буровых станках чаще применяется электрический привод.

Каждое из звеньев в комплексе привода — двигатель и исполнительный механизм — может иметь самые различные исполнения и свойства, которые выражаются характеристиками. Характеристики, представляющие зависимости момента M (кН·м) от частоты вращения n (мин⁻¹) или от линейной скорости v , угла поворота α , пути l , т. е. $M = f(n)$; $[M = f(\alpha); M = f(l)]$, называют механическими.

Механическая характеристика может быть выражена и зависимостью $n = f(M)$. В соответствии с этим в практике существуют два способа изображения этой характеристики:

- при $M = f(n)$ по оси ординат располагается момент M , по оси абсцисс — частота вращения n ; такое расположение принято для рабочих машин и в общем электромашиностроении;

- при $n = f(M)$ по оси ординат откладывается частота вращения n , а по оси абсцисс — момент M ; это расположение применяется чаще всего в электрическом приводе.

При этом момент $M_{\text{дв}}$, развиваемый двигателем, принято называть движущим или крутящим.

Момент $M_{\text{ст}}$, который приходится преодолевать двигателю, называется статическим моментом или моментом нагрузки.

Применение двигателей постоянного тока в качестве силового оборудования на одноковшовых экскаваторах, на мощных роторных экскаваторах и отдельных типах буровых станков обусловлено следующими причинами: хорошими регулировочными свойствами этих двигателей, допускающих регулировку частоты вращения путем изменения параметров цепей возбуждения с малыми потерями электрической энергии в них; возможностью создания отдельного (индивидуального) привода с необходимыми механическими характеристиками для каждого механизма; легким ручным управлением с возможным переходом на автоматическое.

Особого внимания заслуживает факт применения для привода главных механизмов крупных одноковшовых экскаваторов тихоходных двигателей постоянного тока, позволяющих иметь безредукторный привод, что в целом повышает надежность экскаватора. Кроме того, при одной и той же мощности тихоходные двигатели имеют меньшие потери энергии и продолжительность переходных режимов по сравнению с быстроходными.

Эти достоинства, безусловно, компенсируют за время длительной эксплуатации экскаваторов повышенную стоимость тихоходных двигателей.

Электродвигатели переменного тока чаще используются в нерегулируемом приводе вспомогательных механизмов горных машин (компрессоры, вентиляторы, грузоподъемные устройства).

29.2. МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧИХ МЕХАНИЗМОВ

В общем случае момент нагрузки или статический момент может быть определен по формуле

$$M_{\text{ст}} = M_0 + (M_n - M_0) (n/n_n)^q,$$

где M_0 — момент трения или холостого хода машины; M_n — номинальный момент машины, требуемый ею при номинальной частоте вращения n_n ; q — показатель степени, имеющий значения:

$$1) q = 0 \text{ и } M_{\text{ст}} = M_n = \text{const},$$

т. е. момент нагрузки не зависит от частоты вращения (скорости).

Такой механической характеристикой обладают все рабочие машины, совершающие работу подъема, формоизменения материала или преодолевающие трение (подъемные машины, металло-режущие станки, поршневые компрессоры и т. п.). Постоянным момент сопротивления принимают и для подъемных, напорных (тяговых), ходовых механизмов горных машин;

$$2) q = 1 \text{ и } M_{\text{ст}} = M_0 + (M_n - M_0) n/n_n,$$

т. е. момент растет линейно со скоростью (привод генератора постоянного тока независимого возбуждения, работающего на постоянное сопротивление);

$$3) q = 2 \text{ и } M_{\text{ст}} = M_0 + (M_n - M_0) n^2/n_n^2,$$

т. е. момент растет пропорционально квадрату скорости. К этой группе относятся все машины, работа которых сводится к преодолению сопротивления воздуха или жидкости (вентиляторы, центрифуги, центробежные насосы и др.).

Этот вид момента часто называют вентиляторным, а машины — машинами с вентиляторным моментом или нагрузкой.

На рис. 29.1 показаны типовые механические характеристики $M = f(n)$ рабочих механизмов. Характеристика 1 соответствует рабочим механизмам с постоянным моментом сопротивления и малым моментом трения (все главные рабочие механизмы экскаваторов и буровых станков). Характеристики 2 (пуск при закрытой задвижке) и 3 (пуск при открытой задвижке) соответствуют рабочим механизмам с вентиляционным моментом сопротивления (центробежные насосы и вентиляторы).

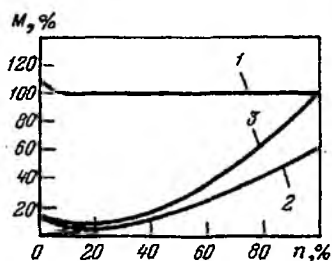


Рис. 29.1. Типовые механические характеристики $M = f(n)$ рабочих машин

29.3. РЕЖИМЫ РАБОТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Режимы работы двигателей главных рабочих механизмов горных машин характеризуются большим числом включений, резкими колебаниями нагрузки и скорости, частым изменением направления вращения. Наиболее характерная особенность работы механизмов подъема, напора, тяги, роторного колеса экскаватора, вращателей буровых станков — возможность их вынужденной остановки при встрече рабочего органа во время эксплуатации с непреодолимым препятствием — достижение стопорного момента — $M_{\text{стоп}}$. Такой режим работы называется работой на упор или стопорением. Поэтому механическая характеристика $n = f(M)$ должна быть жесткой и одновременно падающей, т. е. так называемой экскаваторной. Подобная механическая характеристика обеспечивает высокую производительность машины и вместе с тем безопасную ее работу при стопорении рабочего органа (рис. 29.2).

Из рис. 29.2 по одной из кривых 2 или 3, представляющих собой разновидности экскаваторных характеристик, видно, что при увеличении нагрузки происходит автоматическое снижение частоты вращения двигателя. Режим работы привода главных механизмов может быть установившимся или

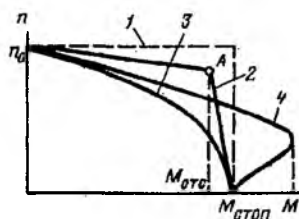


Рис. 29.2. Экскаваторные механические характеристики $n = f(M)$ двигателей постоянного тока:

1 — идеальная; 2 — в системе ГД с ЭМУ; 3 — в системе ТГД (статическая); 4 — в системе ТГД (динамическая)

переходным. Установившимся считается такой, когда при заданном моменте на валу двигателя частота вращения, ток и момент двигателя сохраняют неизменные значения. Установившемуся режиму соответствуют механические характеристики (кривые 2 и 3), которые принято называть статическими механическими характеристиками. Основными переходными режимами являются: пуск (разгон), остановка (торможение) и изменение направления вращения двигателей главных механизмов.

В переходных режимах работы моменты нагрузки могут значительно отличаться (в сторону уменьшения или увеличения) от моментов, соответствующих статическим режимам. В двигателях системы трехобмоточный генератор — двигатель

(ТГД) за счет большой индукционности системы и отсутствия обратных связей переходные режимы могут сопровождаться недопустимо большим увеличением крутящего момента двигателя. При этом статическая характеристика (кривая 3) может значительно отличаться от динамической (кривая 4) показанных на рис. 29.2.

В двигателях системы генератор — двигатель с машинными (ЭМУ) и магнитными (МУ) усилителями за счет обратных связей, и главным образом гибких обратных связей, обеспечивается мгновенное изменение момента двигателя и его работа в переходных режимах протекает по механической характеристике, близко соответствующей статической механической характеристике (кривая 2 на рис. 29.2).

Выбор двигателя с соответствующей характеристикой обуславливается механической характеристикой рабочей машины. Так, для привода центробежных вентиляторов и насосов, имеющих механическую характеристику формы кривой 2 (см. рис. 29.1), целесообразно использовать двигатели с нормальным исполнением ротора (кривая 1 на рис. 29.3, а). Для грузоподъемных механизмов, имеющих механическую характеристику формы 1 (см. рис. 29.1), лучшими являются характеристики 2 и 3 соответственно с повышенными пусковыми моментами или скольжением (см. рис. 29.3, а).

В приводе горных машин находят применение и многоскоростные асинхронные двигатели, позволяющие путем изменения числа полюсов обмотки статора ступенчато регулировать частоту вращения ротора (кривые 1, 2 для двухскоростного двигателя на рис. 29.3, б).

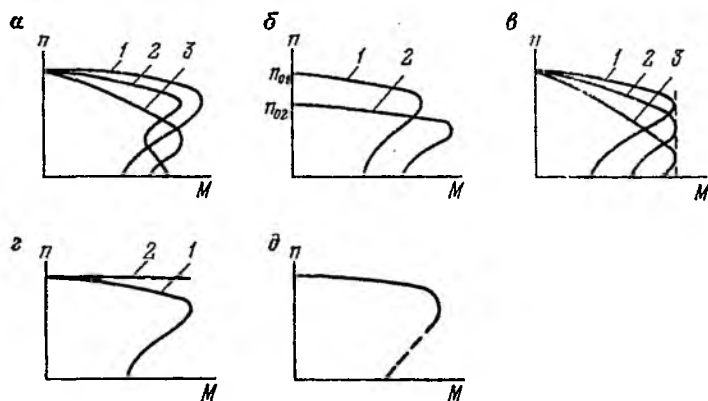


Рис. 29.3 Механические характеристики $n = f(M)$ двигателей

Благодаря использованию асинхронных двигателей с фазным ротором, имеется возможность регулировать частоту вращения ротора путем включения в цепь последнего активного сопротивления. При этом можно получать естественную характеристику и искусственные (промежуточные) характеристики (рис. 29.3, в, кривые 2 и 3). Крутизна промежуточных характеристик зависит от величины сопротивления в цепи ротора.

Применение синхронных двигателей с постоянной частотой вращения ротора позволяет получить жесткую рабочую механическую характеристику независимо от величины момента сопротивления кривая 2. Пуск синхронного двигателя происходит по кривой 1 (рис. 29.3, г).

Дизельный двигатель не развивает начального пускового момента (рис. 29.3, д) и не реверсируется, поэтому требуются специальные дополнительные устройства для его запуска, а также реверса.

Глава 30

АВТОМАТИЗАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРОВ

30.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Управление современным карьерным оборудованием представляет собой сложный комплекс получения информации о рабочем процессе и состоянии оборудования, преобразования полученной информации, принятия решений и воздействия на органы управления в соответствии с этими решениями. Прием и обработка информации, необходимость выбора правильных решений в условиях высокой личной ответственности и дефицита времени значительно нагружают нервную систему человека, повышают его эмоциональную напряженность и утомляемость. В результате резко падает надежность человека, как элемента системы управления, и производительность его труда. Выход из этого положения — в широком внедрении автоматических устройств и систем, выполняющих функции управления отдельными операциями или всей машиной, контроля работы наиболее ответственных узлов, защиты механизмов в аварийных ситуациях и учета работы машины; в автоматизации оперативно-диспетчерского управления карьером.

Поточная технология горных работ с применением горно-транспортных комплексов непрерывного действия принципиально допускает наиболее полную автоматизацию на основе взаимосвязанного управления перемещением машин и их рабочих органов в сочетании с локальными системами автоматического управления.

Основными автоматизируемыми процессами циклической технологии на открытых разработках являются бурение, выемка горной массы и погрузка ее в транспортные сосуды, транспортирование горной массы железнодорожным или автомобильным транспортом.

В настоящем разделе учебника рассмотрены общие принципы управления объектами автоматизации на открытых разработках.

30.2. АВТОМАТИЗАЦИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ

В зависимости от типа бурового станка автоматизация процесса бурения осуществляется по следующим основным направлениям:

- автоматическое управление частотой вращения бурового инструмента, его скоростью и усилием подачи и вспомогательными процессами при бурении (перехват, наращивание штанг, горизонтирование станка и др.) — для станков вращательного и шарошечного бурения; положением горелки относительно забоя скважины и соотношением компонентов горючей смеси — для станков термического бурения;
- диагностика состояния основных узлов станков;
- автоматический контроль за работой и передача информации на диспетчерский пункт о показателях работы станка за смену, сутки, месяц (количество пробуренных метров скважин, израсходованных долот, чистого времени работы станка, затрат энергии и т. д.);
- защита от аварийных ситуаций, возникающих на станке (трогания с места при опущенном в скважину буровом ставе, переподъема вращателя, разрыва шланга гидросистемы и т. д.).

Системы автоматического управления (САУ) процессом бурения предназначены для оптимизации режима бурения (частоты вращения бурового инструмента, осевого усилия на забой и др.) с целью установления их оптимальных значений при непрерывном изменении свойств горных пород во время бурения, с учетом текущего состояния инструмента и другого оборудования буровых станков. При этом оптимальные значения параметров бурения устанавливаются в процессе регулирования исходя из выбранного заранее критерия оценки результатов бурения (критерия эффективности). Оптимальные значения этих параметров могут определяться заранее и поддерживаться постоянными по величине. Критерием оценки бурения (эффективности) может служить себестоимость бурения, минимум энергозатрат и другие критерии. Конечной целью оперативного регулирования параметров режима бурения является получение более высоких технико-экономических показателей по сравнению с бурением при постоянных значениях параметров, а также улучшение условий работы обслуживающего персонала и оборудования.

Состояние объекта управления «буровой станок — забой» характеризуется большим числом переменных величин, среди которых основными являются: осевое усилие $P_{ос}$, частота вращения долота $n_{вр}$, расход продувочного агента Q (воздуха, воды или их смеси), скорость бурения v_b , глубина скважины H , момент сопротивления вращению бурового става $M_{вр}$, интенсивность износа бурового инструмента $K_{и}$, параметр вибрации A (амплитуда и частота) элементов станка. Первые три параметра обычно называют режимными и используют для регулирования процесса бурения, остальные являются выходными.

Системы ручного управления предназначены для регулирования параметров режима бурения оператором в диапазоне величин, допускаемых регулируемыми органами, и корректировки этих величин при возникновении нежелательных ситуаций (больших вибраций, токов ротора вращательно-подающего механизма и т.п.). Эти системы управления дают возможность поддерживать оптимальные параметры режима бурения в несложных условиях. В сложных условиях бурения оператор, используя только ручные системы управления, обычно не успевает реагировать на изменение ситуации.

Системы автоматического управления процессом бурения позволяют по выбранному критерию эффективности устанавливать оптимальные параметры режима в условиях практически любой сложности. Кроме того, эти системы позволяют корректировать параметры режима бурения (при возникновении вибраций рабочего органа, завалов скважины продуктами разрушения и т. д.).

Технологические САУ дают возможность управлять параметрами режима бурения по вводимому в них или оперативно вычисляемому ими технико-экономическому критерию эффективности. Они должны обеспечивать заданный диапазон регулирования, необходимое быстрое действие, заданные характер переходного процесса, отклонение устанавливаемых параметров режима бурения от оптимальных не больше расчетных во всем диапазоне регулирования, быстрое реагирование на предаварийную ситуацию с целью ее ликвидации корректировкой режимов бурения, выполнение защитных функций.

Система управления по выбранному и введенному в нее *критерию эффективности работы бурового станка* должна обеспечивать наилучшие технико-экономические показатели бурения: скорость бурения, производительность, время работы долота на забое

скважины до его полного износа и замены, энергия, затрачиваемая на бурение, себестоимость бурения (удельные приведенные затраты). Кроме того, при бурении должны соблюдаться ограничительные условия, например, вибрация оборудования и крутящий момент на долоте не должны превосходить установленные предельные уровни.

Критерий оптимальности бурения скважин на карьере — себестоимость одного метра пробуренной скважины. Поскольку себестоимость представляет собой интегральный показатель, усредняемый за относительно продолжительные промежутки времени, то оптимизация работы бурового станка с обратной связью непосредственно по этому показателю технически невыполнима. В связи с этим используются упрощенные критерии оптимальности, допускающие их оперативную оценку с помощью технических средств, например критерии максимальной проходки на долото, т. е. минимальной интенсивности износа долота или максимальной производительности.

В наибольшей степени автоматизация бурения скважин на карьерах относится к наиболее распространенным станкам шарошечного бурения. Однако опыт, накопленный в области их автоматизации, общие результаты и рекомендации могут быть в основном перенесены и на другие станки.

Устройство для управления буровым станком СБШ-250МН конструкции МГИ обеспечивает возможность ведения процесса бурения на всю глубину скважины в автоматическом режиме с постоянным контролем условий работы долота на забое по критерию максимальной производительности. Съем первичной информации и подача управляющих сигналов происходит от следующих систем бурового станка:

- воздушной магистрали продувки долота;
- цепи управления оборотами двигателя вращателя;
- цепи управления осевым усилием;
- электромагнитных золотников и двигателя маслостанции;
- рабочей площадки мачты станка (вибрация);
- крайних верхних и нижних положений опорного узла на мачте.

Основные принципы работы устройства. Задают начальный режим бурения: максимально возможное для данной породы осевое усилие на долоте и скорость вращения буровой штанги.

В случаях зашламовывания долота повышается давление в магистрали продувки долота, контролируемое датчиком давления сжатого воздуха. При превышении установленного давления, блок управления (БУ) выдает сигнал в блок управления силовыми элементами и буровой снаряд начинает медленно подниматься при минимальных оборотах вращения. Если за установленное время медленного подъема (например до 10 с) долото не очистилось от шлама (давление в магистрали осталось прежним), то БУ переключает работу станка на быстрый подъем и при достижении опорным узлом верхнего положения на мачте срабатывает датчик контроля положения вращателя станка, подъем бурового става прекращается, и включается сирена. Если долото очистилось от шлама во время быстрого подъема, то БУ переводит станок в режим быстрого, а затем медленного опускания бурового снаряда до первоначальной глубины и рабочий режим бурения продолжается.

При возникновении вибрации, превышающей установленный допустимый уровень, сигнал датчика поступает в БУ, в котором вырабатывается сигнал управления и происходит плавное уменьшение оборотов двигателя вращателя до тех пор, пока уровень вибрации станка не станет равным установленному. При снижении вибрации БУ формирует управляющий сигнал увеличения оборотов двигателя вращателя, что снижает пиковые динамические нагрузки на долото.

При бурении в перемежающихся по крепости горных породах датчик давления масла выдает сигнал в БУ и автоматически переключает работу станка с одного режима на другой.

По достижении опорным узлом нижнего положения на мачте (штанга забурена полностью) в БУ подается сигнал с датчика контроля положения вращателя и станок переводится в режим сигнализации, характеризуемый снятием осевого усилия на забой и уменьшением оборотов.

30.3. АВТОМАТИЗАЦИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Машинист одноковшового экскаватора в течение одного цикла выполняет 12—18 операций, совершая до 90 движений в минуту.

Ручное управление экскаватором при мгновенных изменениях условий работы затрудняет эффективное ведение процесса, уменьшает производительность машины. Выполнение рабочих

операций на высоких скоростях, особенно в сложных условиях и к концу смены, сказывается на физических возможностях человека, поэтому разница в производительности экскаватора, управляемого разными машинистами, может достигать 40 %. Длительность рабочего цикла одноковшового экскаватора может быть существенно сокращена, а его производительность увеличена при автоматизации управления.

Как известно, рабочий процесс прямой лопаты и драглайна является циклическим и складывается из одних и тех же операций — копания (наполнения ковша), транспортирования ковша к месту выгрузки, разгрузки ковша и возврата порожнего ковша к месту наполнения. По мере выработки забоя экскаватор передвигается. Последовательность выполнения операций, органы и приемы управления, методы и средства контроля производственной ситуации для прямых лопат и драглайнов очень близки, поэтому общим являются основные принципы автоматизации управления этими машинами, несмотря на различия в конструкции их рабочего оборудования.

Процесс копания прямой лопатой осуществляется координированной работой механизмов подъема и напора экскаватора, причем силовую функцию копания выполняет механизм подъема, а с помощью механизма напора производится управление процессом. Координация работы механизмов подъема и напора экскаватора должна обеспечивать: планировку забоя; соответствие величины заглубления ковша мощности механизма подъема, крепости разрабатываемого материала и высоте забоя.

Процесс копания драглайном осуществляется координированной работой механизмов подъема и тяги, причем силовую функцию копания выполняет механизм тяги, а с помощью механизма подъема производится управление процессом. Последнее должно обеспечивать: поддержание заданного значения нагрузки на привод тяги при изменении сопротивления копанию регулированием величины усилия подъема и поддержание определенного натяжения подъемного каната, которое препятствует заглублению ковша и не допускает образования напуска каната.

Процесс транспортирования и разгрузки ковша экскаватора представляет собой совокупность рабочих движений экскаватора, осуществляемых посредством трех основных приводов: поворота, подъема и тяги (напора). Взаимодействие этих механизмов должно обеспечить: максимальное совмещение рабочих движений, опти-

мальные режимы разгона и торможения, а также остановку ковша в заданной точке пространства с требуемой точностью. При управлении драглайном дополнительно необходимо обеспечить: траекторный подъем ковша, исключающий его саморазгрузку, переподъем или растяжку; эффективное демпфирование раскачивания ковша.

Одно из основных условий минимизации длительности транспортного процесса — такое совмещение рабочих движений экскаватора, чтобы они заканчивались не позже момента окончания наиболее длительной операции, которая является лимитирующей.

Анализ управления одноковшовым экскаватором показывает, что логика управления им весьма сложна, количество используемой информации велико, а качественные технические средства получения этой информации отсутствуют. Поэтому в настоящее время ведутся работы по созданию комбинированных систем управления, сочетающих достоинства управления человеком-оператором и микропроцессором.

Такие системы основаны на иерархическом принципе с двумя уровнями управления. На верхнем уровне машинист осуществляет формирование и контроль выполнения программы работы электроприводов экскаватора, а также непосредственно управляет основными приводами в отдельных фазах рабочего процесса. При выполнении операций копания с помощью микропроцессора определяются и передаются на входы систем управления приводами подъема и напора (тяги) программы движения этих механизмов во всех фазах копания, начальные и конечные координаты траектории и т. д. При выполнении процесса транспортирования определяются лимитирующая операция, программа движения всех механизмов, координаты начала торможения и др.

На нижнем уровне включаются локальные системы управления основными приводами экскаватора, которые работают по заданиям и программам верхнего уровня в тех фазах рабочего процесса, когда требуется выполнение достаточно точных и быстрых управляющих воздействий и когда все разнообразие производственных ситуаций может быть учтено программой работы, задаваемой верхним уровнем.

Контроль за выполнением программ и корректировка траекторий движения всех механизмов, особенно в начальных и конечных стадиях, принадлежат машинисту.

30.4. АВТОМАТИЗАЦИЯ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Цель автоматизации работы роторных экскаваторов — обеспечение наиболее полного использования машины (при наименьших капитальных затратах) при значительном облегчении условий труда машинистов.

Задачи автоматизации — поддержание постоянной величины погонной нагрузки на ленту конвейера в зависимости от плотности породы, получение максимальной объемной производительности, регулирование нагрузки на рабочем органе в заданных пределах.

В общем виде задача автоматизации управления процессом копания роторного экскаватора сводится к управлению тремя видами перемещения рабочего органа: боковой подачей, подачей на забой и опусканием. Поскольку последние два вида перемещения связаны с нежелательными искажениями геометрии забоя, то они применяются только при выполнении установочных операций. Управление процессом копания осуществляется, как правило, изменением скорости боковой подачи рабочего органа (система с одним управляющим воздействием).

Роторный экскаватор рассчитан на обеспечение заданной (номинальной) производительности комплекса при экскавации пород определенной, заданной при проектировании машины, крепости. В условиях эксплуатации крепость экскавируемых пород изменяется и, естественно, отличается от принятой при расчете экскаватора. При этом возможны два варианта:

- крепость экскавируемых пород превышает расчетную. В этом случае номинальная производительность экскаватора не может быть достигнута. Окружное усилие в таком режиме является параметром, ограничивающим производительность экскаватора;
- крепость экскавируемых пород не превышает расчетную. В этом случае расчетное окружное усилие на роторе будет достигаться при производительности, превышающей номинальную.

При экскавации пород с плотностью в разрыхленном состоянии, превышающей расчетную, рост производительности экскаватора ограничивается пропускной способностью транспорта по массе, а при экскавации пород с плотностью, меньшей расчетной,

— пропускной способностью транспорта по объему. Регулируемым параметром в первом случае должна быть производительность по массе, а во втором — объемная. Если же крепость экскавируемых пород близка к расчетному значению или выше него, то ограничивающими факторами являются допускаемые значения нагрузок на металлоконструкции роторной стрелы и привод ротора, а регулируемым параметром должна быть нагрузка на привод ротора (за счет изменения параметров стружки).

К настоящему времени разработаны и нашли промышленное применение следующие устройства: программные для позиционного управления основными механизмами экскаватора; индикаторные, указывающие положение рабочего органа в забое и мгновенную производительность экскаватора; учитывающие производительность комплекса за смену и за сутки; для автоматического управления процессом экскавации.

30.5. АВТОМАТИЗАЦИЯ ГОРНОТРАНСПОРТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Автоматизация горных машин и их комплексов на карьерах в широком смысле имеет целью осуществить: управление отдельными рабочими операциями или всей машиной (комплексом машин), контроль работы наиболее ответственных их узлов, защиту механизмов в аварийных ситуациях и учет работы машины (комплекса) в системе оперативно-диспетчерского управления горным предприятием. Объектами автоматизации на современных горных предприятиях являются все виды механического оборудования, обеспечивающие комплекс работ от подготовительных до отгрузки или складирования конечного продукта добычи или вскрышной породы при отвалообразовании. Требуемый уровень автоматизации отдельных горнотранспортных машин различен и зависит от выполняемой ими функции в цепочке машин, обеспечивающих технологический процесс.

Поточная технология ведения горных работ с применением горнотранспортных комплексов непрерывного действия принципиально позволяет осуществить наиболее полную их автоматизацию на основе взаимосвязанного управления перемещением машин и их рабочих органов. Управление современным карьерным оборудованием представляет собой сложный комплекс получения информации о рабочем процессе и состоянии оборудования, преоб-

разования полученной информации, принятия решений и воздействия на органы управления в соответствии с этими решениями.

Применительно к отдельным машинам и установкам комплекса актуальными задачами автоматизации являются:

- для каждого подвижного объекта комплекса — автоматический контроль положения в пространстве (включая спутниковую ориентацию) и программное управление движением по заданным траекториям;
- для роторных экскаваторов — автоматическое регулирование производительности и нагрузки; программное управление установочными и технологическими перемещениями рабочего органа при отработке забоя и селективной выемке полезного ископаемого, а также автоматическое дозирование загрузки железнодорожных вагонов (при работе по добыче);
- для конвейерных установок — полная автоматизация запуска и останова, дистанционный контроль состояния конвейеров, загрузки лент и производительности;
- для отвалообразователей — программное управление отсыпкой отвалов (согласование объемов вскрыши с вместимостью отвального пространства), формообразование и первичная планировка отвалов;
- для перегружателей и перегрузочных устройств — автоматическая взаимная ориентация перегрузочных органов смежных машин с целью обеспечения непрерывности грузопотока. Основными автоматизируемыми процессами в области цикличной технологии на открытых разработках являются бурение, выемка и погрузка горной массы в транспортные сосуды и ее транспортирование железнодорожным или автомобильным транспортом.

Оценка работы горнотранспортного комплекса производится на основе измерения объемов добытой горной массы, качества усреднения сырья, равномерности подвигания фронта работ и потерь производительности, вызванных простоями оборудования, и др. Результаты измерений являются информацией, используемой для управления технологическим процессом производства.

Выбор структуры автоматизированной системы контроля и управления (АСКУ) комплексом непрерывного действия в общем случае может быть сделан неоднозначно в зависимости от принятого критерия оптимальности, однако всегда предполагает обяза-

тельное участие человека (оператора) в контуре управления. Рациональная степень автоматизации зависит от конкретных технологических задач и горнотехнических условий пригодности объекта к автоматизации, имеющихся технических средств.

Наибольшее распространение получили иерархические многоуровневые структуры, преимуществами которых являются децентрализация функций контроля и управления и автономность нижних уровней (рангов) по отношению к верхним, обеспечивающая большие помехоустойчивость и надежность. В таких структурах можно выделить три уровня; диспетчерского контроля; управление подвижными объектами (экскаваторами, перегружателями, отвалообразователями) и конвейерным транспортом; локальных подсистем автоматического регулирования и управления отдельными процессами и операциями (регулирование производительности экскаватора, натяжение лент и т. п.).

Информация о состоянии оборудования и о ходе технологических процессов, циркулирующая в системе контроля и управления карьерным комплексом непрерывного действия, по назначению разделяется на аварийную, одновременно отключающую весь комплекс или отдельные его части, и предупредительную, извещающую о возможности возникновения аварии или об отклонении технологических режимов от допустимых рабочих пределов (используется при оперативном управлении).

30.6. АВТОМАТИЗАЦИЯ ВТМ

Для машин типа скреперов, бульдозеров, рыхлителей изменение нагрузки на рабочем органе происходит из-за постоянно меняющейся толщины срезаемого слоя и неоднородности физикомеханических свойств пород. Когда нагрузка падает ниже значения, соответствующего номинальной мощности привода, появляется резерв мощности (тягового усилия), что позволяет увеличить скорость движения машины, т. е. ее производительность. На тех участках работы, где нагрузка превышает номинальное значение, необходимо снижать скорость движения, чтобы привести режим работы в соответствие с установленной мощностью или тягой.

При ручном управлении практически невозможно следить за непрерывным изменением нагрузки на рабочем органе и изменять в соответствии с этим режим работы машины. При работе бульдозера водитель осуществляет до 1200 переключений в час, а при ра-

боте скрепера — до 150. Большая часть этих переключений приходится на привод рабочего органа машины. Вследствие утомляемости водителя производительность агрегата к концу смены резко падает.

Полная автоматизация работы бульдозеров и скреперов — сложная проблема. В настоящее время решена только первоочередная задача автоматического регулирования процесса копания. Регулируемым объектом САУ является рабочий орган, а регулируемой величиной — толщина стружки. Оператор задает только начальную толщину стружки, настройкой же определяется режим загрузки двигателя, который затем поддерживается автоматическим регулятором в соответствии с изменением крутящего момента, тягового усилия, частоты вращения двигателя или скорости движения агрегата.

Схемы автоматизации движения тракторных агрегатов могут быть различными. Для автоматического регулирования движений трактора в продольном профиле (уклоны, подъемы, крены) используются маятниковые, гироскопические и другие датчики, а также лазерные приборы. Внешним воздействием для них является отклонение рабочего органа от заданного положения в пространстве, на которое должен реагировать чувствительный элемент.

В настоящее время автоматизация рабочего цикла тракторных агрегатов осуществляется по следующим направлениям:

- ограничение рабочих движений в определенных пределах, предохраняющих машину от перегрузок и аварий при выполнении процессов;
- создание автоматических систем с целью оптимального использования мощности машин и обеспечения заданной программы работы;
- программное управление машинами.

Системы автоматического регулирования нагрузки двигателей бульдозеров и скреперов (регулирования толщины стружки при копании) основаны на принципе автоматической стабилизации приведенной к двигателю нагрузки в зависимости от сил сопротивления копанию. Стабилизация достигается изменением толщины срезаемой стружки по мере наполнения рабочего органа породой. Мерой нагрузки двигателя служит частота вращения его вала.

В системе автоматической стабилизации положения ножа бульдозера используются оптические устройства, формирующие прямые и плоскости в пространстве с помощью светового луча.

Для повышения производительности используется автоматическое управление рамами отвала бульдозера и ковша скрепера с помощью комплектов аппаратуры соответственно «Автоплан-1» и «Стабилоплан-1», обеспечивающих стабилизацию продольного уклона машины [34]. Аппаратура представляет собой электрифицированную систему гидравлического управления с золотниковым распределителем, управляемым маятниковым датчиком, установленным на раме рабочего органа.

Автоматизация операций копания и перемещения породы достигается при установке аппаратуры «Автоплан-П», осуществляющей автоматическое выглубление отвала с помощью гидроцилиндра управления при падении частоты вращения вала двигателя и возвращение толкающей рамы бульдозера в заданное положение при восстановлении режима работы.

30.7. АВТОМАТИЗАЦИЯ МАШИН ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ

Автоматизация гидромониторных установок. Автоматизированные гидромониторные установки предусматривают управление насосами и землесосами с забойного пульта, обеспечивающее автоматический пуск, остановку насосной и землесосной установок, контроль за их работой, а также дистанционное управление гидромонитором.

Кнопкой «Пуск» на пульте дистанционного управления автоматизированной гидромониторной установкой открывают электромагнитный клапан, заполняющий корпус насоса водой, после чего включается главный двигатель вакуум-насоса и перекрывается вспомогательный трубопровод. После набора двигателем нормальной частоты вращения и создания необходимого напора открывают напорный трубопровод. После достижения в нем заданного давления включается схема автоматического управления гидромонитором.

Пульпа от забоя поступает по пульповодным канавкам в зумпф уровня и включает электромагнитные клапаны, обеспечи-

вающие заливку землесоса с помощью эжектора. С целью облегчения заливки и пуска землесоса всас его поднимается в крайнее верхнее положение с помощью лебедки.

Двигатель землесоса включают, как только корпус землесоса будет заполнен водой или пульпой. После того как двигатель землесоса достигнет необходимой частоты вращения, всас землесоса постепенно опускают в его нижнее положение. Вода с отвала через шандорный колодец поступает в водоприемник насосной станции. В случае переполнения последнего перекрывают поступление воды в водоприемник.

Автоматизация землесосных снарядов. Основными задающими устройствами при автоматизации работы земснарядов являются датчик-вакуумметр и манометр, датчик-консистомер, а также датчики, измеряющие усилия в тросах рабочих лебедок (папильонажной и становой). Остальные контрольно-измерительные приборы снабжаются датчиками, которые лишь корректируют и уточняют поддерживаемый режим или применяются как вспомогательные приборы и блокирующие элементы.

Наилучший режим работы землесосного снаряда достигается при максимальном использовании вакуума и таком сопротивлении напору, при котором обеспечивается оптимальная скорость транспортирования грунта в грунтопроводе.

В САР режиме работы земснаряда в качестве регулируемых параметров приняты вакуум, расход и токовая нагрузка привода разрыхлителя. Устройство позволяет в зависимости от категории разрабатываемого грунта устанавливать подачу и толщину срезаемого слоя.

30.8. АВТОМАТИЗАЦИЯ ДРАГ

Комплексная автоматизация драг предусматривает:

- совместное регулирование скоростей черпания и бокового движения при работе в породах различной крепости;
- опускание черпаковой рамы на заданную толщину стружки в зависимости от категории разрабатываемого грунта;
- периодическое изменение направления бокового движения с учетом возможных остановок драги в углах забоя для тщательной их зачистки;

- оптимальный уход (подшагивание) драги по истечении цикла;
- последовательность пуска механизмов единого технологического комплекса драги;
- управление процессом обогащения (исключение завалов бочки, авторегулирование консистенции пульпы и пр.).

Одновременно с автоматизацией черпакового и маневрового аппаратов должно быть также автоматизировано и обогатительное оборудование драги. Автоматизация обогатительного оборудования должна предусматривать:

- последовательность пуска приводов черпающего и маневрового аппаратов, бочки и галичного конвейера;
- поддержание оптимальной консистенции пульпы.

Автоматизация обогащения осуществляется таким образом, чтобы при увеличении погрузки (количество грунта в бочке) увеличивалось количество воды, поступающее в осадочные машины, и наоборот. В результате режим осадочных машин будет оптимальным, а извлечение полезного ископаемого максимальным.

РАЗДЕЛ VII

**ИСПЫТАНИЯ
И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ
ИССЛЕДОВАНИЯ
ГОРНЫХ МАШИН
И КОМПЛЕКСОВ**

Глава 31

ВИДЫ ПРИЕМО-СДАТОЧНЫХ ИСПЫТАНИЙ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРОВ И ПОДГОТОВКА ЕГО К ЭКСПЛУАТАЦИИ

31.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Конечной целью всех испытаний является своевременное обнаружение дефектов в машине, а также установление качественной и количественной связей между проектными (расчетными) и эксплуатационными (фактическими) параметрами горной машины — удельными усилиями копания, производительностью, скоростями рабочих движений, расходами энергии, смазки, топлива и материалов на ее ремонт, прочностью, надежностью, совершенством управления, комфортабельностью, безопасностью и др. Желательно, чтобы эти связи были установлены не только в диапазоне изменения параметров, характерном для конкретной исследуемой машины, но по возможности и в более широких диапазонах с тем, чтобы данные испытаний могли быть использованы при прогнозировании параметров семейства, например, более крупных машин.

Полное раскрытие связей совместно с результатами экспериментальных исследований позволяет развить теорию рабочего процесса горных машин и определить направления проектирования новых машин с оптимальными конструктивными и эксплуатационными параметрами.

Своевременное и правильное проведение испытаний, технического обслуживания и ремонта горной машины является основой ее ритмичной, надежной и эффективной работы. Важно обнаружить скрытые дефекты машины до пуска ее в эксплуатацию (до пуска ее в серийное производство), недопустить развития дефекта до уровня, снижающего эксплуатационную пригодность горной машины.

Ниже дается характеристика основных видов испытаний, проводимых до и во время эксплуатации горной машины.

31.2. ВИДЫ ИСПЫТАНИЙ

Заводские испытания проводятся при изготовлении предприятием новой машины или модернизации старой модели. Для заводских испытаний изготавливается опытный образец или опытная партия машин. Заводские испытания проводятся комиссией в составе представителей завода, проектировщиков и изготовителей-смежников. Комиссия рассматривает техническую документацию на машину и устанавливает соответствие ее технических параметров паспортным. Далее проводятся испытания машины на холостом ходу и в рабочем режиме с определением: работоспособности как машины в целом, так и ее отдельных узлов и агрегатов (скоростей, усилий, темпов изнашивания механизмов и приводов); расхода энергии, топлива, смазочных материалов. Кроме того, оцениваются производительность (если это возможно определить на заводе), устойчивость, приспособленность машины к техническому обслуживанию и ремонту, условия работы машиниста, трудоемкость и удобство выполнения операций управления, уровни шума и вибраций, освещенность, обзорность, безопасность и другие параметры.

В результате заводских испытаний решается вопрос о возможности предъявления машины к приемочным испытаниям.

Приемочные испытания проводятся при приемке машин к эксплуатации. Заводы-изготовители к приемочным испытаниям предъявляют опытные образцы, прошедшие испытания с положительными результатами.

Приемочные испытания проводятся по утвержденным типовым программам межведомственной комиссией на основании приказов соответствующих министерств. При этом комиссией рассматриваются: техническая документация завода-изготовителя на машину; данные о заводских ее испытаниях и аппаратурных (тензометрических и др.) исследованиях; результаты испытаний машины в длительном режиме ее эксплуатации, отражающие данные по ее производительности, рабочим и техническим параметрам, поломкам, отказам и авариям, износу и т. п. Комиссией устанавливается соответствие эксплуатационных параметров машины паспортным, ее технический уровень в сравнении с лучшими отечественными и зарубежными образцами данного класса и типоразмера. По результатам приемочных испытаний комиссия принимает представленный образец с рекомендациями по доработке отдельных узлов и деталей перед запуском машины в серийное производство.

Государственным испытаниям подвергаются новые или модернизированные горные машины, производство которых предполагается в больших сериях, или уникальные машины.

Помимо названных выше испытаний, отдельные горные машины проходят испытания госгортехнадзора, энергонадзора и государственной инспекции безопасности дорожного движения (ГИБДД).

Все краны и прочие грузоподъемные средства, а также электрические тележки до пуска в работу должны пройти испытание комиссии госгортехнадзора, а при последующей эксплуатации каждые 12 месяцев подвергаться техническому освидетельствованию, которое проводится представителем технической администрации горного предприятия — владельца данного оборудования и в присутствии лица, ответственного за исправное состояние и эксплуатацию оборудования.

Техническое освидетельствование включает в себя осмотр, а также статические и динамические испытания устройства. При этом осматриваются и проверяются в работе механизмы, электрооборудование, приборы безопасности, тормоза и аппаратура управления, освещение, сигнализация, а также состояние металлоконструкций, каналов, блоков, осей и т.п.

Результаты технического освидетельствования записывают в паспорт горной машины. При наличии дефектов машина к эксплуатации не допускается. Большинство горных машин и комплексов имеет электрический привод, устройство, эксплуатация и испытания которого регламентируются «Правилами устройства электроустановок».

Для обеспечения безопасности работ проводят испытания электрической изоляции, заземления, зануления и индивидуальных средств защиты от поражения током (перчатки, боты и т. д.).

Особое внимание при испытаниях госгортехнадзора и энергонадзора следует уделять ревизии ограничителей хода, грузоподъемности, углам наклона стрелы, растяжке ковша драглайна, наклону поворотных платформ, состоянию противоугонных захватов и т. п.

Испытания ГИБДД. Мобильные горные машины на пневмоколесном ходу (главным образом выемочно-транспортирующие машины) должны отвечать требованиям правил ГИБДД. Машины предъявляются ГИБДД для техосмотра ежегодно и после капитальных ремонтов. После осмотра они допускаются к эксплуата-

ции. Особо тщательно проверяют состояние рулевого управления, тормозных и осветительных приборов, отражательных и световых сигналов.

Эксплуатационные испытания машин. Испытания, проводимые эксплуатационным предприятием, обычно имеют целью определение производительности, квалификации машиниста, расхода топлива (для машин с ДВС) и др.

Производительность горных машин устанавливается после выбора наиболее совершенной технологической схемы производства работ и заключается в хронометрировании работы машины в течение часа (смены или более длительного периода). На основании хронометража анализируются причины перерывов в работе машин, определяется возможность устранения простоев и оценивается квалификация машиниста. Результаты хронометража позволяют определить производительность машины и коэффициент ее использования во времени. Расход топлива определяется путем его замера за определенное время с использованием для этой цели мерных бачков или расходомеров.

31.3. ПРИЕМКА И ОБКАТКА

Приемка машин и оборудования. В эксплуатационных условиях принята обязательная приемка — передача горных машин (оборудования) при получении их от завода-изготовителя, после ремонта или от другого эксплуатационного предприятия, а также приемка машин между сменами внутри данного предприятия.

Приемка машин эксплуатационными предприятиями после ремонта производится согласно правилам, утвержденным соответствующими отраслевыми министерствами.

Техническая приемо-сдаточная документация должна включать паспорт, составленный заводом-изготовителем, инструкцию по эксплуатации, акт технического состояния машины, комплектуючую ведомость и приемосдаточный акт.

В паспортах на грузоподъемные средства, компрессоры и другие машины, содержание которых подведомственно госгортехнадзору, должна быть запись представителя этой организации.

Комплектность машины устанавливается внешним осмотром, при котором проверяется наличие агрегатов, оборудования, инструмента, запасных частей в соответствии с комплектующей ведомостью. При проверке следует обращать особое внимание на

соответствие технических характеристик и номеров агрегатов данным, указанным в паспорте машины.

Техническое состояние машины определяется путем внешнего осмотра и испытания машины без нагрузки, а в отдельных случаях и под нагрузкой. Внешний осмотр, позволяющий установить общее состояние отдельных агрегатов и всей машины в целом, целесообразно проводить отдельно по агрегатам и механизмам с соблюдением определенной последовательности, начиная с силового агрегата (оборудования) и заканчивая рабочим органом. После внешнего осмотра машины подвергаются испытанию в процессе работы с целью обнаружения биений, стуков, шумов, вибраций и других дефектов.

Принимая машину с приводом от двигателя внутреннего сгорания (ДВС), необходимо в первую очередь проверить легкость запуска двигателя, его работу на различных режимах, отсутствие посторонних стуков, шумов и перегрева, а также величину падения давления в системе смазки. Затем приступают к проверке системы управления, трансмиссии, при этом особое внимание обращают на легкость, надежность, плавность и бесшумность включения отдельных механизмов, равномерность вращения валов, барабанов, зубчатых колес и т. д. Затем осматривают ходовую часть машины и проверяют работу тормозов. В заключение приемки базовой машины осматривают кабину и сидение оператора.

Закончив приемку базовой машины, переходят к осмотру рабочего оборудования и проверке механизма управления им.

Обкатка машин и оборудования. Горные машины перед началом нормальной эксплуатации должны быть подвергнуты обкатке, чтобы устранить несовершенство обработки деталей и неточности, допускаемые при сборке и монтаже.

Результаты обкатки определяются тремя основными факторами: давлением, относительной скоростью перемещения поверхностей и продолжительностью процесса обкатки при данных давлении и скорости. Сочетание этих факторов принято называть режимом обкатки. Срок обкатки устанавливается на основании опыта эксплуатации подобных машин.

Режимы и правила обкатки различны, однако общие правила, распространяющиеся на все виды машин, следующие.

1. Обкатку начинают с холостого хода, который совместно с режимом 10—20 % -ной нагрузки продолжают в течение 15—25 % длительности всего периода обкатки. Затем, по мере приработки

трущихся деталей, нагрузки равномерно увеличивают до нормальных эксплуатационных. Первая часть периода обкатки для мелких машин может выполняться на заводе (а для редукторов — на стенде), а последующая — в условиях эксплуатации.

2. В период обкатки производят интенсивную смазку, а после ее окончания — полную замену смазки для удаления продуктов износа и абразивных частиц.

3. При обкатке доводить рабочую нагрузку машины до максимальной величины следует только тогда, когда ответственные агрегаты ее нагреваются до нижнего температурного предела (для двигателя 70°C).

4. Перед началом обкатки выполняются контрольно-проверочные и крепежные работы в ответственных узлах машины; в период обкатки осуществляется тщательный контроль качества регулировки отдельных сочленений, а в конце ее проводятся крепежные работы по всей машине.

5. Признаком удовлетворительно проведенной обкатки служит устойчивая работа всех механизмов машины при допустимых шумах и уровнях нагрева, номинальных мощности и производительности.

32.1. ЗАДАЧИ И ВИДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Экспериментальные исследования горных машин имеют целью определить: степень соответствия фактических параметров машин расчетным или принятым при их проектировании; способность данной машины как орудия выполнять рабочий процесс; работоспособность отдельных ее деталей, узлов в их взаимосвязи и влиянии друг на друга; надежность машины; выносливость ее отдельных элементов и т. п.

Вид экспериментального исследования машины зависит от стадии ее создания. Экспериментальные исследования могут быть составной частью испытаний машины.

В настоящее время в машиностроении наиболее широко распространены следующие виды исследований:

- лабораторные — с применением физического или электронного моделирования в части нагрузок, динамических характеристик и параметров машин (проводятся на стадии проектной проработки машины);
- стендовые — испытания деталей, узлов и агрегатов с имитацией реальных нагрузок (проводятся на стадии производства опытных образцов машин и ее узлов и отработки параметров);
- натурные (проводятся на стадии испытания опытных образцов или серийных машин при совершенствовании методов их расчета и модернизации конструктивного исполнения на базе определения действующих нагрузок, напряжений, ускорений и т. д.);
- комбинированные, сочетающие приведенные выше виды исследований.

Лабораторные исследования обычно обеспечивают решение какой-либо задачи. При этом, как правило, изучается ее качест-

венная сторона. При лабораторных исследованиях имеется возможность не только широко варьировать параметрами изучаемого процесса, что зачастую невозможно на натурных образцах машин, но и окончательно выбирать направление исследования машин, что удешевляет стоимость дорогостоящих экспериментов.

Стендовые исследования натурных деталей и узлов целесообразны при условии, что будет обеспечена тождественность нагрузочных режимов и условий работы испытываемых элементов с натурными. Достоинством стендовых исследований является возможность создания многократной повторяемости нагрузок, что особенно важно при испытаниях на усталость, износ и т. п.

Натурные испытания машин в полевых условиях являются наиболее достоверными методами получения объективной количественной оценки всех параметров работы машины в данных условиях. Однако трудоемкость, продолжительность и стоимость их велики.

32.2. МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Методика исследования в общем случае должна включать выбор объекта, места, условий, времени и общего направления исследования в соответствии с намеченными целями и вытекающими из этого задачами.

Процесс проведения исследования можно разбить на следующие этапы: 1) уяснение цели и формулирование задач; 2) планирование эксперимента; 3) разработка рабочей методики действий; 4) выбор технических средств для проведения эксперимента; 5) подготовка эксперимента; 6) проведение эксперимента; 7) расшифровка записей; 8) статистический анализ полученных результатов; 9) составление отчета.

Уяснение цели исследования является основой для формулирования задач исследования, на базе которых: определяются параметры, включаемые в эксперимент; составляются функциональные блок-схемы исследуемого процесса; устанавливаются входные и выходные параметры процесса; анализируются возможные формальные математические модели, пригодные для данной задачи; определяются количество и качество необходимой информации для предстоящего эксперимента.

Математическая модель процесса в общем виде представляет собой систему уравнений, показывающих зависимость между входными (реакция со стороны забоя) и выходными (измеряемыми) параметрами процесса.

В качестве выходных параметров при исследовании горных машин могут быть приняты: производительность машины; энергоемкость процесса экскавации; составляющие усилия копания; ток и потребляемая мощность двигателей приводов исполнительного органа (приводов вращения, подачи, подъема, тяги, напора); скорости, ускорения и напряжения в элементах металлоконструкций машины и т. п.

Входные факторы можно подразделить на три основные группы:

- *управляемые* в процессе эксперимента, т. е. те, которые можно изменять в процессе работы машины (углы поворота, наклона, перемещения и взаимоперемещения элементов конструкции, технологические параметры забоя и т. п.);
- *контролируемые* — определяющиеся конструктивными особенностями машины. В пределах ограниченного эксперимента (на одной машине) они не имеют количественной оценки, а качественно характеризуют условия получения математической модели;
- *неуправляемые*, к которым относятся неоднородность состава горных пород, слагающих уступ; климатические и метеорологические условия, определяемые временем года и т.п. Неуправляемые факторы, если они сами не являются объектом исследования, в процессе проведения эксперимента необходимо превратить в случайные путем рандомизации.

Деление на входные факторы и выходные параметры до некоторой степени условно и зависит от цели и задач исследования, а также личного опыта экспериментатора и знакомства его с опытом других специалистов, работающих в данной области исследований. На этапе построения математической модели важно определить независимые входные факторы, которые могут влиять на зависящие от них выходные параметры, и оценивать необходимую область изменения исследуемых факторов.

Для установления закономерностей, характеризующих работу машины, каждому из входных факторов задают несколько значений, при которых измеряются величины выходных параметров. Обычно последние зависят не от одного, а от нескольких входных факторов. Чтобы выявить влияние каждого из входных факторов, нужно задавать несколько различных значений, но это приводит к увеличению числа экспериментов.

Планирование эксперимента позволяет выбирать сочетание различных входных факторов с таким расчетом, чтобы при минимальном числе опытов наиболее равномерно охватить всю область значений возможных сочетаний влияющих факторов.

При планировании эксперимента к входным факторам предъявляются следующие требования: они должны быть линейно независимыми, некоррелированными; уровень их значения следует поддерживать постоянным в течение всего опыта; факторы должны измеряться с достаточно малой погрешностью по сравнению с погрешностью определения выходного параметра.

При выборе условий испытаний горных машин в процессе их эксплуатации задача обычно сводится к выбору нескольких точек в рассматриваемом факторном пространстве, отвечающих наихудшим, т. е. наиболее тяжелым условиям. Однако такой подход к выбору условий испытаний имеет ряд недостатков, поскольку точки, в которых следует проводить оценку параметров выхода, обычно приходится выбирать интуитивно, так как большой диапазон измерения входных факторов затрудняет выбор наихудших режимов. Ограничения же, накладываемые на возможность проведения натурных экспериментов, значительно сужают область, допустимую для выбора точек, и, следовательно, далеко не все точки, соответствующие наихудшим, могут попасть в нее.

Методы планирования эксперимента позволяют оптимально расположить минимально необходимое число точек в факторном пространстве, охватывающем все возможные режимы, в том числе и наихудшие. При этом, оценивая параметр выхода, находят не нижнюю (или верхнюю) границу последнего, а коэффициенты аппроксимирующей зависимости (уравнение регрессии) искомого параметра от соответствующих входных факторов.

Методы планирования эксперимента применимы, если у объекта исследования имеется: управляемость по каждому варьируемому фактору; возможность стабилизации каждого варьируемого фактора на заданном уровне; воспроизводимость результатов при проведении повторных опытов.

Методы планирования эксперимента позволяют определить четкий алгоритм проведения испытания горных машин и обеспечить получение полезной информации при выполнении каждого отдельного опыта. Обычно в полевых условиях экспериментатор лишен возможности проведения эксперимента в несколько этапов с

промежуточной обработкой данных. В тех случаях, когда выдвигаются несколько гипотез в виде математической модели, целесообразно для каждой выдвигаемой модели одновременно спланировать и провести эксперимент и только потом приступить к обработке и анализу данных эксперимента.

Методы планирования эксперимента должны: обеспечивать минимальную чувствительность оценок коэффициентов регрессии к случайным возмущениям; состоять из ограниченного числа точек пространства планирования, наблюдения в которых должны вестись с определенной частотой; позволять прекращать эксперимент в любой момент без потери надежности полученных ранее результатов.

Перечисленным выше требованиям отвечают D — оптимальные планы планирования эксперимента, позволяющие: усреднить влияние источников неоднородностей путем рандомизации условий проведения эксперимента; оптимально использовать пространство варьируемых переменных; уменьшить число опытов; принимать решение на основе логически продуманной последовательности операций.

Рабочая методика проведения конкретного эксперимента должна отвечать поставленным целям, соответствовать общей программе испытаний и содержать следующее.

1. Перечень исследуемых параметров горной машины, схемы узлов с указанием исследуемых сечений. В зависимости от поставленных задач и целей исследований для экскаваторов, например, обычно по этому пункту определяются следующие параметры:

- усилия, развиваемые в главных приводах исполнительного органа;
- скорости основных рабочих движений подъема, тяги, напора, поворота и передвижения продолжительности рабочих циклов;
- токи в цепях задающих обмоток основных приводов, соответствующие положениям командоконтроллера, и характеристики привода, на которых работает машинист в заданный момент;
- токи в главных цепях приводов как основной показатель их нагружения, напряжение (частота вращения) двигателей;
- усилия, напряжения и крутящие моменты в элементах металлоконструкций и механизмах;

- ускорения и перемещения (прогибы) элементов экскаватора;
- усилия и давления в элементах гидро- и пневмосистем, обеспечивающих рабочие движения машины;
- усилия в механизме передвижения, давления на опорную поверхность машины при ее передвижении и работе;
- физико-механические свойства разрабатываемых пород и др.

2. Сочетания вариантов исследуемых параметров с указанием видов нагружения и операций работы машины, при которых определяются значения исследуемых параметров. Идеальным является одновременная запись всех исследуемых параметров, что дает наиболее полную картину нагружения машины вместе с характеристиками внешних нагрузок, однако ее осуществить практически невозможно, так как требуется слишком большое количество аппаратуры и значительно усложняется запись осциллограмм. В этой части методики определяются виды и частота нагружения машины и намечается местоположение размещения нулевых линий на осциллограммах.

Выбор технических средств проведения эксперимента (усилителей, осциллографов, самописцев и др.) осуществляется на основе рабочей методики в соответствии с наибольшим числом исследуемых параметров. Одновременно с этим определяется необходимое количество приспособлений для тарировки аппаратуры, тензо- и магнитоупругих датчиков, акселерометров, токосъемников, тахогенераторов для записи отдельных параметров (усилий, напряжений, ускорений, перемещений, скоростей и др.), а также вспомогательных материалов (соединительных и монтажных проводов, химикатов и т. п.).

Наиболее широко в области эксперимента применяются: усилители; осциллографы для одновременной записи параметров на бумажную фотоленту; магнитографы для записи параметров на магнитную ленту.

Подготовка эксперимента производится как до выезда на испытания, так и на машине в эксплуатационных (полевых) условиях.

Подготовительный этап работ до выезда на испытания имеет целью:

- изучение, проверку, ремонт и тарировку измерительной и усилительной аппаратуры;
- проектирование и изготовление необходимых приспособлений, переходных колодок, монтажных соединений, пульта

управления аппаратурой, позволяющего обеспечивать одновременность запуска и остановки осциллографов и подачу отметок на ленту (начало — конец копания, отрыв ковша, разгрузка и т. п.) каждого осциллографа и их синхронизацию;

- выбор, проверку соединительных проводов на цельность и на сопротивление изоляции жил, а также их маркировку (оба конца маркируются с указанием номера провода и его длины);
- наклейку, монтаж тензодатчиков на приспособления и специальные датчики, компенсационные пластинки, а также их тарировку с определением величины и линейности отклонения шлейфов осциллографа при нагружении (в интервалах возможного нагружения при испытаниях машины);
- включение всей измерительной схемы с записью и расшифровкой нулевых линий всех шлейфов, масштабных отскоков всех каналов усилителей, с проверкой наличия на всех лентах осциллографов временных отметок и особых точек.

Подготовка эксперимента на машине и настройка аппаратуры включают следующие этапы:

- монтаж пульта управления измерительной и регистрирующей аппаратурой;
- монтаж, проверку и настройку приспособлений для записи скоростей основных рабочих движений, перемещений, ускорений (тарированных тяг, датчиков давлений и виброускорений, тахометров, токосъемников и др.), токов в главных цепях и задающих обмотках основных приводов машины;
- разметку мест для наклейки датчиков на машине и фиксацию их на схеме проведения эксперимента с указанием точных размеров сечений и привязкой их к характерным точкам конструкции;
- зачистку мест наклейки датчиков, наклейку датчиков, монтаж компенсационных пластинок, сушку датчиков и проверку их параметров;
- монтаж и проверку правильности включения соединительных схем, изоляцию датчиков от влаги. Установку

магистральных соединительных проводов, крепление их и подпайку к мостовой схеме датчиков;

- проверку правильности монтажа всей измерительной схемы и сопротивления изоляции магистральных проводов относительно земли;
- балансировку измерительной схемы датчиков каждым из каналов усилителя (до включения шлейфа) и настройку осциллографа (после сбалансирования соответствующего канала). Диапазон усиления сигналов от датчиков и расположение «зайчиков» шлейфов на бумаге выбирают такими, чтобы они не уходили за пределы поля бумаги, а линии записей сигналов по возможности не пересекались. Проводят проверку секундных и особых отметок;
- подготовку затемненного места для зарядки кассет и проявления осциллограммы;
- запись в журнал проведения испытаний всех данных, необходимых для расшифровки осциллограмм.

Записывать данные в журнал испытаний необходимо в течение всего времени проведения подготовительных работ.

При правильной организации работ и достаточном количестве квалифицированной рабочей силы многие этапы могут проводиться одновременно или с некоторым сдвигом во времени.

Проведение эксперимента сопровождается фиксацией регистрируемых параметров с помощью осциллографа в такой последовательности:

- включают осциллограф и записывают на ленте как нулевые линии при ненагруженном рабочем органе (в соответствии с рабочей методикой), так и масштабные отклонения сигнала шлейфа на выбранных скорости протяжки ленты и диапазоне усиления канала усилителя;
- без остановки осциллографа начинают запись исследуемых процессов, предусмотренных методикой проведения исследования. В журнал испытаний заносятся данные о месте и времени проведения эксперимента, внешних нагрузках на машину в каждом цикле (состояние забоя, встречаемые препятствия, удачные и неудачные приемы машиниста и т. п.);
- по мере записи осциллограмм и с целью увязки результатов испытаний на осциллограммы систематически наносят от-

метки особых явлений, данные о которых фиксируются в журнале испытаний, а также время от времени и по окончании осциллографирования записывают нулевые линии в том же положении, что и в начале записи;

- при проявлении осциллограмм ленты маркируют. После закрепления и промывки осциллограмму просматривают и сушат, а затем подписывают, фиксируя ее номер и дату записи;
- качество записи проверяют при просмотре осциллограмм. Выбраковывают осциллограммы: с отсутствующими линиями, особыми отметками, масштабами, секундными отметками, с выходами записи за пределы бумаги, скученностью записей отдельных шлейфов. При необходимости запись повторяют;
- если число полученных осциллограмм достаточное и эксперимент произведен полностью, места наклейки датчиков, приспособления, а также стенд фотографируют, данный вариант демонтируют и производят настройку следующего.

Расшифровка записей осциллограмм включает в себя следующие этапы:

- определяют наименования линий зафиксированных параметров (производят по масштабным отскокам и записям в журнале проведения испытаний);
- по данным тарировки усилителей и записи в журнале определяют цену масштабного отскока и масштаб записи;
- производят протяжку по всей длине осциллограммы нулевых линий, определяют ординаты характерных точек осциллограмм; идентифицируют особые отметки и осуществляют выкопировку отдельных кривых для последующей обработки их машинными способами в соответствии с поставленными задачами и целью эксперимента и с учетом используемых программ для обработки массивов данных на ЭВМ.

Статистический анализ полученных результатов имеет целью выявление общих закономерностей изменения случайных величин (параметров), которые в процессе испытания принимают те или иные численные значения, ни одно из которых (частное значение) не является достоверным.

При обработке данных испытаний непрерывные случайные величины (кривые осциллограммы) заменяют дискретными, отсчитываемыми по кривой в виде ординат процесса через равные интервалы времени. Обработка массивов дискретных величин осуществляется на основе методов, разработанных в математической статистике и теории вероятностей, по стандартным программам для ЭВМ или ручным способом. В последнем случае первичная обработка экспериментальных данных начинается с составления ряда распределения случайных величин, который графически обычно выражается в виде гистограммы.

Далее определяются ординаты эмпирической кривой распределения, среднее значение (математическое ожидание) и среднее квадратичное отклонение (дисперсия), а также оцениваются предельные значения случайной величины по соответствующим критериям, принятым в теории вероятностей, и моменты более высоких порядков, характеризующихся эксцессом и асимметрией.

При машинных методах обработки статистических данных обычно используется более полный объем первичной информации, причем обоснование коэффициентов уравнений математической модели и оценку их точности начинают с исключения грубых ошибок, проверки воспроизводимости опыта, оценки гипотез о значимости полученных коэффициентов математической модели и адекватности представления результатов эксперимента найденным уравнением регрессии, а заканчивают корреляционно-спектральным анализом массивов данных, полученных при эксперименте.

Методика определения расчетной нагрузки. Наиболее точно величина расчетной нагрузки может быть определена на основе статистических наблюдений при испытаниях машины, во время которых осуществляется длительная запись на осциллографическую или магнитную ленту исследуемых параметров нагружения.

Осциллограмма (или выкопировка) исследуемой нагрузки обрабатывается на считывающем устройстве, обеспечивающем классификацию ординат и выдачу числовых массивов ординат нагрузки (в виде перфолент) по уровням, число которых должно быть не менее 10. По результатам обработки данных на ЭВМ строят корреляционные таблицы и гистограммы максимумов, минимумов и размахов нагружения.

Метод получения перечисленных выше статистических данных может быть проиллюстрирован на примере обработки осциллограммы нагрузки $Q(t)$ (рис. 32.1), где на одиннадцати уровнях зафиксированы максимальные (нечетные номера) и минимальные (четные номера) значения. Заполнение рабочей корреляционной таблицы (рис. 32.2) осуществляется следующим образом (см. рис. 32.1 и 32.2 совместно).

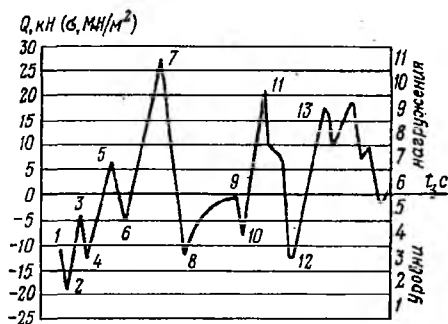


Рис. 32.1. Осциллограмма нагрузки Q (или напряжений σ) в функции времени t

Характерная точка 1 (максимум) находится на 3-м уровне, следующая за ней точка 2 (минимум) на 2-м уровне. Связывая эти уровни, заносим их в клетку таблицы на пересечении 3-го столбца максимумов и 2-й строки минимумов (отмечено точкой). Следующий максимум (точка 3) связывается аналогичным образом сначала с предыдущим минимумом (точкой 2) и фиксируется в клетке 5—2, а затем с последующим минимумом

(точкой 4) и фиксируется в клетке 5—3 и т. д.

Таким образом, каждая характерная точка учитывается в таблице (см. рис. 32.2) дважды. После обработки всей записи в каждой клетке подсчитывается число характерных точек и суммы проставляются в клетках рабочей таблицы. Суммированием числа вертикальных и горизонтальных строк таблицы получают частоты N_i и частоты Ψ_i распределения максимумов, записанного на осциллограмму процесса изменения нагрузки. Частота Ψ_i определяется по зависимости

$$\Psi_i = N_i / \sum N_i.$$

По данным распределения максимумов и минимумов (см. рис. 32.2) строится гистограмма (рис. 32.3) распределения частот, для чего по горизонтальной оси откладываются интервалы значений максимумов или минимумов, а по вертикальной — частота их появления.

$\begin{matrix} \text{max} \\ \text{min} \end{matrix}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	X			1		1	1				
2		X	1	2	5	4	2		1		
3			X		1	12	14	6	4	2	1
4				X		8	12	22	12	6	2
5					X	3	6	31	24	11	
6						X	3	17	21		1
7							X	4	5	1	
8								X	1	1	
9									X	1	
10										X	
11											X

N_i	ψ_i	$Q_i^{\min}$
3	0,012	-25...-20
15	0,060	-20...-15
40	0,160	-15...-10
62	0,248	-10...-5
75	0,300	-5... 0
42	0,168	0... 5
10	0,040	5... 10
2	0,008	10... 15
1	0,004	15... 20
-	-	-
-	-	-

N_i	1	1	1	3	6	28	38	80	68	22	4
ψ_i	1	1	0,004	0,012	0,024	0,114	0,152	0,320	0,272	0,088	0,008
$Q_i^{\max}$	-25...-20	-20...-15	-15...-10	-10...-5	-5... 0	0... 5	5... 10	10... 15	15... 20	20... 25	25... 30

$\Sigma N_i = 250$	$\Sigma \psi_i = 1$

Распределение максимумов

Распределение минимумов

Рис. 32.2. Рабочая корреляционная таблица

По характеру гистограмм распределения частот подбирается соответствующая аналитическая кривая — функция плотности распределения (нормального, логнормального, Пуассона и др.). Для оценки согласованности опытного и теоретического распределений используются различные критерии согласия, из которых наиболее часто употребляется критерий согласия Пирсона — критерий χ^2 .

Далее строятся теоретические кривые распределения: максимумов $p_{\max}(Q)$ и минимумов $p_{\min}(Q)$.

В зависимости от наибольшего абсолютного значения распределений максимумов и минимумов устанавливается расчетная нагрузка. При этом следует иметь в виду, что увеличение значения последней хотя и уменьшает вероятность выхода из строя конструкции, но приводит к увеличению массы и стоимости конструкции.

При определении технико-экономической целесообразности назначения величины расчетной нагрузки следует учитывать, что вероятность ее превышения за срок службы деталей составляет

$$p = 1 - \left[- \int_{-\infty}^b p_{\max}(Q) dQ \right]^n,$$

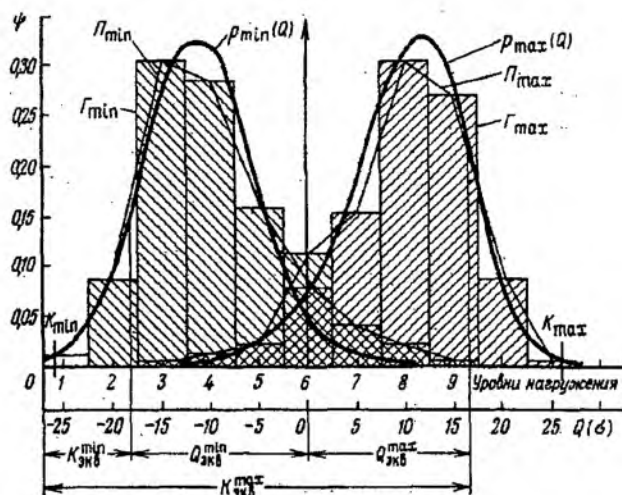


Рис. 32.3. Распределение максимумов и минимумов нагрузки:

$\Gamma_{\max}$, $\Gamma_{\min}$ — гистограммы; $\Pi_{\max}$, $\Pi_{\min}$ — полигоны распределения; $p_{\max}(Q)$, $p_{\min}(Q)$ — функции плотностей распределения

где n — число нагружений детали (число характерных максимальных пиков) за весь срок службы детали; $p_{\max}(Q)$ — функция плотности распределения максимумов

Составление отчета представляет собой одну из наиболее важных частей исследования. Отчет должен в сжатой форме содержать необходимую информацию по основным пунктам, упомянутым в настоящем параграфе, однако его главной составной частью непременно должна быть научно обоснованная трактовка результатов проведенных исследований, на базе которых делаются выводы и даются рекомендации, отвечающие сформулированным в начале исследования целям и задачам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Бариев Н.В.* Электрооборудование и электропривод одноковшовых экскаваторов. — М.: Недра, 1970.
2. *Беляков Ю.И.* Проектирование экскаваторных работ. — М.: Недра, 1983.
3. *Бессмертный К.С., Бритарев В.А.* Гидромониторщик на карьере. — М.: Недра, 1982.
4. *Виницкий К.Е., Бабарика, Кириллов М.А.* Развитие технологий бурения взрывных скважин на открытых разработках. — М.: ИГД им. А. Скочинского, 2000.
5. *Взрывоимпульсное разрушение горных пород / А.В. Докукин, Ю.Д. Красников, А.А. Шубин и др.* — М.: Наука, 1979.
6. *Волков Д.П., Черкасов В.А.* Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. — М.: Машиностроение, 1969.
7. *Гохберг М.М.* Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. — Л.: Машиностроение, 1976.
8. *Домбровский Н.Г.* Экскаваторы. — М.: Машиностроение, 1969.
9. *Дорожные машины. Часть 1: Машины для земляных работ / Г.В. Алексеев, К.А. Артемьев, А.А. Бромберг и др.* — М.: Машиностроение, 1972.
10. *Единые нормы и расценки: Сб. 2 Земляные работы.* — М.: Стройиздат, 1978. — Вып. 1.
11. *Ефимов В.Н.* Одноковшовые экскаваторы. — М.: Недра, 1995.
12. *Катанов Б.А., Сафохин М.С.* Инструмент для бурения взрывных скважин на карьерах. — М.: Недра, 1989.
13. *Лешков В.Г.* Справочник дражника. — М.: Недра, 1968.
14. *Ломакин М.С.* Автоматическое управление технологическими процессами. — М.: Недра, 1979.
15. *Металлические конструкции строительных и дорожных машин / Под ред. В.А. Ряхина.* — М.: Машиностроение, 1972.
16. *Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.* Справочник по сопротивлению материалов. — Киев: Наукова думка, 1975.
17. *Подэрни Р.Ю.* Горные машины и комплексы для открытых работ: в 2 т, 4-е издание. — М.: Изд-во МГГУ, 1999 и 2001.
18. *Подэрни Р.Ю., Ковалев Ю.А.* Основы практического тензометрирования. — М.: Изд-во МГИ, 1980.
19. *Поминов М.Л.* Структурные модели в динамике механических систем: В кн. Сборник научно-методических статей по теоретической механике. — М.: 1979. — Вып. 9.

20. *Поминов М.Л.* Метод конечных элементов в динамике механических систем: В кн. Сборник научно-методических статей по теоретической механике. — М.: 1984. — Вып. 15.

21. *Постнов В.А., Хархурим И.Я.* Метод конечных элементов. — Л.: Судостроение, 1974.

22. *Прочность. Устойчивость. Колебания. Справочник.* Т. 3. — М.: Машиностроение, 1968.

23. *Ремонт шагающих экскаваторов / Б.И. Бубновский, В.Н. Ефимов, И.К. Буйный и др.* — М.: Недра, 1982.

24. *Ржевский В.В.* Процессы открытых горных работ. — М.: Недра, 1978.

25. *Симкин Б.А., Кутузов Б.Н., Буткин В.Д.* Справочник по бурению на карьерах. — М.: Недра, 1990.

26. *Справочник механика открытых работ. Экскавационно-транспортные машины циклического действия / Под ред. М.И. Щадова и Р.Ю. Подэрни.* — М.: Недра, 1989.

27. *Справочник механика открытых работ. Экскавационно-транспортные машины непрерывного действия / Под ред. М.И. Щадова и В.М. Владимиров.* — М.: Недра, 1989.

28. *Справочник конструктора дорожных машин / Под ред. И.П. Бородачева.* — М.: Машиностроение, 1973.

29. *Стальные конструкции. Справочник / Под ред. Н.П. Мельникова.* — М.: Стройиздат, 1973.

30. *Теория и расчет гусеничного движителя землеройных машин / Н.Г. Домбровский, А.Г. Маевский, И.М. Гомозов и др.* — Киев: Техника, 1970.

31. *Техника, технология и опыт бурения скважин на карьерах / Под ред. В.А. Перетолчина.* — М.: Недра, 1993.

32. *Трубецкой К.Н., Потапов М.Г., Виницкий К.Е. и др.* Справочник. Открытые горные работы. — М.: Горное бюро, 1994.

33. *Чулков Н.Н.* Расчет приводов карьерных машин. — М.: Недра, 1987.

34. *Эксплуатация и испытания строительных машин / П.Т. Фролов, И.В. Петров, М.С. Балаховский и др.* — М.: Высшая школа, 1970.

35. *Федоров Д.И.* Рабочие органы землеройных машин. — М.: Машиностроение, 1990.

36. *Ялтанец И.М., Егоров В.К.* Гидромеханизация. Справочный материал. — М.: Изд-во МГГУ, 1999.

ПРИЛОЖЕНИЯ

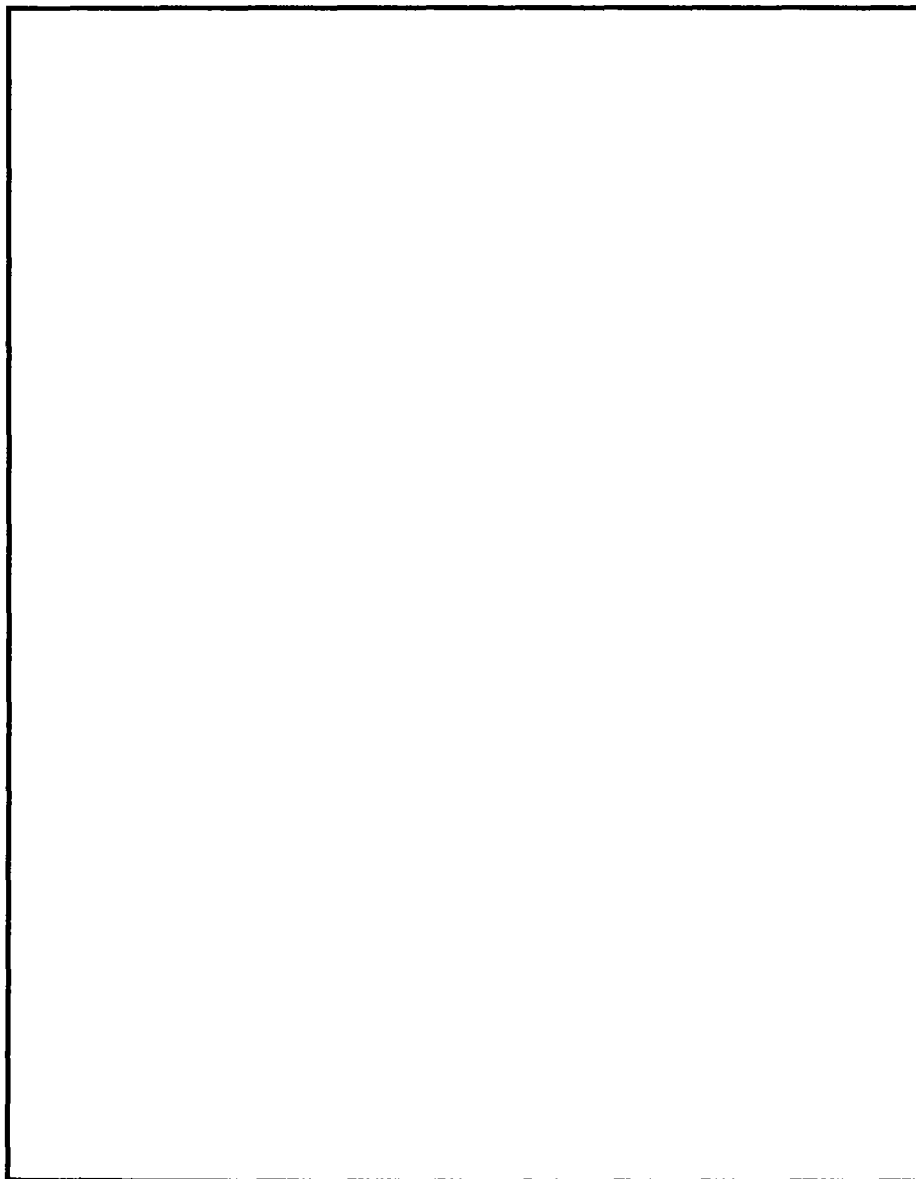


Таблица П1

Угол естественного откоса ϕ_0 , градус

Состояние породы	Песок			Гравий	Суглинок	Глина	Растительный слой	Торф	Скала, руда
	мелкий	средний	крупный						
Сухая	25	28	30	40	50	45	40	40	42
Влажная	30	35	32	40	40	35	35	25	42
Мокрая	20	25	27	35	30	15	25	14	42

Таблица П2

Подразделение пород по прочности

Порода	Коэффициент крепости f	Прочность породы, МПа	
		в куске C_k	в массиве C_m
Мягкая	0,6 и менее	0,03 и менее	0,03 и менее
Плотная	0,6—1,9	0,07—0,3	0,03—0,15
Полускальная	1,9—6	0,3—4	0,15—0,8
Скальная	Более 6	Более 4	Более 0,8

Классификация горных пород по Белякову Ю.И. и Домбровскому Н.Г.

Категория пород	В массиве			После рыхления		Коэффициент сопротивления копанию экскаваторами K_F , МПа			
	Характерные группы горных пород	Предел прочности на сжатие, МПа	Прочность пород в массиве S_m , МПа	Характерные группы горных пород	Коэффициент сопротивления чистому резанию K_F^p , МПа	одноковшовым		многоковшовым	
						лопатай	драглайном (скрепером)	цепным	роторным
I	Мягкие и рыхлые породы (супесь, мягкий суглинок)	3	0,02	Уголь и полускальные породы	0,01—0,055	0,016—0,12	0,03—0,12	0,05—0,18	0,04—0,13
II	Довольно плотные породы, мерзлый грунт I категории (суглинок, гравий, мягкая глина)	3—8	0,02—0,04	Полускальные и скальные породы	0,057—0,11	0,07—0,16	0,12—0,2	0,15—0,3	0,12—0,25
III	Слабый уголь, плотная порода, мерзлый грунт I—II категорий (суглинок плотный, глина средняя, мягкие аргиллиты)	8—10	0,04—0,07	Скальные породы и тяжелая руда	0,11—0,17	0,12—0,25	0,16—0,3	0,24—0,45	0,2—0,35
IV	Уголь средней крепости, очень плотная порода, мерзлый грунт II—III категорий (суглинок крепкий со щебнем, глина крепкая)	10—15	0,07—0,1	Крепкий уголь, полускальные и скальные породы, тяжелые руды	0,16—0,24	0,22—0,36	0,25—0,42	0,36—0,6	0,3—0,45

Категория пород	В массиве			После рыхления		Коэффициент сопротивления копанью экскаваторами K_F , МПа			
	Характерные группы горных пород	Предел прочности на сжатие, МПа	Прочность породы в массиве C_m , МПа	Характерные группы горных пород	Коэффициент сопротивления чистому резанию K_F^p , МПа	одноковшовым		многоковшовым	
						лопатай	драглайном (скрепером)	цепным	роторным
V	Крепкий уголь, наименее прочные полускальные породы	15—30	0,1—0,15	Очень крепкий уголь, полускальные породы категорий VI—VIII, тяжелая руда категорий VI—VIII	0,23—0,4	0,33—0,55	0,4—0,55	0,58—0,85	0,42—0,66
	Мерзлая порода категорий III—IV	15—20	0,1—0,15						
	Сильно трещиноватые скальные породы и руды	60—80	0,1—0,15						
VI	Очень крепкий уголь, прочные полускальные породы категорий IV—V	20—30	0,15—0,23	Полускальные породы категории VII. Скальные породы категорий VIII—IX. Тяжелая руда категории VIII	0,3—0,55	0,43—0,75	0,5—0,75	0,43—0,85	0,42—1
	Скальные породы и тяжелая руда, трещиноватые	80	0,15—0,23						

Окончание табл. ПЗ

Категория пород	В массиве			После рыхления		Коэффициент сопротивления копанию экскаваторами K_F , МПа			
	Характерные группы горных пород	Предел прочности на сжатие, МПа	Прочность породы в массиве C_m , МПа	Характерные группы горных пород	Коэффициент сопротивления чистому резанию K_F^p , МПа	одноковшовым		многоковшовым	
						лопатай	драглайном (скрепером)	цепным	роторным
VII	Сланцы, мергель, гипс, мел. известняк, песчаник мягкий. Мерзлые породы категорий V—VI	30—60	0,23—0,35	Скальные породы и тяжелая руда категорий VIII	0,5—0,7	0,8—1	1—1,3	—	—
VIII	Скальные породы и руда, средне трещиноватые	Более 80	0,23—0,35	Скальные тяжелые породы и руда практически монолитные. Породы категории IX	0,7—1	1—1,2	1,2—1,5	—	—
	Скальные мало-трещиноватые мерзлые породы Тяжелая руда	60—80 100	0,35—0,55 0,35—0,55						
IX	Внекатегорные породы	Более 100	0,55 и более	—	—	—	—	—	—

Таблица П4

Значения предела прочности породы при разрушении механическим способом бурения

Горная порода	Плотность γ , т/м ³	Коэффициент крепости f	Предел прочности, МПа		
			на сжатие $\sigma_{сж}$	на скальвание $\sigma_{ск}$	механический при разрушении $\sigma_{м.б}$
Мел, каменная соль, гипс, обыкновенный мергель, каменный уголь	2,28—2,65	2—6	34—80	2,4—23	18,2—51,5
Песчаник, конгломераты, плотный мергель, известняки	2,65—2,72	2—6	80—100	23—25	51,5—62,5
Железные руды, песчанистые сланцы, сланцевые крепкие песчаники	2,72—2,84	6—10	100—140	25—32	62,5—86
Гранит, мрамор, доломит, колчедан, порфиры	2,84—2,89	10—12	140—180	32—44	86—112
Плотный гранит, роговики	2,89—2,95	12—14	180—243	44—50	112—146,5
Крепкий гранит, кварциты, очень крепкие песчаники и известняки	2,95—3	14—16	243—272	50—52	146,5—162
Базальты, диабазы	3—3,21	16—20	272—343	52—53	162—198

Таблица П15

Упругие характеристики некоторых разновидностей горных пород

Горная порода	Плотность γ , кг/м ³	Коэффициент Пуассона ν	Модуль упру- ости E_y , МПа	Скорость распространения волны, 10 ³ м/с		Акустическая жест- кость породы, кг с/м ³
				продольной $v_{\text{пр}}$	поперечной $v_{\text{поп}}$	
Глина	1400—2500	—	0,003	0,8—3,3	—	1,12—8,2
Уголь	1250	0,36	0,18	1,2	0,72	1,5
Известняк	2420	0,26	2,17	3,4	1,86	8,3
Сланец	2460	0,24	10,2	6,9	4,06	17
Доломит	2850	0,28	9,83	6,6	3,63	18,8
Порфиры	2930	0,31	8,85	6,4	3,36	18,8

Таблица П16

Значения коэффициентов K_p и $K_{\text{пут}}$

Показатели	Категория породы			
	I	II	III	IV
Плотность поро- ды в целике γ , т/м ³	1,5—1,8	1,8—2,5	2,5—3,5	3—3,5
Коэффициент разрыхления K_p	1,1—1,15	1,25	1,3	1,3—1,37
Коэффициент $K_{\text{пут}} = l_y/l_k$	2,5—3	3,5	4	5,5

Таблица П17

Значения коэффициента K_m

Тип экскаватора	Стрела с блоками	Механизм напора
Карьерная мехлопата	0,07—0,06	0,0255—0,026
Вскрышная лопата	0,08—0,07	0,023—0,0145
Драглайн	0,07—0,06	—

Таблица П18

Значения коэффициента пропорциональности K_i , м/т⁻³

Параметры	Карьерная лопата ($E=2+20 \text{ м}^3$)	Вскрышная лопата ($E = -6,5 + 100 \text{ м}^3$)	Драглайн ($E = 6+100 \text{ м}^3$)
Ширина платформы	0,85—0,95	0,95—1,4	1,15—1,3
Высота кузова	0,85—0,9	1,25—1,5	0,9—0,87
Радиус задней стенки кузова	0,95—1,0	1,25—1,4	1,2—1,8
Длина стрелы	1,8—1,95	3,2—4,5	7—8 (4,5—4,6)
Высота пяты стрелы	0,45—0,65	0,7—0,8	0,28—0,5
Радиус пяты стрелы	0,4—0,37	0,5—0,56	0,6—0,42
Длина рукояти	1,15—1,7	2,1—2,9	—
Высота:		2,85—2,9	4,6
черпания максимальная	1,7—2		
разгрузки максимальная	1,23—1,3	2,8—3,2	2,5
напорного вала	1,1—1,2	1,7—1,95	2,5
Радиус:		3,5—4,5	7,55 (4,4—4,5)
черпания максимальный	2,6—2,7		
разгрузки максимальный	2,4—2,5	3,3—4,3	7,48 (4,5—4,6)
Примечания: 1. В скобках приведены значения для экскаватора ЭШ 100.100. 2. Меньшие значения коэффициентов относятся к ковшам меньшей вместимости.			

Таблица П19

Значение коэффициента пропорциональности $K_{рук}$

Экскаваторы	Внутренняя однобалочная рукоять,			Внешняя двухбалочная рукоять,	
	разгруженная от изгиба и кручения	разгруженная от кручения	неразгруженная	неразгруженная от кручения	разгруженная от кручения
Карьерные	0,3—0,34	0,4—0,45	0,45—0,5	0,8—1,0	—
Вскрышные	0,4—0,45	0,7—0,75	—	0,9—1,1	1,1—1,2

Таблица П10

Коэффициенты K_x основных размеров элементов гусеничного ходового оборудования экскаваторов
(большие величины — для меньших моделей)

Размер i , м	Коэффициент K_x для систем	
	двух- и трехгусеничных	12- и 16-гусеничных
Ширина хода	0,9—0,8	1,2—1,35
Длина гусеницы	1,05—1,2	0,6—0,8
Ширина звена	0,17—0,19	0,14—0,11
Шаг звена	0,06—0,07	0,07—0,05
Диаметр: ведущего и направляющего колес	0,17—0,2	0,14—0,17
опорного катка	0,08—0,09	0,06—0,05

Таблица П11

Номинальные значения скоростей движения
главных механизмов одноковшовых экскаваторов

Тип экскаватора	Скорость, м/с				Частота вращения платформы n , мин ⁻¹
	подъема v_n	напора v_h	тяги v_t	хода v_x	
Карьерный	0,7—1,2	0,4—0,75	—	1,5—0,7	2,5—3,5
Вскрышной	1,0—1,75	0,4—0,8	—	0,9—0,2	2—3
Драглайн	2,0—3,5	—	0,7—3,5	0,5—0,6	1—2

Таблица П12

Рекомендуемые расчетные значения P_6/P_p
при $v_3/v_x = (0,3+0,15)$

Категория грунта	$\varepsilon_0 = t_0/b_0$		
	0,15—1,5	1,5—2,5	2,5—4,0
I—II	0,20	0,25	0,35
III	0,35	0,40	0,50
IV—V	0,50	0,55	0,65

Таблица П13

Эмпирические зависимости для определения ряда основных параметров одноковшовых экскаваторов

Параметр	Условное обозначение	Карьерная лопата	Вскрышная лопата	Драглайн
Масса экскаватора, т	$m_э$	$0,82 E^{0,65} R_{ч\max}^{1,65}$	$K_1 E L_c + a$	$K_2 E L_c + b$
Радиус черпания (не более), м	$R_{ч\max}$	$K_3 E^a$	$1,13 L_c$	$0,96 L_c$
Длина стрелы, м	L_c	$1,43 R_{ч\max}^{0,74}$	$0,9 R_{ч\max}$	$1,1 R_{ч\max}$
Высота черпания (не более), м	$H_{ч\max}$	$0,75 R_{ч\max}$	$0,85 L_c$	$(0,5 - 0,6)L_c$
Радиус разгрузки (не более), м	$R_{р\max}$	—	$1,03 L_c$	$0,95 L_c$
Высота разгрузки (не более), м	$H_{р\max}$	—	$0,7 L_c$	$0,42 L_c$
Мощность сетевого двигателя, кВт	N_c	$1,3 m_э + 28$	$0,98 m_э + 226$	$1,32 E L_c + 0,004 E L_c^2$
Время цикла ($\beta = 90^\circ$), с	$t_{ц}$	$21,94 + 0,01 m_э$	$50 - 15 e^{-0,00187 m_э}$	$60 - 22,9 e^{-0,00154 m_э}$

Примечание: $K_1 = 1,04$ и $a = 185$ для вскрышных лопат с прямым канатным напором; $K_1 = 1,3$ и $a = 225$ для вскрышных лопат с коленно-рычажным напором; $K_2 = 1,06$ и $b = -44,5$ для вантовой стрелы; $K_2 = 0,88$ и $b = 46$ для трубчатой треугольной стрелы; $K_2 = 0,7$ и $b = 287$ для ферменной четырехугольной стрелы; $K_3 = 9$ и $a = 0,32$ для речного напора; $K_3^* = 9,64$ и $a = 0,28$ для канатного напора.

Таблица П14

Значения коэффициента сцепления ϕ между колесами и покрытием дороги

Материал покрытия	Пневмоколесо		Гусеница
	низкого давления	высокого давления	
Бетон	0,9	0,8	0,45
Глина, суглинки, земля (сухие и плотные)	0,5—0,58	0,45—0,5	0,8+0,9
Глина, суглинки, земля (влажные)	0,4—0,49	0,35—0,43	—
Разрыхленная земля	0,4—0,5	0,35—0,45	0,6
Рыхлый песок	0,2—0,35	0,18—0,3	0,3
Дорога рудного карьера	0,6—0,7	0,55—0,63	—
Гравийная дорога	0,36	0,3	—
Утрамбованный снег, лед	0,2—0,12	0,15; 0,1	0,12

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие	5
Раздел I. ПОНЯТИЕ О ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВАХ ГОРНЫХ ПОРОД И СПОСОБАХ ИХ РАЗРУШЕНИЯ	8
1. Основные физико-механические свойства горных пород и способы их разрушения	10
1.1. Физико-механические свойства горных пород как объектов разрушения	10
1.2. Классификация горных пород по трудности разработки и бурения	14
1.2.1. Определение коэффициентов сопротивления копанию	15
1.2.2. Характеристика буримости горных пород	16
1.3. Копание и резание горных пород	17
1.4. Влияние геометрии режущей кромки и параметров процесса экскавации на величину силы сопротивления копанию	22
2. Динамические способы разрушения крепких горных пород	26
2.1. Вибрационное разрушение	26
2.2. Ударное разрушение механическим способом	27
2.3. Высокоскоростное разрушение	29
2.4. Импульсное разрушение	29
Раздел II. БУРОВЫЕ МАШИНЫ	33
3. Общие сведения	35
3.1. Состояние и направления развития	35
3.2. Классификация буровых машин	39
4. Теория рабочего процесса буровых машин	44
4.1. Теория рабочего процесса буровых машин ударного и ударно-вращательного действия	44
4.2. Теория рабочего процесса машин вращательного бурения шарошечными долотами	48
4.3. Теория рабочего процесса машин вращательного бурения резцовыми долотами	51
4.4. Физические основы термического бурения	53
4.5. Примеры расчетов	55
5. Инструмент для буровых машин	58
5.1. Общие сведения	58
5.2. Инструмент для станков ударно-вращательного (пневмоударного) бурения	59
5.3. Инструмент для станков вращательного бурения шарошечными долотами	62
5.4. Инструмент для станков вращательного бурения режущими долотами со шнековой очисткой скважин	75
5.5. Инструмент для термического бурения	78
5.6. Комбинированный буровой инструмент	79

6. Исполнительные механизмы буровых станков	82
6.1. Конструктивные схемы вращательно-подающих механизмов.....	82
6.2. Устройства для удаления буровой мелочи из скважины, пылеулавливания и пылеподавления	93
6.3. Устройства для подвода сжатого воздуха и рабочих компонентов к вращающемуся буровому ставу	96
6.4. Устройства для хранения, подачи штанг и свинчивания (развинчивания) бурового става	98
6.5. Гидравлические системы	102
6.5.1. Гидравлические схемы станков шарошечного бурения	102
6.6. Пневматические системы	105
6.7. Ходовое оборудование	107
7. Технические характеристики и конструкции буровых машин	109
7.1. Станки ударно-канатного бурения	109
7.2. Станки ударно-вращательного бурения погружными пневмударниками	110
7.3. Станки вращательного бурения резцовыми долотами	117
7.4. Станки вращательного бурения шарошечными долотами	122
7.5. Станки огневого бурения	131
7.6. Шнекобуровые машины	132
7.7. Некоторые типы зарубежных буровых станков	133
8. Производительность и безопасная эксплуатация буровых станков	136
8.1. Производительность и режимы бурения	136
8.2. Техника безопасности при работе на буровых станках	142

Раздел III. ВЫЕМОЧНО-ПОГРУЗОЧНЫЕ МАШИНЫ (ЭКСКАВАТОРЫ)

9. Общие сведения	147
9.1. Классификация экскаваторов	147
9.2. Конструктивные схемы одноковшовых экскаваторов	148
9.2.1. Механическая прямая напорная лопата	149
9.2.2. Гидравлический экскаватор (прямая и обратная лопаты)	152
9.2.3. Драглайн	153
9.3. Конструктивные схемы многоковшовых экскаваторов	154
9.3.1. Цепной экскаватор	155
9.3.2. Роторный экскаватор	157
9.3.3. Фрезерный экскаватор	160
10. Рабочее оборудование экскаваторов	162
10.1. Рабочее оборудование одноковшовых экскаваторов	162
10.1.1. Прямая механическая лопата	162
10.1.2. Прямая и обратная гидравлическая лопата	176
10.1.3. Драглайн	178
10.1.4. Определение линейных размеров и масс основных элементов рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов	183
10.2. Рабочее оборудование многоковшовых экскаваторов	185
10.2.1. Цепной экскаватор	185
10.2.2. Роторный экскаватор	191
11. Рабочие механизмы экскаваторов	200
11.1. Рабочие механизмы одноковшовых экскаваторов	200
11.2. Рабочие механизмы многоковшовых экскаваторов	209
11.3. Опорно-поворотные устройства экскаваторов	219
11.4. Системы и механизмы управления экскаваторами	228

11.5. Кабельный барабан	234
12. Ходовое оборудование экскаваторов	235
12.1. Общие сведения	235
12.2. Рельсовое ходовое оборудование	237
12.3. Гусеничное ходовое оборудование	238
12.4. Шагающее ходовое оборудование	245
12.5. Шагающе-рельсовое ходовое оборудование	249
13. Металлические конструкции экскаваторов	251
13.1. Общие сведения	251
13.2. Материалы металлических конструкций экскаваторов	252
13.3. Ферменные конструкции экскаваторов	254
13.4. Рамные конструкции экскаваторов	257
13.5. Эксплуатация металлических конструкций экскаваторов	261
14. Общие методы прочностного и динамического расчета металлоконструкций и элементов горных машин	265
14.1. Расчетные нагрузки и допускаемые напряжения	265
14.2. Основы расчета на прочность по методам допускаемых напряжений и предельным состояниям	269
14.3. Особенности работы металлоконструкций при переменных напряжениях	272
14.4. Основы расчета металлоконструкции при переменных напряжениях	278
14.5. Введение в динамический расчет приводов, механизмов и металлоконструкций горных машин.....	281
14.6. Матричные методы определения собственных частот и форм колебаний	290
15. Определение нагрузки на рабочее оборудование и мощности приводов главных механизмов	301
15.1. Условия работы приводов главных механизмов	301
15.2. Прямые лопаты	303
15.2.1. Определение средневзвешенной мощности приводов главных механизмов по нагрузочным диаграммам	306
15.3. Драглайны	311
15.3.1. Определение средневзвешенной мощности приводов главных механизмов по нагрузочным диаграммам	313
15.4. Многоковшовые цепные экскаваторы	316
15.5. Роторные экскаваторы	319
15.6. Примеры расчетов	325
16. Статический расчет экскаваторов	336
16.1. Уравновешенность поворотной платформы	336
16.2. Устойчивость экскаватора	340
16.3. Определение усилий в роликах и захватывающих устройствах опорно-поворотного круга	344
16.4. Определение опорных реакций и давления на грунт	347
16.4.1. Гусеничное ходовое оборудование	347
16.4.2. Шагающее ходовое оборудование	322
16.4.3. Шагающе-рельсовое ходовое оборудование	353
16.5. Примеры расчетов	354
17. Тяговый расчет ходового оборудования горных машин	360
17.1. Тяговый расчет рельсового ходового оборудования	360
17.2. Тяговый расчет гусеничного ходового оборудования	362
17.3. Тяговый расчет шагающего ходового оборудования	369

17.4. Тяговый расчет шагающе-рельсового ходового оборудования	370
17.5. Примеры расчетов	372
18. Технические характеристики и конструкции экскаваторов	378
18.1. Параметрические ряды и типы экскаваторов	378
18.2. Определение основных параметров экскаваторов	380
18.3 Технические характеристики и конструкции одноковшовых экскаваторов	382
18.3.1. Карьерные мехлопаты	382
18.3.2. Гидравлические одноковшовые экскаваторы	392
18.3.3. Вскрышные мехлопаты	395
18.3.4. Шагающие экскаваторы-драглайны	396
18.4. Технические характеристики и конструкции многоковшовых экскаваторов	401
18.4.1. Цепные экскаваторы	401
18.4.2. Роторные экскаваторы (ЭР)	404
19. Горнотранспортные комплексы открытых разработок	418
19.1. Понятие о структуре комплексной механизации	418
19.2. Выбор машин и механизмов комплексов непрерывного действия	420
20. Производительность и безопасная эксплуатация экскаваторов и комплексов	423
20.1. Производительность экскаваторов	423
20.2. Производительность горнотранспортных комплексов	425
20.3. Повышение производительности экскаваторов	428
20.4. Требования безопасной эксплуатации экскаваторов	430
Раздел IV. ВЫЕМОЧНО-ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ (ВТМ)	433
21. Назначение, классификация и область применения	435
21.1. Общие сведения	435
21.2. Базовые тракторы, тягачи и специальные самоходные шасси	437
22. Колесное ходовое оборудование на пневматических шинах	448
22.1. Общие сведения	448
22.2. Движущая (окружная) сила колесных машин	453
22.3. Сопротивление при работе и перемещении ВТМ	457
22.4. Тяговый баланс колесных машин	458
23. Рабочее оборудование	459
23.1. Навесное, прицепное и полуприцепное оборудование базовых тягачей	459
23.2. Рабочее оборудование бульдозера	461
23.3. Рабочее оборудование навесных рыхлителей	465
23.4. Рабочее оборудование скрепера	469
23.5. Рабочее оборудование одноковшовых погрузчиков	475
24. Тяговый и статический расчеты	479
24.1. Расчет бульдозера	479
24.2. Расчет рыхлителя	482
24.3. Расчет скрепера	484
24.4. Расчет одноковшового погрузчика	487
24.5. Примеры расчетов	490
25. Технические характеристики и конструкции	497
25.1. Бульдозеры	497
25.2. Рыхлители	501

25.3. Скреперы	502
25.4. Одноковшовые погрузчики	505
26. Производительность и безопасная эксплуатация	511
26.1. Расчет производительности	511
26.2. Требования безопасной эксплуатации	514
Раздел V. МАШИНЫ ДЛЯ ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ	517
27. Гидромониторы и землесосные снаряды	519
27.1. Общие сведения	519
27.2. Классификация и конструкции гидромониторов	520
27.3. Классификация и конструкции землесосных снарядов	526
27.4. Расчет производительности	530
27.5. Требования безопасности при гидромониторных и землесосных работах	531
28. Драги	534
28.1. Общие сведения	534
28.2. Технические характеристики и конструкции многочерпаковых драг	535
28.3. Расчет мощности привода черпаковой цепи	539
Раздел VI. СИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И АВТОМАТИЗАЦИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРОВ	543
29. Силловые установки горных машин	545
29.1. Общие сведения	545
29.2. Механические характеристики рабочих механизмов	546
29.3. Режимы работы и характеристики двигателей	548
30. Автоматизация механического оборудования карьеров	551
30.1. Общие сведения	551
30.2. Автоматизация буровых станков	552
30.3. Автоматизация одноковшовых экскаваторов	555
30.4. Автоматизация роторных экскаваторов	558
30.5. Автоматизация горнотранспортных комплексов	559
30.6. Автоматизация ВТМ	561
30.7. Автоматизация машин для гидромеханизации	563
30.8. Автоматизация драг	564
Раздел VII. ИСПЫТАНИЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ КАРЬЕРОВ.....	567
31. Виды приемо-сдаточных испытаний механического оборудования карьеров и подготовка его к эксплуатации	569
31.1. Общие сведения	569
31.2. Виды испытаний	570
31.3. Приемка и обкатка	572
32. Экспериментальные исследования	575
32.1. Задачи и виды экспериментальных исследований	575
32.2. Методика исследования	576
Список литературы	588
Приложения	591

ГОРНОЕ



МАШИНОСТРОЕНИЕ

Роман Юрьевич Подэрни

МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КАРЬЕРОВ

Режим выпуска «стандартный»

Редактор текста *Е.А. Евтеева*
Компьютерная верстка и подготовка
оригинал-макета *Ю.В. Николаева, З.С. Люкманова*
Дизайн серии *Е.Б. Капралова*
Зав. производством *Н.Д. Урбушикина*

Диапозитивы изготовлены в Издательстве МГГУ

Подписано в печать 31.01.2007. Формат 70×100/16
Бумага мелованная. Гарнитура «Times».
Печать офсетная. Усл. печ. л. 55,25.
Тираж 4000 экз. Заказ 573

ИЗДАТЕЛЬСТВО МОСКОВСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО УНИВЕРСИТЕТА

*Лицензия на издательскую деятельность
ЛР № 062809. Код издательства 5Х7(03)*

*Оригинал-макет подготовлен в издательстве
«Горная книга»*

Отпечатано в ОАО «Московская типография № 6»
115088 Москва, ул. Южнопортовая, 24

Магниеые штампы изготовлены в Первой
Образцовой типографии



119991 Москва, ГСП-1, Ленинский проспект, 6,
Издательство МГГУ;
тел. (495) 236-97-80; факс (495) 956-90-40;
тел./факс (495) 737-32-65