

В.А.БРИТАРЕВ, В.Ф.ЗАМЫШЛЯЕВ

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования СССР в качестве учебного пособия для учащихся горных техникумов



МОСКВА „НЕДРА“ 1984

Бритарев В. А., Замышляев В. Ф. Горные машины и комплексы. Учебное пособие для техникумов.— М.: Недра, 1984, 288 с.

Описаны конструкции и принцип работы основных типов горных машин, получивших наибольшее распространение на открытых горных разработках. Рассмотрены перспективные направления развития оборудования для карьеров горнорудной промышленности.

Рассмотрены вопросы эксплуатации, обслуживания и охраны труда, технико-экономические показатели машин и комплексов, а также пути повышения их производительности.

Определены задачи и возможности автоматизации горных машин применительно к условиям карьеров.

Кратко рассмотрены горные машины, применяемые за рубежом.

Для учащихся горных техникумов.

Табл. 25, ил. 109, список лит.— 28 назв.

Рецензенты: канд. техн. наук Э. П. Западинский (ИГД им. А. А. Скочинского) и А. Л. Макаров (Свердловский горно-металлургический техникум им. И. И. Ползунова)

Основной задачей, стоящей перед горнодобывающей промышленностью, является обеспечение прироста добычи полезных ископаемых в основном за счет повышения добычи наиболее эффективным открытым способом на основе широкого внедрения прогрессивной технологии и горнотранспортного оборудования большой единичной мощности.

Для выполнения этих задач требуется как строительство новых мощных и сверхмощных разрезов, так и реконструкция действующих.

При этом особую важность будут иметь вопросы улучшения структуры парка машин, ускорения ведения монтажно-демонтажных работ, повышения уровня технического обслуживания.

Декабрьским (1983 г.) Пленумом ЦК КПСС была поставлена перед всем народным хозяйством страны задача бороться за сверхплановое повышение производительности труда и снижение стоимости продукции.

При добыче угля открытым способом для этого имеются существенные резервы: улучшение использования горной техники и внедрение механизации тяжелых и трудоемких работ.

Современный карьер представляет собой предприятие с высоким уровнем механизации, на котором сосредоточено большое количество мощных буровых станков и экскаваторов, выемочно-транспортирующих и других машин. На многих карьерах успешно применяется гидромеханизация, при разработке россыпных месторождений используются драги.

Вся эта сложная техника создается на отечественных заводах, таких как Уральский тяжелого машиностроения им. С. Орджоникидзе (УЗТМ), Ново-Краматорский машиностроительный им. В. И. Ленина (НКМЗ), Ижорский им. А. А. Жданова, Донецкий машиностроительный им. Ленинского комсомола Украины, Бузулукский тяжелого машиностроения им. В. В. Куйбышева, Воронежский завод горно-обогачительного оборудования и др.

Большой вклад в разработку и создание технологии и оборудования для открытых горных работ внесли академики Н. В. Мельников и В. В. Ржевский, профессора В. П. Аксенов, Ю. И. Беляков, Ю. А. Ветров, К. Е. Виницкий, М. В. Васильев, В. М. Владимиров, Ю. А. Волков, Н. Г. Домбровский, А. Н. Зеленгин, А. С. Красников, В. Р. Кубачек, С. А. Панкратов, Р. Ю. Подэрни, Б. И. Сатовский, Б. А. Симкин, Д. И. Федоров, Е. Ф. Шешко, Б. П. Юматов и др.

Эффективная работа сложной карьерной техники во многом зависит от уровня теоретической и практической подготовки

инженерно-технического персонала предприятия. Современный горный техник должен глубоко знать основы механизации и автоматизации горного производства, эксплуатационные и технические данные горных машин, принципы действия и технические возможности машин и элементов их конструкций, а также основы теории, расчета и технической эксплуатации горных машин и комплексов. Он должен уметь осуществлять строгий контроль за соблюдением правил безопасности при ведении горных работ и эксплуатации применяемых оборудования и механизмов.

Выпускники средних специальных учебных заведений составляют многочисленный отряд специалистов народного хозяйства и на современном этапе предусматривается дальнейшее повышение качества их подготовки.

Курс «Горные машины и комплексы» является одним из профилирующих для подготовки горных техников, обучающихся по специальностям «Открытая разработка месторождений полезных ископаемых» и «Горная электромеханика». Он базируется на общеобразовательных дисциплинах и требует знания математики, физики, общей электротехники, технической механики и других дисциплин. Данный курс в совокупности с другими является базовым для изучения курсов «Электрооборудование и электроснабжение открытых горных работ», «Экономика, организация и планирование производства», «Охрана труда» и др.

Авторы искренне признательны канд. техн. наук Э. П. Западинскому, преподавателю А. П. Макарову и коллективу преподавателей Свердловского горно-металлургического техникума за ценные замечания, сделанные ими при рецензировании рукописи, а также проф. Р. Ю. Подэрни и коллективу кафедры «Механическое оборудование карьеров» Московского горного института за помощь в подготовке рукописи к изданию, так как в ее основу положен совместный педагогический опыт.

ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И СПОСОБЫ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

Глава I

СВОЙСТВА И СПОСОБЫ РАЗРУШЕНИЯ ПОРОД. КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРНЫХ МАШИН

§ 1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГОРНЫХ ПОРОД

Горные породы — это природные плотные или рыхлые минеральные агрегаты, возникшие в результате геологических процессов и слагающие земную кору в виде самостоятельных геологических тел.

Физико-механическими свойствами горной породы называют совокупность физических и механических свойств, определяющих поведение горной породы в процессе ее деформации и разработки.

Ниже приведены физико-механические свойства, которыми характеризуются горные породы, и их определения.

Физические свойства

Плотность	Отношение массы породы к ее объему при естественной влажности. Обозначается γ_p (кг/м^3 или т/м^3)
Связность	Определяется сцеплением отдельных частиц породы между собой и характеризует способность последней сопротивляться их разделению
Сцепление	Сила связей между частицами, обусловленная молекулярными цементационными, структурно-коллоидными, водоадсорбционными механическими связями и взаимодействиями; определяется как касательное напряжение, необходимое для преодоления непосредственного сцепления между частицами породы при сдвиге S_m (МПа)
Липкость	Способность породы прилипать к различным предметам. Характеризуется удельным налипанием (Н/м^2)
Теплопроводность	Величина, характеризующая теплопроводящие свойства породы и зависящая от ее химических свойств и состояния. Обозначается λ ($\text{Вт/м} \cdot \text{К}$)
Влажность	Отношение массы воды в образце к массе его твердых частиц. Характеризуется коэффициентом влажности
Пористость	Отношение объема, занятого порами, ко всему объему породы. Характеризуется коэффициентом пористости

Механические свойства

Твердость	Способность породы оказывать сопротивление проникновению в нее другого, более твердого тела
Крепость	Сопротивление породы общему разрушению. Характеризуется коэффициентом крепости f по шкале проф. М. М. Протодяконова
Гранулометрический состав	Содержание по массе частиц различной крупности (размера)
Угол естественного откоса	Угол у основания конуса, который образуется при отсыпке разрыхленной породы с некоторой высоты. Обозначается Φ_0 (градус)
Разрыхляемость	Отношение объема разрыхленной породы к первоначальному ее объему (в целике). Характеризуется коэффициентом разрыхления K_p
Сопротивление породы вдавливаю	Характеризуется коэффициентом сопротивления смятию p_0 (Н/см ² или Н/м ²), определяемым величиной нагрузки, под действием которой стержень с опорной поверхностью 1 см ² внедряется в породу на 1 см
Трещиноватость	Характеризуется наличием в горной породе трещин, образуемых при разрыве внутренних связей в породном массиве
Абразивность	Способность породы интенсивно изнашивать разрушающий ее инструмент
Сопротивление резанию	Способность породы сопротивляться механическому воздействию, вызывающему определенную совокупность напряжений сжатия, растяжения и сдвига, преодоление которых завершается разрушением породы и отделением от массива кусков или слоев. Характеризуется сопротивлением резанию k (МПа), т. е. усилием, отнесенным к единице площади поперечного сечения вырезаемого пласта породы

Классифицируются горные породы по нескольким показателям: крепости, трудности разрушения и буримости, степени грудности экскавации и т. д. Каждая классификация имеет сугубо прикладное значение, и поэтому связать их по какому-либо одному из показателей не всегда представляется возможным.

Наибольшее распространение получила классификация горных пород по крепости, предложенная проф. М. М. Протодяконовым (табл. 1.1). Крепость породы оценивается коэффициентом крепости $f=0,3\div 20$.

Акад. В. В. Ржевский предложил классификацию горных пород по относительной трудности разрушения P_p и бурения P_6 . Все породы по этой классификации делятся на пять классов (табл. 1.2), каждый из которых содержит породы пяти категорий, объединенных одним общим признаком. Таким образом, все породы делятся на 25 категорий, а показатель категории совпадает с величиной P_p или P_6 . Редко встречающиеся породы с $P_p > 25$ и $P_6 > 25$ относятся к внекатегорным.

В «Единых нормах и расценках» (ЕНиР) на земляные работы, принятых в 1969 г., все горные породы в зависимости от трудности их разрушения разделены на девять групп, первые пять из которых разрабатываются без применения буровзрывных работ (табл. 1.3).

Классификация горных пород по шкале проф. М. М. Протодяконова

Категория	Степень крепости	Породы	Коэффициент крепости
I	В высшей степени крепкие породы	Наиболее крепкие, плотные и вязкие кварциты и базальты. Исключительные по крепости другие породы	20
II	Очень крепкие породы	Очень крепкие гранитовые породы. Самые крепкие песчаники и известняки	15
III	Крепкие породы	Гранит плотный, очень крепкие песчаники и известняки	10
IIIa	То же	Известняк крепкий, некрепкий гранит, крепкий песчаник, мрамор, доломит, колчедан	8
IV	Довольно крепкие породы	Обыкновенные песчаники, железные руды	6
IVa	То же	Песчанистые сланцы, сланцевые песчаники	5
V	Породы средней крепости	Крепкий глинистый сланец, некрепкие песчаники и известняки, конгломераты	4
Va	То же	Некрепкие сланцы, плотный мергель	3
VI	Довольно мягкие породы	Мягкий сланец, очень мягкий известняк, мел, каменная соль, гипс, обыкновенный мергель, разрушенный песчаник, каменистый грунт	2
VIa	То же	Щебенистый грунт, разрушенный сланец, крепкий каменистый уголь, отвердевшая глина	1,5
VII	Мягкие породы	Плотная глина, крепкие наносы, мягкий каменный уголь	1
VIIa	То же	Легкая песчанистая глина, лесс, гравий	0,8
VIII	Землистые породы	Растительная земля, торф, мягкий суглинок, влажный песок	0,6
IX	Сыпучие породы	Песок, осыпи, насыпная земля, мелкий гравий	0,5
X	Плывучие породы	Плывуны, болотистый грунт, разжиженный лесс и другие разжиженные породы	0,3

Профессорами Н. Г. Домбровским, Ю. И. Беляковым и другими исследователями для различных машин экспериментально определены по каждой группе пород сопротивление копанию k_F или резанию k , значения которых приведены в табл. 1.3.

Таблица 1.2

Классификация горных пород по трудности их разрушения и буримости

Разрушение		Бурение	
Класс породы и его характеристика	Показатель P_p	Класс породы и его характеристика	Показатель P_b
I — полускальные, плотные и связанные мягкие породы	1 ÷ 5	I — легкобуримые	1 ÷ 5
II — легкоразрушаемые скальные породы	5,1 ÷ 10	II — средней буримости	6 ÷ 10
III — средней трудности разрушения скальные породы	10,1 ÷ 15	III — труднобуримые	11 ÷ 15
IV — трудноразрушаемые скальные породы	15,1 ÷ 20	IV — весьма труднобуримые	16 ÷ 20
V — весьма трудноразрушаемые скальные породы	20,1 ÷ 25	V — исключительно труднобуримые	21—25
Внекатегорные породы	>25	Внекатегорные породы	>25

Характеристика пород, сопротивление пород копанию и резанию, коэффициенты

Характеристика пород				Сопротивление	
Группа	Предел прочности на одноосное сжатие $\sigma_{сж}$, МПа	Прочность по сцеплению C_m , МПа	Коэффициент разрыхления пород k_p	Ковшом механической лопаты k_F/k_H	Ковшом драглайна k_F/k_H
I	0,08—3	0,02	1,05—1,16	$\frac{0,016—0,12}{1,1—1}$	$\frac{0,03—0,12}{1,05—0,95}$
II	3—8	0,02—0,04	1,14—1,26	$\frac{0,07—0,16}{1—0,9}$	$\frac{0,12—0,2}{0,95—0,9}$
III	8—10	0,04—0,07	1,24—1,3	$\frac{0,12—0,25}{1—0,8}$	$\frac{0,16—0,3}{0,9—0,85}$
IV	10—15	0,07—0,1	1,28—1,37	$\frac{0,22—0,36}{0,85—0,75}$	$\frac{0,25—0,42}{0,85—0,75}$
V	15—30 15—20 60—80	0,1—0,15	1,35—1,42	$\frac{0,33—0,55}{0,8—0,7}$	$\frac{0,4—0,55}{0,75—0,6}$
VI	20—30 80	0,15—0,23	1,4—1,45	$\frac{0,43—0,75}{0,75—0,65}$	$\frac{0,5—0,75}{0,6—0,5}$
VII	30—60 >80	0,23—0,35	1,42—1,48		
VIII	60—80 <100	0,35—0,55	1,46—1,55	$\frac{1—1,2}{0,6—0,5}$	1,2—1,5
IX	>100	0,55	1,5—1,7		

§ 2. СПОСОБЫ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

Разрушение и удаление из забоя пород в процессе горных работ являются очень трудоемкими операциями.

Разрушение горных пород может осуществляться следующими способами:

механическим, когда рабочие органы непосредственно отделяют породу от массива. Расход энергии на единицу объема разрушенной породы (энергоёмкость) составляет примерно $0,2—1,7 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$;

гидравлическим, когда порода отделяется от массива напорной струей воды, подаваемой из гидромонитора, или когда порода вместе с водой всасывается земснарядом со дна водоема. Энергоёмкость разрушения породы напорной струей составляет $0,4—4 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$, а при работе земснаряда $0,2—2 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$;

взрывным, когда порода разрушается под давлением газов, выделяемых взрывчатыми веществами (ВВ). Энергоёмкость только бурения взрывных скважин составляет $0,8—1,1 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^3$;

Т а б л и ц а 1.3

наполнения ковшей разрабатывающих машин

копанию k_F (резанию k), МПа и коэффициент наполнения ковша k_H					
Ковшами многочерпа- кового цепного экскаватора k_F/k_H	Ковшами роторного экскаватора k_F/k_H	Отвалом бульдозера k/k_H	Ковшом погрузчика k/k_H	Ковшом скрепера k/k_H	Ковшами многочерпа- ковой драги k_F/k_H
0,05—0,18	0,04—0,13	0,01—0,07	0,011—0,08	0,05—0,1	0,15—0,3
0,95—0,7	1,05—0,95	0,85—0,77	0,95—1,25	0,9—1,15	1—1,2
0,15—0,3	0,12—0,25	0,05—0,11	0,05—0,12	0,08—0,12	0,4—0,7
1—0,85	1,2—1	1,25—1,1	0,85—1,1	0,95—1,25	0,9—1,1
0,24—0,45	0,2—0,35	0,1—0,17	0,1—0,18	0,1—0,28	0,8—1,2
1—0,8	1,2—1,05	1,25—1,1	0,75—1,0	0,8—1	0,6—0,9
0,36—0,6	0,3—0,45	0,16—0,24	0,17—0,3	0,25—0,42	1,3—1,9
0,9—0,75	1,2—1,1	1,1—0,9	0,6—0,9	0,8—0,9	0,5—0,8
0,58—0,85	0,42—0,66	—	—	—	2—2,9
0,85—0,7	1,2—0,9				0,4—0,6
0,43—0,85	0,42—1				3—4,2
—	0,9—0,5				0,3—0,5

физическим, когда разрушение или уменьшение прочности горных пород достигается с помощью ультразвука, тока высокой частоты, теплового воздействия;

химическим, когда для отделения пород от массива их переводят в жидкое или газообразное состояние;

комбинированным, например, гидравлический способ может комбинироваться с механическим.

Механический способ разрушения горных пород может производиться с различными скоростями силового воздействия. Принято считать, что при скоростях воздействия до 2,5 м/с механический способ называется статическим, а при скоростях выше 2,5 м/с — динамическим.

К динамическому способу разрушения относятся следующие виды:

вибрационный, когда для разрушения породы создают принудительное вибрирование рабочего органа, что приводит к уменьшению сил внутренних связей пород и соответственно к снижению тягового сопротивления перемещению машины;

ударный, когда разрушение породы производится с помощью ударника, обладающего определенной массой и скоростью, т. е. энергией удара;

высокоскоростной, когда разрушение прочных пород производится с помощью высокоскоростных рабочих органов (скорость резания выше 5 м/с);

импульсный, когда разрушение пород производится с помощью импульсной техники, основанной на применении энергии взрыва в машинах и механизмах. При этом разрушение может производиться жидкими, твердыми и газообразными передающими средами, непосредственно воздействующими на горную породу и реализующими в импульсной форме энергию взрыва.

На горных предприятиях наибольшее распространение получил механический способ разрушения пород — до 85 % всего объема горных и земляных работ.

Физический и химический способы находятся в стадии экспериментальных разработок, опробования и освоения.

§ 3. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРНЫХ МАШИН ДЛЯ ОТКРЫТЫХ РАБОТ

В горнодобывающей промышленности в целом и, в частности, на предприятиях, осуществляющих добычу полезных ископаемых открытым способом, сосредоточено большое количество разнообразной техники, с помощью которой ведутся добыча и перемещение значительных объемов горной массы. На горных предприятиях постоянно вводится новое, высокопроизводительное горнотранспортное и обогащательное оборудование, внедряются новые средства автоматизации и механизации технологических процессов, в том числе вспомогательных работ. Клас-

сифицируя оборудование для открытых горных работ по технологическому признаку, можно выделить следующие 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 делятся на группы, в каждой группе различают типы машин, отличающиеся не характером выполняемой работы, а только конструкцией машины или узлов. Каждый тип машин может иметь несколько типоразмеров, отличающихся по параметрам, но совпадающих по конструкции.

Так, класс выемочно-погрузочных машин делится на группы: одноковшовые экскаваторы и многоковшовые экскаваторы. Группа одноковшовых экскаваторов подразделяется на типы: прямая и обратная лопаты, струг, драглайн, грейфер. Типы машин классифицируются по следующим признакам: назначению и роду работы, вместимости ковша, виду рабочего оборудования, роду ходового оборудования, роду силового оборудования и др.

Глава 2

КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для разведки, вскрытия или добычи твердых, жидких и газообразных полезных ископаемых, а также для различных вспомогательных целей в горных породах бурят вертикальные, горизонтальные или наклонные шпур и скважины.

Бурение — процесс сооружения горной выработки цилиндрической формы путем разрушения горных пород в торцевом забое.

Шпуром принято называть искусственное цилиндрическое углубление в горных породах диаметром до 75 мм и глубиной до 5 м.

Скважиной называют искусственное цилиндрическое углубление в горных породах диаметром более 75 мм и глубиной более 5 м.

Бурение производится с помощью буровой установки — комплекса оборудования, включающего буровую вышку (мачту), силовой привод, механизм передвижения, оборудование для механизации спуско-подъемных операций и очистки скважин и др.

Для ведения буровзрывных работ бурят шпур и скважины, в которые помещают взрывчатое вещество (ВВ).

В общей технологии открытых горных работ буровзрывные работы являются одним из основных и трудоемких производственных процессов. На долю буровзрывных работ приходится в среднем от 16 до 32 % всех затрат, необходимых для добычи твердых полезных ископаемых.

В нашей стране ежегодно бурятся десятки миллионов метров взрывных скважин и шпуров, и с каждым годом объемы бурения растут.

От качества рыхления горных пород зависят производительность погрузочного и транспортного оборудования, его долговечность и эффективность эксплуатации.

Дальнейшее развитие буровой техники предусматривает: создание станков для бурения скважин диаметром до 400 мм шарошечными долотами; разработку новых способов бурения; совершенствование автоматизации управления режимами бурения и вспомогательными операциями; снижение времени на

спуско-подъемные операции в 1,5—2 раза; осуществление бурения взрывных скважин глубиной до 18—24 м без наращивания буровых штанг; разработку невращающихся буровых ставов; использование стабилизаторов и амортизаторов; совершенствование и внедрение на станках шарошечного бурения электровибробуров; освоение новых типов шарошечных долот и дополнительных устройств к ним и более интенсивное применение станков комбинированного бурения.

§ 2. КЛАССИФИКАЦИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ

Буровые станки классифицируются по *характеру (способу) разрушения* горной породы, типу привода и назначению (рис. 2.1).

Бурение горной породы можно производить механическим и немеханическим способами. Механический способ реализуется в машинах ударного, вращательного, ударно-вращательного бурения, когда разрушение горной породы производится инструментом под действием прикладываемых к нему силовых нагрузок.

Ударный способ бурения осуществляется в результате нанесения ударов инструмента по породе. Удары можно наносить по хвостовику бура, лезвие которого, внедряясь, разрушает некоторый объем породы. После каждого удара буровой инструмент принудительно поворачивается и постепенно разрушает породу по всему сечению скважины. Этот способ бурения используется в бурильных машинах — перфораторах.

Удары по породе для ее разрушения можно наносить буровым инструментом, периодически падающим с некоторой

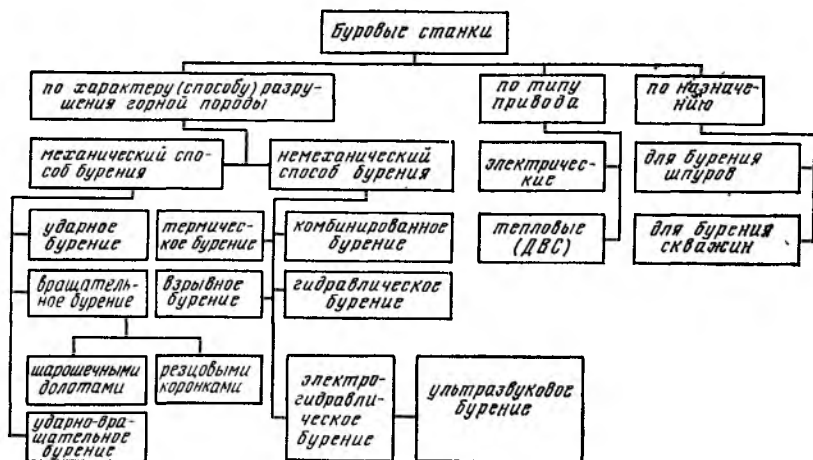


Рис. 2.1. Классификация буровых станков для открытых работ

Буровые станки для открытых горных работ

Наименование	Ударное бурение	Вращательное бурение		Ударно-вращательное бурение	Комбинированное бурение
		шарошечными долотами	резцовыми коронками		
Типы станков	Ударно-канатного бурения	Вращательного бурения шарошечными долотами (СВШ)	Вращательного бурения резцовыми коронками (СБР)	Ударно-вращательного бурения (СБУ)	Комбинированного бурения
Назначение	Для бурения скважин в породах средней крепости и крепких ($f \leq 20$)	Для бурения скважин в породах средней крепости и крепких ($f = 6 \div 18$)	Для бурения скважин по углю и породам средней крепости ($f \leq 6$)	Для бурения скважин в породах средней крепости и крепких ($f = 6 \div 18$)	Для бурения скважин в сложных горно-геологических условиях с перемежающимися породами различной крепости и структуры

Принцип разрушения породы	Под действием веса инструмента с поворачивающимся поворотом его при отходе от забоя после каждого удара Желонкой	Под действием ударов зубьев шарошек при вращении прижатого к забою инструмента	За счет срезаемой стружки при вращении прижатого к забою инструмента	Под действием ударов, наносимых непрерывно вращающемуся инструменту	Путем сочетания какого-либо механического и термического способов бурения
Способ очистки скважин Станки применения	Продувкой сжатым воздухом или водовоздушной смесью СБШ-160; 2СБШ-200; 2СБШ-200Н; СБШ-250МН; СБШ-320 БС-1М	Шнеками или шнеко-пневматической оинской СБР-125; 2СБР-125; СБР-160; СБВ-2М; БМК-150	Продувкой сжатым воздухом	СБУ-100П; СБУ-100Т; СБУ-100Н; СБУ-125; СБУ-160; СБУ-200; БМК-УМ	СБШК-200; СБШ-250К (шарошечно-огневой); СБТМ-20 (ударно-огневой)

высоты на забой под действием собственного веса. Ударом создаются большие удельные нагрузки на лезвие коронки, что более эффективно для разрушения хрупких горных пород. Поворот инструмента происходит под действием упругих сил закручивания каната, на котором подвешен буровой инструмент. Так осуществляется бурение станками ударно-канатного бурения.

При *вращательном* способе бурения разрушение забоя скважины скалыванием, смятием, истиранием осуществляется вращающимся инструментом с приложением к нему значительной осевой нагрузки. Этот способ реализуется в станках вращательного бурения шарошечными долотами и резовыми коронками.

При *ударно-вращательном* способе бурения буровой инструмент непрерывно вращается вокруг своей оси и по нему наносятся удары. Осевое усилие прикладывается к инструменту для нейтрализации сил отдачи, действующих на него в момент удара. Этот способ применяется в станках ударно-вращательного бурения с погружными пневмударниками. Немеханическим (физическим) способом производится термическое, взрывное, гидравлическое, электрогидравлическое, ультразвуковое и комбинированное бурение. При этом способе бурения силовые нагрузки на горную породу передаются через жидкую или газообразную среду. Несмотря на создание новых немеханических способов бурения, механический способ является преобладающим.

По *типу привода* буровые станки делятся на электрические

и тепловые, работающие от двигателя внутреннего сгорания (ДВС).

По назначению буровые станки делятся на машины для бурения шпуров и небольших скважин и для бурения скважин среднего и большого диаметра.

Основные параметры буровых станков — диаметр, глубина и угол наклона пробуриваемой скважины.

В СССР действует ГОСТ на станки для бурения взрывных скважин на открытых горных работах, в соответствии с которым предусмотрено создание и производство станков механического и комбинированного способов бурения. В соответствии с ГОСТ 20078—74 буровые станки должны изготавливаться следующих типов:

СБШ — станки вращательного бурения шарошечными долотами — пяти типоразмеров с номинальными диаметрами бурения 160, 200, 250, 320 и 400 мм при $f=6\div 18$;

СБР — станки вращательного бурения резцовыми коронками — двух типоразмеров с номинальными диаметрами бурения 125 и 160 мм при $f=2\div 6$;

СБУ — станки ударно-вращательного бурения — четырех типоразмеров с номинальными диаметрами бурения 100, 125, 160 и 200 мм при $f=6\div 18$.

Допускается изготовление станков комбинированного бурения, сочетающих в себе механический и немеханический способы бурения. Типоразмер таких станков устанавливается по тому способу бурения, который является преобладающим. В табл. 2.1 приведены основные сведения о буровых станках для открытых горных работ.

Наибольшее распространение на открытых горных работах получили станки вращательного бурения шарошечными долотами, которыми выполняется около 80 % всех объемов бурения. Остальные 20 % объема выполняются станками вращательного бурения резцовыми коронками, ударно-вращательного и комбинированного бурения. Кроме того, на открытых горных работах еще находятся в эксплуатации станки ударного бурения.

§ 3. СТАНКИ УДАРНОГО БУРЕНИЯ

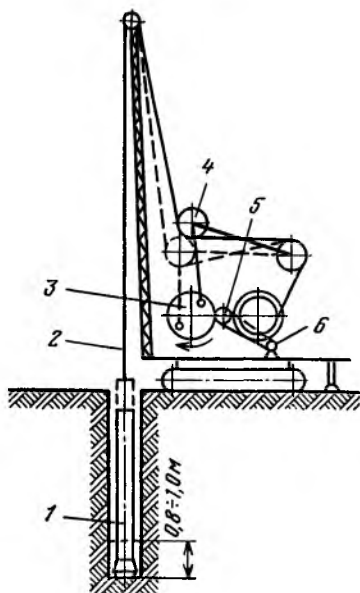
К станкам ударного бурения относятся станки ударно-канатного бурения. Ударный способ бурения используется также в перфораторах, которые применяются на карьерах для бурения шпуров в негабаритных кусках горной породы, при добыче декоративного камня и др.

Станки ударно-канатного бурения находят преимущественное применение при проходке скважин на воду, гидрогеологических, водопонижающих и взрывных скважин, а также при геологической разведке россыпных и других месторождений.

Рис. 2.2. Конструктивная схема станка ударно-канатного бурения

Этими станками бурят вертикальные скважины диаметром 200—900 мм на глубину 50—500 м в породах различных категорий крепости.

Станки ударно-канатного бурения (рис. 2.2) имеют тяжелый (1000—3000 кг) буровой снаряд 1, подвешенный на канате 2. Кривошипно-шатунный механизм 3 с помощью оттяжного блока 4 периодически поднимает и опускает буровой снаряд, который лезвием долота, имеющим форму клина, наносит удары по породе забоя. Накапливаемая при падении кинетическая энергия при ударе долота по породе расходуется на ее разрушение. Привод всех механизмов осуществляется через главный вал 5 от двигателя 6 с помощью муфт и шкивов, что позволяет независимо включать любой механизм станка.



Для получения скважины круглого сечения и равномерного разрушения породы в забое долото с ударной штангой после каждого удара во время его подъема над забоем скважины поворачивается на угол от 15 до 60°. При подъеме бурового снаряда канат натягивается и раскручивается, что приводит к поворачиванию бурового снаряда. При ударе снаряда о забой натяжение каната ослабевает и замок, соединяющий канат со штангой (долотом), поворачивается под действием закручивающих усилий каната.

По мере углубления скважины увеличивают свободную длину каната. Во время бурения в скважину подается вода. Разрушенная порода находится во взвешенном состоянии, образуя с водой шлам, удаляемый из скважины с помощью специального инструмента — желонки.

Чистка скважин при бурении крепких пород производится через 0,4—0,9 м, при бурении слабых пород — через 0,9—1,5 м и более.

Основной недостаток станков этого типа — малая частота ударов (45—60 мин⁻¹), ограничивающая их производительность. Увеличить частоту ударов невозможно, так как продолжительность падения бурового снаряда зависит от ускорения свободного падения и высоты подъема инструмента (0,8—1 м).

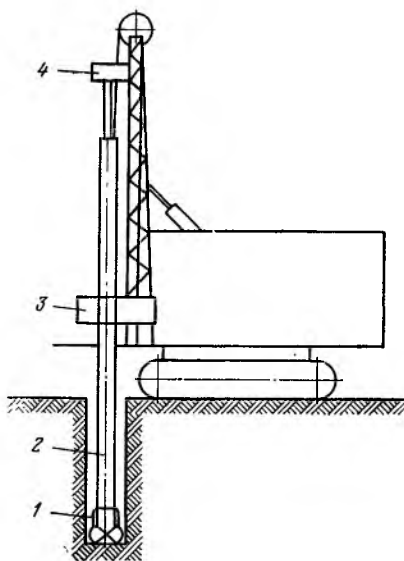


Рис. 2.3. Конструктивная схема станка вращательного бурения шарошечными долотами

§ 4. СТАНКИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ ШАРОШЕЧНЫМИ ДОЛОТАМИ

К станкам вращательного бурения относятся станки шарошечного бурения, предназначенные для бурения вертикальных и наклонных скважин в породах средней крепости и крепких. Разрушение породы осуществляется шарошечным долотом, во время вращения которого при постоянном усилии подачи зубья шарошек скалывают и раздавливают горную породу.

Станки шарошечного бурения (рис. 2.3) имеют шарошечное долото 1, укрепленное на конце штанги 2. Вращатель 3 сообщает штанге вращение, а механизм подачи 4 подает ее на забой. Разрушенная горная порода удаляется сжатым воздухом или водовоздушной смесью, поступающей в скважину по пустотелым буровым штангам.

На станках имеются гидро- и пневмосистемы, пылеулавливающие установки, машинное помещение, электрооборудование, кабина машиниста с пультом управления и ходовое оборудование. Станки шарошечного бурения позволяют бурить с высокой производительностью в разнообразных горно-геологических условиях. Отличаются эти станки между собой конструкцией вращательно-подающего механизма, определяющего частоты вращения и скорости подачи инструмента, величинами осевых усилий подачи, крутящих моментов и др.

§ 5. СТАНКИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ РЕЗЦОВЫМИ КОРОНКАМИ

Сущность бурения этими станками заключается в следующем. Буровой инструмент вращается от двигателя через редуктор и одновременно подается на забой механизмом подачи или под действием веса привода вращателя и бурового става, состоящего из последовательно соединенных шнековых штанг и резцовой головки. Эти станки часто называют станками шнекового бурения.

Шнековая штанга выполняется в виде стержня, к наружной поверхности которого по винтовой линии приварена стальная

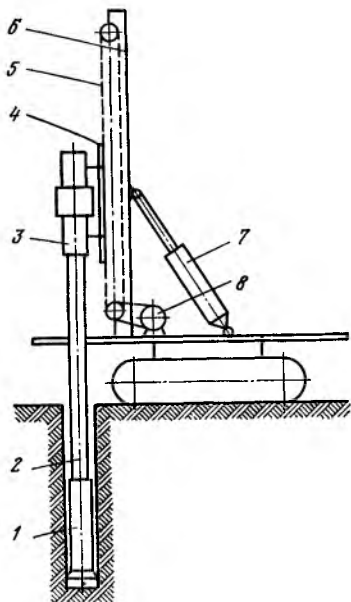
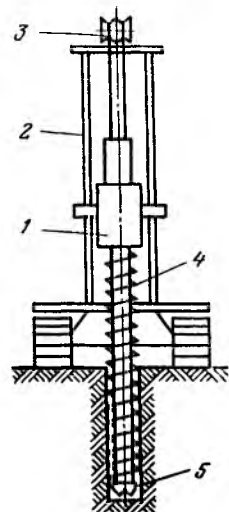
Рис. 2.4. Конструктивная схема станка вращательного бурения резцовыми коронками

лента. Резцовая головка представляет собой корпус с двумя или несколькими перьями и хвостовиком. Режущие кромки перьев армируются пластинками твердых сплавов или наплавкой твердого сплава. Хвостовик служит для присоединения резцовой головки к шнековой штанге.

Станки вращательного бурения резцовыми коронками (рис. 2.4) имеют вращатель 1, своими лапами скользящий по вертикальным направляющим 2. Подъем вращателя производится лебедкой с помощью подъемного каната, образующего полиспаст 3. В патроне вращателя укрепляется шнековая штанга 4 с прикрепленной к ней коронкой 5. Разрушенная порода удаляется из скважины на поверхность шнеком.

Такие станки могут бурить вертикальные, наклонные и горизонтальные скважины только по мягким породам.

Существуют станки вращательного бурения горизонтальных скважин и машины для шнекобуровой выемки угля из тонких пластов мощностью от 0,6 до 2 м. Основная их особенность состоит в наличии механизма подачи. В нашей стране такие станки распространения пока не получили и имеются лишь в единичных экземплярах.



§ 6. СТАНКИ УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО БУРЕНИЯ

Бурение станками ударно-вращательного бурения основано на комбинированном способе разрушения породы, объединяющем основные достоинства ударного и вращательного воздействия на породу. Отличительной особенностью этих станков является наличие погружного ударного механизма — пневмоударника 1 (рис. 2.5). Пневмоударнику через штанги 2 передается вращение от вращателя 3, установленного на плите 4. По-

Рис. 2.5. Конструктивная схема станка ударно-вращательного бурения

дача бурового става на забой и создание осевого усилия осуществляются с помощью подающего механизма 5. Вращатель перемещается по мачте 6, изменение угла наклона которой осуществляется гидроцилиндром 7.

Основными преимуществами ударно-вращательных станков являются сохранение энергии удара на буровой коронке независимо от глубины скважины и возможность приложения к буровому инструменту большого крутящего момента, хотя при этом пневмоударник, непрерывно вращающийся в скважине, подвержен значительному износу.

Станки могут бурить вертикальные и наклонные скважины.

§ 7. СТАНКИ КОМБИНИРОВАННОГО БУРЕНИЯ

Эти станки являются универсальными машинами, позволяющими вести бурение скважин в сложных горно-геологических условиях с перемежающимися породами различной крепости и структуры. Эффективность разрушения твердых горных пород достигается за счет комбинированного воздействия на породу различных механических и немеханических способов бурения.

Из немеханических способов бурения широкое применение получил термический, который в сочетании с механическим способом позволяет эффективно бурить плотные породы высокой крепости.

При термическом бурении разрушение горной породы происходит вследствие интенсивного одностороннего нагрева забоя скважины раскаленными струями газов. Наиболее эффективно разрушаются кварцсодержащие породы, имеющие низкую теплопроводность при большом коэффициенте линейного расширения.

Сущность термомеханического способа бурения заключается в том, что нагрев породы вызывает значительное снижение ее прочности, а окончательное разрушение достигается механическим способом.

Схема станка термомеханического бурения показана на рис. 2.6. Станок оснащен термошарошечным рабочим инструментом. Высокотемпературные газовые струи, вытекающие из сопел 1 термобура, разрушают и ослабляют горную породу на забое скважины. С помощью шарошечного

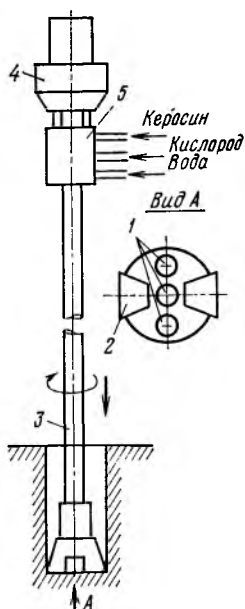


Рис. 2.6. Конструктивная схема станка комбинированного (термомеханического) бурения

бурового инструмента 2 производится разрушение породы. Термощарошечный рабочий инструмент, закрепленный на штанге 3, вращается с помощью вращателя 4. Рабочие компоненты — керосин, кислород и вода — подаются к входному коллектору 5 на вращателе и далее по каналам в штанге поступают к горелке термобура. Разрушенная порода выносятся парогазовой смесью.

Станки термощарошечного бурения позволяют вести проходку скважины шарошечным долотом, с последующим расширением до необходимого диаметра термобуром.

§ 8. НОВЫЕ МЕТОДЫ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД

Рассматривая перспективы развития открытых горных работ, можно утверждать, что преобладающим способом бурения шпуров и скважин по-прежнему будет механический. Ввиду роста объемов добычи полезных ископаемых будут возрастать и объемы бурения, что, естественно, требует дальнейшего совершенствования способов и средств бурения.

Опыт ведения буровзрывных работ показал, что с ростом крепости и абразивности пород значительно возрастает трудоемкость их бурения и дробления. Установлено, что с увеличением крепости пород скорость механического бурения снижается, в то же время при термическом воздействии на породу наблюдается обратная картина, т. е. с ростом крепости возрастает и скорость бурения. Это и обуславливает основное направление в поисках эффективных средств и устройств, реализующих принцип теплового воздействия на породу. Конкретные варианты реализации этого принципа имеют большое разнообразие, так как все зависит от принятой схемы контакта источника (генератора) тепла и породы.

В настоящее время разработаны следующие принципиально новые схемы теплового воздействия на породу для ее разрушения:

- контактная передача теплового поля от генератора непосредственно горной породе (использование тепловых потерь при трении от контактного воздействия инструмента на породу, разрушение с помощью термита, электронагревательный бур, атомный бур);

- свободная передача теплового поля от генератора горной породе (электродуговой бур);

- воздействие на породу высокотемпературной струей газов (кислородное копьё, огневое бурение, плазматрон);

- воздействие лучистой энергии оптической области, основанное на ее поглощении горной породой и последующем переходе в тепловую (бипараболоидный генератор, эллипсоидный генератор);

- разрушение горных пород с помощью частиц высокой энергии (электронов, фотонов), основанное на том, что при про-

хождении этими частицами горной породы их кинетическая энергия в результате торможения переходит в тепловую (бур на базе вакуумной электронно-лучевой трубки, лазерный бур); контактная передача преобразуемой энергии породе и ее разрушение при электрическом пробое (импульсный высоковольтный разрядник, высокочастотный контактный нагрев); разрушение пород в переменном электромагнитном поле (конденсаторные устройства, магнетрон, одновитковый или спиральный индуктор).

Перспективность применения того или иного способа бурения целесообразно рассматривать с позиций обеспечения высокой производительности бурения.

Глава 3

КОНСТРУКЦИИ БУРОВЫХ СТАНКОВ И ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Буровые станки, применяемые для бурения скважин на карьерах, имеют следующие основные части: рабочее оборудование, исполнительные механизмы, ходовое и силовое оборудование, механизмы управления, гидро- и пневмосистемы, оборудование для удаления и улавливания продуктов разрушения.

§ 1. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Рабочее оборудование буровых станков состоит из бурового инструмента, мачты, механизмов подъема и опускания мачты, хранения и подачи штанг, свинчивания и развинчивания бурового става.

Буровой инструмент шарошечных станков состоит из пустотелых буровых штанг и шарошечного долота, которое выполняется с одной, двумя, тремя или большим числом шарошек.

Наибольшее распространение на станках шарошечного бурения получили трехшарошечные долота.

Одно- и двухшарошечные долота имеют ограниченное применение, а многшарошечные долота используются при бурении скважин большого диаметра (более 490 мм).

Трехшарошечное долото (рис. 3.1, а) состоит из трех сваренных между собой лап, на которых смонтированы шарошки. Верхние концы лап образуют усеченный конус, заканчивающийся резьбой для соединения с буровой штангой. Шарошки и лапы долот изготавливаются из легированных сталей 20ХН3А, 12ХН2, 17НЗМА и подвергаются химико-термической обработке.

По конструкции шарошечные долота бывают: зубчатые, у которых зубья выполнены из одного материала с шарошкой; штыревые с зубьями в виде впаянных цилиндрических вставок твердого сплава с клиновой или сферической рабочей поверх-

Рис. 3.1. Инструмент шарошечного бурения:

а — шарошечное долото; б — буровой став

ностью; зубчато-штыревые. Цилиндрические вставки изготавливаются из твердых сплавов ВК88 или ВК11В.

В зависимости от свойств буримых пород используются шарошечные долота восьми типов (табл. 3.1).

Для улучшения смазки, охлаждения и предотвращения попадания пыли или бурового шлама в опоры шарошек в долотах делаются продувочные каналы, обеспечивающие центральную (П) или боковую (ПГ) продувку воздухом или воздушно-водяной смесью.

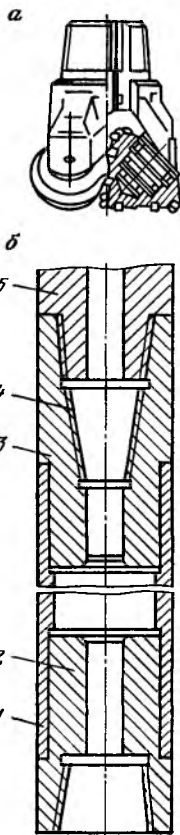
Трехшарошечные долота шифруются следующим образом. Например, III 320 ТЗ-ПГВ. Здесь III — конструкция долота, 320 — диаметр долота в миллиметрах; ТЗ — тип долота; ПГВ — с гидромониторной продувкой воздухом.

На торце ниппеля долота ставится клеймо завода-изготовителя. Заводам-изготовителям присвоены следующие условные индексы: К — п/о «Куйбышевбурмаш». В — Верхне-Сергинский, У — Дрогобычский долотные заводы; Д — Сарапульский, М (ОМ) — Пермский машиностроительные заводы; Л — ремонтно-механическая база Лениногорского полиметаллического комбината; Ш — Востокмашзавод; Н — экспериментальный завод ВНИИБТ; Р — Поваровский опытный завод.

Зубья на шарошках располагаются так, что долота могут быть само- и самоочищающимися. У самоочищающихся долот зубчатый венец одной шарошки входит в проточку между венцами другой, за счет чего улучшается очистка зубьев от породы.

Основными причинами выхода из строя долот являются низкая стойкость шарошек и заклинивание подшипников опор, на которых закреплены шарошки.

Эффективным средством повышения стойкости долот является применение противошламовых клапанов и принудительной смазки опор шарошек в процессе работы долота. Для смазки опор хорошо зарекомендовали себя наддолотные масляно-воздушные лубрикаторы, обеспечивающие непрерывную принудительную смазку подшипников опор, в результате чего стойкость последних резко возросла,



Типы и область применения долот

Тип долота	Область применения	Коэффициент крепости породы по шкале проф. М. М. Протодьяконова	Использование шарошек
М	Мягкие породы	5	С фрезерованными зубьями
МЗ	Мягкие абразивные породы	5	С вставными зубьями
С	Породы средней твердости	6	С фрезерованными зубьями
Т	Твердые породы	6—8	То же
ТЗ	Твердые абразивные породы	8—14	С вставными зубьями
ТК	Твердые породы с пропластками крепких	10	Комбинация фрезерованных и вставных зубьев
К	Крепкие породы	10—12	С вставными зубьями
ОК	Очень крепкие абразивные породы	14 и выше	То же

Шарошечное долото и буровые штанги, соединенные вместе, образуют буровой став.

В комплект буровых штанг входят одна концевая штанга и несколько рабочих. Концевая штанга (забурник) устанавливается между долотом и рабочей штангой (рис. 3.1, б). Выполняется она из толстостенной трубы 1, в которую с обоих концов вварены вставки 2 и 3, снабженные внутренней конической резьбой и каналами для прохода сжатого воздуха. В гнезде верхней вставки 3 имеется еще коническая резьба 4 меньшего диаметра, служащая для присоединения к штанге шпинделя вертлюга.

Рабочая штанга 5 имеет большую длину и отличается от концевой конструкцией нижнего хвостовика, который выполнен с наружной конической резьбой.

Диаметр штанг принимается на 20—50 мм меньше диаметра долота для удаления буровой мелочи из скважины.

Изготавливаются штанги из стальных бесшовных холодно- или горячекатаных труб.

Мачта станка шарошечного бурения представляет собой сварную пространственную ферму, выполненную из стальных уголков и швеллеров. Нижней частью мачта шарнирно связана с платформой станка. К мачте крепится механизм для ее подъема и опускания. С помощью этого механизма мачта может устанавливаться в вертикальном или наклонном рабочих или горизонтальном транспортном положениях. Подъем и опускание мачты осуществляются с помощью гидроцилиндров или канатного механизма.

На мачте размещены вращатель, механизмы подачи и подъема бурового става, устройства для хранения и подачи штанг,

свинчивания и развинчивания бурового става и другое оборудование.

Устройство для хранения и подачи штанг (сепаратор) позволяет механизировать наращивание бурового става рабочими штангами, хранящимися в предусмотренных для них гнездах кассеты. Поворот сепаратора для подачи штанг на ось бурения (или удаление их с оси бурения) осуществляется гидроцилиндром.

Для свинчивания и развинчивания штанг и шарошечного долота применяется механизм свинчивания и развинчивания, позволяющий полностью механизировать этот процесс. Обычно он устанавливается в нижней части мачты и представляет собой зажимное устройство и механизм страгивания резьбы, приводимые в действие силовыми гидроцилиндрами. После страгивания резьбового соединения процесс развинчивания (свинчивания) осуществляется вращателем.

Буровой инструмент станков вращательного бурения резцовыми коронками состоит из бурового долота режущего типа и шнековых буровых штанг.

Буровые долота по типу контакта породоразрушающих элементов с забоем скважины делятся на две группы: с постоянным контактом — лопастные (рис. 3.2, а), состоящие из плоского корпуса 1, армированного твердым сплавом, и хвостовика 2, часто съемного, а также состоящие из корпуса 3 и съемных резцов 4 (рис. 3.2, б); с переменным контактом — долота с вра-

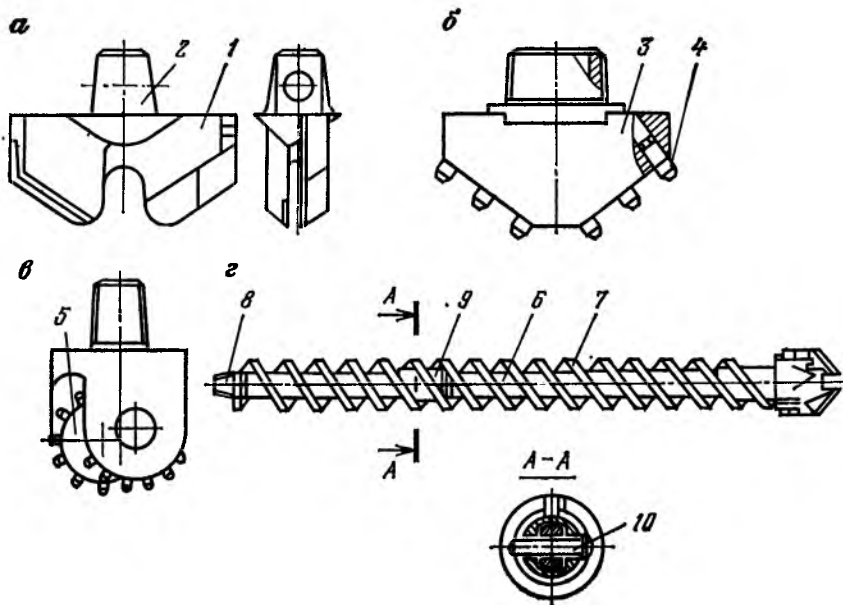


Рис. 3.2. Буровой инструмент станков вращательного бурения:

а—в — буровые долота; г — шнековый буровой став

Техническая характеристика долот режущего типа

Параметры	С постоянным				
	ДР-125ШВ	СВБ-2-23-03М2	ДР-160Ш	ДЛ-160Ш	
Коэффициент крепости породы f	1—5	3—7	1—5	1—5	
Станки, на которых применяется	2СБР-125	СВБ-2М; СБР-160	СБР-160	СВБ-2М; СБР-160	
Размеры долота, мм:					
диаметр	125	161	161	161	
высота	145	130	145	120	
Масса долота, кг	3,3	2,9	3,5	2,9	

шающимися на опоре резцами (рис. 3.2, в). Резцы представляют собой зубчатое колесо 5 с напаянными на торцовую часть пластинами или штырями твердого сплава. В процессе работы резцы вращаются вокруг собственной оси, обеспечивая переменный контакт породоразрушающих элементов с забоем.

Долота выпускаются Карпинским машиностроительным заводом, Карпинским рудоремонтным заводом п/о «Вахрушев-уголь», а также заводом по ремонту горнотранспортного оборудования п/о «Экибастууголь». Техническая характеристика долот режущего типа приведена в табл. 3.2.

Штанга бурового станка служит для передачи крутящего момента долоту, а также для очистки скважины. Она состоит из стальной трубы 6 (рис. 3.2, г), к которой приварена стальная спираль 7. Для увеличения стойкости спираль по краю наплавлена твердым сплавом ТЗ толщиной до 2 мм, шириной до 15 мм. К концам трубы приварены вставки, одна из которых имеет хвостовик 8, а другая — гнездо 9. Обе вставки имеют радиальное отверстие, в которое вставляется валик 10, соединяющий штанги.

Для станков вращательного бурения резцовыми коронками в основном применяют три типа шнековых штанг наружным диаметром по спирали от 107 до 155 мм, длиной от 1800 до 8190 мм и массой от 20 до 270 кг.

Мачты этих станков выполняются из швеллеров или труб, по которым перемещается вращатель, и имеют П-образную форму.

С помощью механизма подъема и опускания мачта устанавливается в рабочее или транспортное положение. Для хранения штанг на мачтах имеются кассеты. В нижней части мачты смонтированы люнет, механизм очистки шнеков, а также гидроцилиндры механизмов перемещения штанг, их захвата и удержания при сборке и разборке бурового става.

Буровой инструмент станков ударно-вращательного бурения состоит из буровых штанг, переходника, пневмоударника и долота.

контактом			С переменным контактом		
НПИ-6.60	ДР-214В	ДР-243В	ДРВ-125ШВ	ДРВ-160Ш	ДРВ-215, 9К
2—5	1—5	1—5	2—5	2—5	2—5
СВБ-2М; СБР-160	2СБШ-200; 2СБШ-200М; СБШК-200	2СБШ-200; 2СБШ-200М; СБШК-200	2СБР-125	СБР-160	СБШК-200
161	214	243	125	161	215,9
152	190	190	182	170	240
5,5	10,3	12,1	3,6	4,2	22

Пневмоударник — специально сконструированный погружной ударный механизм, опускаемый в скважину вместе с буровым долотом и обеспечивающий ему внедрение в породу в основном за счет энергии ударов.

На рис. 3.3 показана схема пневмоударника. Во внутренней полости цилиндра 1 помещается ударник 2, который совершает возвратно-поступательное движение под действием сжатого воздуха, поступающего через буровую штангу в воздухораспределитель 3. Ударник наносит удары по хвостовику долота 4. Долото удерживается в корпусе поперечной шпонкой 5. Отработанный воздух отводится в скважину через выхлопные отверстия 6 и каналы 7. С помощью переходника 8 погружной пневмоударник присоединяется к буровому ставу.

Пневмоударники подразделяются на следующие группы:

по кинематическому признаку — одно- и многопоршневые;
по системе воздухораспределения — клапанные, бесклапанные, золотниковые;

по системе выхлопа (отвода) отработанного воздуха — с выхлопом на забой скважины, с комбинированным выхлопом (на стенку и на забой скважины). Выхлоп может производиться по центральному каналу долота на забой скважины (центральный) или между перьями долота (периферийный).

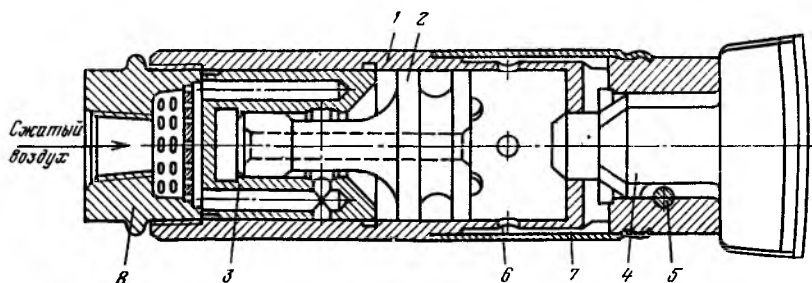


Рис. 3.3. Схема погружного пневмоударника

Техническая характеристика погружных пневмоударников

Показатель	П-105	П-125	М-32К	П-160	П-200
Диаметр коронки, мм	105	125	155	160	200
Энергия единичного удара, Н·м	95	120	140	280	400
Частота ударов в минуту	1600	1600	1900	1275	1200
Ударная мощность, кВт, не более	2,2	3	4,2	4,2	7
Давление воздуха, МПа	0,5—0,7	0,5—0,7	0,5	0,5	0,5
Расход воздуха, м³/мин	5,7	7	14	12	18

В отечественной промышленности разработан и внедрен ряд конструкций погружных пневмоударников для бурения скважин диаметром 105—200 мм (табл. 3.3).

Стоимость серийных пневмоударников составляет 100—800 м в породах с коэффициентом крепости f соответственно от 18 до 6. Скорость бурения колеблется от 0,1 до 0,2 м/мин в породах с коэффициентом крепости f от 16 до 18.

Буровое долото состоит из головки и хвостовика, выполненных сплошными. Хвостовик служит для передачи импульса от ударника головке и через твердосплавное вооружение — забой скважины, а также для восприятия крутящего момента.

Соединение хвостовиков долот с пневмоударником — шпоночное или шариковое с байонетным затвором.

По конструктивному исполнению формы головок долота бывают лезвийные и штыревые (со сплошной забойной поверхностью).

Лезвийные долота подразделяются: по числу разрушающих лезвий — долотчатые, трехперые, крестовые; Х-образные и многолезвийные; по расположению разрушающих лезвий — одно-, двух- (с опережающим лезвием) и многоступенчатые.

Опережающее лезвие облегчает забуривание и уменьшает искривление скважины. Наибольшее распространение получили трех- и четырехлезвийные долота с опережающим лезвием (рис. 3.4).

Головка долота оснащается твердосплавными вставками различных форм и размеров. Материал вставок — в основном ВК15, ВК11. Корпус долота изготавливается обычно из стали 45ХН, реже из стали 35ХГСА.

По способу удаления буровой мелочи из забоя скважины долота делятся на долота с центральной, внецентренной и внешней продувкой.

Буровые штанги служат для передачи крутящего момента от вращателя к долоту и одновременно по ним подается сжатый воздух к пневмоударнику и забой скважины. Состоит буровая штанга из соединительной муфты и ниппеля, приварен-

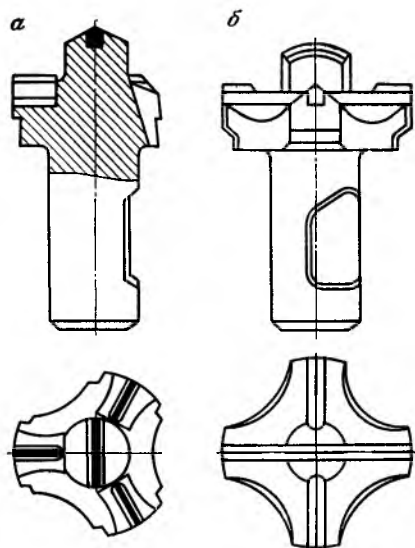


Рис. 3.4. Буровые коронки для пневмоударного бурения:

а — трехлезвийная К-100В; *б* — четырехлезвийная БК-15

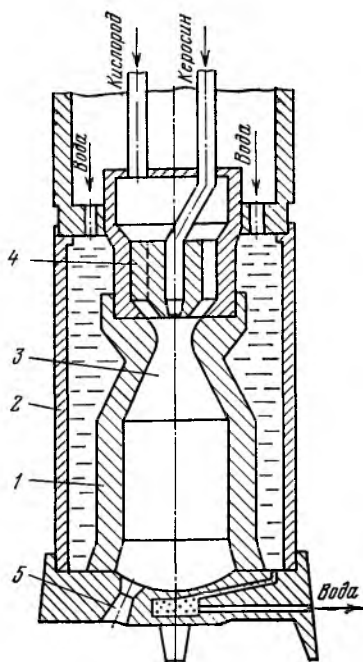


Рис. 3.5. Схема термобура

ных к трубе. Для соединения буровой штанги с пневмоударником служит переходник, он же является разбурником при обратном ходе бурового става. Переходник имеет унифицированные со штангой муфту и ниппель, но меньшую длину трубы. Изготавливаются штанги из стальных труб (сталь 35СГ, 36Г2С, 45 и др.) с последующей термообработкой.

Мачта станка предназначена для подъема и опускания бурового инструмента и его удержания во время бурения. С помощью домкратов гидросистемы производятся подъем и опускание мачты.

Операции по сборке и разборке бурового става обычно механизированы. Для этого штанги помещают в кассету барабанного типа, с помощью которой они подаются на ось скважины при наращивании бурового става или удаляются при его разборке. В нижней части мачты устанавливается гидрозажим, который служит для удержания на весу бурового става во время спуско-подъемных операций. Здесь же расположен ключ для свинчивания и развинчивания штанг.

В станках комбинированного бурения рабочее оборудование состоит из узлов и деталей, используемых при том или ином

способе бурения: ударном, вращательном, ударно-вращательном и термическом.

При термическом бурении рабочим органом является горелка — термобур. Горелка (рис. 3.5) состоит из корпуса 1, заключенного в стальной кожух 2. В камеру 3 горелки через форсунку 4 подается керосин, а по каналам, расположенным вокруг форсунки, — кислород. В пространстве между корпусом и кожухом проходит вода, охлаждающая горелку. При сгорании керосина в кислороде развиваются температура до 3000—3500 °С и давление до 0,8—1 МПа. Через сопло 5 (или несколько сопел) газы выходят из горелки со скоростью 1600—1800 м/с и передают часть своего тепла породе, температура газов падает при этом до 1500—1800 °С, а давление снижается до 0,15 МПа. Охлаждающая вода выбрасывается в скважину и испаряется. Парогазовая смесь, выходящая из скважины с большой скоростью (20—30 м/с), выносит разрушенную породу.

Для получения скважины правильной формы горелку вращают с частотой от 2 до 30 мин⁻¹. Диаметр скважины зависит от скорости подачи: чем она меньше, тем больше диаметр.

Комбинированный буровой инструмент обычно состоит из двух породоразрушающих элементов, объединенных общей конструктивной схемой, обеспечивающей их одновременную или поочередную работу.

Этот инструмент можно классифицировать по следующим признакам:

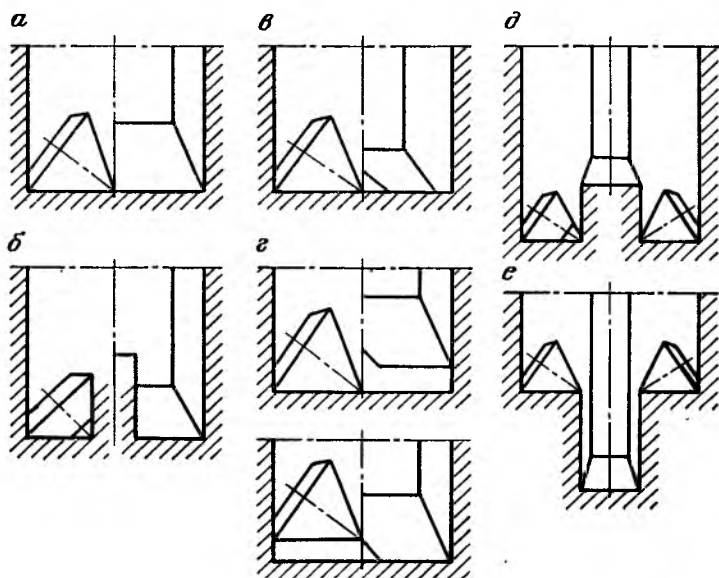


Рис. 3.6. Схемы комбинированного воздействия на забой

по назначению — для бурения пород ниже средней крепости ($f < 10$), средней ($f = 10 \div 14$) и выше средней ($f > 14$);

по принципу действия — термоударный, термошарошечный, ударно-шарошечный, режуще-шарошечный;

по способу воздействия породоразрушающих элементов на забой — с одновременным (рис. 3.6, а—в), поочередным (рис. 3.6, г) и раздельным (рис. 3.6, д, е) воздействием буровых инструментов на забой;

по форме образуемого забоя — бесступенчатая (рис. 3.6, а, в, г), с центральным целиком породы (рис. 3.6, б, д), с опережением центральной части забоя (рис. 3.6, е).

Термоударный и термошарошечный буровой инструмент сочетает в себе термобур и пневмоударник или шарошечное долото. Применение такого инструмента позволяет повысить в 1,5—3 раза скорость разрушения породы по сравнению с раздельным механическим и термическим способами бурения.

Ударно-шарошечный буровой инструмент сочетает в себе пневмоударник и шарошечное долото. Шарошки долота воспринимают осевое усилие и создают в породе напряженное состояние, которое способствует разрушению ее ударным долотом. Долото пневмоударника, в свою очередь, облегчает разрушение породы шарошками, так как образует ослабленный породный слой.

Режуще-шарошечный буровой инструмент сочетает в себе режущую коронку и шарошечное долото, объединенные в одном корпусе. Режущая коронка армируется пластинками твердого сплава или сменными резцами. Применение долот такого типа обеспечивает снижение энергоемкости бурения в 2—2,5 раза, увеличивает скорость бурения на 38—64 %, уменьшает расход инструмента в 1,3—2,6 раза.

Наиболее эффективно применять комбинированный инструмент по породам с перемежающейся крепостью.

§ 2. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Для вращения, подачи на забой и извлечения из скважины бурового инструмента служат исполнительные механизмы, к которым относятся: вращатель, механизм подачи, вертлюг.

Конструкции этих механизмов определяют принципиальные различия моделей станков, диапазоны изменения частоты вращения и скоростей подачи инструмента, величины осевых нагрузок, крутящих моментов, а также длительность вспомогательных операций по приведению бурового става в рабочее положение и его подъему после окончания бурения.

Вращатели всех буровых станков по принципу действия одинаковы. Состоят они из двигателя и редуктора. Применяются два варианта устройства вращателя. В первом варианте вращатель вместе с буровым ставом перемещается вниз по мере углубления скважины, во втором — вращатель остается непо-

движным, а с буровым ставом перемещаются только захват и одно из зубчатых колес, скользящих по шлицевому или профильному валу и передающих вращение на захват.

На вращателях устанавливаются электродвигатели постоянного и переменного тока и гидромоторы. При применении высокомоментных гидромоторов можно исключать редуктор. Гидромоторы и электродвигатели постоянного тока позволяют плавно регулировать частоту вращения бурового инструмента и бурить с оптимальным режимом. При использовании электродвигателей переменного тока имеет место ступенчатое регулирование скорости с помощью коробки перемены передач.

Механизмы подачи, используемые на буровых станках для открытых работ, бывают гравитационные, канатные (цепные), поршневые, канатно(цепно)-поршневые, зубчато-реечные.

В гравитационных механизмах подача осуществляется за счет весов бурового става и вращателя. Эти механизмы подачи применяются там, где не требуется больших усилий подачи, они просты и надежны в работе, с их помощью можно бурить только вертикальные и слегка наклонные скважины.

В канатных (цепных) механизмах подача бурового инструмента на забой производится с помощью канатов или втулочно-роликовых цепей. Привод цепи осуществляется от пневмо- или гидродвигателя через редуктор. В канатных механизмах подачи канат, навиваясь на барабан лебедки, подает буровой инструмент на забой. С помощью канатно-полиспастной системы удастся получать большие усилия и ход подачи без перехвата инструмента. Основные достоинства этих механизмов — простота и надежность.

Поршневые механизмы могут быть пневматическими и гидравлическими. Пневматические поршневые механизмы подачи просты по устройству, надежны в работе, малочувствительны к утечкам воздуха, но для получения больших усилий подачи непригодны, так как из-за малого давления сжатого воздуха (0,5 МПа) требуются цилиндры большого диаметра, и механизм становится слишком громоздким. Для создания больших усилий (десятки килоньютон) используются гидравлические поршневые механизмы. Поршневым механизмам присущ следующий недостаток — ход подачи бурового става ограничен длиной хода штока цилиндра, поэтому приходится работать с перехватом.

Канатно(цепно)-поршневые механизмы подачи получили широкое применение на станках. Они просты по устройству, надежны в работе. Подача в таких механизмах происходит за счет хода штока гидроцилиндра, натягивающего канат или цепь и через систему блоков передающего осевое усилие на буровой став.

Зубчато-реечные механизмы подачи состоят из двух зубчатых реек и входящих с ними в зацепление шестерен. Рейки укреплены по всей длине мачты, а вал шестерен связан с враща-

телем бурового става. Вращение шестерен вызывает перемещение вращателя и бурового става.

В процессе работы бурового станка к вращающемуся буровому ставу необходимо подавать сжатый воздух, воду. Для этих целей служит *вертлюг* — механизм, позволяющий подавать сжатый воздух и воду от невращающихся рукавов к вращающемуся буровому ставу, а также для поддержания верхнего конца вращающейся штанги при бурении и при подъеме бурового става из скважины. На станках комбинированного бурения в вертлюг встраивается устройство для подвода рабочих компонентов (керосина, кислорода).

Вращатели и механизмы подачи работают совместно, поэтому чаще их называют вращательно-подающими механизмами (ВПМ). Они бывают трех типов: патронные, шпиндельные и роторные. В зависимости от силовой схемы нагружения бурового става привод вращения может размещаться внизу (в машинном отделении) или наверху (на подвижной каретке — траверсе бурового става).

По характеру нагружения штанги осевым усилием различают схемы с нижним приложением нагрузки и с верхним, действующим на всю длину штанги.

Вращательно-подающий механизм патронного типа (рис. 3.7) состоит из неподвижного вращателя 1, закрепленного на платформе станка, гидропатрона 2 и поршневого гидравлического механизма подачи.

Двигатель Д1 через редуктор вращает полый многогранный шпиндель 4, проходящий через ведущую шестерню 5 редуктора. Через внутреннее отверстие шпинделя проходит буровой став 6, который через кулаки 7 гидропатрона 2 получает вращение от шпинделя. Усилие подачи на буровом ставе создается с помощью гидроцилиндров 3, которые перемещают траверсу 8 вместе с гидропатроном и шпинделем на длину хода цилиндров с периодическим перехватом става.

Операции по подъему бурового става осуществляются обычно канатной лебедкой.

Вращательно-подающий механизм патронного типа с поршневой подачей применен на станке шарошечного бурения 2СБШ-200.

Наибольшее распространение получили вращательно-подающие механизмы шпиндельного типа. В этих механизмах привод вращателя располагается на подвижной каретке или траверсе, а осевое усилие передается на всю длину бурового става. Механизм подачи при этом может быть канатный, цепной, канатно-полиспастный, канатно-поршневой, зубчато-реечный.

Кинематическая схема вращательно-подающего механизма шпиндельного типа с канатным механизмом подачи станка 1СБР-125 показана на рис. 3.8. Момент от электродвигателя Д1, установленного на вращателе, через муфту и редуктор 1 передается буровому ставу 2. Принудительная подача става на

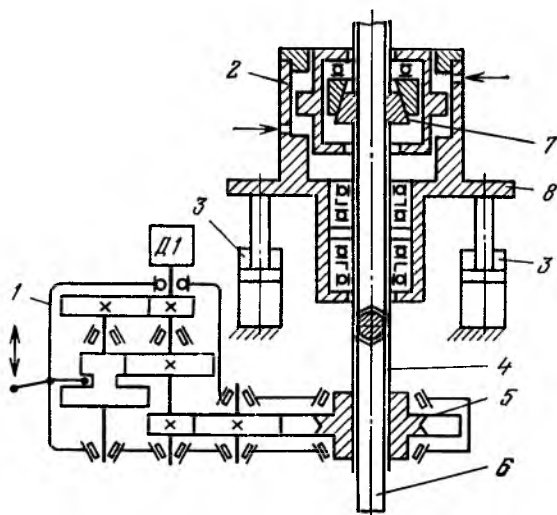


Рис. 3.7. Схема вращательно-подающего механизма патронного типа

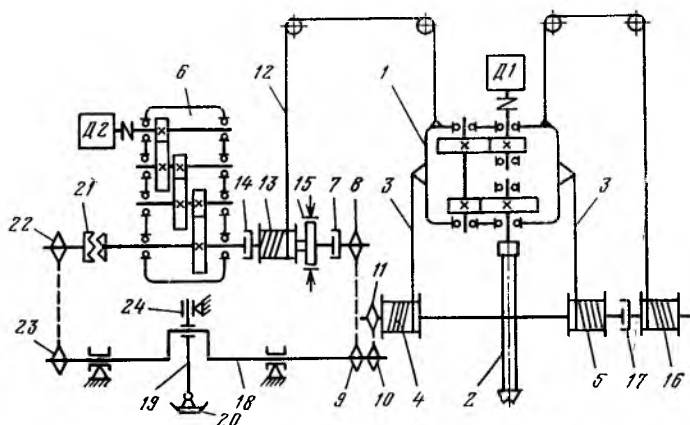
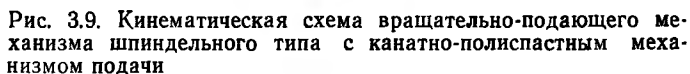


Рис. 3.8. Кинематическая схема вращательно-подающего механизма шпиндельного типа с канатным механизмом подачи

забой осуществляется канатом 3, наматываемым на барабаны 4 и 5 лебедки. Привод барабанов лебедки производится от двигателя Д2 через муфту, редуктор 6, фрикцион 7, звездочки 8—11. Подъем вращателя выполняется канатом 12 с помощью лебедки 13. Включение лебедки осуществляется фрикционом 14, а торможение барабана — тормозом 15. Компенсационный канат наматывается на барабан 16, который соединяется с валом с помощью фрикциона 17.



Цепная подача применяется на всех отечественных станках пневмоударного бурения и станке вращательного бурения 2СБР-125.

35

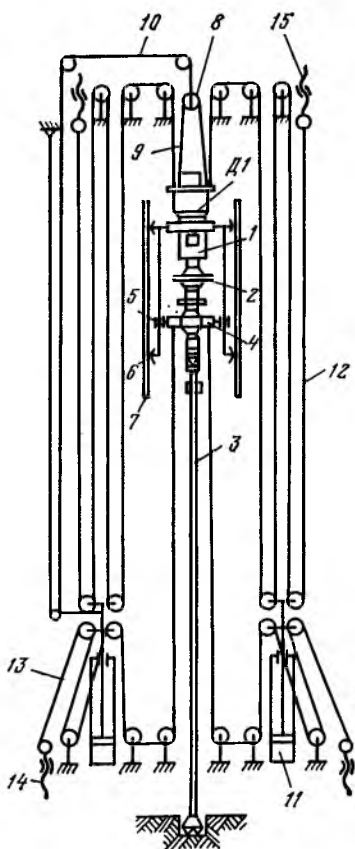


Рис. 3.10. Кинематическая схема вращательно-подающего механизма шпиндельного типа с канатно-поршневым механизмом подачи

а неподвижные 7 закреплены на мачте. Канаты 5 огибают барабаны 8 и 9 лебедок подачи. Далее эти канаты образуют верхние 5-кратные полиспасты, неподвижные блоки 10 которых установлены на мачте, а подвижные нижние блоки 11 — на вращателе. Привод лебедок подачи при бурении осуществляется от гидромоторов Д3, а при спуско-подъемных операциях — от электродвигателей Д2. Такая система подачи, позволяющая развивать большие осевые усилия (до 0,6 МН), применяется на станке СБШ-320.

Кинематическая схема вращательно-подающего механизма шпиндельного типа с канатно-поршневым механизмом подачи станка шарошечного бурения СБШ-250МН показана на рис. 3.10. Вращение бурового става осуществляется от электродвигателя постоянного тока Д1 через редуктор 1 и муфту 2. Осевое усилие на буровой став 3

передается через опорный узел 4 от нижних канатов механизма подачи, закрепленных на ползунах 5 опорного узла. Каретки 6 вращателя движутся по направляющим 7 мачты. Электродвигатель с вращателем и блоком 8 подвешен на канатах 9 и 10. Каретка вращателя через полиспастную систему соединена со штоком одного из гидроцилиндров подачи 11. Канатно-поршневой механизм обеспечивает непрерывную подачу вращателя на длину штанги (8 м) при ходе поршня, равном 2 м, и состоит из двух гидроцилиндров 11, верхних 12 и нижних 13 канатов, концы которых соединены с кареткой вращателя. При движении штоков гидроцилиндров 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 14 и 15.

Вращательно-подающий механизм шпиндельного типа с зубчато-реечным механизмом подачи (рис. 3.11) имеет на подвижной каретке вращатель 1 с двигателями Д1. Подача осуществ-

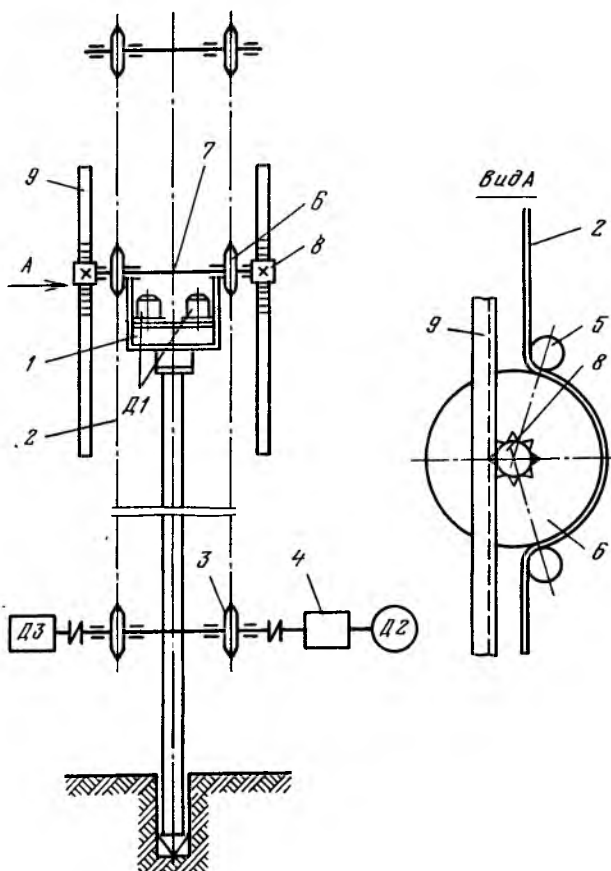
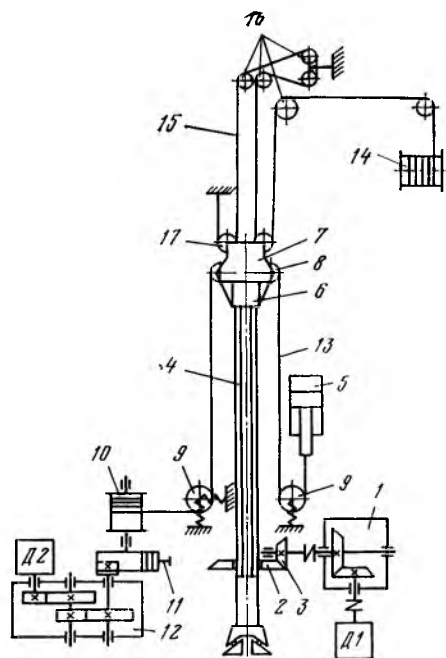


Рис. 3.11. Кинематическая схема вращательно-подающего механизма шпиндельного типа с зубчато-реечным механизмом подачи

вляется с помощью замкнутой цепи 2, перемещаемой звездочкой 3, связанной через редуктор 4 с двигателем Д2. Две звездочки 5 установлены для увеличения угла обхвата и снижения усилий на зубья подвижной звездочки 6, расположенной на валу 7. Две шестерни 8, расположенные на концах вала 7, перекачиваются по неподвижным рейкам 9, укрепленным по всей длине мачты. Для ускоренного подъема и опускания подвижной каретки установлен двигатель Д3, с помощью которого создается весьма высокая скорость холостого хода, что значительно сокращает время вспомогательных операций. Такая схема вращательно-подающего механизма применяется на зарубежных станках 60-R и 61-R фирмы «Бюсайрус-Ири» (США).

Вращательно-подающий механизм роторного типа (рис. 3.12) состоит из вращателя, лебедки подачи, гидроцилиндра подачи и вертлюга.

Рис. 3.12. Кинематическая схема вращательно-подающего механизма роторного типа



Вращатель имеет нижнее расположение и состоит из электродвигателя постоянного тока Д1, конического редуктора 1 и ротора 2. Крутящий момент от редуктора передается ротору через упругую муфту и вал-шестерню 3. Ротор вращает ведущую штангу 4 профилированного сечения, а также служит для свинчивания и развинчивания штанг.

Механизм подачи состоит из следующих узлов: гидроцилиндра подачи 5, опорного вертлюга 6, встроенного в подвижную traversу 7, двух подвижных 8

и неподвижных 9 блоков, барабана подачи 10 с храповым устройством 11, редуктора привода 12 с двигателем Д2. На барабан 10 наматывается канат 13, один конец которого закреплен на штоке гидроцилиндра 5.

Подача циклического действия с непрерывным ходом штока гидроцилиндра 1 м (подача инструмента при этом равна 0,5 м). Во время бурения барабан заторможен храповым устройством. По окончании единичного цикла непрерывного бурения приводится во вращение барабан подачи, который при возврате штока гидроцилиндра в исходное положение выбирает слабину каната. В дальнейшем цикл повторяется до полного погружения штанги в скважину.

После проходки скважины на глубину, равную длине ведущей штанги, процесс бурения прекращается, штанга извлекается из скважины, долото свинчивается, штанга устанавливается в кассету. Из кассеты выводится круглая штанга, на ее нижний конец навинчивается долото, после чего она опускается в пробуренную скважину. После этого на круглую штангу навинчивается ведущая штанга, и процесс бурения продолжается.

Для выполнения операций по подъему и опусканию става в скважину применяется вспомогательная лебедка 14 с канатом 15 и системой неподвижных 16 и подвижных 17 блоков, образующих двукратную полиспастную систему.

Такая схема вращательно-подающего механизма применена на станке БАШ-250.

§ 3. ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Ходовое оборудование является опорой станка и служит для его перемещения.

Общие требования к ходовому оборудованию буровых станков:

- надежно воспринимать нагрузки от веса станка и на рабочем оборудовании в процессе бурения и при передвижении;
- высокие проходимость, маневренность и устойчивость;
- способность преодолевать подъем до 30° ;
- малые сопротивления при передвижении;
- достаточные прочность и долговечность;
- простота устройства, малая масса и удобство в эксплуатации.

В настоящее время применяются следующие типы ходового оборудования на буровых станках: гусеничное, пневмоколесное, шагающее.

Отечественные буровые станки всех типоразмеров выполняются в основном на гусеничном ходу, за исключением станков СБУ-100Н и 1СБР-125, которые выполняются соответственно на пневмоколесном и шагающем ходу.

Гусеничное ходовое оборудование буровых станков представляет собой самоходную двухгусеничную тележку, состоящую из двух гусеничных рам, соединенных между собой поперечными балками, на которых установлена рама станка. Привод — индивидуальный на каждую гусеницу (рис. 3.13). Крутящий момент от электро- или гидромотора Д1 передается к ведущей звездочке 1 через редуктор 2 и цепную 3 или зубчатую передачу. Для торможения и разворота станка при одной заторможенной гусенице привод хода снабжается электромагнитным тормозом 4.

На большинстве станков шарошечного бурения используются унифицированные ходовые устройства от карьерных одноковшовых экскаваторов.

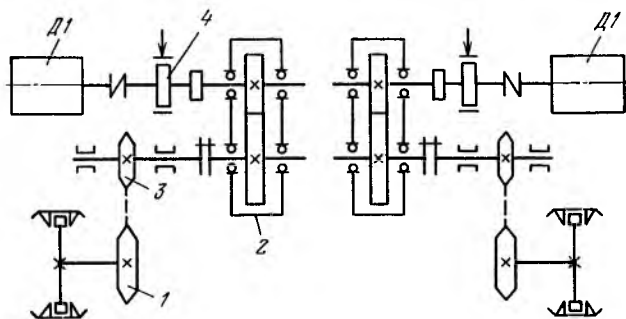


Рис. 3.13. Кинематическая схема гусеничного хода бурового станка СБШ-250

Пневмоколесное ходовое оборудование применяется только на станке СБУ-100Н и представляет собой неприводное индивидуальное шасси. В качестве ходового оборудования буровых станков может быть использовано также и стандартное автомобильное шасси.

Шагающее ходовое оборудование применяется на станке вращательного бурения 1СБР-125.

Механизм шагания кривошипно-крейцкопфного типа (см. рис. 3.8) состоит из коленчатого вала 18 и стойки 19 с башмаком 20. Привод механизма шагания осуществляется включением кулачковой муфты 21 через звездочки 22, 23 и втулочно-роликовую цепь. При вращении коленчатого вала стойка 19, шарнирно соединенная с шейкой вала, приходит в движение. При этом верхний конец ее, связанный с рамой механизма шагания посредством направляющей втулки 24, смещается вверх в направлении продольной оси стойки, а нижний — за четверть оборота вала поднимается вверх на длину кривошипа и смещается вперед. За следующую четверть оборота нижний конец стойки передвигается еще на половину шага вперед и опускается вниз, а башмак 20 опускается на почву. За вторую половину оборота вала башмак остается неподвижным, при этом коленчатый вал будет перемещаться вверх, что повлечет за собой подъем задней части станка. Станок будет иметь три точки опоры: башмак стойки и концы полозьев передней или задней части станка. При дальнейшем смещении вала в направлении шагания происходит скольжение концов полозьев станка по почве и перемещение его вперед.

Разворот станка производится в положении, когда задний конец рамы максимально приподнят. При этом шаровая опора обеспечивает свободный поворот станка в любом направлении.

§ 4. СИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Под силовым оборудованием буровых станков понимается энергетический комплекс, обеспечивающий привод всех видов оборудования и механизмов. В качестве исполнительных двигателей на станках используются пневматические, гидравлические и электрические. Электрические двигатели, в свою очередь, бывают переменного и постоянного тока.

На буровых станках широкое применение нашли асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором единой серии в защищенном исполнении, а также обдуваемые и многоскоростные двигатели в закрытом исполнении. В приводе ходовых и подъемных механизмов часто применяют асинхронные двигатели в крановом исполнении с короткозамкнутым и фазным роторами. Для привода главных механизмов используют краново-металлургические двигатели постоянного тока в защищенном исполнении с независимым возбуждением. Асинхронные двигатели применяют преимущественно с частотой вращения 1000—

1500 мин⁻¹; двигатели постоянного тока — с частотой вращения 600—900 мин⁻¹.

При применении асинхронных двигателей регулирование производится ступенчато с помощью редуктора или переключением числа пар полюсов электродвигателя. Электропривод постоянного тока выполняется по системе генератор — двигатель с электромашиным усилением (Г — Д — ЭМУ) и по системе магнитный усилитель — вентильный преобразователь — двигатель (МУ — ВП — Д). Ведутся разработки тиристорного электропривода по системе тиристорный преобразователь — двигатель постоянного тока (ТП — ДПТ).

Электропривод вспомогательных механизмов применяется только на переменном токе.

Все буровые станки питаются от сети переменного тока напряжением 380 В. Подвод питания от передвижных трансформаторных подстанций производится посредством гибких кабелей, присоединяемых к вводной коробке станка, откуда напряжение поступает на вводный автомат.

Управление силовым оборудованием большинства станков ведется с трех пультов: основного, расположенного в кабине, и двух выносных. С основного пульта производится управление процессом бурения и технологическими операциями, связанными с бурением. Выносные пульты служат для дублирования управления некоторыми операциями и управления механизмом хода станка.

§ 5. ГИДРО- И ПНЕВМОСИСТЕМЫ

Гидравлические системы (гидросистемы) буровых станков могут обеспечивать выполнение следующих операций: вращение бурового става, создание осевого усилия и перемещение бурового става вверх и вниз, свинчивание и развинчивание штанг и долота, разбор и наращивание бурового става, горизонтирование станка с помощью гидродомкратов, подъем мачты в рабочее (вертикальное или наклонное положения) и опускание в транспортное положение, поворот кассеты при сборке и разборке бурового става, перемещение элементов пылеулавливающей установки.

Компонуется гидросистемы из стандартных элементов и узлов, используемых в силовом и объемном гидроприводе: насосов, гидромоторов, цилиндров, распределителей, золотников и др. В качестве энергоносителя применяется масло «индустриальное 20А».

Пневматические системы (пневмосистемы) буровых станков обеспечивают подачу сжатого воздуха к буровому ставу для удаления буровой мелочи из скважины (за исключением станков типа СБР) к пневмоударнику и пневмоцилиндрам центра-тора и захвата штанг (станки типа СБУ), к пневмодвигателю

механизма подачи (станок СБУ-125), к вибраторам и пневмоцилиндрам затворов пылеулавливающих установок.

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

Комплектуются пневмосистемы из стандартных элементов и узлов.

§ 6. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ УДАЛЕНИЯ И УЛАВЛИВАНИЯ ПРОДУКТОВ РАЗРУШЕНИЯ

В процессе бурения на карьерах буровая мелочь из скважины удаляется шнеками, шнеко-пневматической очисткой и продувкой. Первые два способа применяются на станках вращательного бурения резцовыми коронками. При бурении скважин погружными пневмоударниками, термобурами и шарошечными долотами используется продувка. На станках ударного бурения удаление породы из скважины производится желонками.

Для очистки скважин удобно применять воду, но при этом усложняется работа станков зимой.

Выдача буровой мелочи шнеками из вертикальной скважины возможна только в том случае, если частота вращения шнека больше критической частоты вращения. Движение породы вверх по шнеку будет происходить, если частицы породы будут вращаться вокруг оси шнека с меньшей скоростью, чем сам шнек.

На рис. 3.14 показана схема устройства для продувки скважины и сухого улавливания пыли при шарошечном бурении. Воздух в скважину подается от двух компрессоров 1. Под давлением до 0,7 МПа он поступает в воздухосборники 2 и далее по трубопроводу 3 через вентиль 4 и регулятор давления 5 по рукавам поступает в вертлюг 6 и во внутренний канал штанги 7, откуда направляется в забой скважины. Выходит воздух по зазору между штангой и стенками скважины. Скорость движения воздуха в зазоре должна быть достаточной, чтобы выносить частицы породы из скважины. Устье скважины закрыто кожухом 8, из-под которого воздух отсасывается вентилятором 9.

Величина подачи вентилятора превышает величину подачи компрессоров, и поэтому запыленный воздух не будет выходить в ат-

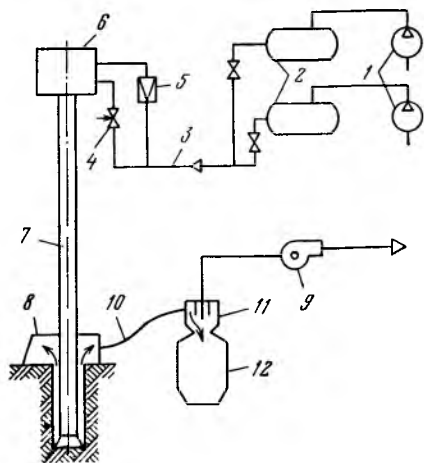


Рис. 3.14. Схема пневматического транспортирования буровой мелочи станком шарошечного бурения

мосферу через зазоры между кожухом 8, почвой и штангой, а, наоборот, атмосферный воздух будет засасываться через эти зазоры внутрь кожуха. Из-под кожуха запыленный воздух по рукаву 10 большого диаметра попадает в циклон 11, где крупные частицы породы отделяются и осаждаются в бункере 12, а мелкие вместе с воздухом через отводной патрубок выбрасываются в атмосферу. Бункер имеет внизу люк с затвором, через который удаляется порода. Вынос породы из скважины происходит вследствие того, что давление восходящей струи воздуха на частицы породы больше их веса.

Для периодической очистки внутренних поверхностей воздухопроводов применяется механизм встряхивания, управление которым осуществляется из кабины машиниста.

Для эффективного улавливания пыли созданы установки мокрого пылеулавливания. В этих установках в трубопровод, подающий сжатый воздух к забою скважины, подводится под давлением вода или эмульсия. Образующаяся воздушно-водяная эмульсия, поднимаясь по затрубному пространству, увлекает за собой частицы разбуренной породы и поднимает их в виде влажного шлама к устью скважины. Выносимая из скважины порода сдувается в сторону от станка воздушным потоком специального вентилятора. Количество подаваемой в скважину воды регулируется вентилем из кабины машиниста. В зимнее время водяную систему необходимо обогревать.

§ 7. ЭЛЕМЕНТЫ ТЕОРИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

Горные породы по глубине залегания и толщине слоев изменяются случайным образом, что приводит к переменному характеру их физико-механических свойств. А это, в свою очередь, вызывает резкое изменение нагрузок двигателей в приводах главных механизмов.

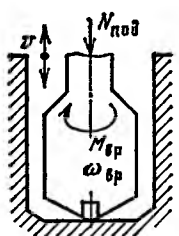
В общем случае расчеты режимных параметров в зависимости от способа бурения сводятся к определению значений усилия подачи, мощности приводов механизмов подачи и вращателя, скорости бурения, расхода сжатого воздуха, производительности станка и др.

Исследования в области физики горных пород, а также опыт создания буровых станков позволяют с достаточной точностью по упрощенным формулам определить режимные параметры станков.

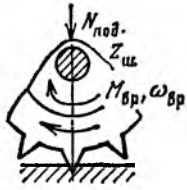
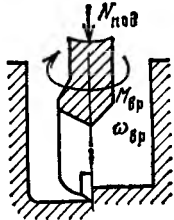
В табл. 3.4 приведены некоторые расчетные зависимости, позволяющие определить режимные параметры.

Здесь τ — отношение времени обратного хода поршня к времени рабочего хода; для пневмоударников типов МП-3, П-105, П-125, М-32К это отношение составляет 1,3—1,5; $n_{\text{ц}}$ — число ударов поршня в минуту; A — энергия удара поршня, Дж; m — масса поршня, кг; $m_{\text{шт}}$ — масса штанг, кг; μ_1 — коэффициент трения между штангой и породой; β — угол наклона буримой

Расчетные зависимости для определения

Параметры	Тип	
	СБУ (с погружным пневмударником)	
Расчетная схема		
Усилие подачи, Н	$N_{\text{под}} = \frac{1 + \tau}{60} n_{\text{п}} \sqrt{2Am} +$ $+ m_{\text{шт}} \mu_1 \cos \beta + \frac{2M_{\text{тр}}}{l_{\text{н}}} \mu_{\text{т}}$	
Мощность механизма подачи, кВт	$P_{\text{под}} =$	
Момент на валу вращателя, Н·м	$M_{\text{вр}} = \frac{1 + \tau}{36} D_1 n_{\text{п}} \sqrt{2Am}$	
Мощность вращателя, кВт	$P_{\text{вр}} =$	
Расход сжатого воздуха, м³/с	$Q = 5,9 \cdot 10^{-4} S \sqrt{d \frac{\gamma_{\text{п}}}{\gamma_{\text{см}}}}$	
Техническая скорость бурения, м/ч	$v_{\text{бт}} = \frac{6An_{\text{п}}}{10^6 k_{\text{с}} \Pi_{\text{с}} d_{\text{п}}^2 k_{\text{ф}}}$	

некоторых режимных параметров буровых станков

станка	
СБШ (с шарошечным долотом)	СБР (с резцовыми коронками)
	
$N_{\text{под}} = (6 \div 7) f D_1 10^4$	
$= N_{\text{под}} v_{\text{под}} \eta_{\text{под}}^{-1} 10^{-3}$	
$M_{\text{вр}} = \frac{D_1^2}{6} h_s z_{\text{ш}} k_{\text{тр}} \sigma_{\text{ск}} 10^6$	$M_{\text{вр}} = 0,5 \frac{D_1^2}{n_{\text{шн}}} v_{\text{бур}} \sigma_{\text{бур}} +$ $+ 0,25 D_1^3 L_{\text{шн}} \frac{\gamma_{\text{п}}}{k_{\text{п}}} 10^{-8}$
$= M_{\text{вр}} \omega_{\text{вр}} \eta_{\text{вр}}^{-1} 10^{-3}$	
$Q = 2,1 \frac{D_1^2 \gamma_{\text{п}} v_{\text{бт}}}{\gamma_{\text{в}} \mu_{\text{п}}} 10^{-4}$	—
$v_{\text{бт}} = \frac{3 N_{\text{под}} n_{\text{в}}}{10^7 \Pi_6 D_1^2}$	$v_{\text{бт}} \cong \frac{N_{\text{под}} n_{\text{в}}}{4 \cdot 10^5 \Pi_6^2 D_{\text{к}}^2}$

скважины, град; $M_{тр}$ — момент трения в направляющих станка, Н·м; l_n — расстояние между направляющими, по которым перемещается плита вращателя, м; μ_t — коэффициент трения плиты вращателя о направляющие; D_1 — диаметр скважины, м; f — коэффициент крепости породы по М. М. Протодяконову; $v_{под}$ — скорость подачи, м/с; $\eta_{под}$ — к. п. д. механизма подачи; h_z — глубина внедрения зубьев шарошки, м; $z_{ш}$ — число шарошек; $K_{тр}=1,15$ — коэффициент, учитывающий трение в подшипниках шарошек и буровой колонки о стенки скважины; $\sigma_{ск}$ — предел прочности породы на скалывание, МПа; $n_{шн}$ — частота вращения шнека, мин⁻¹; $v_{бур}$ — скорость бурения, м/с; $\sigma_{бур}$ — предел прочности породы при механическом бурении, МПа; $L_{шп}$ — максимальная длина шнека, м; γ_n — плотность породы, кг/м³; $k_p=1,1 \div 1,2$ — коэффициент разрыхления породы; $\omega_{вр}$ — угловая частота вращения долота, рад/с; $\eta_{вр}$ — к. п. д. трансмиссии вращателя; S — площадь сечения затрубного пространства, м²; d — максимальный размер частиц, м; $\gamma_{см}$ — плотность воздуха и частиц породы, кг/м³; $v_{б.т}$ — техническая скорость бурения, м/мин; γ_v — плотность воздуха, кг/м³; $\mu_n=40 \div 60$ — весовая концентрация частиц породы в сжатом воздухе или воздушной смеси, %; k_b — коэффициент, зависящий от показателя буримости P_6 , при $P_6=10-14$ $k_b=1$; при $P_6=15-17$ $k_b=1,05$; при $P_6=18-25$ $k_b=1,1$; k_f — коэффициент, учитывающий форму буровой коронки (для трехперых коронок $k_f=1$, для крестовых $k_f=1,1$); d_n — диаметр буровой коронки пневмоударника, м; D_k — диаметр резцовой буровой коронки, м; n_v — частота вращения бурового става, мин⁻¹; P_6 — показатель буримости.

Полученные результаты сравниваются с паспортными данными станков, что позволяет делать выводы о возможности применения станка в каждом конкретном случае.

Пример. Определить усилие подачи и мощность двигателя механизма подачи, вращающий момент и мощность двигателя привода вращателя станка шарошечного бурения при следующих условиях: диаметр шарошечного долота (скважины) $D_1=0,2$ м, скорость подачи долота $v_{под}=0,016$ м/с, частота вращения долота $n_{дол}=120$ мин⁻¹, число шарошек $z_{ш}=3$, глубина внедрения зубьев шарошки $h_z=3 \cdot 10^{-3}$ м, к. п. д. механизма подачи $\eta_{под}=0,65$, к. п. д. трансмиссии вращателя $\eta_{вр}=0,65$. Бурение ведется по породам с коэффициентом крепости $f=14$ по шкале проф. М. М. Протодяконова, имеющим предел прочности на скалывание $\sigma_{ск}=30$ МПа.

Сначала определяем усилие подачи:

$$N_{под} = 7fD_1 \cdot 10^4 = 7 \cdot 14 \cdot 0,2 \cdot 10^4 = 19,6 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Затем находим мощность двигателя механизма подачи:

$$P_{под} = N_{под} v_{под} \eta_{под}^{-1} \cdot 10^{-3} = 19,6 \cdot 10^4 \frac{0,016}{0,65 \cdot 10^3} = 4,8 \text{ кВт.}$$

Определяем момент на валу вращателя

$$M_{вр} = \frac{D_1^2}{6} h_z z_{ш} k_{тр} \sigma_{ск} \cdot 10^6 = \frac{0,2^2}{6} 3 \cdot 10^{-3} \cdot 1,15 \cdot 30 \cdot 10^6 = 3,1 \cdot 10^3 \text{ Н·м}$$

и мощность двигателя привода вращателя

$$P_{\text{вр}} = M_{\text{вр}} \omega_{\text{вр}} \eta_{\text{вр}}^{-1} \cdot 10^{-3} = 3,1 \cdot 10^3 \frac{3,14 \cdot 120}{30} 0,65^{-1} \cdot 10^{-3} = 60 \text{ кВт.}$$

Глава 4

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ

§ 1. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ БУРОВЫХ СТАНКОВ

Производительность буровых станков зависит от многих факторов, из которых основными являются: горно-геологические условия (вид, крепость, абразивность, трещиноватость породы, наличие влаги, глины и т. д.), глубина скважины, принятая технология бурения, организация труда, квалификация бурильщика.

Буровой станок — машина цикличного действия. Сменная производительность бурового станка V (м/смену) определяется по формуле

$$V = \frac{T_c k_{\text{и}}}{t_6 + t_{\text{в}}} = \frac{T_c k_{\text{и}}}{1/v_{6.т} + t_{\text{в}}},$$

где T_c — продолжительность смены, мин; $k_{\text{и}}$ — коэффициент использования станка по бурению в течение смены, обычно равный 0,5 (иногда 0,8); t_6 и $t_{\text{в}}$ — удельные затраты времени соответственно на бурение и выполнение вспомогательных операций (на 1 м скважины), мин/м; $v_{6.т}$ — техническая скорость бурения, м/мин.

В свою очередь, величина $t_{\text{в}}$ может быть определена по формуле

$$t_{\text{в}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5,$$

где $t_1 = 0,38 \div 1,44$ — удельные затраты времени на переезд от скважины к скважине с учетом установки и снятия станка с домкратов, мин/м; t_2 — то же, на замену долота, приходящееся на 1 м скважины; t_3 — то же, на подъем бурового става со скоростью $v_{\text{п}}$ (м/мин); t_4 — то же, на перехват гидropатрона; для шпиндельной схемы $t_4 = 0$; t_5 — то же, на сборку и разборку бурового става.

Для современных станков $t_{\text{в}} = 2$ мин/м, следовательно, их производительность при $k_{\text{и}} = 0,75$ не может превышать 100—150 м/смену, а при достижении предельных значений $t_{\text{в}} \cong 1$ мин она не превысит 200—300 м/смену.

Как видно из формулы, производительность бурового станка V зависит от затрат времени на выполнение вспомогательных операций $t_{\text{в}}$ и наиболее полного использования времени смены T_c , что отражается коэффициентом использования станка по бурению в течение смены $k_{\text{и}}$.

Предположим, что производительность бурового станка составляет 128 м/смену (табл. 4.1, вариант 1).

Т а б л и ц а 4.1

Зависимость производительности бурового станка от скорости бурения и коэффициента k_n

Вариант	Скорость бурения v_b , т. м/мин	Удельные затраты времени t_b , мин/м	Коэффициент k_n	Производительность V , м/смену	Изменение V
1	1	2	0,8	128	1,0
2	2	2	0,8	154	1,2
3	1	1	0,8	192	1,5
4	2	1	0,8	256	2,0
5	1	2	0,4	64	0,5
6	2	1	0,4	128	1,0

П р и м е ч а н и е. В расчетах T_c принята равной 480 мин.

Увеличение скорости бурения в 2 раза или уменьшение удельных затрат времени на вспомогательные операции в 2 раза приведет к увеличению сменной производительности станка всего лишь в 1,2 и 1,5 раза (варианты 2 и 3). Совместное проведение этих мероприятий позволит увеличить производительность станка в 2 раза (вариант 4). При уменьшении коэффициента использования станка по бурению в течение смены в 2 раза производительность падает тоже в 2 раза (вариант 5). Увеличение скорости бурения и снижение удельных затрат на вспомогательные операции (вариант 6) при одновременном снижении коэффициента использования никакого эффекта не дадут по сравнению с первоначальным вариантом 1.

§ 2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ

Буровые станки для открытых горных работ поставляются заводом-изготовителем укомплектованными быстроизнашивающимися запасными частями, инструментом и технической документацией по монтажу и эксплуатации машины.

На горные предприятия станки обычно доставляют на железнодорожных платформах в разобранном виде. Так, крупные станки шарошечного бурения (СБШ-250МН, СБШ-320) при перевозке занимают по две железнодорожные платформы грузоподъемностью по 60 т. Для разгрузки станков применяют железнодорожные или мостовые краны.

Монтаж станков ведется в соответствии с рабочими и монтажными чертежами станка. Процесс монтажа заканчивается наладкой электрооборудования и опробованием основных механизмов станка. При наладке электрооборудования измеряются сопротивления изоляции всего электрооборудования, проверяются наличие и состояние заземления, проверяются уставки максимальной и тепловой защит и действия защитного отключения и блокировок. Во все редукторы приводов механизмов станка должно быть залито масло.

После того как механизмы будут проверены, перед началом эксплуатации их следует прикатать при небольшой нагрузке. Убедившись в результате этих операций в полной исправности станка, можно допускать его к эксплуатации.

К общим требованиям ухода за буровым инструментом и оборудованием станка относятся: соблюдение правил хранения, выбора, подготовки и эксплуатации инструмента; своевременная затяжка болтовых соединений; смазка трущихся частей; очистка узлов от грязи и пыли и др.

На горных предприятиях практикуют закрепление групп узлов станка за определенными экипажами и членами экипажа.

Примерное закрепление основных узлов станка СБШ-250МН для ежедневного осмотра и ухода следующее: экипаж № 1 — механизм вращения, металлоконструкция мачты, механизм свинчивания, система подачи воды, воздухопровод, привод хода, кузов и двери станка; экипаж № 2 — механизм подачи, сепаратор, вентилятор отдува, маслостанция, ходовые тележки, гидромагистраль, компрессорная установка.

Такое распределение узлов станка позволяет экипажу при тщательном осмотре закрепленных за ним узлов одновременно осуществлять беглый осмотр узлов, закрепленных за другим экипажем.

Для обеспечения нормальной работы станков необходимо регулярно в установленные сроки производить смазочные работы, не допуская отступлений от установленных норм. Рекомендации по смазке узлов и механизмов станка даются в инструкциях заводов-изготовителей. Замену рекомендуемых сортов смазки можно производить только в крайних случаях и лишь с разрешения механика, ответственного за эксплуатацию бурового оборудования.

При выполнении буровых работ в зимнее время отрицательная температура воздуха вызывает загустение смазки, более частые поломки бурового става, зубчатых колес, звеньев гусениц, металлоконструкций станка, обрывы стальных канатов, примерзание буровой мелочи к буровому ставу и гусеничным лентам, намерзание льда в местах утечки воды, замерзание воды в водоподводящих рукавах и насосах, образование ледяной корки у устья скважины, препятствующей удалению из скважины буровой мелочи. При этом повышается опасность травмирования обслуживающего персонала.

Следует тщательно проводить комплекс мероприятий при подготовке станков к зимней эксплуатации. Для смазки механизмов станков в зимнее время используются зимние смазочные материалы, предусмотренные картой смазки. Следует помнить, что зимой в станках могут возникать дополнительные напряжения, приводящие к поломкам и, как следствие, к простоям.

При эксплуатации буровых станков необходимо строжайшее выполнение противопожарных мероприятий с назначением ответственных лиц из бурового персонала.

В конце смены или перед длительной остановкой пневмосистему необходимо продувать сжатым воздухом. Дренажные краны системы при этом должны быть открыты. После окончания работы конденсат необходимо из системы сливать во избежание размораживания.

При длительном перерыве в работе все электронагревательные приборы и устройства должны быть отключены.

Перед началом работы площадка и лестницы должны быть очищены от льда и снега, насосы оттаяны, а масло в компрессорах подогрето.

Перед запуском в работу все механизмы обязательно должны проверяться кратковременным включением во избежание поломок.

Опыт показывает, что в зависимости от периодичности, состава и качества выполнения профилактических работ по техническому обслуживанию существенно изменяется техническое состояние машины.

В общем случае под техническим обслуживанием понимается комплекс работ, выполняемых для поддержания исправности или работоспособности машин при подготовке и использовании по назначению, хранению и транспортировке.

В горнодобывающей промышленности принята планово-предупредительная система технического обслуживания, предусматривающая обязательное выполнение ряда мероприятий, выполняемых регулярно и принудительно в определенном объеме.

Согласно назначению и особенностям проведения можно выделить следующие элементы технического обслуживания: обкатка в производственных условиях; ежедневное техническое обслуживание (ЕС); ежедневное техническое обслуживание (ЕО); периодическое техническое обслуживание (ТО); сезонное техническое обслуживание (СО); техническое обслуживание при хранении.

В зависимости от типа машин и оборудования устанавливают различные виды периодического обслуживания. Ниже приводится перечень работ по техническому обслуживанию бурового станка СБШ-320.

Ежедневное обслуживание

Механизм подачи	Проверка всех болтовых соединений, состояния канатов, их натяжения; уровня масла в редукторах лебедок подачи и состояния тормозов
Головка бурового става	Опробование перед началом работы вращателя на холостом ходу и проверка: надежности затяжки всех болтов, гаек и других крепежных узлов головки; состояния шинной муфты; уровня масла в редукторе и опорном узле
Воздушно-водяная система	Осмотр всех трубопроводов и затяжка болтов на них. В зимнее время по окончании работы необходимо удалить воду из всех трубопроводов, водяных насосов и бака, затем — продувка системы сжатым воздухом

Ежедневное обслуживание

Ходовая часть Проверка затяжки всех болтовых соединений ходовой тележки и редукторов хода; уровня масла в редукторах хода и тележек; состояния тормозов

Еженедельное обслуживание

Сепаратор Затягивание всех болтовых соединений сепаратора, осмотр троса защелки и при необходимости регулировка его натяжения

Кабельный барабан Затяжка всех болтовых соединений и проверка натяжения цепных передач

Ежемесячное обслуживание

Ходовая часть Проверка величины износа обода опорных и натяжных колес
Смазка шарниров тормоза, втулок ведущих и натяжных опорных колес

Головка бурового става Проверка состояния поверхностей зубьев, манжетных уплотнений редуктора и опорного узла, сальниковых уплотнений

Кабельный барабан Осмотр деталей кабелеукладчика. Смазка (два раза в месяц) каретки, винтов и направляющих валиков кабелеукладчика

Неисправности станка, которые могут быть устранены силами экипажа, должны быть ликвидированы до передачи оборудования другой смене. В случае возникновения аварийной ситуации экипаж обязан остановить все механизмы и обесточить станок, доложить об аварии дежурному механику предприятия.

§ 3. ОСНОВНЫЕ ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ

При эксплуатации буровых станков необходимо знать и соблюдать действующие нормы и правила безопасности, относящиеся к ведению буровзрывных работ на открытых разработках. Кроме того, необходимо соблюдать следующие правила техники безопасности при обслуживании буровых станков.

В начале смены, до начала работы, машинист и его помощник обязаны проверить:

исправность изоляции питающего силового кабеля;

все заземляющие устройства на станке;

исправность аварийного отключения, освещения и состояния электрооборудования пробным пуском электродвигателей;

наличие ограждения вращающихся частей станка;

все механизмы станка и опробовать его под нагрузкой;

болтовые крепления;

наличие, исправность и пригодность противопожарного инвентаря;

наличие и исправность индивидуальных средств защиты (резиновые перчатки, очки, предохранительные пояса).

Смазка и очистка всех механизмов и узлов станка помощником машиниста производятся по согласованию с машинистом станка. Запрещается смазывать открытые зубчатые передачи на

станке, набирая смазку руками. Смазку следует набирать деревянной лопаткой и ею же наносить на зубья шестерни.

Перед пуском станка в работу машинист обязан убедиться, что вблизи вращающихся частей не находятся люди или посторонние предметы.

Запрещается работать на неисправном станке.

При бурении также запрещается: подниматься на мачту станка, производить ремонт, смазку и очистку движущихся механизмов, трогать руками движущиеся части, входить за ограждения, работать без применения средств пылеподавления.

Станок должен быть установлен строго горизонтально. При этом расстояние от верхней бровки уступа до оси домкрата должно быть не менее 3 м, а расстояние по горизонтали от проекции на землю ближайшего провода ЛЭП до самой близкой части станка должно быть не меньше 6 м.

Рабочая площадка на станке перед началом работы должна быть очищена от посторонних предметов и инструментов. В зимнее время в течение всей смены она должна очищаться от наледи и снега. Необходимо предусматривать, чтобы в зимнее время буровой шлам не подтекал под гусеничные ленты.

Машинист станка и его помощник в работе должны строго руководствоваться инструкциями по технике безопасности и технической эксплуатации для машинистов соответствующего бурового станка.

Глава 5

КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ЭКСКАВАТОРОВ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Экскаваторами называются землеройные машины, предназначенные для копания (экскавации) и перемещения горной массы в отвал или для погрузки в транспортные средства.

Все экскаваторы делятся на две большие группы: одноковшовые периодического (циклического) действия и многоковшовые непрерывного действия.

Одноковшовые экскаваторы производят копание малосвязных или черпание разрушенных прочных пород и их перемещение последовательно, прерывая копание на время перемещения грунта; многоковшовые экскаваторы эти операции выполняют одновременно. Одноковшовые экскаваторы благодаря своей универсальности получили более широкое распространение, применение же многоковшовых экскаваторов ограничено.

Любой экскаватор, одноковшовый или многоковшовый, состоит из следующих основных частей: рабочего, механического, ходового и силового оборудования, механизмов управления, платформы с рамой, надстройки и кузова.

Существующие типы экскаваторов в общем виде классифицируются по следующим признакам:

назначению и роду выполняемой работы;
емкости ковша (E , м³ — одноковшовые) или теоретической производительности (Q_t , м³/ч — многоковшовые);
видам рабочего, ходового и силового оборудования (табл. 5.1).

§ 2. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Одноковшовый экскаватор состоит из двух основных частей: нижней ходовой и верхней поворотной (рис. 5.1).

Ходовая часть 1 воспринимает и передает на основание нагрузки от веса машины и возникающие при работе, а также обеспечивает передвижение экскаватора.

Поворотная часть состоит из поворотной платформы 2 с механизмами и силовым оборудованием и рабочего оборудования 3.

Группа	Тип экскаватора	Классификационный признак			
		Вместимость ковша, м ³	Основное (сменное) рабочее оборудование	Ходовое оборудование	Силовое оборудование
Одноковшовые	Лопаты карьерные:				Электрическое, дизель-электрическое, дизель-гидравлическое, электрогидравлическое
	механические (ЭКГ)	2—20	Прямая лопата	Гусеничное	
	гидравлические (ЭГ)	8—40 **	Прямая (обратная) лопата, погрузчик, грейфер	»	
	карьерно-строительные (ЭКСГ)	1,25—8	Прямая лопата (драглайн, кран)	»	
	вскрышные (ЭВГ)	15—100	Прямая лопата	»	
Многоковшовые	Драглайны: шагающие (ЭШ)	4—100 (160)**	Драглайн	Шагающее	То же
	гусеничные (ЭКСГ)-Д	До 6	Драглайн (кран, грейфер)	Гусеничное	
	Роторные: вскрышные (ЭР)	630*—10 000	Гравитационные (центробежные) роторные исполнительные органы	Гусеничное; шагающее рельсовое	
	добычные (ЭРП) или (ЭР-Д)	630*—10 000	То же	То же	
	Цепные: гусеничные (ERs)***	640*—6600	Цепные исполнительные органы	Рельсовое: рельсо-гусеничное; шагающее с внутренним башмаком	
	рельсовые (Es)***	1350*—9300	То же	То же	

* Производительность, м³/ч.

** Проект.

*** В СССР не выпускаются, обозначение дается по стандарту ГДР.

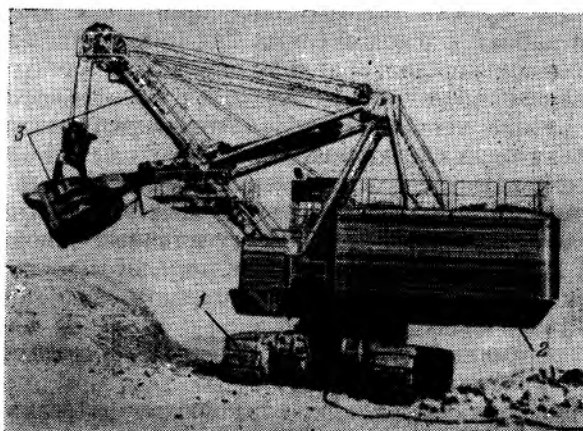


Рис. 5.1. Одноковшовый экскаватор

Поворотная платформа опирается через опорно-поворотное устройство на ходовую раму и может поворачиваться в горизонтальной плоскости вокруг вертикальной оси. В зависимости от угла поворота поворотной платформы в горизонтальной плоскости экскаваторы называют полноповоротными и неполноповоротными. Все одноковшовые экскаваторы для открытых горных работ делаются полноповоротными.

Рабочий процесс одноковшового экскаватора включает в себя рабочий цикл и передвижение экскаватора.

Рабочий цикл состоит из следующих последовательных операций:

- копание породы и заполнение ею ковша (черпание);
- выведение ковша из забоя;
- поворот ковша к месту разгрузки;
- разгрузка ковша в транспортное средство или в отвал;
- поворот в забой;
- опускание ковша к месту следующей операции копания.

Одноковшовые экскаваторы по назначению делят на группы: *строительные универсальные*, предназначенные для производства земляных и погрузочно-разгрузочных работ в строительстве, карьерные, вскрышные и шагающие (драглайны), применяемые для открытых горных работ.

Карьерные экскаваторы предназначены для работы в карьерах на разработке рудных и угольных месторождений, а также скальных пород. Экскаваторы снабжаются сменными ковшами для работы в породах различной плотности.

Вскрышные экскаваторы предназначены для проведения вскрышных работ по бестранспортной системе при разработке полезных ископаемых открытым способом.

Шагающие экскаваторы (драглайны) предназначены для разработки забоев, расположенных как ниже, так и выше горизонта установки экскаватора, и перемещения породы в отвал, а также перезекскавации отвалов.

Типаж на одноковшовые экскаваторы предусматривает создание экскаваторов следующих типов:

ЭО — строительные гусеничные и пневмоколесные с ковшами вместимостью 0,16—2,5 м³ (шесть базовых моделей);

ЭКГС — карьерно-строительные гусеничные с ковшами вместимостью 1,25—8 м³ (пять базовых моделей);

ЭКГ — карьерные гусеничные с ковшами вместимостью 2—20 м³ (шесть базовых моделей);

ЭВГ — вскрышные гусеничные с ковшами вместимостью 15—100 м³ (четыре базовые модели);

ЭШ — шагающие драглайны с ковшами вместимостью 4—125 м³ (шесть базовых моделей).

В основу действующей системы индексации одноковшовых экскаваторов заложена размерная группа машин, которая определяется вместимостью ковша (карьерные экскаваторы), а также длиной стрелы (драглайны) или радиусом черпания (вскрышные экскаваторы).

Так, обозначение ЭКГ-5А расшифровывается: Э — экскаватор, К — карьерный, Г — гусеничный, 5 — вместимость ковша в кубических метрах; А — индекс модернизации. Обозначение ЭВГ-35/65 расшифровывается: Э — экскаватор, В — вскрышной, Г — гусеничный, 35 — вместимость ковша в кубических метрах, 65 — радиус черпания в метрах. Обозначение ЭШ-100/100 расшифровывается: Э — экскаватор, Ш — шагающий, 100 (числитель) — вместимость ковша в кубических метрах, 100 (знаменатель) — длина стрелы в метрах.

В СССР типовым рядом предусматривается выпуск карьерных мехлопат с ковшами вместимостью 2; 3,2; 5(4,6); 8; 12,5; 20 м³. Эти экскаваторы выпускаются на Ижорском заводе им. А. А. Жданова и Уральском заводе тяжелого машиностроения им. С. Орджоникидзе. Начат выпуск экскаваторов на Красноярском заводе тяжелых экскаваторов (КЗТЭ).

За рубежом карьерные экскаваторы отличаются большим разнообразием конструкций и выпускаются в США (фирмы «Марин», «Бюсайрус-Ири», «Харнишфегер»), Японии, Франции. Вскрышные экскаваторы выпускаются в СССР и США. Шагающие драглайны изготавливаются в СССР, США, Великобритании.

В последние годы как в СССР, так и за рубежом получают развитие мощные гидравлические экскаваторы, что определяется целым рядом их конструктивных, технологических и экономических преимуществ.

§ 3. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ МНОГОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Многоковшовые экскаваторы получили широкое применение на открытых горных работах. В отличие от одноковшовых многоковшовые экскаваторы являются специализированными машинами, а их конструктивные схемы в зависимости от назначения сильно отличаются друг от друга.

Современные конструкции многоковшовых экскаваторов весьма разнообразны и представляют собой сложные комплексы механизмов, металлоконструкций, электротехнического оборудования, систем контроля и управления. Они широко применяются на вскрышных и добычных работах в горнодобывающей промышленности, в строительстве и при выполнении различного рода специальных работ. Общая классификация многоковшовых экскаваторов дана в табл. 5.1.

Многоковшовые экскаваторы различаются по следующим основным признакам:

назначению — карьерные, строительные и специальные;

типу рабочего органа — цепные, скребково-ковшовые, роторные, фрезерно-ковшовые, с бесковшовым фрезерным рабочим органом;

максимальной теоретической производительности — малые (до 630 м³/ч), средние (до 2500 м³/ч), большие (до 5000 м³/ч), мощные (до 10 000 м³/ч), сверхмощные (свыше 10 000 м³/ч);

способу отработки забоя — верхнего копания, нижнего копания, верхнего и нижнего копания;

характеру движения рабочего органа — продольного копания, у которых направление рабочего движения совпадает с направлением их перемещения; поперечного копания, у которых направление рабочего движения (ротора, цепи, скребка) перпендикулярно к направлению их перемещения;

радиального копания, у которых рабочий орган (ротор, ковшовая цепь) вместе с верхним строением поворачивается относительно базы машины.

На открытых горных работах применяются преимущественно роторные и цепные экскаваторы поперечного и радиального копания. К экскаваторам продольного копания относятся траншейные, фрезерные и землеройные машины, предназначенные для строительства каналов, в настоящей книге они не рассматриваются.

Цепные экскаваторы

Цепной многоковшовый экскаватор поперечного копания (рис. 5.2), перемещаясь вдоль забоя, зачерпывает горную породу ковшами 1, укрепленными на бесконечной цепи, двигающейся по ковшовой раме 2 и приводимой в движение приводной звездочкой 3. Перемещаясь по забою, ковши заполняются гор-

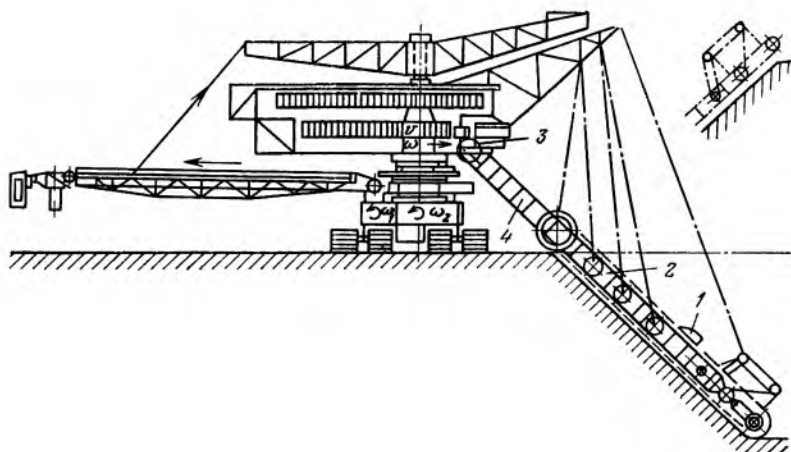


Рис. 5.2. Конструктивная схема цепного экскаватора

ной породой и транспортируют ее по приемному желобу 4 к приводному барабану, где они опрокидываются и высыпают породу в бункер или на приемные промежуточные конвейеры, откуда она через погрузочные устройства поступает в транспортные средства.

Цепные экскаваторы поперечного копания различают по следующим признакам:

- взаимному расположению экскаватора и забоя — верхнего и нижнего копания;

- конструкции рабочего оборудования — с жестко направленной ковшовой цепью, свободно провисающей нижней ветвью ковшовой цепи и комбинированные;

- способу подачи рабочего оборудования на забой — веерного или параллельного копания;

- конструкции разгрузочных устройств — с центральным разгрузочным бункером и непосредственной погрузкой на транспорт, с консольными ленточными разгрузочными конвейерами и с консольной отвалообразующей стрелой;

- способу связи рабочего оборудования с ходовой тележкой — поворотные и неповоротные;

- типу ходового оборудования — с гусеничным, рельсовым, рельсогоусеничным ходом.

Цепные многоковшовые экскаваторы поперечного копания средней и большой мощности в СССР не производятся, они изготавливаются в ГДР, ЧССР и ФРГ. В ГДР в соответствии с принятым типовым рядом эти экскаваторы выпускаются с теоретической производительностью от 300 до 14 500 м³/ч по рыхлой массе.

Типовой ряд ГДР предусматривает создание цепных полповоротных экскаваторов следующих типов:

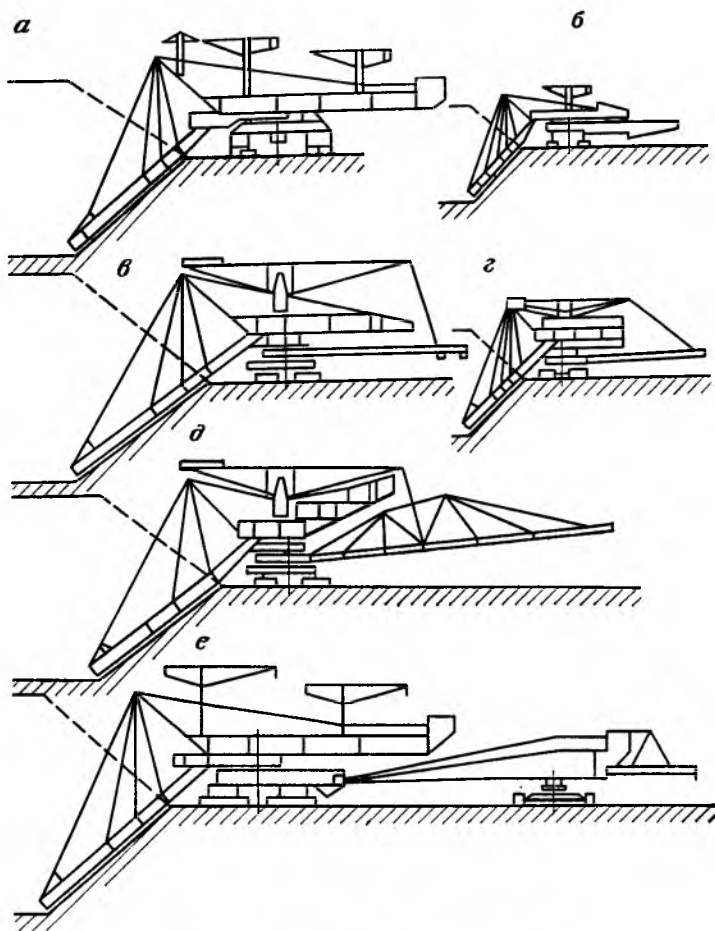


Рис. 5.3. Схемы компоновки цепных экскаваторов ГДР

ERs — цепные экскаваторы на гусеничном ходу (22 типоразмера) с ковшами вместимостью 250—3150 л и теоретической производительностью 7800 м³/ч по рыхлой массе;

EsDs — цепные экскаваторы на рельсовом ходу (11 типоразмеров) с ковшами вместимостью 900—4500 л и производительностью до 14 500 м³/ч по рыхлой массе.

В ЧССР цепные экскаваторы выпускаются следующих типов:

D, DO — неповоротные на рельсовом ходу (с ковшами вместимостью 520 и 900 л);

RK — на шагающем ходу (с ковшами вместимостью 520 и 3600 л).

В СССР изготавливаются малые (36 и 73 м³/ч) цепные экскаваторы на рельсовом ходу.

В ГДР система индексации расшифровывается следующим образом: например, Es — 3150.26/29.6600 — цепной полноповоротный экскаватор на рельсовом (железнодорожном) ходу с ковшами вместимостью 3150 л, высотой 26 и глубиной копания 29 м, теоретической производительностью 6600 м³/ч по рыхлой массе.

Цепные экскаваторы ГДР komponуются по шести принципиальным схемам (рис. 5.3). Полноповоротные цепные экскаваторы верхнего и нижнего копания на рельсовом ходу отличаются конструкцией разгрузочного устройства, осуществляющего разгрузку через бункер, расположенный в нижней раме (рис. 5.3, а), или через консольный неповоротный конвейер (рис. 5.3, б). Малые экскаваторы выполняются с неповоротным разгрузочным конвейером (рис. 5.3, в). По схеме рис. 5.3, в изготавливаются экскаваторы с полноповоротными полностью уравновешенными консольными конвейерами, а по схеме рис. 5.3, д — с консольной отвалообразующей стрелой.

Самые мощные машины предполагается выпускать с разгрузочным мостом по схеме рис. 5.3, е.

В СССР цепные многоковшовые экскаваторы наибольшее распространение получили на предприятиях горно-химического сырья и на карьерах стройматериалов при разработке глины, песка, гравия и др.

Скребково-ковшовые экскаваторы

Скребково-ковшовые экскаваторы применяются для разработки углей, хрупких и рыхлых пород. По способу отработки забоя они являются машинами верхнего копания. По типу рабочего оборудования скребково-ковшовые экскаваторы бывают со скребковой цепью и со скребковой отбойной штангой. Их изготавливают в пределах типоразмеров мало, реже средней, производительности.

Принцип работы скребково-ковшового экскаватора состоит в том, что срезаемый зубьями скребковой цепи грунт падает и забирается ковшами транспортирующей цепи или погрузочного роторного колеса. При применении скребковой отбойной штанги отделение породы от забоя осуществляется скребками штанги или шнеком, вращающимся вокруг продольной оси в укрепленных на стреле подшипниках, падающая порода также удаляется транспортирующей цепью или ротором и погружается на отвальный конвейер.

По типу ходового оборудования эти машины бывают гусеничными и рельсовыми.

В СССР скребково-ковшовые экскаваторы распространения не получили, хотя в ГДР они находят применение на добыче бурого угля, а в США — на вскрышных и планировочных работах.

Роторные экскаваторы

Роторный экскаватор является самоходной машиной непрерывного действия, экскавирующей горную породу ковшами, укрепленными на роторном колесе, и предназначенной для одновременной разработки и транспортирования вскрышных пород или полезного ископаемого.

Роторный экскаватор (рис. 5.4) состоит из следующих основных узлов: ротора 1 с приводом, стрелы 2 ротора с конвейером, кабины управления 3, надстройки 4, отвальной стрелы 5 с конвейером, поворотной платформы 6 с приводом поворота экскаватора, опорно-поворотного устройства 7, ходового оборудования 8. Основными рабочими движениями являются вращательное движение ротора в вертикальной плоскости и поворотное стрелы с ротором в горизонтальной плоскости.

Классифицируются роторные экскаваторы для открытых работ по следующим основным технологическим признакам:

взаимному расположению экскаватора и забоя — верхнего копания (с глубиной копания ниже уровня расположения машины не более $1/2$ диаметра ротора), верхнего и нижнего копания;

назначению — вскрышные и добычные;

максимальной теоретической производительности — малые (до $630 \text{ м}^3/\text{ч}$), средние ($2500 \text{ м}^3/\text{ч}$), большие (до $5000 \text{ м}^3/\text{ч}$), мощные (до $10\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$), сверхмощные (свыше $10\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$);

способу подачи рабочего оборудования на забой — с выдвижными и невыдвижными стрелами;

типу ходового оборудования — с гусеничным, шагающе-рельсовым, рельсо-гусеничным и рельсовым ходовым оборудованием;

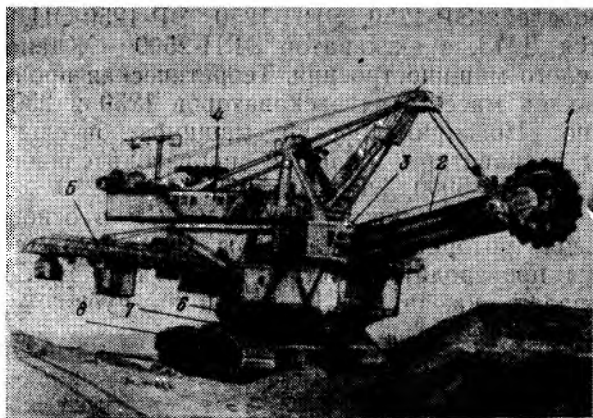


Рис. 5.4. Роторный экскаватор

величине сопротивления копанию — с нормальным (до 0,7 МПа), повышенным (до 1,4 МПа) и высоким (до 2,1 МПа).

На практике имеет место широкая вариация кинематических и технологических параметров роторных экскаваторов, что приводит к большому разнообразию конструктивных решений машин.

Карьерные роторные экскаваторы производятся в СССР, ГДР, ЧССР и ФРГ. Строительные и специальные роторные экскаваторы изготавливаются в СССР, ГДР, ПНР, ФРГ, США, Франции, Великобритании и Японии. На горных предприятиях страны в настоящее время работает более 100 карьерных роторных экскаваторов, выпущенных отечественными заводами. Наряду с отечественными конструкциями в СССР используются также роторные экскаваторы, выпущенные в ГДР, ЧССР и ФРГ.

Типажный ряд роторных экскаваторов предусматривает следующие их типы:

ЭР — карьерные роторные (пять базовых моделей) для вскрышных работ с производительностью Q_t , равной 630, 1250, 2500, 5000 и 10 000 м³/ч и расчетным сопротивлением копанию не менее 0,7 МПа;

ЭРП — модификации ЭР с повышенным сопротивлением копанию (не менее 1,4 МПа), соответствующие по производительности базовым (пять типоразмеров) и предназначенные для ведения добычных работ.

В соответствии с типоразмерными рядами советские машиностроительные предприятия выпускают следующие карьерные роторные экскаваторы: экскаваторы малых моделей: ЭР-25 (до 260 м³/ч) производства Ковровского экскаваторного завода; ЭР-100 (до 625 м³/ч) производства Воронежского экскаваторного завода; ЭРГВ-630 (до 630 м³/ч) производства Донецкого машиностроительного завода им. ЛКУ (ДМЗ). Экскаваторы средних моделей: ЭР-1250, ЭРП-1250, ЭР-1250-ОЦ, ЭР-1250Д выпускаются ДМЗ, а экскаватор ЭРП-2500 — Ждановским заводом тяжелого машиностроения. Теоретическая производительность в рыхлой массе этих экскаваторов 1250 и 2500 м³/ч соответственно. Новокраматорский машиностроительный завод производит экскаваторы большой производительности (5000, 5250 м³/ч) ЭРШР-5000, ЭРШРД-5000, ЭРП-5250.

Зарубежные фирмы поставляют в СССР в основном средние и большие роторные экскаваторы. Сверхмощные роторные экскаваторы производительностью 14—20 тыс. м³/ч предполагается создавать как в СССР, так и за рубежом — в ГДР, ФРГ.

Разрушение горных пород экскаватором происходит в процессе отделения от массива стружки или кусков режущей кромкой ковша. Отделение стружки от массива ковшом экскаватора можно наблюдать при разработке осадочных пород без их предварительного рыхления. Крепкие горные породы приходится предварительно разрыхлять взрывом, после чего ведется их разработка экскаватором. В этих условиях срезания стружки не происходит и основное сопротивление движению ковша оказывают расталкиваемые и вдавливаемые куски породы, а также трение породы о стенки ковша. При работе в сыпучих и взорванных скальных породах стружки как таковой практически не образуется, и это понятие имеет условное значение.

Резание — процесс отделения стружки от массива с помощью режущей части рабочего органа, обычно имеющей форму клина.

Копание — процесс отделения породы от массива, включающий в себя резание, перемещение отделенной породы по рабочему органу и перед ним, а в отдельных случаях и перемещение ее внутри рабочего органа (в ковшах экскаваторов).

Разрушение породы ковшом экскаватора происходит в результате перемещения ковша в двух направлениях: одно — главное движение, при котором происходит срезание стружки или захват разрыхленной породы (подъем), другое — движение подачи, перпендикулярное к главному движению и позволяющее регулировать толщину срезаемой стружки или объем захватываемой разрыхленной породы (напор).

Во время резания горной породы ковшом на его режущую кромку действует сила копания N , равная сумме всех сопротивлений копанию (рис. 5.5). Для удобства исследования силу N разлагают на две составляющие: касательную к траектории движения ковша N_{01} и нормальную N_{02} .

Касательная сила сопротивления грунта копанию

$$N_{01} = N_p + N_\tau + N_n,$$

где N_p — сопротивление резанию;
 N_τ — сопротивление трению ковша о грунт;
 N_n — сопротивление перемещению призмы волочения, образуемой разрыхленной породой перед режущей кромкой ковша и грунта в ковше.

Величина силы N_{01} зависит от физико-механических свойств породы, конструкции и размеров

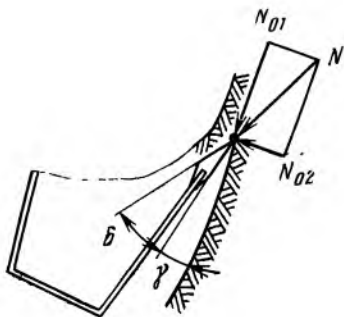


Рис. 5.5. Схема приложения сил на ковше экскаватора

ковша и его режущих элементов. Профессор Н. Г. Домбровский для предварительных и проверочных расчетов предложил формулу для определения силы N_{01} (МН):

$$N_{01} = k_F cb,$$

где k_F — сопротивление породы копанию, определяемое экспериментально и учитывающее все виды сопротивлений, возникающих на ковше, МПа (табл. 1.3); c — толщина стружки, м; b — ширина стружки, м.

Нормальная сила выражается через касательную силу сопротивления:

$$N_{02} = \psi N_{01}.$$

Коэффициент ψ имеет значения от 0,2 до 1,05 в зависимости от режима копания, угла копания, характера горной породы, геометрии и износа (затупления) режущей кромки (зубьев). Наибольших значений сила N_{02} достигает при разработке плохо взорванных скальных пород. Увеличение площадки износа зубьев также вызывает увеличение силы N_{02} и одновременно силы N_{01} , так как возрастает сила трения режущей кромки о породу.

Режущая часть характеризуется углами: заострения δ (или углом заточки), задним γ и резания $\alpha = \delta + \gamma$. Угол заострения по условиям износостойкости и прочности обычно в пределах $25\text{—}30^\circ$, а для очень крепких грунтов $30\text{—}35^\circ$. Задний угол в зависимости от формы траектории рабочего органа и рода породы берется в пределах $5\text{—}7^\circ$. Состояние режущей части рабочего органа зависит от степени ее затупления и формы, которую она принимает в результате затупления.

Ширина зубьев выбирается по допускаемой нагрузке, равной $7\text{—}8$ кН на 1 см ширины зуба. Расстояние между зубьями принимается равным $1,2\text{—}1,25$ их ширины. Уменьшение этого расстояния приводит к увеличению суммарной ширины зубьев, а следовательно, и сопротивления копанию горной породы. Увеличение же расстояния между зубьями вызывает износ кромки ковша между ними. Допускаемая степень износа зубьев устанавливается заводом-изготовителем.

Глава 6

РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭКСКАВАТОРОВ

§ 1. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ЛОПАТ

Рабочим оборудованием называется комплекс узлов экскаватора (рабочего органа, стрелы, системы подвески стрелы и рабочего органа), обеспечивающий его действие в зоне работы экскаватора.

Все одноковшовые экскаваторы по способу связи рабочего органа с поворотной платформой (стрелой) подразделяются на две группы — с жесткой и гибкой связями. К первой группе относятся прямая и обратная лопаты, ко второй — драглайн, грейфер и кран (рис. 6.1).

Прямая лопата — экскаватор с укрепленным на рукояти ковшом, копающим в направлении от экскаватора.

Обратная лопата — экскаватор с укрепленным на рукояти в сторону машины ковшом и копающим в направлении к экскаватору.

Основным видом рабочего оборудования мехлопат является прямая лопата. Обратная лопата применяется для рытья небольших котлованов и траншей, расположенных ниже уровня стояния экскаватора.

Выпускаются четыре вида рабочего оборудования прямой лопаты: напорная прямая с выдвижной рукоятью, напорная прямая с невыдвижной рукоятью, напорная коленно-рычажная и безнапорная.

У напорной лопаты подача рукояти и ковша в забой производится принудительно от какого-либо привода.

Прямая напорная лопата с выдвижной рукоятью (рис. 6.2) состоит из ковша 1, рукояти 2, удерживаемой седловым подшипником 3 и деталями напорного механизма. Седловой подшипник дает возможность рукояти не только поворачиваться в вертикальной плоскости относительно стрелы, но и совершать возвратно-поступательные движения вдоль оси рукояти. Стрела 4 шарнирно опирается своей пятой 5 на поворотную платформу и поддерживается гибкой подвеской 6 и двуногой стойкой 7. Канат от подъемной лебедки L_n проходит через головные блоки 8 и через подвеску 9 поддерживает ковш.

В зависимости от типа напорного механизма и конструкции стрелы различают четыре типа прямой лопаты:

с зубчато-реечным механизмом напора (рис. 6.2, а; 6.3), расположенным на стреле и передающим усилие на зубчатую рейку 10 рукояти через кремальберную шестерню 11 и точки контакта ползунов седлового подшипника с рукоятью;

с канатным механизмом напора (рис. 6.2, б; 5.1) и разрезной стрелой, состоящей из верхней В и нижней Н шарнирно связанных частей. Верхняя часть стрелы поддерживается гибкой подвеской 6, а нижняя часть — подкосом 12. Напорная лебедка L_n располагается на платформе. Выдвижение и возврат рукояти производятся канатами 13 и 14, которые огибают центральные блоки 15 и полублоки 16 и 17, закрепленные на рукояти;

с канатным механизмом напора (рис. 6.2, в) и неразрезной стрелой. Седловой подшипник 3 и центральные блоки 15 устанавливаются на одной оси в стреле. Выдвижение и возврат рукояти производятся лебедкой напора L_n так же, как и на схеме, показанной на рис. 6.2, б;

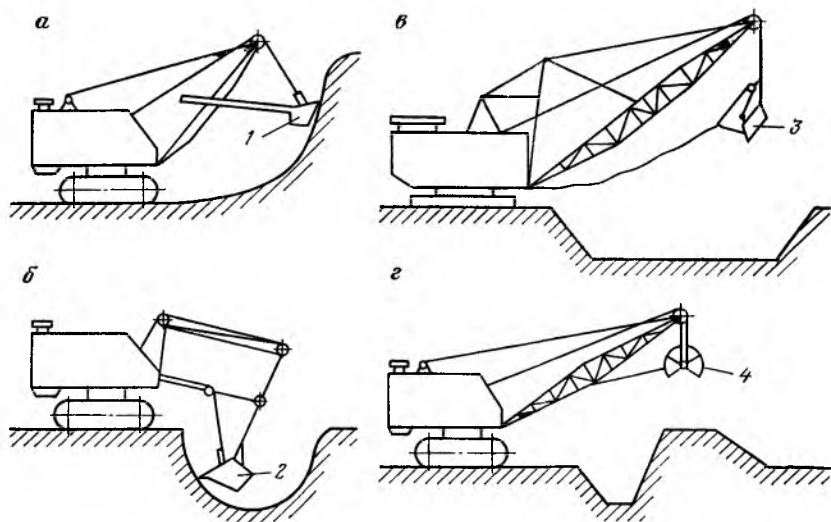


Рис. 6.1. Схемы рабочего оборудования одноковшового экскаватора с жесткой (а, б) и гибкой (в, г) связями рабочего органа со стрелой:
1 — прямая лопата; 2 — обратная лопата; 3 — драглайн; 4 — грейфер

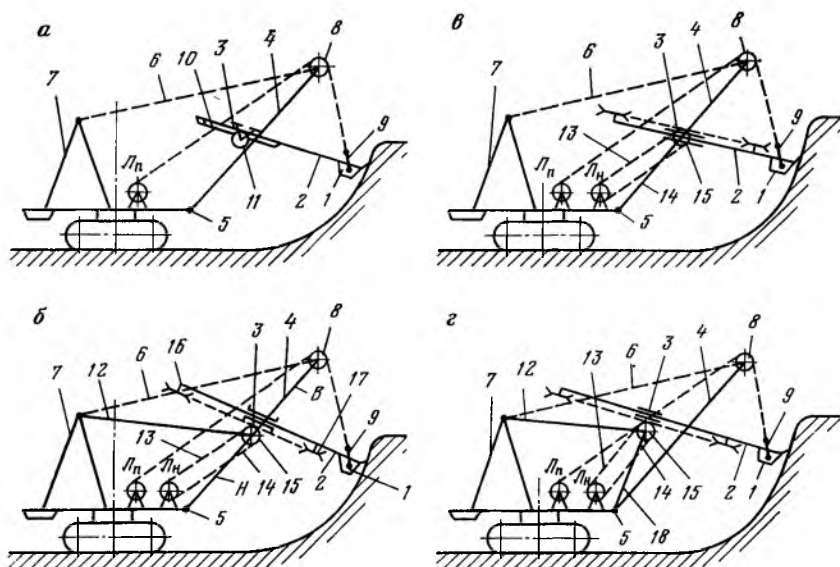


Рис. 6.2. Конструктивные схемы прямой напорной лопаты с выдвижной рукоятью:
а — с зубчато-реечным механизмом напора; б — с канатным механизмом напора и разрезной стрелой; в, г — с канатным механизмом напора и неразрезной стрелой

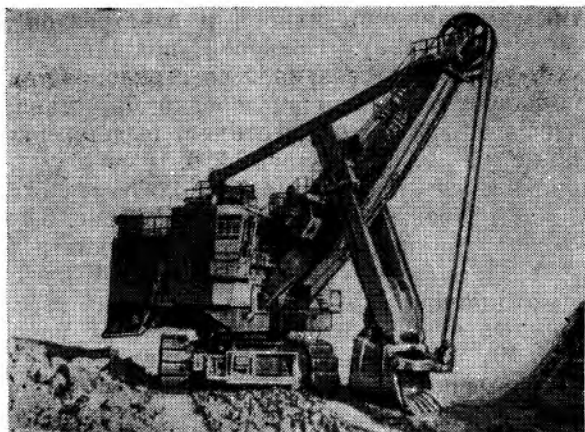


Рис. 6.3. Прямая лопата с зубчато-реечным механизмом напора

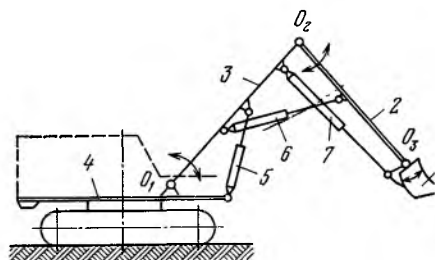


Рис. 6.4. Конструктивная схема гидравлического экскаватора



Рис. 6.5. Одноковшовый гидравлический экскаватор ЭГ-12

с канатным механизмом напора и неразрезной двухбалочной стрелой (рис. 6.2, *з*). Седловой подшипник установлен в шарнире стойки 18, не связанной со стрелой. Стойка поддерживается подкосом 12. Напорная лебедка L_n установлена в передней части платформы и осуществляет выдвижение и возврат рукояти так же, как на схеме рис. 6.2, *б*.

В гидравлических экскаваторах используется схема прямой напорной лопаты с невыдвижной рукоятью (рис. 6.4 и 6.5). Поворотный ковш 1 шарнирно крепится к рукояти 2, которая, в свою очередь, шарнирно связана со стрелой 3 и платформой 4. С помощью цилиндров 5 подъема-опускания стрелы, напора 6 рукояти и поворота 7 ковша происходит их поворот вокруг шарниров O_1, O_2, O_3 . Траектория копания ковша образуется сочетанием перемещений основных элементов рабочего оборудования.

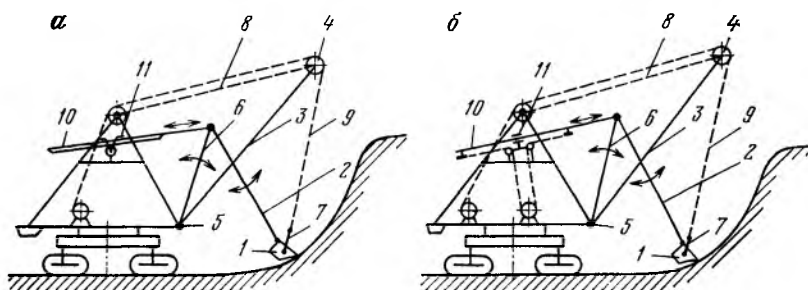


Рис. 6.6. Конструктивные схемы прямых мехлопат с коленно-рычажным напором:

а — с внутренней рукоятью, напорной балкой и зубчато-реечной подачей; *б* — с внутренней рукоятью, напорной балкой и канатной подачей

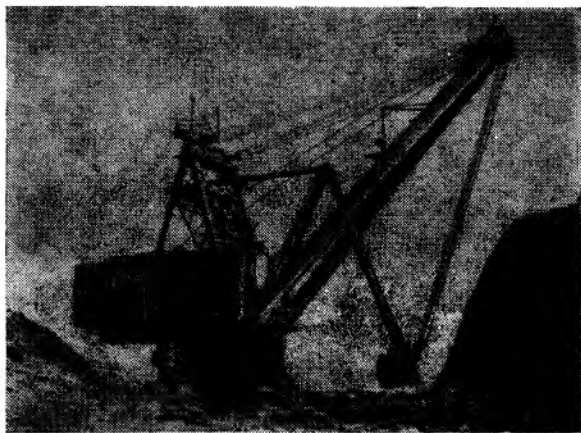


Рис. 6.7. Одноковшовый экскаватор с коленно-рычажным зубчато-реечным напором

Рис. 6.8. Одноковшовый экскаватор с коленно-рычажным канатным напором



Прямые лопаты с коленно-рычажным напором чаще всего относятся к одному из двух основных типов, различающихся по напорному механизму:

с внутренней рукоятью, напорной балкой и зубчато-реечной подачей (рис. 6.6, а и 6.7);

с внутренней рукоятью, напорной балкой и канатной подачей (рис. 6.6, б и 6.8).

Рабочее оборудование таких лопат включает в себя ковш 1 (см. рис. 6.6), рукоять 2, стрелу 3 с головными блоками 4 и пятой 5, балансир 6, подвеску ковша 7, стреловую подвеску 8, подъемный канат 9. Подача рукояти на забой осуществляется напорной балкой 10, перемещаемой в седловом подшипнике 11 зубчато-реечной или канатной системой напора. Напорный механизм размещается на двуногой стойке (рис. 6.6, а) или на платформе (рис. 6.6, б).

Ковши прямых мехлопат по конструкции отличаются большим разнообразием в зависимости от назначения, способа изготовления и опорожнения.

По назначению ковши бывают: тяжелые, средние и легкие соответственно для разработки тяжелых, средних и легких пород, а также для выгрузки и погрузки угля.

Способ изготовления определяется назначением ковша. Так, для работ в тяжелых условиях применяют литые ковши, в легких условиях — сварные. Наиболее широкое распространение получили комбинированные ковши, состоящие из литых и сварных деталей.

Ковш прямой лопаты состоит из днища 1 (рис. 6.9), задней стенки 2, передней стенки 3, двух обойм с блоками 4 и коромысла 5.

Передняя стенка отливается из специальной высокомарганцевистой стали, задняя — из углеродистой стали. Обе стенки соединены стыковым сварным швом и образуют корпус ковша.

Верхний и нижний пояса передней стенки наплавляются твердым сплавом, что позволяет значительно повысить срок ее службы.

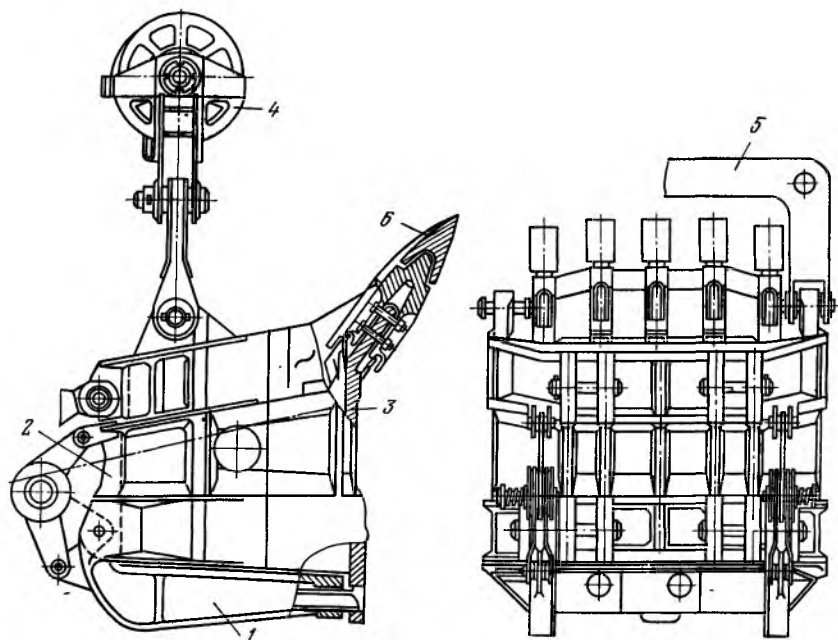


Рис. 6.9. Сварно-литой ковш экскаватора ЭКГ-12,5

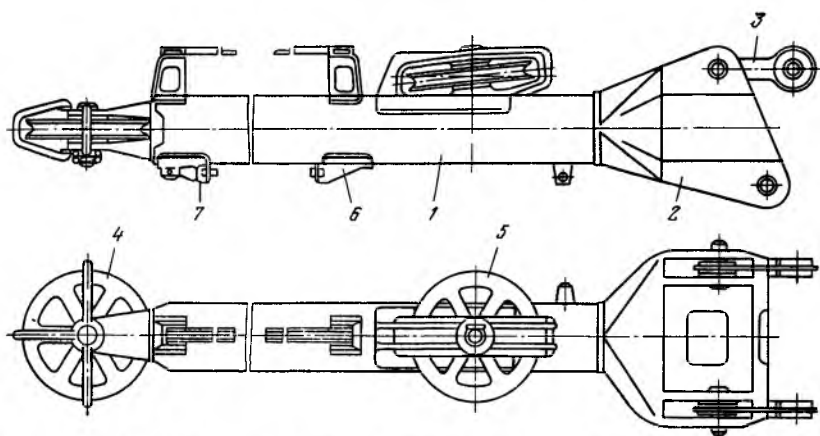


Рис. 6.10. Однобалочная рукоять круглого сечения экскаватора ЭКГ-12,5

На верхней кромке передней стенки устанавливаются сменные зубья 6, выполненные из высокомарганцовистой стали. Зубья делаются цельнолитыми или со сменными наконечниками. После затупления зуб или наконечник снимают и поворачивают на 180° . Зуб считается непригодным, если угол его заострения превышает 60° . По мере износа наплавленного ме-

талла и при ремонтах передняя стенка вновь наплавляется твердым сплавом типа «сормайт».

По способу опорожнения различаются ковши со свободнопадающим и маятниковым днищем. Наибольшее распространение получила первая конструкция вследствие меньших потерь времени на разгрузку ковша. Вторая конструкция применяется при необходимости обеспечить постепенность разгрузки.

Днище ковша представляет собой плиту, отлитую из легированной стали и усиленную ребрами. На плите отлиты направляющие засова для крепления последнего и рычагов механизма открывания днища, а также приливы для крепления петель днища. Засов открывается с помощью рычага и цепи.

Подвеска ковша осуществляется либо с помощью блока, обойма которого крепится к проушине верхней кромки задней стенки (строительные экскаваторы), либо с помощью коромысла, проушины которого крепятся к боковым стенкам, либо с помощью блоков, обоймы которых укреплены также в боковых стенках.

Рукоять экскаватора служит для передачи на ковш напорного, а на гидравлических экскаваторах и подъемного усилий. Рукояти прямых лопат бывают двух типов: одно- (внутренние) и двухбалочные (внешние). Конструкция (тип) рукояти обычно определяет конструкцию напорного механизма и стрелы.

Однбалочные рукояти представляют собой цельносварную металлоконструкцию прямоугольного или круглого сечения. Одним концом рукоять проушинами соединяется с ковшом. На другом ее конце крепится напорный блок (при канатном напоре) или вилка универсального шарнира (при коленно-рычажном напоре).

Однбалочная рукоять состоит из балки 1 (рис. 6.10), к передней части которой приварена концевая отливка 2 с проушинами для крепления ковша. Посредством тяг 3 переменной длины регулируется угол наклона ковша к рукояти. Нужно положение ковша выбирается по свойствам разрабатываемых пород. Тяги меньшей длины устанавливаются при работе на очень плотных породах, тяги большей длины используют на слабых породах и в низких забоях. На рукояти установлены напорный 4 и возвратный 5 блоки, через которые напорный и возвратный канаты сообщают возвратно-поступательное движение рукояти. Упоры 6 и 7 ограничивают ход рукояти в седловом подшипнике.

Двухбалочная рукоять внешнего типа охватывает стрелу снаружи и представляет собой конструкцию из двух сварных балок 1 (рис. 6.11) прямоугольного или круглого сечения, соединенных между собой концевой отливкой 2. К нижним плоскостям балок приварены цельнокованные зубчатые рейки 3. Для контакта со стрелой и седловым подшипником на боковых плоскостях балок имеются обработанные накладки 4 и 5. Для

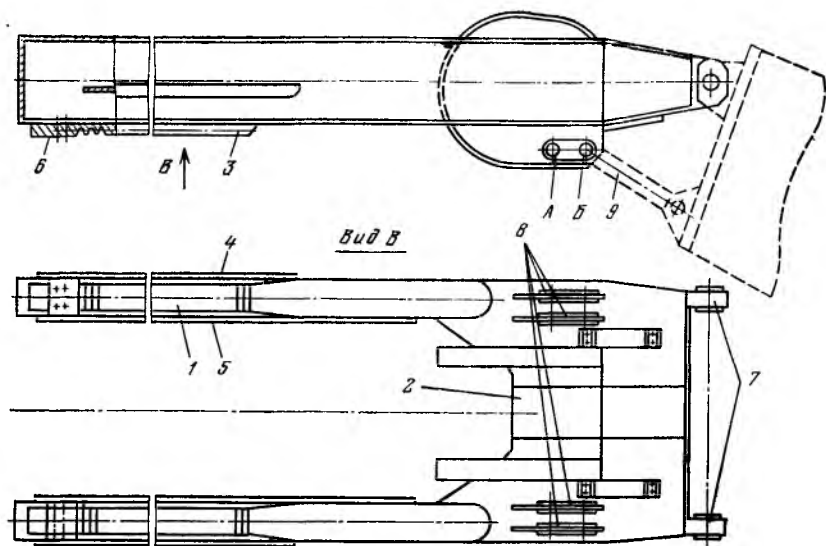


Рис. 6.11. Двухбалочная рукоять экскаватора ЭКГ-20

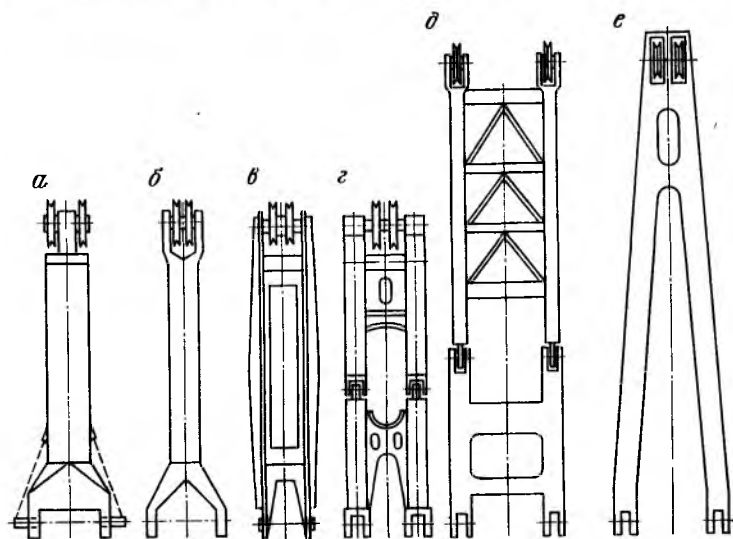


Рис. 6.12. Конструктивные схемы стрел мехлопат (в плане)

предохранения от аварийного выхода рукояти из седлового подшипника на концах балок установлены упоры 6.

В передней части концевой отливки имеются проушины 7 и 8 для крепления ковша. С целью изменения угла наклона ковша тяги 9 соединяются с любым из двух отверстий А или Б в проушине (при разработке скальных пород — с отверстием

А, при разработке связных или глинистых пород — с отверстием Б).

Стрела. На большинстве карьерных и вскрышных экскаваторов преимущественное распространение получили конструкции стрел с внутренней рукоятью (ЭКГ-3,2; ЭКГ-4У; ЭКГ-8И; ЭКГ-12,5 и др.).

Конструкции стрел с внешней рукоятью имеются на экскаваторах Э-2503, ЭКГ-4,6, ЭКГ-8, ЭКГ-5А, ЭКГ-20.

Конструкция стрелы определяется типом рукояти. На экскаваторах, имеющих однобалочную внутреннюю рукоять, стрелу выполняют двухбалочной; при внешней двухбалочной рукояти стрела делается однобалочной.

Однобалочные стрелы (рис. 6.12, а, б) бывают круглого и прямоугольного поперечного сечения. Стрелы делаются с расставленными опорными проушинами, а для улучшения устойчивости часто применяются боковые оттяжки.

Двухбалочные неразрезные стрелы (рис. 6.12, в, е) обычно применяются на мощных вскрышных лопатах с коленно-рычажным напором.

Двухбалочные разрезные (шарнирные) стрелы состоят из двух частей — нижней и верхней (рис. 6.12, г, д). Нижняя часть стрелы поддерживается жесткими подкосами и двуногой стойкой. Верхняя часть стрелы шарнирно соединена с нижней и подвешивается на стреловых канатах или вантах. На оси, соединяющей нижнюю часть стрелы с подкосами, устанавливается исполнительная часть механизма напора с седловым подшипником.

Нижняя часть стрелы, подкосы и передняя часть двуногой стойки образуют жесткую конструкцию, позволяющую воспринимать большие нагрузки, передавая их от стрелы на поворотную платформу.

Балки стрел выполняются сварными коробчатого или круглого сечения.

В рабочем положении стрела удерживается системой подвески. Чаще всего применяется канатная система подвески стрелы, но на мощных карьерных экскаваторах используют жесткую систему подвески (ЭКГ-20, см. рис. 6.3).

§ 2. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДРАГЛАЙНА

Драглайн — одноковшовый экскаватор, у которого ковш подвешен к стреле на подъемном и тяговом канатах, а разработка грунта осуществляется ниже или выше уровня его стояния по направлению к экскаватору.

Драглайн имеет более длинную стрелу, чем механическая лопата, что позволяет вынимать грунт с весьма большой глубины, зачищать кровлю вскрытого пласта, перемещать грунт на большие расстояния.

Работает драглайн следующим образом. С помощью подъемного каната (при отпущенном тяговом канате) ковш опускают на забой и затем подтягивают тяговым канатом к экскаватору, при этом ковш наполняется срезаемой породой. После наполнения груженный ковш поднимают вверх подъемным канатом и, удерживая его в горизонтальном положении натяжением тягового каната, вместе с поворотной платформой поворачивают к месту разгрузки. Над местом разгрузки при ослаблении тягового каната ковш опрокидывается передней стороной вниз и разгружается, после чего платформу поворачивают к забою, одновременно опуская ковш. Далее рабочий цикл повторяется.

Ковш. Для современных драглайнов ковши выпускаются такими, что они позволяют вести разработку горных пород до IV категории крепости по Единым нормам выработки, в том числе пород, требующих предварительного рыхления взрывом с плотностью до $2,9 \text{ т/м}^3$.

Характеризуются ковши удельной металлоемкостью, представляющей собой отношение массы пустого ковша к его вместимости.

В зависимости от назначения они подразделяются на легкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые с удельной металлоемкостью от $0,84$ до $1,6 \text{ т/м}^3$. При этом с ростом вместимости ковша его удельная металлоемкость снижается.

По конструкции ковши драглайнов бывают арочные и безарочные.

Арочный ковш драглайна (рис. 6.13) состоит из сварного корпуса 1, козырька 2, отлитого заодно с основаниями зубьев, и арки 3. Последняя служит для придания боковой жесткости ковшу и крепления разгрузочного каната 4. К передней части ковша (щекам) привариваются проушины 5 для тяговых цепей 6, а к боковым стенкам приклепываются проушины 7 для цепей 8 подъема. Через траверсу 9 и балансир 10 цепи 8 соединяются с подъемными канатами 15. В основание козырька 2 вставляются зубья 11.

Для уменьшения изнашивания днища ковша к нему привариваются стальные полозья 12. С целью предохранения подъемных цепей 8 от истирания о ковш применяется распорная балка 13. Центр тяжести ковша с грузом находится между подъемными цепями и аркой, вследствие чего при ослаблении тягового 14 и разгрузочного 4 канатов последний проскальзывает по блоку 16. При этом ковш поворачивается вокруг осей крепления подъемных цепей и порода свободно выгружается через открытое пространство под аркой и между тяговыми цепями. При поворотах на разгрузку ковш удерживается в горизонтальном положении с помощью натянутых тягового и разгрузочного канатов. Совокупность деталей, соединяющих ковш с тяговыми и подъемными канатами, называется упряжью ковша.

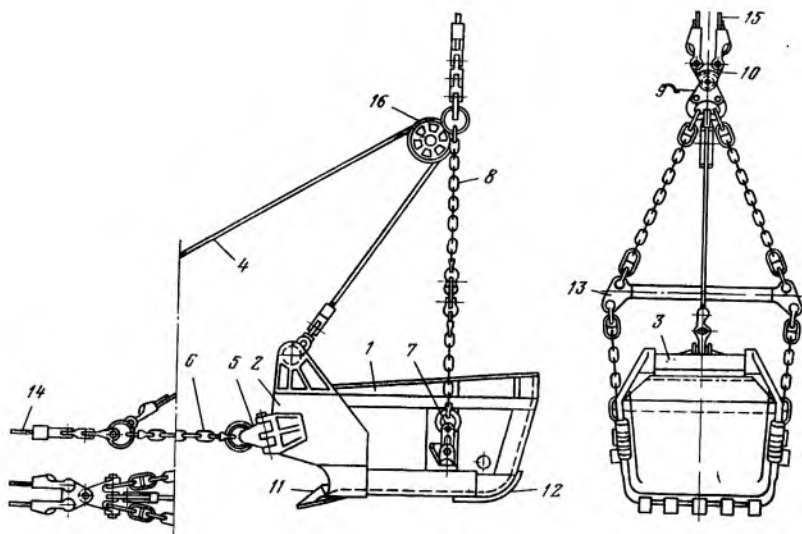


Рис. 6.13. Ковш драглайна вместимостью 30 м³

В безарочных ковшах арка 3 отсутствует и разгрузочные канаты 4 крепятся к боковым стенкам ковша. Два разгрузочных блока 16 устанавливаются по концам распорной балки 13. Конструкция безарочного ковша вполне устойчивая, имеет малую удельную металлоемкость (около 1 т/м³), позволяет расширить режущую кромку, в результате чего облегчаются заполнение и разгрузка ковша и уменьшается возможность образования пустот в ковше при черпании.

Стрела. По конструктивному исполнению стрелы драглайнов, отличающиеся большим разнообразием, можно объединить в четыре группы: вантовые, трехгранные жесткие, ферменные (как с дополнительной двуногой стойкой и промежуточными подвесками, так и без них) и комбинированные.

Вантовая стрела драглайна ЭШ-15/90А (рис. 6.14, а) составлена из трубчатых элементов: первый от пяты стрелы представляет собой пространственную жесткую конструкцию, образованную элементами 1—3, а три остальные являются вантовыми фермами. Сжатый пояс 4 стрелы образован трубой, а растянутые пояса вертикальной и горизонтальной вантовых ферм выполнены из канатов 5—7 закрытого типа. В вершине 8 жесткой конструкции установлен узел крепления подвески стрелы. Трубчатые вертикальные 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, 13 увеличивают жесткость стрелы, препятствуя ее скручиванию. Вверху центральный стержень заканчивается рамой 12, на которую установлены блоки для подъемных канатов.

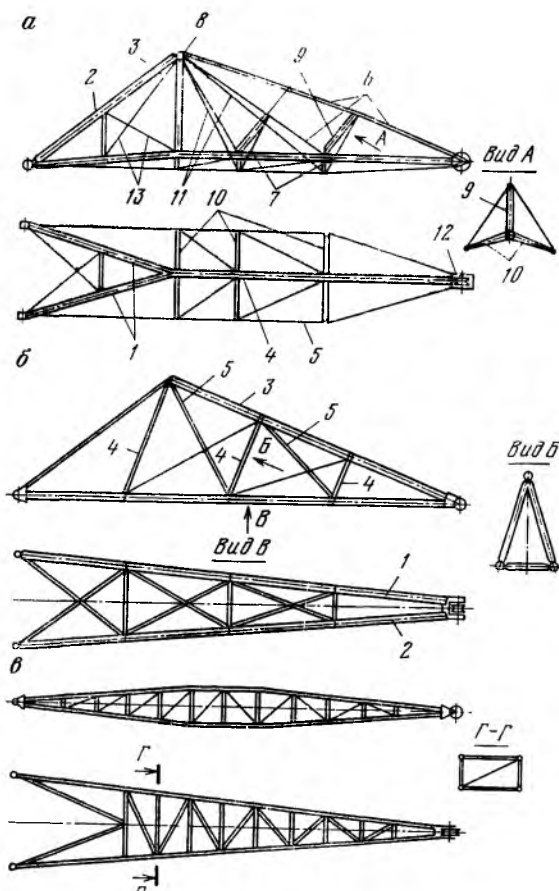


Рис. 6.14. Конструктивные схемы стрел драглайнов

Трехгранная жесткая стрела (рис. 6.14, б) выполнена из трех жестких трубчатых поясов 1—3, образующих с головной частью трехгранную пирамиду с вертикальными трубчатыми стойками 4 и вантовыми диагональными связями 5. Стрела на жестких серьгах подвешивается к вертикальной стойке, устанавливаемой на поворотной платформе (рис. 6.15).

Ферменные стрелы характерны для зарубежных машин фирм «Марион» и «Бюсайрус-Ири». Четырехгранная стрела (рис. 6.14, в) 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 двуногой стойки, на вантах, идущих от головного блока и от срединного сечения стрелы.

Ферменная стрела может выполняться из двух независимых колонн, соединенных в точке крепления головных блоков

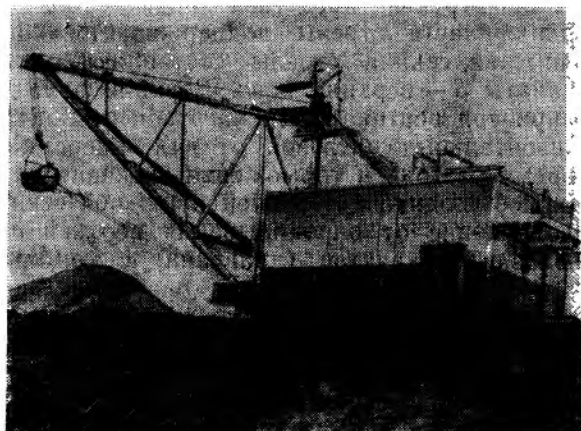
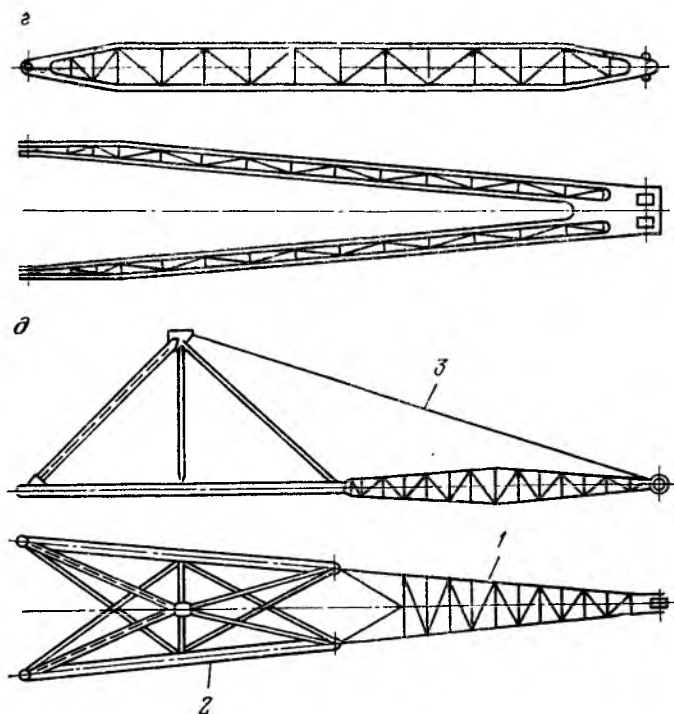


Рис. 6.15. Драглайн с жесткой трехгранной стрелой (рис. 6.14, г). Каждая колонна имеет прямоугольное сечение, образованное четырьмя трубами большого диаметра. Стрела поддерживается канатами, присоединенными к промежуточным мачтам, которые, в свою очередь, также канатами связаны с двуногой стойкой.

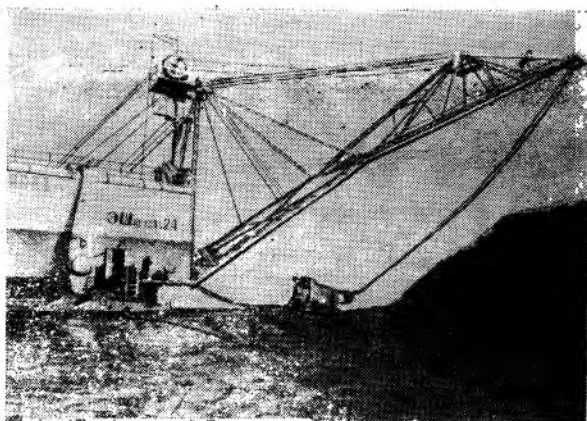


Рис. 6.16. Драглайн с комбинированной стрелой

Комбинированная стрела (рис. 6.14, д) представляет собой пространственную конструкцию, выполненную из труб, уголников и канатов. Она состоит из двух шарнирно соединенных частей: верхней 1 и нижней 2. Верхняя часть представляет собой ферму прямоугольного сечения, состоящую из уголков. Нижняя часть стрелы представляет собой трехгранную пирамиду, составленную из труб. Основанием пирамиды служит нижняя секция стрелы, представляющая собой трубчатую ферму. Верхняя часть стрелы поддерживается канатами 3, верхняя и нижняя секции стрелы составляют нижний пояс стрелы, а канаты 3 — верхний пояс. Верхний пояс предназначен для восприятия вертикальных нагрузок от подъемного каната и горизонтальных нагрузок от сил инерции ковша и стрелы во время разгона и торможения экскаватора при повороте. Шарнирное соединение верхней и нижней секций обеспечивает предохранение от опрокидывания верхней секции. На рис. 6.16 показан экскаватор (драглайн) с комбинированной стрелой.

Головные блоки на драглайнах средней и большой мощности устанавливаются в подвижной раме, 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 (ЭШ-6/45).

Подъем и опускание стрелы драглайна производятся с помощью стреловой лебедки, представляющей собой обычно 10-кратный и более полиспаст. Удержание стрелы в рабочем положении обеспечивается подвеской стрелы. Подвеска может состоять как из жестких, так и из гибких элементов: жестких подкосов, распорок, тяг, сereg, многократных полиспастов. С помощью этих элементов стрела соединяется с надстройкой экскаватора.

§ 3. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЦЕПНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Рабочее оборудование цепного многоковшового экскаватора состоит из цепи с ковшами, ковшовой рамы и ее подвески, породного желоба и разгрузочных устройств.

Цепь состоит из звеньев, соединенных между собой пальцами на втулках. Ковши крепятся к звеньям цепи, называемым рабочими или ковшовыми. Между рабочими звеньями находится от трех до семи холостых звеньев. Большое число звеньев устанавливается при работе на плотных грунтах, что позволяет реализовать повышенные усилия резания. Уменьшение шага ковшей ограничивается условиями разгрузки. Звенья цепей изготавливаются коваными, литыми или сварными. Пальцы и втулки выполняются из высокомарганцовистой стали.

Ковши изготавливаются из марганцовистой стали сварными или клепаными вместимостью от 30 до 4500 л. Толщина стенок ковша делается от 6 до 30 мм в зависимости от вместимости. Передняя часть ковша всегда шире для устранения трения боковых стенок о породу.

Ковшовые рамы цепных экскаваторов бывают жесткими (рис. 6.17, а, б) или шарнирными (рис. 6.17, в), перегибающимися в нескольких местах. Экскаваторы с жестко направляемой цепью применяются при планировке откосов и для работы в однородных грунтах, при этом обеспечиваются хорошее наполнение ковшей и большая глубина копания. Рамы со свободно провисающей нижней ветвью цепи используются редко (в основном на драгах), так как они ограничивают высоту уступа и снижают производительность экскаватора. В комбинированных ковшовых рамах цепь в нижней части рамы провисает свободно, а в верхней части движется в направляющих. Такая конструкция ковшовой рамы позволяет отрабатывать уступы с твердыми включениями. Холостая ветвь ковшовой цепи у всех видов рам движется по роликам. На ковшовой раме устанавливаются отклоняющие и оборотные барабаны, которые одновременно служат и для натяжения цепи.

Для подъема и опускания ковшовой рамы служит *система подвески*, состоящая из канатных полиспастов. Каждая система канатов имеет свою независимую лебедку, что дает возмож-

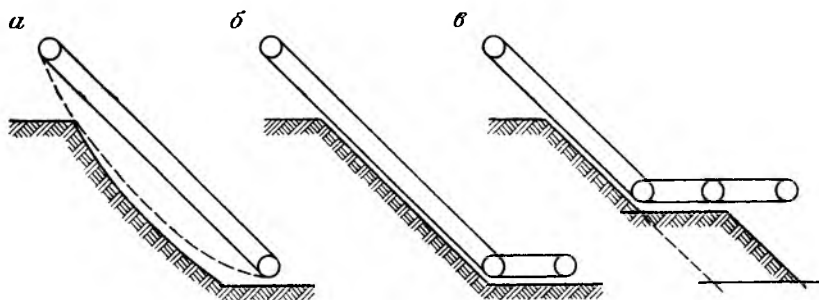


Рис. 6.17. Схемы ковшовых рам цепных экскаваторов:

а — жесткая со свободно провисающей цепью; *б* — жесткая с направляющими для цепи и планирующим звеном; *в* — шарнирная

ность изменять относительное положение звеньев рамы, высоту черпания, угол откоса и производить планировку площадки.

Для поддержания ковшовой цепи, перемещения материала от выхода груженных ковшей из забоя до места разгрузки и защиты экскаваторных цепей от заштыбовки применяется породный желоб. Подборка высыпавшейся из ковшей породы производится либо специальными небольшими роторами, либо опирающимися на отвалы подвижными лыжными опорами.

Разгрузочное устройство представляет собой бункер с установленными под углом до 60° стенками и служит для приема горной массы из ковшей. Устанавливается оно под приводным барабаном.

Натяжение ковшовой цепи в раме осуществляется с помощью натяжного устройства. Для предотвращения длительных простоев экскаватора применяются специальные ловители ковшовой цепи, которые срабатывают при обрыве одной ветви цепи.

§ 4. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Рабочее оборудование роторного экскаватора включает в себя рабочий орган — ротор с ковшами, приемно-питающее устройство, стрелу и систему подвески стрелы.

Большое разнообразие роторов позволяет их классифицировать (по В. М. Владимирову) по следующим основным признакам:

способу разгрузки ковшей (рис. 6.18) — гравитационные и инерционные. В свою очередь, гравитационные роторы бывают камерные, бескамерные и полускамерные;

способу подачи горной массы на конвейер — гравитационные с боковой (одно- или двусторонней) и с прямой разгрузкой;

инерционные — через ротор с подъемом породы или за ротором без подъема породы;

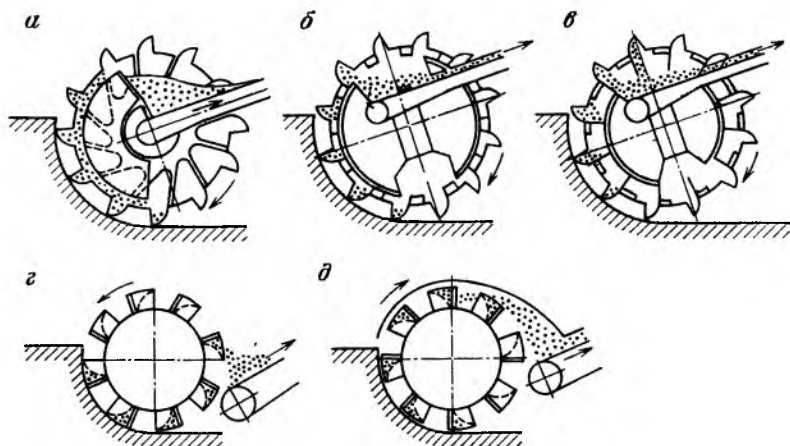


Рис. 6.18. Схемы основных типов роторов:

с гравитационной разгрузкой: *а* — камерный; *б* — бескамерный; *в* — полускамерный;
с инерционной разгрузкой: *г* — без подъема материала; *д* — с подъемом материала через центр ротора

конструкции режущей части — ковшовые, бесковшовые, ковшовые с дополнительными режущими поясами или отдельными элементами, установленными между ковшами.

Ковши по конструкции дна бывают с жестким дном, с гибким дном, без дна (при инерционном способе разгрузки). Жесткое дно может быть сплошным или прутковым, а гибкое — цепным или кольчужным. По форме режущего пояса в поперечной плоскости ковши бывают арочными, прямоугольными, трапециевидными, ступенчатыми соответственно с радиальными, отстающим или опережающим расположением боковой кромки в плоскости ротора;

типу привода — с регулируемым и нерегулируемым приводом. Крепление привода к стреле может быть жестким или с подвеской на упруго-демпфирующем устройстве. По числу двигателей привод ротора делается одно- или многодвигательным, а по числу скоростей — одно- или многоскоростным.

Важным узлом является *приемно-питающее устройство*, обеспечивающее качественную разгрузку горной массы из ковшей и подачу ее на стреловой конвейер. В настоящее время применяются приемно-питающие устройства более десяти типов. Они могут быть с неподвижным желобом, с желобом, снабженным лопастными очистителями, с вращающимся конусом, с роликовым столом, с поперечным ленточным питателем, с дисковым питателем, с одно- или двухбарабанным питателем, с косым выносным ленточным питателем, комбинированными.

Роторная стрела представляет собой металлоконструкцию, выполненную в виде пространственной фермы, трубы или балки. В свою очередь, фермы могут иметь прямоугольное, трехгранное или ромбическое очертание.

По конструктивному исполнению стрелы ротора бывают постоянной длины с фиксированной или выдвижной точкой опирания, переменной длины с фиксированной точкой опирания.

Подъем и опускание стрелы производятся с помощью подвески, которая может выполняться в виде канатной, стержневой или гидравлической системы. Канатные подвески по числу канатов и барабанов лебедки подразделяются на одноканатные системы с одно- или двухбарабанным приводом и двухканатные системы с двухбарабанным приводом. Подвески выполняются таким образом, чтобы они могли удерживать стрелу от раскачивания в горизонтальной плоскости во время работы. С этой целью канатные подвески имеют крестообразную или U-образную форму.

Конвейерные стрелы также поддерживаются с помощью системы подвески. Чаще всего это полиспасты, имеющие крестообразную схему запасовки канатов. Для выравнивания натяжений полиспастов подвесок обычно используются винтовые натяжные устройства с приводом от электродвигателей и датчиками усилий.

§ 5. ГЛАВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ЭКСКАВАТОРОВ

Одноковшовые экскаваторы. Для совершения рабочих движений ковша экскаватора — подъема (тяги у драглайна) и напора служат специальные механизмы, приводимые от двигателя или группы двигателей. Все эти механизмы устанавливаются на поворотной платформе (исключение составляют мехлопаты с зубчато-реечным механизмом напора, размещаемым, как правило, на стреле).

По кинематическому признаку механизмы экскаваторов подразделяются на три типа:

- с однодвигательной схемой привода всех механизмов от одного двигателя;

- с групповой схемой привода нескольких механизмов от общих двигателей;

- с многодвигательной схемой привода от индивидуальных двигателей.

Однодвигательная и групповая схемы привода применяются на универсальных экскаваторах малой мощности. Экскаваторы средней и большой мощности выполняются по многодвигательной схеме с индивидуальным приводом от одного или нескольких двигателей.

Механизмы подъема, тяги и канатного напора одноковшовых экскаваторов состоят из лебедок и канатно-блочных передач. Лебедки включают в себя барабан с нарезкой для намотки канатов и систему зубчатых передач.

Классификационные признаки лебедок подъема, тяги и напора одноковшовых экскаваторов приведены в табл. 6.1.

Классификационные признаки лебедок одноковшовых экскаваторов

Выполняемая операция	Классификационный признак		
	Число двигателей	Число барабанов	Число редукторов
Подъем, тяга	Одно-, много- двигательные	Одно-, двухбара- банные	Безредукторные, ре- дукторные
Напор	Одно-, двухдвигательные	Одно-, двухбара- банные	Безредукторные, од- норедукторные

Конструкции лебедок подъема и тяги у драглайнов, а также лебедок подъема и напора у карьерных и вскрышных экскаваторов характеризуются высокой степенью блочности и унификации конструкций. Это в значительной степени облегчает и упрощает конструирование, изготовление, эксплуатацию и ремонт машин.

На отечественных драглайнах лебедки подъема и тяги кинематически и конструктивно выполняются одинаковыми. На мощных драглайнах и вскрышных экскаваторах находят применение высокомоментные тихоходные электродвигатели постоянного тока, что позволяет применять безредукторные или малоредукторные схемы привода.

Главные механизмы экскаваторов с индивидуальным приводом имеют электрическое рабочее торможение двигателей. Механические тормоза используются только при перерывах в работе и в аварийных режимах, требующих экстренной остановки машины. Это связано с тем, что главные механизмы работают в тяжелых режимах, требующих частого изменения направления вращения. Использование механических тормозов в таких условиях требовало бы частого их регулирования и замены фрикционных обкладок.

Канатно-блочные схемы передач одноковшовых экскаваторов обычно делаются бесполиспастными. Выравнивание натяжения отдельных ветвей канатов при двух- или четырехканатной схеме производится с помощью уравнительных блоков.

Многоковшовые экскаваторы. У цепных многоковшовых экскаваторов с ковшами вместимостью до 1000 л привод ковшовой цепи состоит из одного электродвигателя переменного тока и редуктора. У более мощных экскаваторов привод чаще всего состоит из двух электродвигателей и двух последовательно установленных редукторов, один из которых обычно планетарный.

В приводе ковшовой цепи всегда устанавливается предохранительное устройство, позволяющее защищать цепь и ковши от поломки при встрече с непреодолимым препятствием. В качестве предохранительного устройства применяются роликовые и пластинчатые муфты, муфты-тормоза с плавающей рамой и зажимными роликовыми или колодочными звеньями, управляемыми от пневмо- или гидроцилиндров.

На мощных цепных экскаваторах устанавливается вспомогательный привод, позволяющий передвигать ковшовую цепь со скоростью в 15—20 раз меньше номинальной, что необходимо для осмотра, смазки и ремонта цепи.

Привод роторного колеса состоит из электродвигателя переменного тока и редуктора. В зависимости от мощности экскаватора привод может быть одно- или многодвигательным. Чем больше мощность экскаватора, тем большее число двигателей устанавливается на нем.

Защита привода роторного колеса от поломок осуществляется с помощью предохранительных муфт (роликовых, фрикционных, планетарных, гидравлических). В зависимости от конструкции муфты могут располагаться либо между редуктором и двигателем, либо на промежуточном валу редуктора.

Механизм подъема стрелы многоковшовых экскаваторов состоит из приводных лебедок и канатно-блочных передач. Для обеспечения широкого диапазона регулирования скорости подъема и опускания стрелы на подъемных лебедках применяются электродвигатели постоянного тока, работающие по системе Г—Д.

Приводные лебедки обычно выполняются двухбарабанными и двухдвигательными. На мощных экскаваторах число двигателей достигает четырех. Канатно-блочная система представляет собой систему независимых полиспастных подвесок.

§ 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Одноковшовые экскаваторы *. Электроприводы рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов работают в повторно-кратковременном режиме с большой частотой включений и торможений. Для предварительных расчетов по определению средневзвешенной мощности двигателей главных механизмов можно пользоваться формулой

$$P_{св} = \frac{\sum_1^n P_i t_i}{\sum_1^n t_i},$$

где P_i — мощности двигателей при выполнении отдельных операций, характеризующихся различными усилиями в механизме и скоростью перемещения рабочего органа; t_i — время выполнения отдельных операций в рабочем цикле механизма; $\sum_1^n t_i$ —

* Методика определения средневзвешенных мощностей привода главных механизмов одноковшовых экскаваторов разработана на кафедре механического оборудования карьеров МГИ канд. техн. наук Н. Н. Чулковым.

время работы механизма за один цикл; n — число операций в цикле.

Для определения нагрузок, возникающих при работе экскаватора, строят масштабные схемы расчетных положений рабочего оборудования с указанием действующих сил.

При определении средневзвешенной мощности двигателей подъема и напора мехлопат, подъема и тяги драглайнов строятся нагрузочные диаграммы этих механизмов, показывающие изменение нагрузок и скоростей перемещения рабочего органа в течение рабочего цикла механизма.

Привод механизма подъема ковша механической лопаты во время работы преодолевает следующие нагрузки: при черпании породы — от сопротивления породы копанию и веса ковша с породой; при повороте на разгрузку — от веса ковша с породой; при повороте порожнего ковша к забою — от веса порожнего ковша. В эти три периода скорость перемещения ковша изменяется: при черпании она имеет номинальное значение, при повороте платформы на разгрузку — 10—30 % номинальной и при повороте платформы и спуске порожнего ковша в забой — на 10—30 % выше номинальной.

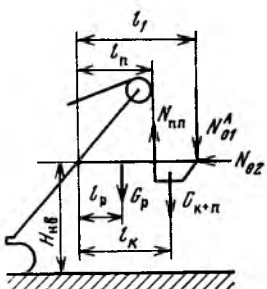
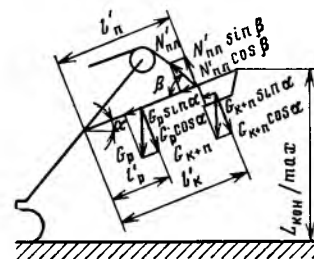
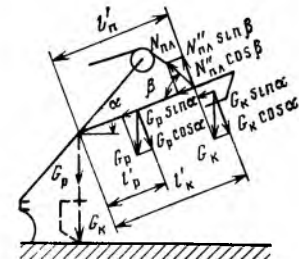
Привод механизма подъема драглайна во время копания не нагружен и включается в работу после наполнения ковша для его отрыва от забоя. Отрыв ковша от забоя длится 2—3 с, и привод подъема драглайна в этот период преодолевает сопротивление отрыву ковша от забоя и от веса ковша с породой. При дальнейшем подъеме ковша с породой и повороте его к месту разгрузки нагрузки в приводе определяются весом ковша с породой. Скорость подъема при этом близка к номинальной.

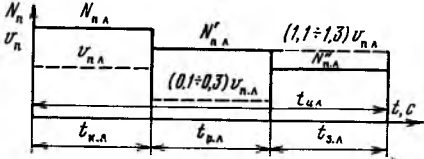
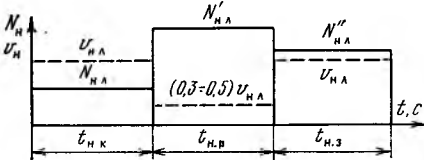
Привод механизма напора мехлопаты преодолевает следующие нагрузки: при черпании породы — усилие отжатия ковша от забоя, от составляющих веса рукояти и ковша с породой, а также составляющую от усилия в подъемном канате, направленную вдоль оси рукояти; при повороте платформы с груженым ковшом на разгрузку — от составляющих веса ковша с породой, рукояти и усилия подъема; при повороте платформы с порожним ковшом к забою — от составляющих весов порожнего ковша и рукояти. Скорость напора при копании и повороте порожнего ковша к забою принимается близкой к номинальной. При повороте платформы с груженым ковшом на разгрузку скорость напора понижается до 30 % номинальной.

Привод механизма тяги драглайна преодолевает следующие нагрузки: при черпании породы — от сопротивления породы копанию, составляющую от веса ковша с породой и сопротивление от трения ковша с породой о грунт при перемещении.

В табл. 6.2 приведены расчетные схемы, нагрузочные и скоростные диаграммы, а также формулы для определения нагрузок и средневзвешенной мощности двигателей подъема, напора и тяги одноковшовых экскаваторов. В таблице G_k , $G_{k+п}$,

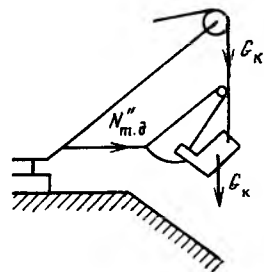
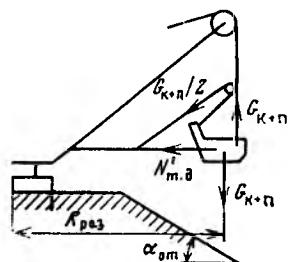
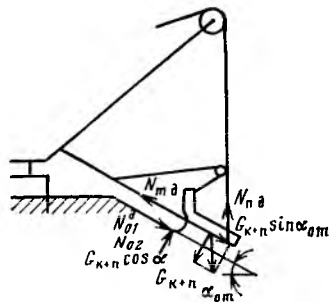
Расчетные схемы, нагрузочные и скоростные диаграммы, формулы для определения мощности главных двигателей мехлопат и драглайнов.

		Мехлопата		
				
Подъем	Силы, Н	$N_{п.л} = \frac{N_{01}l_1 + G_{к+п}l_k + G_p l_p}{l_n}$	$N'_{п.л} = \frac{G_{к+п}l'_k \cos \alpha + G_p l'_p \cos \alpha}{l'_n \sin \beta}$	$N''_{п.л} = \frac{G_k l'_k \cos \alpha + G_p l'_p \cos \alpha}{l'_n \sin \beta}$
	Мощности, кВт	$P_{п.л} = \frac{N_{п.л} v_{п.л}}{\eta_{п.л}} 10^{-3}$	$P'_{п.л} = (0,1 - 0,3) \frac{N'_{п.л} v_{п.л}}{\eta_{п.л}} 10^{-3}$	$P''_{п.л} = (1,1 - 1,3) \frac{N''_{п.л} v_{п.л}}{\eta_{п.л}} 10^{-3}$
		$P_{пл(св)} = (P_{пл т кл} + P'_{п.л} t_{р.л} + P''_{п.л} t_{з л}) t_{ц.л}^{-1}$		

Напор	Нагрузочные и скоростные диаграммы			
	Силы, Н	$N_{нл} = (0,5—1,05)N_{01}^л$	$N'_{нл} = N'_{пл} \cos \beta + G_{к+п} \sin \alpha + G_p \sin \alpha$	$N''_{нл} = G_k + G_p$
	Мощности, кВт	$P_{нл} = \frac{N_{нл} v_{нл}}{\eta_{нл}} 10^{-3}$	$P'_{нл} = (0,3—0,5) \frac{N'_{нл} v_{нл}}{\eta_{нл}} 10^{-3}$	$P''_{нл} = \frac{N''_{нл} v_{нл}}{\eta_{нл}} 10^{-3}$
		$P_{нл} (св) = (P_{нл} t_{нл} + P'_{нл} t_{нл} + P''_{нл} t_{нл}) t_{ц.л}^{-1}$		
	Нагрузочные и скоростные диаграммы			

Драглайн

Режим работы



Силы, Н

$$N_{п.д} = (1,5 \div 1,7) G_{к+п}$$

$$N'_{п.д} = G_{к+п}$$

$$N''_{п.д} = G_к$$

Подъем

Мощности,
кВт

$$P_{п.д} = \frac{N_{п.д} v_{п.д}}{\eta_{п.д}} 10^{-3}$$

$$P'_{п.д} = \frac{N'_{п.д} v_{п.д}}{\eta_{п.д}} 10^{-3}$$

$$P''_{п.д} = (1,1 \div 1,3) \frac{N''_{п.д} v_{п.д}}{\eta_{п.д}} 10^{-3}$$

$$P_{п.д(св)} = \frac{P_{п.д} t_{отп} + P'_{п.д} t_{пр} + P''_{п.д} t_{пз}}{t_{отп} + t_{пр} + t_{пз}}$$

Тяга	Нагрузочные и скоростные диаграммы			
	Силы, Н	$N_{\text{тд}} = N_{01}^{\text{д}} + G_{\text{к+п}} (\sin \alpha_{\text{от}} + \rho_{\text{тр}} \cos \alpha_{\text{от}})$	$N'_{\text{тд}} = \frac{G_{\text{к+п}}}{2} + m_{\text{к+п}} \omega_{\text{вд}}^2 L_{\text{раз}}$	—
	Мощности, кВт	$P_{\text{тд}} = \frac{N_{\text{тд}} v_{\text{тд}}}{\eta_{\text{тд}}} 10^{-3}$	$P'_{\text{тд}} = (1,1+1,2) \frac{N'_{\text{тд}} v_{\text{тд}}}{\eta_{\text{тд}}} 10^{-3}$	—
		$P_{\text{тд}} (\text{св}) = \frac{0,3 P_{\text{тд}} t_{\text{ц.д}} + 0,35 P'_{\text{тд}} t_{\text{ц.д}}}{0,3 t_{\text{ц.д}} + 0,35 t_{\text{ц.д}}}$		
	Нагрузочные и скоростные диаграммы			

G_p — веса ковшей, ковшей с породой и рукояти соответственно. Сопротивление породы копанию для механической лопаты и драглайна соответственно составляет

$$N_{01}^л = \frac{k_F^л E_л}{H_{нв} k_p}; \quad N_{01}^д = \frac{k_F^д E_д (1 + k_{вол})}{k_{пут} L_{к.д} k_p},$$

где $k_F^л$, $k_F^д$ — сопротивления копанию лопатой и драглайном МПа; $E_л$, $E_д$ — вместимость ковша лопаты и драглайна соответственно, м³; $H_{нв}$ — высота напорного вала, м; k_p — коэффициент разрыхления породы; $k_{вол}$ — отношение объема призмы волочения к объему ковша. Для легких пород составляет 0,4, для средних 0,3, для тяжелых 0,2; $k_{пут}$ — отношение пути наполнения ковша к длине ковша. Для легких пород равен 3, для средних 4, для тяжелых 6; $L_{к.д}$ — длина ковша драглайна, м.

Время поворота платформы на разгрузку и возвращение в забой для механических лопат составляет 60—70 % времени полного цикла работы. Для расчетов время цикла можно разбить на три равных периода:

$$t_{к.л} = t_{р.л} = t_{з.л} = t_{ц.л}/3,$$

где $t_{к.л}$ — время копания, $t_{р.л}$ и $t_{з.л}$ — время поворота платформы на разгрузку и с порожним ковшом в забой соответственно; $t_{ц.л}$ — время цикла работы.

Время цикла работы драглайна $t_{ц.д}$ следует разбивать на следующие периоды: время копания $t_{к.д} = 0,3 t_{ц.д}$, время поворота платформы на разгрузку и возвращения в забой $t_{р.д} = t_{з.д} = 0,35 t_{ц.д}$. Время отрыва ковша от забоя $t_{отр}$ можно принимать равным 2—3 с.

При определении мощности двигателей рабочего оборудования на расчетные принимают номинальные скорости (м/с) подъема $v_{п.л}$, $v_{п.д}$, напора $v_{н.л}$, тяги $v_{т.д}$.

Угловая частота вращения платформы $\omega_{в.л}$, $\omega_{в.д}$ (с⁻¹) и радиус вращения груженого ковша относительно оси поворотной платформы $R_{раз}$ (м) принимаются по технической характеристике машины.

Значения к. п. д. механизмов берутся в пределах $\eta = 0,8 \div 0,85$, величина угла откоса уступа $\alpha_{от}$ — в зависимости от свойств разрабатываемой породы, а $\rho_{тр}$ — коэффициент трения ковша о породу можно принимать равным 0,4.

Цепные экскаваторы. У многоковшовых цепных экскаваторов поперечного копания подача ковшей и разработка забоя происходят за счет перемещения всей машины вдоль забоя или поворота верхнего строения.

Общее сопротивление копанию на ковшовой цепи $N_{к.ц}$ (Н) можно определять по формуле

$$N_{к.ц} = \frac{Q_t k_F}{3600 \sigma_p},$$

где Q_T — теоретическая производительность экскаватора, $\text{м}^3/\text{ч}$; k_F — сопротивление породы копанью, МПа; v_p — скорость ковшовой цепи, $\text{м}/\text{с}$.

Полная мощность $P_{к.ц}$ (кВт) привода ковшовой цепи затрачивается на копание, подъем породы к месту разгрузки и преодоление трения в направляющих и шарнирах цепи и определяется по формуле

$$P_{к.ц} = 2,78 \cdot 10^{-7} Q_T (k_F + H_n \gamma_n g) \eta^{-1},$$

где H_n — высота подъема породы, м ; γ_n — плотность породы, $\text{кг}/\text{м}^3$; g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; η — к. п. д. трансмиссии.

Роторные экскаваторы. Мощность привода $P_{пр}$ роторного колеса расходуется на отделение стружки от массива P_p , подъем породы ковшами ротора от забоя до места разгрузки P_n , преодоление трения породы об обечайку, перемешивание породы и сообщение кинетической энергии выбрасываемой породе, а также преодоление сопротивлений в приводе и опорах, т. е.

$$P_{пр} = (P_p + P_n) \eta^{-1} = 2,62 \cdot 10^{-7} Q_T (k_F + R_p \gamma_n g k_r) \eta^{-1},$$

где R_p — радиус ротора, м ; $k_r = 1,4 \div 1,85$ — коэффициент, учитывающий потери мощности на затирание породы между обечайкой и колесом и придание породе кинетической энергии; η — к. п. д. привода ротора.

Определение мощности двигателей привода поворота стрелы ротора рассмотрено в гл. 7, § 2.

Глава 7

ОПОРНО-ПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА ЭКСКАВАТОРОВ

§ 1. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ

Опорно-поворотное устройство предназначено для передачи нагрузки от поворотной платформы на раму ходового оборудования экскаватора и обеспечения свободного вращения поворотной платформы относительно ходового оборудования. Опорно-поворотное устройство состоит из механизма поворота платформы, опорного устройства и центральной цапфы (иногда может отсутствовать).

Механизм поворота обеспечивает вращение платформы экскаватора с целью осуществления рабочего движения или поворота на выгрузку и в забой. Одно- и многоковшовые экскаваторы оснащены механизмами поворота, состоящими из двух или более (до 10) одинаковых самостоятельных установок, имеющих индивидуальный привод и работающих на один зубчатый

венца. Каждая установка состоит из электродвигателя, редуктора и тормоза. Частота вращения поворотной платформы одноковшовых экскаваторов составляет 3 мин^{-1} у малых и $1,23—1,5 \text{ мин}^{-1}$ у мощных моделей. На карьерных мехлопатах применяются электродвигатели с номинальной частотой вращения $800—1000 \text{ мин}^{-1}$, поэтому общее передаточное отношение редуктора вместе с последней открытой парой получается равным $400—700$.

Кинематическая схема механизма поворота экскаватора ЭКГ-20 показана на рис. 7.1, а. Механизм поворота состоит из четырех одинаковых установок. В последнюю входит электродвигатель 2 фланцевого типа, устанавливаемый на крышке двухступенчатого цилиндрического редуктора с вертикальным расположением валов. Один конец вала двигателя через муфту соединен с входным валом редуктора. На другом конце вала двигателя размещен тормозной шкив 1. Выходной вал редуктора входит в зацепление с зубчатым венцом, закрепленным на опорной раме.

На некоторых отечественных мощных драглайнах и вскрышных мехлопатах в последнее время применяются безредукторные приводы с тихоходными высокомоментными электродвигателями. Так, на драглайнах ЭШ-40/85 в механизме поворота установлены четыре вертикальных фланцевых электродвигателя 3 постоянного тока мощностью по 450 кВт каждый с номинальной частотой вращения вала 29 мин^{-1} (рис. 7.1, б). Драглайн ЭШ-100/100 оснащен восемью электродвигателями по 1000 кВт с частотой вращения вала 32 мин^{-1} . Двигатели расположены на поворотной платформе и соединены посредством эластичных или зубчатых муфт с вертикальными вал-шестернями, входящими в зацепление с зубчатым венцом, установленным на опорной раме.

Поворотные механизмы одноковшовых экскаваторов испытывают большие ускорения, низкие сопротивления повороту, работают в режиме «разгон—торможение». При таком режиме работы основной нагрузкой поворотных двигателей являются силы инерции вращаемых масс. В режиме поворота экскаватор работает до 80% общей длительности рабочего цикла. Поэтому повышения производительности экскаватора можно достичь за счет сокращения продолжительности поворота. Суммарная мощность двигателей механизмов поворота у современных одноковшовых экскаваторов может составлять 10 тыс. кВт и более.

Поворотные механизмы многоковшовых экскаваторов по конструкции аналогичны рассмотренным выше, но имеют большее число ступеней в редукторах. На некоторых зарубежных моделях применяются планетарные и червячные передачи. Общее передаточное число механизмов поворота многоковшовых экскаваторов достигает $4—10 \text{ тыс.}$, что позволяет устанавливать двигатели небольшой мощности. Так, у самых крупных

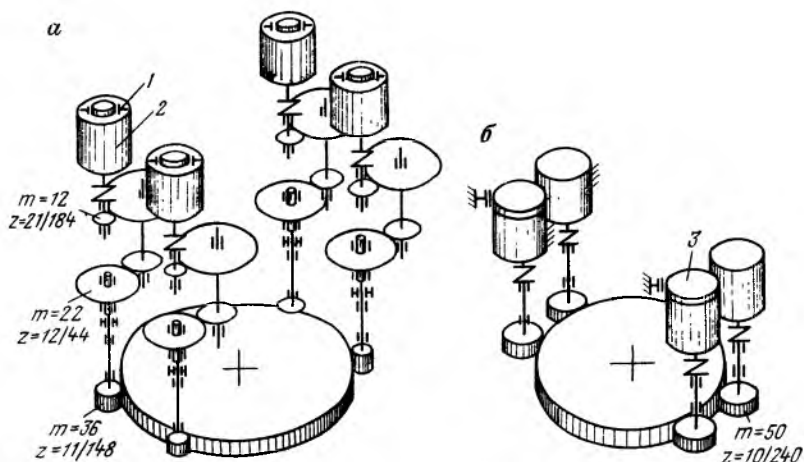


Рис. 7.1. Кинематические схемы механизмов поворота:
 а — экскаватора ЭКГ-20; б — драглайна ЭШ-40/85

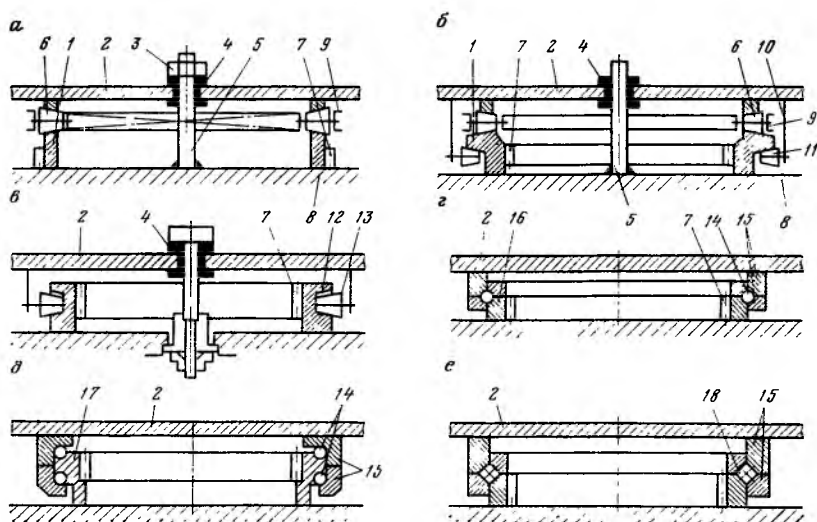


Рис. 7.2. Схемы опорно-поворотных устройств:

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; 6 — 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 кольцо нижней ходовой рамы с зубчатым венцом; 17 — опорно-захватное кольцо с зубчатым венцом; 18 — ролик

многоковшовых машин установлены лишь четыре двигателя по 80 кВт.

У многоковшовых экскаваторов механизм поворота работает в длительном режиме равномерного движения, разгон и торможение кратковременны, поэтому инерционные нагрузки невелики. Наибольшую часть нагрузок составляют статические, и, в первую очередь, на рабочем органе при его взаимодействии с забоем. Для защиты механизмов поворота от перегрузок на многоковшовых экскаваторах всегда устанавливают предохранительные устройства.

Опорное устройство предназначено для восприятия и передачи горизонтальных и вертикальных нагрузок от поворотной платформы на раму ходового устройства экскаватора и обеспечения свободного вращения поворотной платформы относительно ходового устройства. Опорные устройства бывают двух типов: с центральной цапфой и без нее. По принципу передачи веса поворотной платформы на опорно-поворотное устройство различают системы:

с передачей веса непосредственно на ролики или шарики (рис. 7.2, а, б, г, д, е);

с передачей на оси опорных катков через гидродомкраты, систему балансиров или непосредственно (рис. 7.2, в).

На одноковшовых экскаваторах чаще всего применяют опорно-поворотные устройства со свободными катками, оси которых закреплены в обойме (см. рис. 7.2, а, б). Катки выполняются цилиндрическими или коническими с одной или двумя ребордами. Конические катки для мощных машин иногда выполняются с небольшой бочкообразностью по плоскости контакта с рельсом катания. Конические катки меньше изнашиваются по сравнению с цилиндрическими, но сложнее в изготовлении. Число и размеры катков зависят от модели экскаватора. Так, на драглайне ЭШ-100/100 установлены 100 катков, выполненных в виде усеченного конуса диаметром по средней оси 550 мм. Катки заключены в две концентрические обоймы и перемещаются по опорному рельсу, имеющему диаметр катания 21,5 м.

Центральная цапфа служит осью вращения и является центрирующим элементом поворотной платформы экскаватора с опорной его частью, а также препятствует отрыву поворотной платформы от роликового круга.

Центральная цапфа 1 (рис. 7.3) установлена на базе и своим основанием крепится к ней болтами. Верхняя часть цапфы входит в центральный стакан 2, который совместно с бронзовой втулкой 3 вставлен в центральную отливку 4, приваренную к поворотной платформе. В выточке верхней части центральной цапфы установлен хомут 5, препятствующий отрыву платформы от базы. Центральный стакан фиксируется от проворачивания упорами 6. В расточку верхней части центральной цапфы запрессована втулка 7 с резьбой для установки изоля-

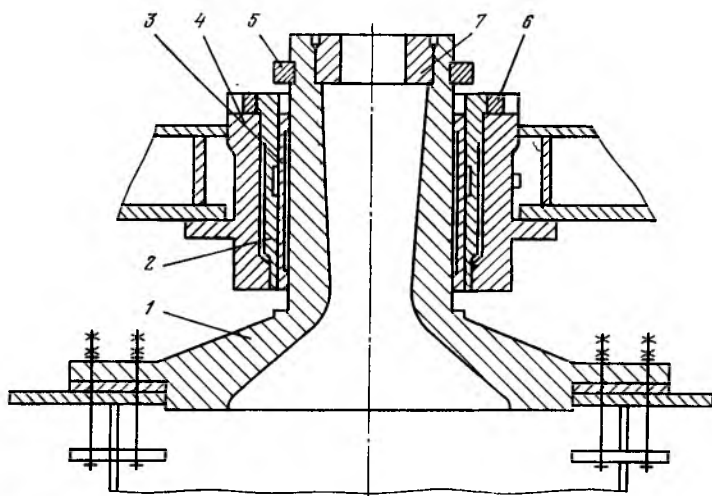


Рис. 7.3. Центральная цапфа

тора токосъемника. Внутри имеется отверстие, через которое на поворотную платформу проходят электрокабели. Во втулке и стакане имеются отверстия для подвода смазки.

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИВодОВ МЕХАНИЗМОВ ПОВОРОТА ЭКСКАВАТОРОВ

Мощность электродвигателей механизма поворота экскаваторов расходуется на преодоление статических и динамических сопротивлений. Величины этих сопротивлений зависят от режима работы экскаватора.

У *одноковшовых экскаваторов* величина мощности зависит от угловых ускорения и частоты вращения платформы, угла поворота платформы и момента инерции вращающихся частей. Для *одноковшовых карьерных экскаваторов* определение средневзвешенной мощности двигателей поворота можно производить по формуле

$$P_{\text{вр (св)}} = \frac{J_{\text{г}} + J_{\text{п}}}{t_{\text{вр}}} \omega_{\text{вр}}^2 \cdot 10^{-3} \eta_{\text{вр}}^{-1},$$

где $J_{\text{г}}$, $J_{\text{п}}$ — моменты инерции поворотной платформы соответственно с груженым и порожним ковшом, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $t_{\text{вр}}$ — время поворота платформы на разгрузку, с; $\omega_{\text{вр}}$ — угловая частота вращения платформы, рад/с ; $\eta_{\text{вр}}$ — к. п. д. механизма вращения.

У *многоковшовых экскаваторов* режим работы механизма поворота характеризуется относительно редкими реверсами и малыми частотами вращения, но большими нагрузками на

рабочем органе. Для этих экскаваторов определение мощности двигателей поворота можно производить по формуле

$$P_{вр} = 1,5 \cdot 10^{-3} M_6 \omega_{вр} \eta_{вр}^{-1},$$

где $M_6 = N_6 r$ — момент сопротивления, Н·м; N_6 — суммарное боковое усилие на ковшах ротора, Н; r — радиус приложения бокового усилия относительно оси поворота верхнего строения, м.

Во всех случаях момент, развиваемый тормозом механизма поворота, должен быть достаточным для удержания поворотной платформы неработающего экскаватора на расчетном уклоне при скоростном ветровом напоре.

Пример 1. Определить средневзвешенную мощность двигателей механизмов подъема и напора экскаватора типа ЭКГ-8И. Вместимость ковша $E_{л} = 8 \text{ м}^3$, скорость передвижения механизма подъема $v_{пл} = 0,8 \text{ м/с}$, скорость передвижения механизма напора $v_{н.л} = 0,5 \text{ м/с}$, продолжительность цикла $t_{ц.л} = 30 \text{ с}$, к. п. д. механизмов подъема и напора $\eta_{п} = 0,85$, $\eta_{н} = 0,85$. Экскаватор разрабатывает породы IV категории. Вес ковша $G_{к} = 13 \cdot 10^4 \text{ Н}$, вес ковша с породой $G_{к+п} = 30 \cdot 10^4 \text{ Н}$, вес рукояти $G_{р} = 7,35 \cdot 10^4 \text{ Н}$, $k_F = 0,225 \text{ МПа}$. Размеры элементов экскаватора для расчетных схем табл. 6.2 принимаем: $l_1 = 7,6 \text{ м}$, $l_{п} = 5,8 \text{ м}$, $l_p = 2,52 \text{ м}$, $l_k = 6,3 \text{ м}$, $l'_п = 9 \text{ м}$, $l'_р = 4,5 \text{ м}$, $l'_к = 10,1 \text{ м}$, $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 51^\circ$, $H_{н.в} = 8 \text{ м}$.

Сначала определяем касательную силу сопротивления грунта копанию:

$$N_{01}^л = k_F c b = k_F \frac{E_{л} \cdot 10^6}{H_{н} k_p} = \frac{0,225 \cdot 8 \cdot 10^6}{8 \cdot 1,35} = 16,6 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Затем находим усилие и мощность двигателя подъема при копании:

$$N_{пл} = \frac{N_{01}^л l_1 + G_{к+п} l_k + G_p l_p}{l_{п}} =$$

$$= \frac{(16,6 \cdot 7,6 + 30 \cdot 6,3 + 7,35 \cdot 2,52) 10^4}{5,8} = 57,5 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$P_{пл} = \frac{N_{пл} v_{пл}}{\eta_{пл}} 10^{-3} = \frac{57,5 \cdot 10^4 \cdot 0,8}{0,85 \cdot 10^3} = 541 \text{ кВт}.$$

Усилие и мощность при повороте ковша на разгрузку:

$$N'_{пл} = \frac{G_{к+п} l'_к \cos \alpha + G_p l'_р \cos \alpha}{l'_п \sin \beta} =$$

$$= \frac{(30 \cdot 10,1 \cdot 0,94 + 7,35 \cdot 4,5 \cdot 0,94) 10^4}{9 \cdot 0,78} = 44,9 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$P'_{пл} = 0,1 \frac{N'_{пл} v_{пл}}{\eta_{пл}} 10^{-3} = 0,1 \frac{44,9 \cdot 10^4 \cdot 0,8}{0,85 \cdot 10^3} = 42,2 \text{ кВт}.$$

Усилие и мощность при повороте ковша в забой

$$N''_{пл} = \frac{G_{к} l'_к \cos \alpha + G_p l'_р \cos \alpha}{l'_п \sin \beta} =$$

$$= \frac{(13 \cdot 10,1 \cdot 0,94 + 7,35 \cdot 4,5 \cdot 0,94) 10^4}{9 \cdot 0,78} = 22 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$P_{\text{пл}}^* = 1,1 \frac{N_{\text{пл}}^* v_{\text{пл}}}{\eta_{\text{пл}}} 10^{-3} = 1,1 \frac{22 \cdot 10^4 \cdot 0,8}{0,85 \cdot 10^3} = 228 \text{ кВт.}$$

Средневзвешенная мощность двигателя механизма подъема

$$P_{\text{пл}}(\text{св}) = (P_{\text{пл}} t_{\text{к.л}} + P_{\text{пл}}' t_{\text{р.л}} + P_{\text{пл}}^* t_{\text{з.л}}) t_{\text{ц.л}}^{-1} = \\ = \frac{541 \cdot 10 + 42,2 \cdot 10 + 228 \cdot 10}{30} = 270 \text{ кВт.}$$

Определяем усилия и мощность двигателя механизма напора в отдельные периоды работы экскаватора в течение одного цикла:

$$N_{\text{н.л}} = N_{02} = 0,75 N_{01}^* = 0,75 \cdot 16,6 \cdot 10^4 = 12,45 \cdot 10^4 \text{ Н;}$$

$$P_{\text{н.л}} = \frac{N_{\text{н.л}} v_{\text{н.л}}}{\eta_{\text{н.л}}} 10^{-3} = \frac{12,45 \cdot 10^4 \cdot 0,5}{0,85 \cdot 10^3} = 73,2 \text{ кВт}$$

Поворот грузевого ковша на разгрузку

$$N_{\text{н.л}}' = N_{\text{п.л}}' \cos \beta + G_{\text{к+п}} \sin \alpha + G_{\text{р}} \sin \alpha = \\ = (44,9 \cdot 0,63 + 30 \cdot 0,34 + 7,35 \cdot 0,34) 10^4 = 40,9 \cdot 10^4 \text{ Н;}$$

$$P_{\text{н.л}}' = 0,3 \frac{N_{\text{н.л}}' v_{\text{н.л}}}{\eta_{\text{н.л}}} 10^{-3} = 0,3 \frac{40,9 \cdot 10^4 \cdot 0,5}{0,85 \cdot 10^3} = 72 \text{ кВт.}$$

Поворот порожнего ковша на загрузку

$$N_{\text{н.л}}^* = G_{\text{к}} + G_{\text{р}} = (13 + 7,35) 10^4 = 20,35 \cdot 10^4 \text{ Н;}$$

$$P_{\text{н.л}}^* = \frac{N_{\text{н.л}}^* v_{\text{н.л}}}{\eta_{\text{н.л}}} 10^{-3} = \frac{20,35 \cdot 10^4 \cdot 0,5}{0,85 \cdot 10^3} = 119 \text{ кВт.}$$

Средневзвешенная мощность двигателя механизма напора

$$P_{\text{н.л}}(\text{св}) = (P_{\text{н.л}} t_{\text{н.к}} + P_{\text{н.л}}' t_{\text{н.р}} + P_{\text{н.л}}^* t_{\text{н.з}}) t_{\text{ц.л}}^{-1} = \\ = \frac{73,2 \cdot 10 + 72 \cdot 10 + 119 \cdot 10}{30} = 88 \text{ кВт.}$$

Пример 2. Определить средневзвешенную мощность двигателей механизмов подъема и тяги драглайна с ковшом вместимостью $E_{\text{д}} = 14 \text{ м}^3$. Скорость подъема $v_{\text{п.д}} = 3,5 \text{ м/с}$, скорость тяги $v_{\text{т.д}} = 2,5 \text{ м/с}$, продолжительность цикла $t_{\text{ц.д}} = 60 \text{ с}$. Разрабатываемые породы IV категории имеют сопротивление копанью $k_{\text{р}} = 0,37 \text{ МПа}$, предельный угол откоса $\alpha_{\text{от}} = 35^\circ$. Вес ковша драглайна $G_{\text{к.д}} = 14,2 \cdot 10^4 \text{ Н}$, вес ковша с породой $G_{\text{к+п}} = 44,6 \cdot 10^4 \text{ Н}$, длина ковша драглайна $L_{\text{к.д}} = 3,5 \text{ м}$, к. п. д. механизмов подъема и тяги $\eta_{\text{п}} = \eta_{\text{т}} = 0,8$, масса ковша с породой $m_{\text{к+п}} = 46 \text{ т}$.

Сначала определяем усилия в подъемном канате и мощность двигателя механизма подъема за отдельные периоды работы в течение одного цикла.

Усилие в подъемном канате в момент отрыва ковша от забоя

$$N_{\text{п.д}} = 1,6 G_{\text{к+п}} = 1,6 \cdot 44,6 \cdot 10^4 = 71,3 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощность в момент отрыва ковша

$$P_{\text{п.д}} = \frac{N_{\text{п.д}} v_{\text{п.д}}}{\eta_{\text{п.д}}} 10^{-3} = \frac{71,3 \cdot 10^4 \cdot 3,5}{0,8 \cdot 10^3} = 3119 \text{ кВт.}$$

Усилие в канате при подъеме ковша с породой

$$N_{\text{п.д}}' = G_{\text{к+п}} = 44,6 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощность при подъеме груженого ковша

$$P'_{п.д} = \frac{N'_{п.д} v_{п.д}}{\eta_{п.д}} 10^{-3} = \frac{44,6 \cdot 10^4 \cdot 3,5}{0,8 \cdot 10^3} = 1951 \text{ кВт.}$$

Усилие в канате при спуске порожнего ковша в забой

$$N''_{п.д} = G_{к.д} = 14,2 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощность при спуске порожнего ковша

$$P''_{п.д} = 1,2 \frac{N''_{п.д} v_{п.д}}{\eta_{п.д}} 10^{-3} = 1,2 \frac{14,2 \cdot 10^4 \cdot 3,5}{0,8 \cdot 10^3} = 745 \text{ кВт.}$$

Средневзвешенная мощность двигателя механизма подъема

$$\begin{aligned} P_{п.д}(\text{св}) &= \frac{P_{п.д} t_{отр} + P'_{п.д} t_{п.р} + P''_{п.д} t_{п.д}}{t_{отр} + t_{п.р} + t_{п.д}} = \\ &= \frac{3119 \cdot 3 + 1951 \cdot 15 + 745 \cdot 20}{38} = 1400 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Определяем усилия в тяговом канате и мощность двигателя механизма тяги в течение одного цикла.

Сопротивление копанью для драглайна

$$N_{01}^д = \frac{k_F E_d (1 + k_{вол})}{k_{пут} L_{кд} k_p} = \frac{0,37 \cdot 10^6 \cdot 14 (1 + 0,2)}{6 \cdot 3,5 \cdot 1,15} = 25,7 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Усилие в тяговом канате при копании

$$N_{т.д} = N_{01}^д + G_{к+п} (\sin \alpha_{от} + \rho_{тр} \cos \alpha_{от}) = 25,7 \cdot 10^4 + 44,6 \cdot 10^4 (0,57 + 0,4 \cdot 0,82) = 65,75 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Мощность при копании

$$P_{т.д} = \frac{N_{т.д} v_{т.д}}{\eta_{т.д}} 10^{-3} = \frac{65,75 \cdot 10^4 \cdot 2,5}{0,8 \cdot 10^3} = 2054 \text{ кВт.}$$

Усилие в тяговом канате при подъеме груженого ковша

$$\begin{aligned} N'_{т.д} &= \frac{G_{к+п}}{2} + m_{к+п} \omega_{вд}^2 R_{раз} = \\ &= \frac{44,6 \cdot 10^4}{2} + 45 (0,126)^2 85 \cdot 10^3 = 28,4 \cdot 10^4 \text{ Н,} \end{aligned}$$

где $\omega_{вд} = 0,126 \text{ рад/с}$, $R_{раз} = 85 \text{ м}$.

Мощность при повороте платформы с груженым ковшом к месту разгрузки

$$P'_{т.д} = 1,2 \frac{N'_{т.д} v_{т.д}}{\eta_{т.д}} 10^{-3} = 1,2 \frac{28,4 \cdot 10^4 \cdot 2,5}{0,8 \cdot 10^3} = 1065 \text{ кВт.}$$

Средневзвешенная мощность тягового механизма

$$\begin{aligned} P_{т.д}(\text{св}) &= \frac{0,3 P_{т.д} t_{ц.д} + 0,35 P'_{т.д} t_{ц.д}}{0,3 t_{ц.д} + 0,35 t_{ц.д}} = \\ &= \frac{0,3 \cdot 2054 \cdot 60 + 0,35 \cdot 1065 \cdot 60}{0,65 \cdot 60} = 1521 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Пример 3. Породы II категории разрабатываются цепным многоковшовым экскаватором производительностью $Q_T = 3600 \text{ м}^3/\text{ч}$. Определить: общее сопротивление копанию на рабочем органе и мощность привода ковшовой цепи, полагая, что высота подъема породы $H_n = 50 \text{ м}$, скорость ковшовой цепи $v_p = 1 \text{ м/с}$, к. п. д. трансмиссии $\eta = 0,85$, плотность породы $\gamma_n = 1900 \text{ кг/м}^3$, $g = 10 \text{ м/с}^2$. По табл. 1.4 принимаем $k_F = 0,3 \text{ МПа}$, тогда

$$N_{к.ц} = \frac{Q_T k_F}{3600 v_p} = \frac{3600 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1} = 0,3 \cdot 10^6 \text{ Н};$$

$$P_{к.ц} = 2,78 \cdot 10^{-7} Q_T (k_F + H_n \gamma_n g) \eta^{-1} = \\ = 2,78 \cdot 10^{-7} \cdot 3600 (0,3 \cdot 10^6 + 50 \cdot 1900 \cdot 10) 0,85^{-1} = 1472 \text{ кВт}.$$

Пример 4. Определить мощность привода роторного колеса при копании пород V категории. Производительность роторного экскаватора $Q_T = 3600 \text{ м}^3/\text{ч}$, плотность породы $\gamma_n = 1900 \text{ кг/м}^3$, к. п. д. трансмиссии $\eta = 0,85$, ускорение свободного падения $g \approx 10 \text{ м/с}^2$, радиус ротора принимаем равным $4,8 \text{ м}$. По табл. 1.4 для пород V категории определяем $k_F = 0,66 \text{ МПа}$, тогда

$$P_{п.р} = 2,62 \cdot 10^{-7} Q_T (k_F + R_p \gamma_n g k_T) \eta^{-1} = \\ = 2,62 \cdot 10^{-7} \cdot 3600 (0,66 \cdot 10^6 + 4,8 \cdot 1900 \cdot 10 \cdot 1,65) 0,85^{-1} = 900 \text{ кВт}.$$

Для этого же экскаватора определяем мощность привода поворота при следующих условиях: частота вращения ротора $n_p = 7 \text{ мин}^{-1}$, угловая частота вращения платформы $\omega_{вр} = 0,0145 \text{ с}^{-1}$, радиус приложения бокового усилия относительно оси поворота верхнего строения $r = 40 \text{ м}$.

Общее сопротивление резанию на роторе определяется из выражения

$$N_p = \frac{k_F Q_T}{400 R_p n_p} = \frac{0,66 \cdot 10^6 \cdot 3600}{400 \cdot 4,8 \cdot 7} = 0,177 \cdot 10^6 \text{ Н},$$

а суммарное боковое усилие на роторе — из выражения

$$N_6 = 0,55 N_p = 0,55 \cdot 0,177 \cdot 10^6 \approx 0,1 \cdot 10^6 \text{ Н}.$$

Момент бокового сопротивления повороту

$$M_6 = N_6 r = 0,1 \cdot 10^6 \cdot 40 = 4 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мощность привода поворота верхнего строения роторного экскаватора при к. п. д. трансмиссии $\eta_{вр} = 0,7$

$$P_{вр} = 1,5 \cdot 10^{-3} M_6 \omega_{вр} \eta_{вр}^{-1} = 1,5 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^6 \cdot 0,0145 \cdot 0,7^{-1} = 124 \text{ кВт}.$$

Глава 8

ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭКСКАВАТОРОВ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для перемещения экскаватора и устойчивого его опирания на основание во время работы служит ходовое оборудование, которое бывает: колесное (на пневматиках или рельсовое), гусеничное, шагающее, шагающе-рельсовое и плавучее.

К ходовому оборудованию экскаваторов предъявляются следующие требования: обеспечение достаточных скорости передвижения и маневренности, силы тяги и проходимости; способности преодолевать заданные подъемы и уклоны; создания за-

данных давлений на основание; устойчивости машины как при работе, так и при передвижении; малых сопротивлений при передвижении; высоких прочности и долговечности; удобства в эксплуатации; простоты конструкции и малой массы.

Колесное ходовое оборудование на пневматических шинах обеспечивает высокую скорость передвижения (до 70 км/ч) и маневренность, имеет небольшую массу, малое сопротивление перемещению. Однако оно подвержено быстрому износу в условиях карьеров, имеет высокую стоимость (до 40 % стоимости машины) и характеризуется значительным давлением на почву. Применяется это оборудование на строительных экскаваторах массой до 40 т (емкость ковша до 1 м³). Для предотвращения раскачивания экскаватора во время работы приходится применять дополнительные жесткие опоры (аутригеры), что увеличивает время на передвижку. Наибольшее распространение пневмоколесное ходовое оборудование получило на выемочно-транспортных машинах.

Рельсовое ходовое оборудование позволяет обеспечить высокую скорость, малое сопротивление передвижению, плавность хода, малый износ и высокую долговечность его элементов. Недостатками рельсового ходового оборудования являются: малая маневренность, необходимость и сложность переноса железнодорожных путей, ограниченность нагрузки на колесо, значительные линейные размеры, невозможность преодоления больших уклонов. Этот тип ходового оборудования применяется главным образом на цепных многоковшовых экскаваторах.

Шагающее ходовое оборудование обеспечивает малое давление на почву (до 0,1 МПа), высокую маневренность и устойчивость машины, имеет небольшую массу и простое устройство. Недостатки: малая скорость перемещения (до 0,3 км/ч), необходимость планировки поверхности, по которой передвигается машина. Применяется этот тип ходового оборудования в основном на драглайнах и отвалообразователях.

Гусеничное ходовое оборудование обеспечивает высокие маневренность, устойчивость, способно преодолевать большие уклоны, имеет высокую проходимость, оказывает малое давление на почву. Основными недостатками этого типа оборудования являются: большая масса (до 50 % общей массы машины), сложность устройства, большое потребное тяговое усилие, сравнительно низкая долговечность. Это оборудование получило распространение на всех типах экскаваторов (за исключением мощных драглайнов), не требующих больших и частых перемещений с высокой скоростью.

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование обладает высокой маневренностью, плавностью хода, малыми удельными давлениями на почву, имеет низкое сопротивление при перемещении и мало подвержено износу, обеспечивает высокую устойчивость машины. Его недостатки: большая масса, необходимость подъема всей машины при шагании, цикличность шага-

ния. Применяется этот тип ходового оборудования на мощных роторных экскаваторах, отвалообразователях и драглайнах при работе на грунтах со слабой несущей способностью.

Плавучее ходовое оборудование обеспечивает высокую маневренность, плавность хода, достаточную скорость перемещения. Его недостатки: зона действия машины ограничена акваторией месторождения, во время работы машины приходится делать различные проверочные расчеты, определять величину крена и дифферента при ветровых нагрузках или при перемещении и замене оборудования во время реконструкции. Во всех случаях нужно проверять устойчивость машины. В зимний период приходится вести работы по борьбе со льдом и шугой, которые мешают маневрированию. Применяется этот тип ходового оборудования на драгах, плавучих экскаваторах.

§ 2. КОЛЕСНОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Колесное ходовое оборудование на пневмошинах на карьерных экскаваторах не применяется.

Рельсовое ходовое оборудование используется на цепных многоковшовых экскаваторах и в зависимости от массы машины бывает: двух- (до 150 т), трех- (до 350 т) и четырехрельсовое (более 350 т). Для очень тяжелых машин (6000 т и более) возможно создание шести- и восьмिरельсового пути. Ширина колеи при двухрельсовом пути обычно равна 1435 мм. При трехрельсовом пути со стороны забоя располагают колею шириной 600—900 мм, на которую опираются ходовые тележки, воспринимающие большую часть нагрузки. Многоковшовые цепные экскаваторы имеют трехточечное опирание машины на ходовое устройство, при этом со стороны забоя располагаются как две опоры (из трех), так и одна.

Число колес (может быть 300 и более) выбирается с таким расчетом, чтобы нагрузка на одно колесо не превышала 100 кН у машин массой до 350 т и 200—250 кН — массой более 350 т. Равномерное распределение нагрузки на колеса достигается с помощью равноплечих или неравноплечих балансирующих устройств, которые мо-

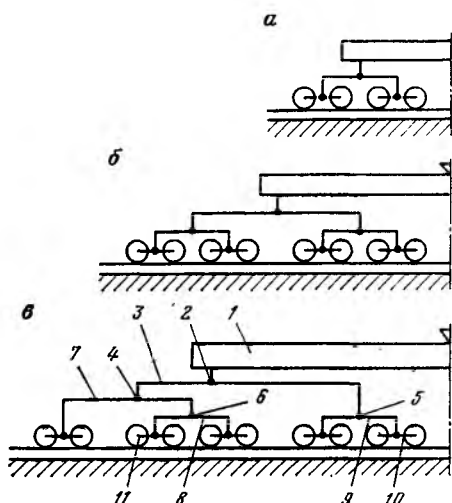


Рис. 8.1. Схемы (а—в) опор рельсового хода экскаватора с балансирами: двух-, трех- и четырехступенчатыми соответственно

гут иметь до пяти и более ступеней (рис. 8.1). Колеса собираются в тележки по две — шесть осей.

Конструктивная схема с частично неравноплечими четырехступенчатыми балансиром показана на рис. 8.1, в. Рама 1 через сферические опоры 2 опирается на главные балансиры 3, которые, в свою очередь, через сферические опоры 4—6 передают нагрузку на балансиры 7—9. Балансиры 8, 9 передают нагрузку через опоры на ходовые тележки 10. Под балансиром 7 справа находятся четыре двухосные тележки, а слева — две, поэтому плечи балансира делают неодинаковой длины. Треть длины плеча балансира находится над четырьмя двухосными тележками, а $\frac{2}{3}$ его длины — над двумя двухосными. Благодаря этому нагрузка на тележки пропорциональна числу осей 11.

В последнее время все шире применяются гидравлические опоры. Использование их позволяет простыми средствами и со значительной точностью обеспечить более равномерное распределение давления на все опоры.

Привод рельсового хода осуществляется от приводных колес, расположенных на приводных тележках. У машин большой и средней мощности приводные тележки располагаются как в жесткой, так и в качающейся опорах, причем примерно 45—55 % колес являются приводными. При больших габаритах ходового оборудования и значительном расстоянии опор друг от друга число приводных колес доходит до 80 % общего их числа. Скорость рабочего хода принимается от 3 до 10 м/мин и холостого — до 15 м/мин. Приводные и холостые колеса снабжаются противоугонными тормозами.

§ 3. ГУСЕНИЧНОЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Этот тип ходового оборудования получил наиболее широкое применение на экскаваторах всех размеров и типов, за исключением драглайнов большой и средней мощности, имеющих шагающий ход.

Гусеничное ходовое оборудование позволяет экскаваторам передвигаться со скоростью: карьерным — до 2,4 км/ч, вскрышным — 0,24 км/ч, многоковшовым — 0,72 км/ч малой мощности и 0,18—0,48 км/ч большой мощности.

Давление на почву, создаваемое машинами на гусеничном ходу, определяется назначением машины и достигает 0,42 МПа у карьерных и 0,35 МПа у вскрышных лопат. У цепных и роторных экскаваторов давление не превышает 0,12 МПа для вскрышных и 0,2 МПа для добычных машин.

Преодолеваемые гусеничным ходовым оборудованием уклоны составляют обычно 7° для мощных машин и 12° — для машин малой и средней мощности. Система гусеничного хода — конструктивная схема ходовой части — определяется числом гусениц и их взаимным расположением.

На одноковшовых экскаваторах используются двух-, четырех- и восьмигусеничные системы. Определяющим фактором при этом является масса машины. Двухгусеничной системой оснащаются машины массой до 400 т, четырехгусеничной — массой 700 т и восьмигусеничной — массой более 10 000 т.

На многоковшовых экскаваторах применяются двух-, трех-, четырех-, шести-, двенадцати- и шестнадцатигусеничные системы. Две гусеницы обычно бывают на экскаваторах массой до 400 т, три — до 800 т, четыре — до 1000 т, шесть — до 2000 т, двенадцать и шестнадцать гусениц имеют машины большей массы.

В двухгусеничных системах (рис. 8,2 а — г) гусеничные рамы или оси опорных катков жестко крепятся к нижней раме экскаватора. Это приводит к тому, что неровности почвы, на которой стоит экскаватор, вызывают большую неравномерность в распределении нагрузки по длине гусеницы и скручивание нижней рамы. При большой массе экскаватора невозможно создать настолько прочную раму, чтобы она не деформировалась при перекосах, а увеличение длины более 6—8 м и ширины гусеницы более 1 м нежелательно еще и потому, что приводит к необходимости развивать большие тяговые усилия и преодолевать большие сопротивления развороту. Применением большего числа гусениц достигается равномерное распределение нагрузки на все гусеницы.

Трехгусеничные (или кратные трем) системы имеют три точки опоры. Нагрузка в этих системах передается на все опоры. Трехгусеничные системы выполняются симметричными относительно поперечной (рис. 8.2, е, з, и, к, л) и продольной (рис. 8.2, д, м) осей машины.

В системах с четырьмя, восемью и шестнадцатью гусеницами рама экскаватора имеет четыре точки опоры (рис. 8.2, ж, н, о, п), причем на неровной поверхности одна опора может вообще не воспринимать нагрузки. Для устранения этого недостатка используются рычажные выравнивающие механизмы или опорные гидравлические домкраты.

Движение экскаватора по кривой при двух (четырех) гусеницах достигается затормаживанием одной (двух) гусениц, или же сообщением разных скоростей правым и левым гусеницам. У восьми- и шестнадцатигусеничных систем все четыре пары могут поворачиваться на разные или одинаковые углы. Поворот всех гусениц в одну сторону позволяет подводить экскаватор к забою без длинных маневров. Трехопорные гусеничные системы поворачиваются либо поворотом передней гусеницы (см. рис. 8.2, д, м), либо одной боковой (см. рис. 8.2, е, и, л), либо двух вслед идущих групп гусениц (см. рис. 8.2, з, к). В двух последних случаях обеспечивается наибольшая маневренность. Поворот гусениц производится с помощью рычагов, имеющих канатный, механический или гидравлический привод.

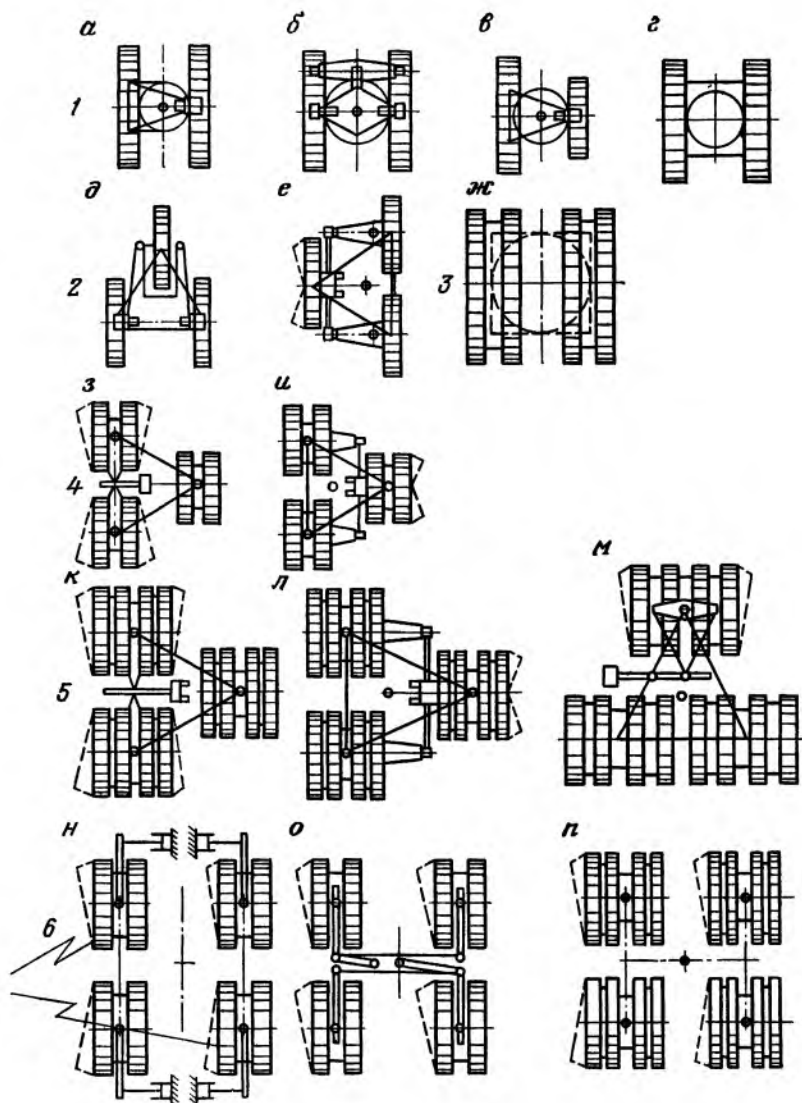


Рис. 8.2. Системы гусеничного хода:

1 — двухгусеничная (а, г); 2 — трехгусеничная трехопорная с одной поворотной передней (б) и боковой (е) тележками; 3 — четырехгусеничная (ж); 4 — шестигусеничная с одной (и) и двумя (з) спаренными поворотными тележками; 5 — двенадцатигусеничная с двумя (к) и одной (л, м) поворотными тележками; б — четырехопорная восьмигусеничная (н, о) и шестнадцатигусеничная (п) со всеми поворотными тележками

По способу передачи давления на грунт различают многоопорные и малоопорные гусеницы.

Гусеницы называют многоопорными (рис. 8.3, а), если между осями соседних катков (расстояние А) размещается менее двух звеньев гусеницы. Звенья между катками вверх не про-

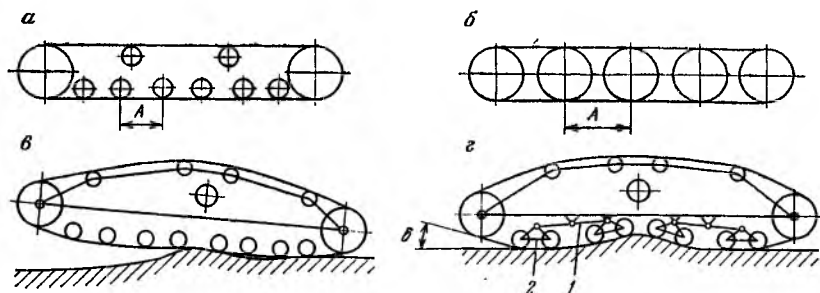


Рис. 8.3. Типы гусениц

гибаются, и поэтому такая гусеница равномерно передает давление на почву. В малоопорной гусенице между осями катков размещаются два звена или более. В этом случае гусеница может прогибаться между катками вверх, тогда давление на почву получается неравномерным (рис. 8.3, б).

Многоопорные гусеницы применяются на экскаваторах, работающих на слабых породах, малоопорные — на экскаваторах, работающих на скальных породах.

По способности приспосабливаться к неровностям почвы гусеницы бывают мягкие и жесткие. Жесткие гусеницы (рис. 8.3, в) не могут приспосабливаться к неровностям почвы. Незначительная приспосабливаемость возможна в продольном направлении за счет большого расстояния между катками у малоопорных гусениц и в поперечном — в результате перекоса звеньев относительно друг друга за счет зазоров в элементах хода. У гибких гусениц (рис. 8.3, а) катки устанавливаются на балансирах 1 и каретках 2, благодаря чему гусеница в продольном направлении может приспосабливаться к неровностям почвы. Вследствие этого давление на почву передается более равномерно, а детали гусеничного хода не подвергаются воздействию больших сосредоточенных нагрузок.

§ 4. ШАГАЮЩЕЕ ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Шагающее ходовое оборудование состоит из опорной базы и механизма шагания, включающего в себя привод, механизм перемещения и опорные лыжи.

Конструктивные схемы механизмов шагания бывают двух типов: гидравлические и кривошипные. Принцип перемещения всех экскаваторов одинаков — подъем экскаватора, перемещение его и опускание на почву. При шагании экскаватор опирается на основание тремя точками: двумя лыжами, поднимающими машину, и передней кромкой базы. Причем когда экскаватор становится в наклонное положение, базу в наклонном положении удерживают подхваты. Шагание производится, как правило, в направлении от стрелы. Изменение направления пе-

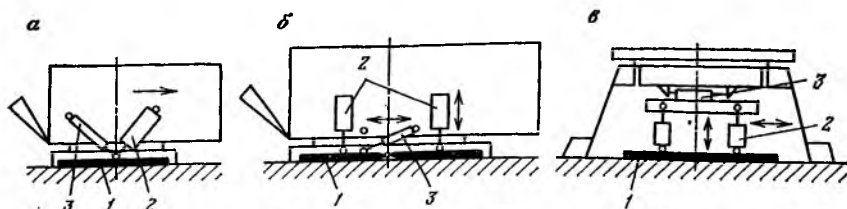


Рис. 8.4. Конструктивные схемы гидравлических механизмов шагания

редвижения экскаватора осуществляется путем поворота платформы (с поднятыми лыжами) относительно базы.

Гидравлический механизм шагания позволяет перемещать экскаватор по двум схемам: с частичным (рис. 8.4, а) и с полным (рис. 8.4, б, в) отрывом опорной базы от грунта. При полном отрыве базы возможно перемещение в обе стороны. Достоинства гидравлического механизма шагания заключаются в плавности его работы и возможности регулирования траектории движения, а недостатки — в низком к. п. д. (около 0,6) и сложности устройства привода, требующего качественного изготовления и квалифицированного обслуживания.

Гидравлический механизм шагания (см. рис. 8.4, а) состоит из лыж 1, подъемных 2 и вспомогательных 3 гидроцилиндров, расположенных симметрично по правой и левой сторонам экскаватора. Штоки гидроцилиндров через траверсу соединяются с лыжами. Сами гидроцилиндры шарнирно связаны с металлоконструкциями надстройки и поворотной платформы. От насосной станции рабочая жидкость по трубопроводам под давлением 10—20 МПа подается в поршневые или штоковые полости цилиндров, поднимая или опуская лыжи. Во время работы экскаватора лыжи подняты над почвой и занимают крайнее верхнее положение, поворотная платформа опирается на базу. При шагании лыжи опускаются на почвы. При возрастании давления в подъемных гидроцилиндрах один конец опорной базы экскаватора приподнимается и с помощью вспомогательных гидроцилиндров машина, опираясь на лыжи, волоком сдвигается на величину шага 1—2,5 м и снова опускается на почву. Затем подъемные гидроцилиндры поднимают лыжи вверх, сдвигают назад, и процесс шагания повторяется. Подобная схема шагания применяется на драглайнах производства УЗТМ.

Для экскаваторов большой мощности массой 5000—10 000 т сложно создать достаточно жесткую поворотную платформу, поднимаемую во время шагания за две точки. Этот недостаток можно устранить, если подъем производить не за две точки, а за четыре.

Шагающее ходовое устройство с полным отрывом базы показано на рис. 8.4, б. Экскаватор оборудован четырьмя подъемными 2 и двумя вспомогательными 3 гидроцилиндрами. Во время шагания поворотная платформа опирается на четыре

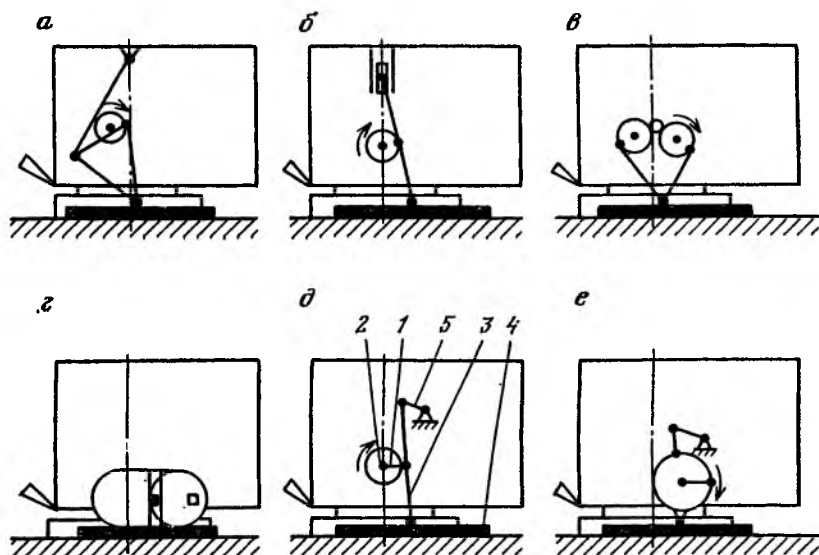


Рис. 8.5. Конструктивные схемы кривошипных механизмов шагания

точки и поднимается, сохраняя горизонтальное положение, подъемными цилиндрами. Горизонтальное перемещение экскаватора и лыж 1 производится вспомогательными гидроцилиндрами. По этой схеме выполнены механизмы шагания на экскаваторе ЭШ-100/100 и на драглайне 4250-W фирмы «Бюсай-Ири» (США).

В ЧССР выпускаются многоковшовые экскаваторы и отвалообразователи с механизмом шагания с внутренней опорной лыжей 1 (рис. 8.4, в), перемещаемой горизонтальным гидроцилиндром 3. Во время шагания происходят подъем всей машины над почвой с помощью гидроцилиндров 2 и ее горизонтальное перемещение на величину шага.

Кривошипные механизмы шагания бывают следующих видов: кривошипно-шарнирный с треугольной рамой (рис. 8.5, а), кривошипно-ползунковый (рис. 8.5, б), двухкривошипный (рис. 8.5, в), кривошипно-эксцентрикковый (рис. 8.5, г), кривошипно-рычажный (рис. 8.5, д) и кривошипно-эксцентрикковый с тягой (рис. 8.5, е).

На отечественных экскаваторах ЭШ-6/45М, ЭШ-10/60, ЭШ-10/70А, ЭШ-13/50, ЭШ-15/70, ЭШ-25/55, выпускаемых НКМЗ, применяется кривошипно-рычажная схема механизма шагания.

Схемы кривошипно-шарнирная с треугольной рамой, двухкривошипная и кривошипно-эксцентрикковая с тягой применяются на драглайнах фирмы «Марион» (США), кривошипно-ползунковая схема — на экскаваторах фирмы «Пейдж» (США),

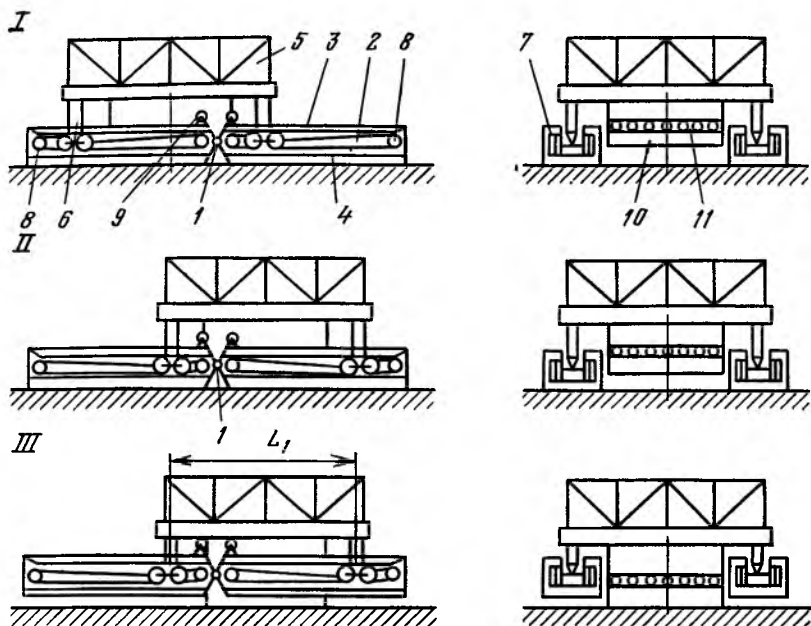


Рис. 8.6. Шагающе-рельсовое ходовое оборудование

правления движения машины необходимо поворачивать ее во время опирания на базу 10. В это время лыжи подняты и машина поворачивается по роликовому кругу 11.

§ 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПРИВодОВ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Привод ходового оборудования преодолевает сопротивления, возникающие при перемещении экскаватора, в ходовом механизме и на рабочем органе, если при движении экскаватора происходит экскавация горной породы.

Рельсовое и гусеничное ходовое оборудование. Общая потребляемая мощность P_x (кВт) двигателей ходового механизма

$$P_x = S_T v_x \eta_x^{-1} 10^{-3},$$

где S_T — сила сопротивления перемещению экскаватора, Н; v_x — скорость хода экскаватора, м/с; η_x — к. п. д. ходового оборудования.

Сопротивление перемещению экскаватора определяется из выражения

$$S_T = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6,$$

где S_1 — силы внутреннего сопротивления перекачиванию колес и катков, Н; S_2 — сила сопротивления при движении экска-

ватора на подъем, Н; S_3 — инерционное сопротивление при трогании экскаватора с места, Н; S_4 — сила сопротивления от ветра, действующего в направлении против движения, Н; S_5 — сила сопротивления при движении экскаватора на криволинейном участке пути (для рельсового хода) или перекачиванию гусениц, возникающее вследствие смятия породы, Н; S_6 — сопротивление на рабочем органе, Н.

Шагающее ходовое оборудование. Привод шагающего ходового оборудования расходует энергию на подъем экскаватора, преодоление сил трения базы о почву при перемещении и на перенос лыж.

Работа A_1 (Дж), расходуемая на подъем при шагании,

$$A_1 = k G_9 h,$$

где $k=0,8 \div 0,85$ — коэффициент, показывающий, какая часть веса экскаватора передается на лыжи при шагании; G_9 — вес экскаватора, Н; $h=0,4 \div 0,5$ — высота подъема центра тяжести экскаватора, м.

Работа A_2 (Дж), расходуемая на преодоление сил трения базы о породу и преодоление подъема пути при шагании,

$$A_2 = (1 - k) G_9 L_{\text{ш}} \mu_{\text{тр}} + G_9 \sin \varphi,$$

где $L_{\text{ш}}$ — длина шага, м; для механических систем $L_{\text{ш}}=1,8 \div 2,3$ м, для гидравлических систем $L_{\text{ш}}=1,6 \div 2$ м; $\mu_{\text{тр}}=0,5$ — коэффициент трения базы о породу; φ — угол подъема пути, принимается равным $10-12^\circ$.

Мощность привода $P_{\text{х.ш}}$ (кВт) шагающего оборудования

$$P_{\text{х.ш}} = \frac{A_1 + A_2}{0,25 T \eta_{\text{ш}}} 10^{-3},$$

где T — длительность одного шага, с; для механических систем $T=40 \div 60$ с; $\eta_{\text{ш}}$ — к. п. д. механизма шагания; для кривошипно-рычажного и кривошипно-эксцентрикового $\eta_{\text{ш}}=0,9$, для эксцентрикового и гидравлического $\eta_{\text{ш}}=0,6$.

Пример 1. Определить мощность двигателей механизма передвижения гусеничного экскаватора ЭКГ-8И при следующих условиях: вес экскаватора $G_9=3,6 \cdot 10^6$ Н, коэффициент сопротивления качению катков на подшипниках качения $f_1=0,05$, давление ветра $p_v=250$ Па, ширина гусеницы $b=1,4$ м, площадь лобового сечения экскаватора $F_9=200$ м², угол подъема пути $\varphi=10^\circ$, расчетное давление экскаватора на почву $p_{\text{max}}=0,5 \cdot 10^6$ Па, число гусениц $n=2$, скорость хода экскаватора $v_x=0,3$ км/ч, допускаемое давление экскаватора на почву $p_0=2 \cdot 10^6$ Па, к. п. д. механизма хода $\eta_x=0,8$.

Максимальные внутренние сопротивления перекачиванию колес и катков

$$S_1 = G_9 f_1 = 3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,05 = 0,18 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Сопротивление при движении экскаватора на подъем

$$S_2 = G_9 \sin \varphi = 3,6 \cdot 10^6 \cdot 0,1736 = 0,625 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Инерционное сопротивление при трогании экскаватора с места

$$S_3 = 0,02 G_9 = 0,02 \cdot 3,6 \cdot 10^6 = 0,072 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Сопротивление от силы ветра, действующего в направлении против движения,

$$S_4 = p_5 F_5 = 250 \cdot 200 = 0,05 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Сопротивление перекачиванию гусениц от смятия породы

$$S_5 = \frac{p_{\max}^2 b n}{2 p_0} = \frac{(0,5 \cdot 10^6)^2 \cdot 1,4 \cdot 2}{2 \cdot 2 \cdot 10^6} = 0,175 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Сопротивление на рабочем органе для мехлопат $S_6 = 0$.

Суммарное сопротивление перемещению экскаватора

$$S_7 = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 = (0,18 + 0,625 + 0,072 + 0,05 + 0,175) 10^6 = 1,102 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Определяем потребную мощность двигателей ходового механизма

$$P_x = S_7 v_x \eta^{-1} \cdot 10^{-3} = 1,102 \cdot 10^6 \frac{0,3 \cdot 10^3}{3600} 0,85^{-1} \cdot 10^{-3} = 108 \text{ кВт.}$$

Пример 2. Определить мощность привода шагающего ходового оборудования экскаватора ЭШ-15/90 при следующих условиях: $G_3 = 15 \cdot 10^6 \text{ Н}$, длина шага $L_{\text{ш}} = 2 \text{ м}$, угол подъема при $\varphi = 10^\circ$, коэффициент трения базы о породу $\mu_{\text{тр}} = 0,5$, высота подъема центра тяжести экскаватора при шагании $h = 0,4 \text{ м}$, длительность одного шага $T = 120 \text{ с}$, к. п. д. механизма шагания $\eta_{\text{ш}} = 0,6$, $k = 0,8$ — коэффициент, показывающий, какая часть веса экскаватора передается на почву.

Работа, расходуемая на подъем экскаватора при шагании,

$$A_1 = k G_3 h = 0,8 \cdot 15 \cdot 10^6 \cdot 0,4 = 4,8 \cdot 10^6 \text{ Дж.}$$

Работа, расходуемая на преодоление сил трения базы о породу и преодоление подъема пути при шагании,

$$A_2 = (1 - k) G_3 L_{\text{ш}} \mu_{\text{тр}} + G_3 \sin \varphi = \\ = (1 - 0,8) 15 \cdot 10^6 \cdot 2 \cdot 0,5 + 15 \cdot 10^6 \cdot 0,1736 = 5,6 \cdot 10^6 \text{ Дж.}$$

Мощность привода шагающего оборудования

$$P_{x, \text{ш}} = \frac{A_1 + A_2}{0,25 T \eta_{\text{ш}} \cdot 10^3} = \frac{(4,8 + 5,6) 10^6}{0,25 \cdot 120 \cdot 0,6 \cdot 10^3} = 577 \text{ кВт.}$$

Глава 9

СИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ЭКСКАВАТОРОВ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Привод горных машин состоит из силового оборудования, передаточных механизмов, устройств для регулирования скоростей и направления движения рабочего органа, системы управления. Режим работы одноковшовых экскаваторов характеризуется частыми пусками и реверсами, быстрым разгоном и остановками. В течение часа работы производится несколько сотен включений механизмов подъема, напора и поворота. При этом номинальные нагрузки превышаются в 2—2,5 раза. Ре-

жимы работы многоковшовых экскаваторов также характеризуются частыми реверсами и перегрузками.

В связи с тяжелым режимом работы привод экскаваторов должен отвечать следующим основным требованиям: иметь рабочие характеристики, соответствующие режимам работы машины как по мощности, так и по диапазону регулирования; иметь высокий к. п. д.; производить быстрый разгон и легкое реверсирование; быть удобным в эксплуатации, монтаже и демонтаже; иметь высокую механическую прочность и надежность; быть легким в управлении и безопасным для обслуживающего персонала.

Род применяемой энергии определяет и соответствующее силовое оборудование экскаваторов. По роду энергии оно подразделяется на силовое оборудование с электроприводом (постоянного или переменного тока) и комбинированным приводом.

§ 2. ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ СИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

В силовом оборудовании экскаваторов используют электродвигатели переменного и постоянного тока. Двигатели главных механизмов экскаваторов (подъема, напора, хода и поворота) работают с резко меняющимися нагрузками, что требует автоматического изменения скорости при изменении нагрузки. Это достигается применением двигателей, имеющих соответствующие механические характеристики (механической характеристикой двигателя называется зависимость между вращающим моментом и частотой вращения вала двигателя). Автоматическое изменение частоты вращения вала двигателя в зависимости от момента производится по так называемой экскаваторной характеристике, которая позволяет обеспечить высокую производительность машины и возможность безопасного стопорения рабочего органа.

Из рис. 9.1, на котором показаны механические характеристики двигателей, видно, что при увеличении нагрузки (момента M) происходит автоматическое снижение частоты вращения n двигателя по одной из кривых.

Кривая 1 является характеристикой дизельного двигателя и мало подходит для работы на экскаваторе, так как с уменьшением частоты вращения момент сначала растет, а затем резко падает, что приведет к уменьшению производительности экскаватора.

Жесткая характеристика асинхронного двигателя переменного тока 2 обеспечивает недостаточную саморегулирующую способность, так как при уменьшении частоты вращения момент падает и после некоторого предела перегруженный двигатель не может вновь разогнаться после уменьшения нагрузки. Эта часть механической характеристики является неустойчивой или нерабочей.

Хорошую характеристику (кривая 3) имеет двигатель постоянного тока, питаемый от генератора постоянного тока, при-

водимого в движение асинхронным двигателем (генератор—двигатель). Такие двигатели имеют хорошую саморегулирующую способность, так как с увеличением нагрузки частота вращения у них снижается плавно, а с уменьшением перегрузки быстро возрастает. При этой системе привода осуществляется электрическое (генераторное) торможение с возвратом энергии в сеть, а регулирование частоты вращения происходит в широких пределах с очень малыми потерями. Система имеет обозначение ТГ—Д и широко применяется на экскаваторах средней мощности. Аппаратура управления достаточно проста и надежна. Главный недостаток этой системы — высокие капитальные затраты: на каждый двигатель необходимы отдельный генератор и сетевой двигатель для вращения генераторов.

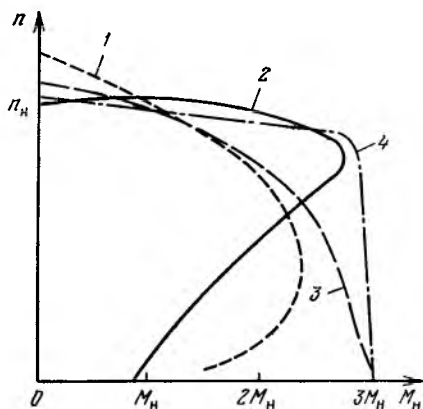


Рис. 9.1. Механические характеристики двигателей

Наиболее полно отвечает условиям работы электропривода экскаватора характеристика (кривая 4) привода по системе Г—Д с магнитным (МУ) или электромашинным усилителем (ЭМУ). Работая по такой характеристике, двигатель до некоторого предела не испытывает уменьшения частоты вращения при возрастании нагрузки на его валу, после этого предела частота вращения резко падает, и двигатель останавливается. С уменьшением нагрузки он быстро увеличивает частоту вращения. Кривая 4 является экскаваторной характеристикой. Применение магнитных и электромашинных усилителей позволяет интенсивно и плавно регулировать процессы пуска и торможения двигателей, упрощает схему управления. Система Г—Д—ЭМУ применяется на мощных экскаваторах, а Г—Д—МУ — на экскаваторах средней мощности.

Широкое распространение в приводах главных механизмов экскаваторов получили двигатели постоянного тока по системам Г—Д и УСП—Д. Привод каждого главного механизма имеет один или несколько двигателей постоянного тока, питающихся от отдельных источников — генераторов Г или управляемых статических преобразователей (УСП).

Переменный электрический ток высокого напряжения по гибкому кабелю подается на экскаватор и в системе Г—Д питает сетевой (приводной) двигатель, вращающий генераторы постоянного тока. Посредством генератора механическая энергия вращения приводного двигателя преобразуется в электрическую постоянного тока, питающую рабочий двигатель.

Переменный электрический ток высокого напряжения по гибкому кабелю подается на экскаватор и в системе Г—Д питает сетевой (приводной) двигатель, вращающий генераторы постоянного тока. Посредством генератора механическая энергия вращения приводного двигателя преобразуется в электрическую постоянного тока, питающую рабочий двигатель.

В рабочем двигателе электрическая энергия преобразуется в механическую, которая расходуется на преодоление внешних сопротивлений вращению рабочего механизма.

Система УСП — Д состоит из силового трансформатора, тиристорного преобразователя или управляемого вентиля, дросселя и двигателя постоянного тока. Переменный электрический ток поступает в УСП, где с помощью транзисторов или кремниевых вентилях преобразуется в постоянный. Частота вращения якоря рабочего двигателя, как и в системах Г — Д, зависит от величины напряжения постоянного тока.

Многоскоростные асинхронные двигатели переменного тока в приводе экскаваторов позволяют ступенчато регулировать частоту вращения путем изменения числа пар полюсов обмотки статора. С помощью асинхронных двигателей с фазным ротором возможно регулировать частоту вращения ротора двигателя путем включения в электрическую цепь ротора активных регулировочных сопротивлений.

В практике отечественного экскаваторостроения получили применение тихоходные электродвигатели постоянного тока для привода главных механизмов. Эти двигатели позволяют иметь безредукторный привод, при одной и той же мощности имеют меньшие потери энергии и продолжительность переходных процессов. В то же время тихоходные двигатели имеют повышенную стоимость.

В нерегулируемом приводе и в приводе вспомогательных механизмов (компрессоры, вентиляторы, грузоподъемные устройства) экскаваторов применяются электродвигатели переменного тока.

§ 3. КОМБИНИРОВАННОЕ СИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Комбинированное силовое оборудование на экскаваторах применяется дизель-электрическое, дизель-гидравлическое и электрогидравлическое.

Дизель-гидравлический привод применяется на универсальных строительных экскаваторах.

Дизель-электрический привод по схеме аналогичен системе Г — Д, только приводной электрический двигатель заменяется дизелем соответствующей мощности. В отечественном экскаваторостроении этот тип привода не получил распространения. В США имеются экскаваторы с ковшами вместимостью до 15 м³ с дизель-электрическим приводом.

Экскаватор с дизель-электрическим приводом обладает существенным достоинством — независимостью от электрических сетей. Это свойство приобретает важное значение при работе экскаваторов во вновь осваиваемых районах, не имеющих энергетической базы, а также при необходимости частой смены места работы. Например, краны, применяемые для переноса железнодорожных путей на карьерах, часто имеют дизель-элек-

трический привод. Недостатками этого привода являются: необходимость доставлять топливо и воду для дизеля, привод требует большого количества смазки, ремонт дизеля более сложен, чем электродвигателя.

Электрогидравлический привод применяется с использованием двух типов гидравлического привода — динамического и объемного. При динамическом гидроприводе между электродвигателем и редуктором устанавливается гидравлическая муфта, позволяющая обеспечить быстрый, но относительно плавный разгон включаемого механизма. При этом механизмы экскаватора оказываются защищенными от поломок, так как максимальный момент может быть ограничен с большой точностью. Благодаря снижению динамических нагрузок в приводе значительно повышается срок службы механизмов и канатов.

Хорошими защитными и регулировочными свойствами обладает объемный гидропривод, в котором привод гидравлических насосов осуществляется от высоковольтных асинхронных электродвигателей переменного тока, привод рабочего оборудования — гидравлический от силовых гидроцилиндров, а привод поворота и хода выполняется по системе Г—Д.

Применение комбинированного объемного электрогидропривода повышает надежность, долговечность и производительность экскаватора. Недостатки такого привода: высокая стоимость, необходимость высококвалифицированного обслуживания и ремонта.

§ 4. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Для управления фрикционными и кулачковыми муфтами, ленточными и колодочными тормозами, стопорными устройствами и другими механизмами на экскаваторах применяются следующие системы управления: пневматическая, гидравлическая, электрогидравлическая, электропневматическая и комбинированная.

При пневматической системе управления на экскаваторе устанавливается компрессор, от которого сжатый воздух по трубам поступает к пневматическим силовым цилиндрам, связанным с исполнительными механизмами.

При гидравлической системе управления включение исполнительных механизмов производится жидкостью под давлением. Давление жидкости можно создавать путем нажатия на педали или рычаги (безнасосная система) или же насосом (насосная система). Управление производится гидравлическими золотниками.

При электрогидравлической системе управления для включения силовых цилиндров используются гидравлические электромагнитные золотники; при электропневматической системе — пневматические электромагнитные золотники. При комбинированной системе управления на экскаваторе приме-

няется несколько различных систем, позволяющих сочетать положительные свойства различных систем и исключать отрицательные.

Глава 10

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЭКСКАВАТОРОВ

§ 1. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЭКСКАВАТОРОВ

Под производительностью экскаватора понимается объем горной породы, отделяемый от массива и перемещаемый экскаватором на заданное расстояние, определяемое его рабочими параметрами, в единицу времени. За единицу времени можно принимать час, смену, сутки, месяц или год. На производительность экскаватора влияют различные факторы, которые можно подразделить на следующие: горно-геологические, конструктивно-кинематические, технологические, климатические, организационные. Каждый из этих факторов по-своему влияет на производительность.

Различают теоретическую (паспортную), техническую и эксплуатационную производительности экскаватора. Применительно к многоковшовым экскаваторам рассматривают еще и забойную производительность.

Теоретическая производительность экскаватора — количество горной породы (в тоннах или кубометрах), которое может быть переработано в единицу времени (обычно за час) при непрерывной работе. При этом предполагаются одинаковые условия работы для всех машин. Коэффициенты наполнения ковша и разрыхления породы принимаются равными единице. При расчете теоретической производительности для одноковшовых экскаваторов принимаются одинаковыми угол поворота на выгрузку (90° у лопаты и 135° у драглайна) и высота черпания (до уровня напорного вала — у мехлопат), номинальные скорости рабочих движений и равные сопротивления породы копанью. У многоковшовых экскаваторов расчет ведется по числу ковшей, разгружающихся в минуту при номинальном режиме.

Для данной машины эта производительность всегда одинакова, и повысить ее можно только путем внесения конструктивных изменений. Теоретическая производительность всегда указывается в паспорте машины, и по ней можно сравнивать различные машины и оценивать их совершенство.

Техническая производительность экскаватора — максимальный объем горной породы, перерабатываемый данным экскаватором, с учетом конкретных условий при его непрерывной работе. При расчете технической производительности принимаются конкретные условия работы: крепость породы, коэффициенты наполнения ковша и разрыхления породы, учитываются пере-

рывы в работе, неизбежные для данного вида машины (у одноковшового экскаватора при его передвижении, у роторного — при изменении направления поворота стрелы, передвижения при подходе к забою). По технической производительности можно выбирать для конкретных условий ту или иную машину.

Эксплуатационная производительность экскаватора — это действительный объем горной породы, переработанный экскаватором за определенный период эксплуатации. Эксплуатационная производительность рассчитывается с учетом конкретных условий данного карьера, неизбежных организационных и технологических простоев, связанных с приемкой смены и осмотром машины, смазкой, подачей транспорта и др. Эта производительность может быть сменной, суточной, месячной и годовой. Месячная и годовая производительности рассчитываются с учетом потерь времени на текущие, средние и капитальные ремонты.

Забойная производительность — это объем горной массы, перерабатываемый экскаватором в забое с учетом конкретных свойств породы, параметров и схем отработки блока, независимо от типа и характера работы других машин, входящих в один комплекс с данным экскаватором, а также от организации работ в целом на карьере.

Теоретическая производительность экскаватора Q_T (м³/ч) по рыхлой массе рассчитывается по формуле

$$Q_T = 60 E n_z,$$

где E — вместимость ковша, м³; n_z — частота разгрузок ковшей, мин⁻¹.

Величина n_z для многоковшовых экскаваторов дается в технической характеристике, а для одноковшовых экскаваторов рассчитывается по длительности цикла, приводимой в технической характеристике: $n_z = 60/t_{\text{ц}}$. Продолжительность цикла обычно указывается для углов поворота 90° для мехлопат и 135° для драглайнов.

Техническая производительность $Q_{\text{тех}}$ (м³/ч) равна

$$Q_{\text{тех}} = Q_T \frac{k_n}{k_p} \frac{t_p}{t_p + t_n},$$

где k_n и k_p — коэффициенты наполнения и разрыхления породы соответственно (берутся из справочника); t_p — длительность непрерывной работы экскаватора с одного места стояния или при одном направлении движения рабочего органа (для многоковшовых экскаваторов); t_n — длительность одной передвижки (для одноковшовых экскаваторов) или перемены направления движения рабочего органа (для многоковшовых экскаваторов).

Эксплуатационная производительность $Q_{\text{э}}$ (м³/смену) равна

$$Q_{\text{э}} = Q_{\text{тех}} T_c k_{\text{ж}},$$

где T_c — длительность смены, ч; $k_{\text{ж}}$ — коэффициент использования экскаватора во времени.

Для экскаваторов, работающих с погрузкой в автосамосвалы, на конвейер и в отвал, величина k_n принимается 0,8—0,9, а при погрузке в железнодорожные вагоны — 0,55—0,8.

Опыт работы передовых экскаваторных бригад на различных карьерах страны показывает, что существует ряд мероприятий, позволяющих добиваться наилучших показателей работы экскаватора:

повышение производительности экскаватора благодаря освоению навыков работы на нем, за счет совмещения операций цикла, сокращения продолжительности набора грунта, увеличения наполнения ковша и др.;

мероприятия по улучшению организации работы всего комплекса машин, участвующих в технологическом процессе разработки и перемещения горной породы;

мероприятия по ремонту и техническому обслуживанию экскаваторов с целью снижения времени их простоев.

§ 2. МОНТАЖ, ДЕМОНТАЖ И ОБСЛУЖИВАНИЕ ЭКСКАВАТОРОВ

Карьерные и вскрышные мехлопаты, драглайны и многоковшовые экскаваторы поступают на карьеры с заводов-изготовителей по железной дороге в разобранном виде. Степень разборки экскаватора определяется его размерами и возможностями железной дороги. Для монтажа экскаватора выбирается площадка около железнодорожных путей с таким расчетом, чтобы с нее экскаватор мог своим ходом попасть в забой.

Монтажом называется комплекс работ, выполняемых на месте эксплуатации машины, по ее сборке, установке в рабочее положение, наладке и сдаче в эксплуатацию. Объем и содержание работ по монтажу экскаваторов зависят от конкретных условий их проведения, которые разнообразны вследствие различий конструкций самих машин и условий их применения. В процессе монтажа приходится проводить сложный комплекс подготовительных и собственно монтажных работ.

Подготовительные работы предусматривают: оформление отношений между заказчиком и подрядчиком, разработку технической документации, организацию монтажной площадки, подготовку монтажного и монтируемого оборудования. Собственно монтажные работы состоят из: сборки и наладки механизмов, такелажных работ, наладки, опробования, испытания и сдачи машины заказчику в эксплуатацию.

В числе работ по монтажу наиболее сложными и трудоемкими являются такелажные. В зависимости от размеров монтируемого экскаватора применяются самоходные или вантовые деррик-краны, лебедки, электротельферы, домкраты. Для проведения монтажных работ в стране выпускаются различные передвижные краны с широким диапазоном грузовысотных характеристик. Грузоподъемность стреловых монтажных кранов

достигает 250 т, а мостовых и порталных — соответственно 630 и 300 т.

Монтажная площадка должна располагаться в 500—1000 м от забоя, в котором экскаватор начнет свою работу. Путь, соединяющий монтажную площадку с будущим забоем, должен обеспечить свободный проход экскаватора своим ходом. Трасса не должна пересекаться линиями электропередач или связи, руслами рек и ручьев. Площадка должна быть хорошо подготовлена, достаточно освещена и оснащена необходимым монтажным оборудованием. На ней размещаются стеллажи для деталей, агрегатов, подводится электроэнергия для питания двигателей грузоподъемных устройств, сварочных аппаратов и освещения.

На площадке необходимо иметь достаточное число шпал, рельсов, стальных балок, используемых при монтаже. Все оборудование должно располагаться так, чтобы обеспечить свободное маневрирование с такелажными приспособлениями.

Порядок сборки экскаватора указывается заводом-изготовителем, поэтому поставка частей экскаватора должна производиться в порядке их сборки. При монтаже экскаватора рекомендуется использовать машинистов и их помощников, которые будут работать на машине. Весь персонал необходимо заблаговременно ознакомить с конструкцией экскаватора. При выполнении грузоподъемных операций руководитель монтажа должен следить за тем, чтобы строго соблюдались правила техники безопасности для такелажных работ. После монтажа экскаватора производится регулировка всех устанавливаемых узлов, а также разрегулированных во время транспортировки. Особое внимание обращается на трущиеся поверхности. После проверки работы механизмов экскаватора на холостом ходу проводятся испытания при нормальной рабочей нагрузке. После испытаний оформляется акт сдачи экскаватора в эксплуатацию.

Демонтаж экскаватора выполняется в обратной последовательности. При этом необходимо машину тщательно очистить от грязи, все снимаемые узлы по возможности закрыть деревянными или металлическими кожухами, а посадочные поверхности покрыть консервирующей смазкой для предотвращения появления коррозии.

Высококачественное выполнение монтажных и демонтажных работ позволяет уменьшить износ экскаваторов, повысить их надежность и долговечность, удлинить межремонтные сроки и уменьшить эксплуатационные расходы.

Надежная работа и длительный срок службы экскаваторов обеспечиваются своевременным проведением технического обслуживания. Работы по техническому обслуживанию являются профилактическими и должны выполняться в строго указанные сроки. Для экскаваторов, находящихся в эксплуатации, устанавливаются следующие виды технического обслуживания:

ежесменное (ЕО), выполняемое при приемке-сдаче смены;

Техническое обслуживание экскаваторов ЭКГ-12,5; 8И; 4У

Наименование оборудования	Виды и содержание технического обслуживания
<i>Ежесменное</i>	
Ковш	Проверка: наличия штифтов на осях, соединяющих ковш с рукоятью, днищем и коромыслом; состояния сварных швов корпуса ковша; степени износа зубьев
Рукоять	Проверка: надежности шарнирных соединений рукояти с ковшом; состояния сварных швов приварки переднего полублока; надежности крепления амортизаторов. Смазка втулок седлового подшипника ручным прессом через пресс-масленки
Стрела	Проверка сварных швов, соединяющих металлоконструкцию стрелы с нижними отливками на нижней секции стрелы
Механизм открывания днища ковша	Проверка надежности действия механизма и зашелкивания днища
Механизмы напора и подъема	Проверка надежности затормаживания тормозов; уровня масла в редукторах по маслоуказателю; механизмов на холостом ходу; надежности крепления канатов на барабанах
Механизм поворота	Проверка надежности и бесперебойности работы системы смазки редукторов поворота; уровня масла в редукторах; надежности работы механизма путем поворота экскаватора несколько раз влево на угол 80—90°; надежности тормозов
Пневмосистема	При приемке смены машинист осуществляет: выпуск конденсата из воздухо- и маслосборников; проверку закрытия вентилей магистрали обдува механизмов; осмотр компрессорной установки; проверку уровня масла в картере и доливку его до верхней отметки стержня маслоуказателя; проверку с пульта управления включения двигателя компрессора: действуя спускным краном на воздухоборнике, понизить давление в нем и убедиться в правильной работе автоматического реле давления на включение и выключение компрессора
Нижняя рама Ходовая тележка	Проверка исправности роликового круга Контроль надежности работы тормозов механизма хода и смазка опорных и натяжных колес и подшипников балансиров. Ручным прессом смазываются втулки валов ведущих и натяжных колес
<i>Ежедневное</i>	
Ковш	Смазка направляющих и засова днища, шарниров днища ковша
Рукоять	Смазка боковых поверхностей балки рукояти, оси уравнительного блока
Механизм открывания днища ковша	Смазка оси качания рычага и тросика открывания днища
Механизмы напора и подъема	Смазка канатов
Механизм поворота	Нанесение смазки на каждый третий зуб зубчатого венца

Наименование оборудования	Виды и содержание технического обслуживания
Нижняя рама	Один раз в два дня смазка ручным прессом оси роликов роликового круга и оси вращения внутреннего кольца сепаратора. Один раз в сутки смазка внутренних поверхностей обойм, внутреннего кольца сепаратора, поверхности катания роликов, нижнего и верхнего рельсов, ступицы и цапф, втулок токоприемника
<i>Еженедельное</i>	
Стрела	Проверка: крепления стрелы и кронштейна платформы, осей седла и головных блоков; надежности затяжки шпилек крышек седлового подшипника; всех крепежных деталей, которые подлежат затяжке в случае необходимости; величины зазоров между амортизаторами и рукоятью
Механизм открывания днища ковша	Осмотр: крепления тросика на барабане и валиковой втулке; наличия всех шплинтов в шарнирных соединениях; целостности прядей тросика
Механизмы напора, подъема и поворота	Тщательный осмотр и контроль: болтов крепления двигателей, тормозов, редукторов и крышек подшипников; надежности работы муфты предельного момента и тормозов; отсутствия утечки масла в редукторах. Смазка валов и шарниров тормозов
Пневмосистема	В летнее время очистка воздушного фильтра и масло-сборника
Нижняя рама	В центральной цапфе проверка величины осевого зазора между гайкой и сферической латунной шайбой
Ходовая тележка	Проверка: затяжки болтов на обеих ходовых тележках; исправности состояния гусеничных цепей; величины наибольшего суммарного зазора между кольцами и внутренними поверхностями смежных проушин при натянутой цепи; натяжения гусеницы; величины изоса рабочих граней кулаков ведущих колес; величины раскатки обода опорных и натяжных колес. Смазка шарниров и валиков тормоза ходового механизма
<i>Ежемесячное</i>	
Рукоять	Не реже двух раз в месяц осмотр всех сварных швов. Два раза в месяц смазка ручным прессом роликоподшипников блоков на седле
Стрела	Проверка всех сварных швов, крепления перил и лестниц к стреле. Два раза в месяц смазка ручным прессом роликоподшипников головных блоков
Механизм открывания днища ковша	Осмотр и затяжка крепежных узлов, втулки блока. Два раза в месяц смазка ручным прессом оси блока механизма; ось качания щеки блока смазывается один раз в месяц
Механизмы напора и подъема	Два раза в месяц смазка ступицы разъемных барабанов. Не реже одного раза в 3 мес. замена масла в редукторах

Наименование оборудования	Виды и содержание технического обслуживания
Механизм поворота	Два раза в месяц смазывать ручным прессом роликоподшипники выходного вала редуктора Проверка действия обратного клапана, очистка наполнителей воздушного фильтра и маслосборника Контроль состояния сварных швов и основного металла металлоконструкции надстройки Проверка и подтягивание крепежных осей роликов и стыков Контроль: степени износа зубьев в передачах; степени износа тормозных дисков. Два раза в месяц смазка роликоподшипников ведущего и тихоходного валов
Пневмосистема	
Надстройка	
Нижняя рама	
Ходовая тележка	

еженедельное (ТО-1);

ежемесячное (ТО-2);

ежегодное.

Техническое обслуживание выполняется членами экскаваторной бригады под руководством старшего машиниста. Контроль за соблюдением графика проведения технического обслуживания экскаваторов осуществляется главным механиком эксплуатирующей организации. Ниже (табл. 10.1) приводится перечень работ по техническому обслуживанию одноковшовых экскаваторов.

Запрещается работать на экскаваторе, не прошедшем очередное техническое обслуживание.

§ 3. ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ

Для безопасного ведения всех видов работ при эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте экскаваторов обслуживающий персонал должен строго соблюдать правила техники безопасности, действующие на эксплуатирующем экскаватор предприятии.

Современные одноковшовые и многоковшовые экскаваторы являются сложными, энергонасыщенными машинами. Нормальную эксплуатацию таких машин может обеспечить только персонал с необходимым уровнем общетехнической подготовки и прошедший специальное обучение. К управлению мощными машинами следует допускать экипажи, укомплектованные из инженеров, техников и лиц, имеющих образование не ниже среднего, с практическим опытом работы на машинах аналогичного типа.

Рабочие, обслуживающие экскаватор, должны знать значение звуковых сигналов, подаваемых машинистом во время ра-

боты, и обязаны выполнять его указания. Машинист экскаватора является ответственным за безопасность в свою смену.

Перед началом работы необходимо проверить состояние забоя, устранить козырьки и нависшие куски породы. Машинист совместно с другими членами экипажа осматривает экскаватор, обращая внимание на наличие ограждений у вращающихся частей механизмов, исправность заземляющих и блокирующих устройств. Неисправности, обнаруженные в заземляющем устройстве, необходимо немедленно устранять. Проверка заземления экскаватора и его элементов должна производиться один раз в год с оформлением акта организацией, проводившей проверку. Работа экскаватора с неисправным заземлением и при отключенной блокировке запрещается.

Во время работы экскаватора нельзя допускать нахождение людей в забое, на площадке перед экскаватором в радиусе его действия, на стреле, надстройке, на крыше кузова. Недопустимо регулировать, смазывать и ремонтировать механизмы при работе машины. Не допускается нахождение посторонних людей в кабине машиниста и в машинном зале.

Эксплуатация электрического оборудования экскаваторов должна производиться в соответствии с Правилами техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей. Установленное на экскаваторах грузоподъемное оборудование должно отвечать Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. Особого внимания на экскаваторах требуют тормоза. Запрещается работа с неисправными или неотрегулированными тормозами механизмов.

При работе экскаватора все ограждения, площадки, переходы, лестницы, перила должны быть исправными и установлены на своих местах.

Все находящиеся под напряжением узлы электрических машин экскаваторов должны быть защищены от случайных соприкосновений.

Категорически запрещается хранение на экскаваторе горючих жидкостей, взрывчатых веществ или пребывание на экскаваторе взрывников со снаряженными сумками. Хранение оборудования, запасных частей, материалов разрешается только в специально отведенных для этой цели местах.

В случае остановки экскаватора на уклоне или подъеме при передвижении необходимо принимать меры, исключающие самопроизвольное движение экскаватора (включить тормоз, опустить ковш, ротор, в необходимых случаях установить упоры под гусеницы и т. д.). Передвигать экскаваторы можно только по заранее подготовленной и выровненной площадке. Во время движения находиться перед экскаватором запрещается. Уклон или подъем пути не должны быть более указанного в паспорте машины.

Запрещается при погрузке в автотранспорт перемещать ковш над кабиной.

Запрещается работа экскаваторов в охранной зоне линий электропередач без наряда-допуска, определяющего безопасные условия работы. Наряд-допуск должен подписываться главным инженером или главным энергетиком и при наличии разрешения предприятия, эксплуатирующего линию электропередачи, перед началом работы выдаваться на руки машинисту.

Место работы экскаваторов должно быть хорошо освещено. При сильном тумане, снегопаде, при недостаточном освещении и в других случаях, когда машинист плохо различает ковш, работа экскаватора должна быть прекращена.

При производстве ремонтных работ с привлечением ремонтного персонала должен быть составлен наряд-допуск, который после принятия всех необходимых мер по созданию безопасных условий работы выдается руководителю ремонтных работ. О предстоящей работе должны быть уведомлены машинисты всех смен записью в бортовом журнале. На ключах управления, на всех узлах, с помощью которых может быть подано напряжение к месту ремонтных работ, при производстве последних вывешиваются плакаты: «Не включать — работают люди», на ограждениях высоковольтного оборудования: «Стоять — высокое напряжение», на временных ограждениях электрооборудования: «Стоять — опасно для жизни».

В целях обеспечения противопожарной безопасности необходимо поддерживать в состоянии постоянной готовности весь пожарный инвентарь.

Глава 11

КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

ВТМ предназначены для разработки и перемещения мало-связных или хорошо разрыхленных скальных пород.

ВТМ состоят из базовых тракторов, тягачей или специальных шасси и навесного, прицепного, полуприцепного рабочего оборудования.

К рабочему оборудованию ВТМ относятся:

бульдозеры, скреперы, грейдер-элеваторы, струги (группа рабочего оборудования с индексом ДЗ — дорожное землеройное оборудование);

одноковшовые погрузчики (группа рабочего оборудования с индексом ТО — технологическое оборудование).

Рабочее оборудование для машин с индексом ДЗ и ТО выполняется: ножевым (большинство бульдозеров, грейдер-элеваторы, струги) и ковшовым (скреперы, одноковшовые погрузчики и специальные бульдозеры).

Для подготовительных работ, рыхления прочных и мерзлых пород базовые тракторы (тягачи) оснащают рыхлительным оборудованием (группа рабочего оборудования с индексом ДП — дорожное оборудование для подготовительных работ).

В большинстве случаев все мощные тракторы (более 150—160 кВт), оснащаемые бульдозерным оборудованием, также имеют рыхлительное оборудование.

К характерным особенностям ВТМ относятся:

разработка и перемещение пород за счет тяговых усилий ходовых механизмов базовых тракторов (тягачей), обеспечивающих также движение самих базовых машин вместе с рабочими органами;

разработка пород тонкими горизонтальными или наклонными слоями мощностью от нескольких сантиметров до 0,5—1 м;

сравнительно легкая автоматизация машин, так как они имеют простые, последовательно выполняемые операции;

высокая мобильность машин:

При равной производительности в сравнении с экскаваторами ВТМ имеют в 3—10 раз меньшую металлоемкость, в 3—5 и более раз меньшую стоимость, а также обеспечивают снижение затрат на выполнение работ в 3—4 раза.

При использовании нескольких типов ВТМ может быть обеспечена комплексная механизация основных и вспомогательных работ на карьерах. ВТМ позволяют успешно отрабатывать сложноструктурные месторождения полезных ископаемых, а также осуществлять разработку месторождений со сложными горно-геологическими условиями, вести работы в суровых климатических условиях, интенсифицировать горные работы при строительстве и эксплуатации карьеров.

§ 2. БАЗОВЫЕ ТРАКТОРЫ И ТЯГАЧИ ВТМ

Для агрегатирования с навесным, прицепным или полуприцепным рабочим оборудованием используются гусеничные и пневмоколесные тракторы, гусеничные и пневмоколесные одно- и двухосные тягачи и специальные шасси.

Трактором называется самоходная машина, конструкция которой рассчитана на длительную работу в тяговом (рабочем) режиме. Продолжительность работы в тяговом режиме составляет у тракторов 70—80 % и более общего времени эксплуатации.

Тягачом называется самоходная машина, конструкция которой рассчитана на длительную работу в транспортном режиме — до 70—90 % общего времени эксплуатации.

Специальные шасси собираются из серийно выпускаемых узлов автомобилей, тракторов и тягачей (двигатели, мосты, системы управления и т. д.), но имеют рамы специальной конструкции, обеспечивающие установку специализированного оборудования (например, погрузчика, грейдера и т. д.). В зависимости от назначения специальные шасси могут иметь рабочие режимы трактора (автогрейдер) или тягача (одноковшовый погрузчик).

Тракторы по назначению делятся:

на сельскохозяйственные (используются только в сельском хозяйстве);

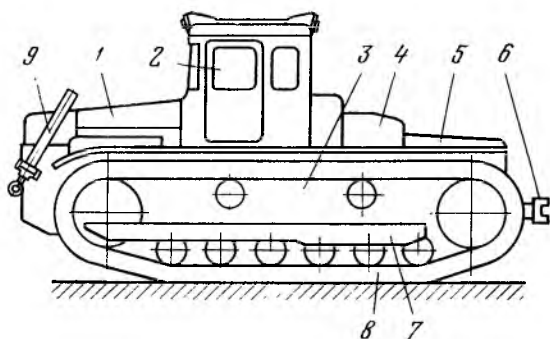
общего назначения (используются в сельском хозяйстве, промышленности, строительстве и т. д.);

тяжелые промышленные (используются на горных работах, строительстве объектов с большими объемами земляных работ). В зависимости от назначения тракторы выпускаются различных тяговых классов.

Тяговым классом трактора называется максимальная свободная сила тяги на крюке трактора без навесного оборудования при установленной скорости движения. В СССР приняты сельскохозяйственная и промышленная классификации тракторов по тяговым усилиям. По промышленной классификации скорости движения приняты 2,5—3 км/ч для гусеничных и 3—3,5 км/ч для колесных тракторов. В сельскохозяйственной классификации эти показатели значительно выше. Таким образом, в зависимости от принятой скорости один и тот же трактор мо-

Рис. 11.1. Трактор ДЭТ-250М:

1 — двигатель; 2 — кабина; 3 — электродвигатель; 4 — топливный бак; 5 — задний мост; 6 — сцепное устройство; 7 — рама; 8 — гусеница; 9 — гидроцилиндр



жет иметь различные тяговые характеристики. Для удобства пользования принято обозначать тяговый класс по сельскохозяйственной классификации без скобок, а тяговый класс по промышленной классификации указывать в круглых скобках.

Отечественная промышленность выпускает тракторы следующих тяговых классов: 6, 9, 14, 20, 30, 40, 50 (100), 60 (100), 90 (150), 150 (250) и 350 кН. Гусеничный трактор тягового класса 150 (250) кН марки ДЭТ-250М показан на рис. 11.1, а пневмоколенный трактор тягового класса 50 (100) кН марки К-702 — на рис. 11.2, а.

Тягачи классифицируются по мощности силовой установки и в зависимости от назначения могут быть одно-, двух- и многоосными. Одноосный тягач (рис. 11.2, б) представляет собой конструкцию, состоящую из силового агрегата, преобразовательных агрегатов, трансмиссии, ходового механизма, системы управления. В качестве ходового механизма используется ведущий мост. Так как машина является одноосной, самостоятельно использоваться она не может, а только совместно с рабочим оборудованием, например скрепером, имеющим также одну ось ходового механизма. Только в этом случае агрегат становится

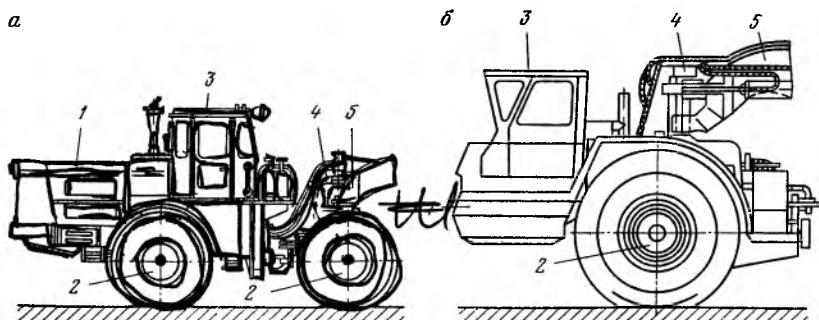


Рис. 11.2. Пневмоколенный трактор К-702 (а) и одноосный тягач (б):

1 — двигатель; 2 — ведущий мост; 3 — кабина; 4 — седельно-сцепное устройство; 5 — рама сцепного устройства

рабочей машиной. По принятой терминологии такие машины называют самоходными. Одноосные тягачи можно агрегатировать по два и более. В этом случае получаются двух- или многоосные тягачи. Для соединения одноосных тягачей между собой или с рабочим оборудованием предназначены специальные седельно-сцепные устройства, обеспечивающие взаимные перемещения тягачей или тягача и рабочего оборудования в трех плоскостях.

Двухосные тягачи состоят из тех же основных узлов, что и одноосные, но имеют ходовое устройство из двух мостов. Их привод может быть осуществлен как на один, так и на оба моста. Поворот тягача достигается за счет поворота колес одного или обоих мостов либо за счет поворота шарнирно-сочлененной рамы.

Двухосные тягачи агрегируются с навесным, прицепным или полуприцепным рабочим оборудованием. Многоосные тягачи, обычно используемые в качестве буксировщиков тяжелых и негабаритных грузов, с различными видами рабочего оборудования агрегируются редко.

§ 3. ХОДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ВТМ

В зависимости от конструктивного исполнения и условий эксплуатации для ВТМ могут применяться различные типы ходовых устройств.

Ходовые устройства ВТМ с навесным рабочим оборудованием определяются ходовыми устройствами базовых тракторов или тягачей.

У полуприцепных или прицепных машин ходовые устройства могут быть различными. Гусеничный трактор может агрегатироваться с прицепным скрепером на пневмокошесном ходу.

Обычно прицепные агрегаты имеют пневмокошесный ход, однако для слабых пород, например при разработке торфяников, работе в условиях вечной мерзлоты, в тундре и т. д., применяются прицепные агрегаты на гусеничном ходу.

Гусеничные ходовые устройства благодаря лучшему сцеплению с породами развивают значительно большие тяговые усилия, чем пневмокошесные, а буксование гусеничного хода значительно меньше. Однако гусеничный ход имеет сложную конструкцию, большую массу (в 3—4 раза большую, чем пневмокошесный), более высокую стоимость, высокое внутреннее сопротивление движению, малый срок службы, низкий к. п. д. и сравнительно низкие скорости движения.

В связи с особенностями работы ВТМ (постоянное движение в различных грунтовых условиях, относительно высокие скорости, большие динамические нагрузки, действующие во всех плоскостях и т. д.) в конструкции гусеничных ходовых устройств этих машин предусматривается подвижность гусениц относительно друг друга в вертикальной плоскости и защита

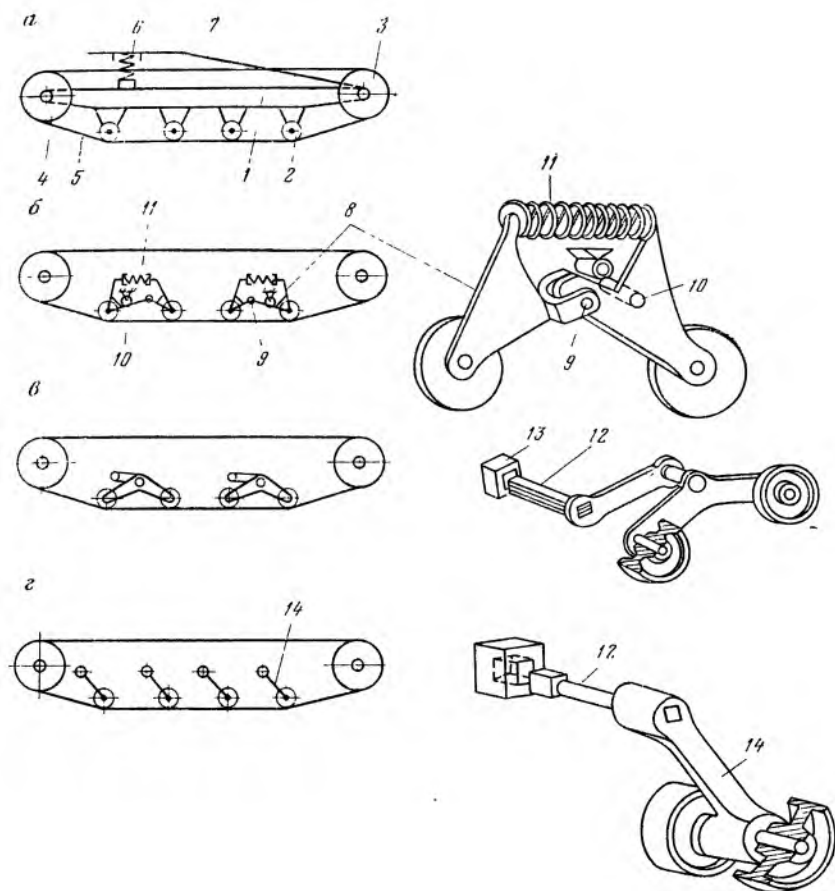


Рис. 11.3. Ходовые устройства гусеничных тракторов:

1 — рама гусеничной тележки; 2 — опорные катки; 3 — ведущая звездочка; 4 — натяжной каток; 5 — гусеница; 6 — рессора; 7 — рама трактора; 8 — балансиры; 9 — шарнир; 10 — ось качания; 11 — пружина; 12 — торсион; 13 — заделка торсиона в гнезде рамы; 14 — одинарный балансир

ведущих звездочек от ударных нагрузок, а также использование упругих элементов в подвеске опорных катков и натяжных устройствах (пружины, рессоры и др.) для смягчения динамических нагрузок и лучшей вписываемости в профиль трассы работ.

Гусеничные ходовые устройства тракторов выполняются с подвесками следующих типов:

полужесткой с балансирной рессорой, например на тракторах Т4АП1, Т-130.1.Г-1 (рис. 11.3, а);

балансиной с подрессориванием цилиндрическими пружинами, например на тракторе ДТ-75 (рис. 11.3, б);

торсионно-балансиной, например на тракторе Т-180 (рис. 11.3, в);

торсионной с индивидуальным подрессориванием каждого катка, например на тракторах ДЭТ-250, Т-330 (рис. 11.3, з).

При использовании подвесок с упругими элементами обеспечивается большая плавность хода при транспортных режимах, однако в рабочем режиме такие подвески создают ряд неудобств, поэтому часто предусматриваются способы ограничения или полной ликвидации податливости подвески.

В целях предохранения ведущей звездочки и направляющего колеса от поломок, а также повышения проходимости машин звездочки устанавливают выше опорных катков. Однако при этом уменьшается опорная поверхность, увеличивается вылет рабочего оборудования от опорной точки, в результате чего снижается устойчивость машин.

Для некоторых типов машин направляющие колеса и ведущие звездочки опускаются до опорной поверхности (погрузчики, рыхлители и др.).

Основным несущим элементом пневмоколесного хода является пневмошина. Для создания хорошего сцепления с опорной поверхностью и уменьшения износа пневмомашин имеют глубокий протектор с различным рисунком. С целью уменьшения износа шин и увеличения их долговечности используется панцирная защита из цепей. При этом износ рабочей поверхности шин уменьшается в 2—4 раза, а стоимость цепей значительно ниже стоимости шин. В последние годы были разработаны пневмошины, у которых по периметру беговой дорожки могут устанавливаться на специальных болтах металлические звенья, аналогичные по конструкции гусеничным башмакам. При сохранении общих достоинств пневмохода эти шины имеют долговечность в 4—6 раз выше, чем обычные, но стоимость примерно в 1,2 раза большую.

Преимущества пневмохода у ВТМ особенно заметно проявляются при необходимости частых перебросок в разные забой, на удаленные объекты, а также в универсальности использования и как ВТМ, и как тягачей.

Глава 12

РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ВТМ

§ 1. БУЛЬДОЗЕРЫ

Бульдозер — самоходная землеройная машина, представляющая собой гусеничный или пневмоколесный трактор, тягач и т. п. с навесным рабочим оборудованием в виде отвала, расположенным вне базы ходовой части машины.

Бульдозеры классифицируют по следующим признакам:

номинальному тяговому усилию базовой машины на сверхтяжелые (свыше 300 кН), тяжелые (200—300 кН), средние

(135—200 кН), легкие (25—135 кН), сверхлегкие или малогабаритные (до 25 кН);

мощности базовой машины — сверхмощные (свыше 300 кВт), мощные (190—300 кВт), средней мощности (120—190 кВт), малой мощности (45—120 кВт), сверхмаломощные (менее 45 кВт);

способу подвода энергии — с автономным источником энергии и с внешним подводом;

типу ходового устройства — гусеничные и пневмоколесные.

способу управления — с канатным и гидравлическим управлением;

способу перемещения призмы волочения — толкающего и тянущего типов;

способу установки рабочего оборудования — рабочей поверхностью отвала от машины и к машине;

количеству установленного рабочего оборудования — одно- и двустороннее;

типу рабочего оборудования — неповоротные, поворотные, универсальные и специальные;

характеру движений при выполнении рабочих операций — одностороннего движения с холостыми проходами, двустороннего с разворотами в конце рабочих проходов, двустороннего челнокового, одно- или двустороннего с одновременным перемещением породы вбок;

назначению — общего назначения и специальные.

Под номинальным тяговым усилием бульдозера понимают наибольшее тяговое усилие, которое может реализовать базовая машина с навесным оборудованием на плотной породе при буксовании не более 7 % для гусеничных и 20 % для пневмоколесных машин. Величину номинального тягового усилия T_n определяют расчетом (см. табл. 13.1).

В последние годы делаются попытки агрегатировать гусеничные тракторы так же, как и пневмоколесные. При последовательном или параллельном агрегатировании возрастают масса машин, мощности силовых установок и, соответственно, изменяются номинальное тяговое усилие и размеры рабочего оборудования. Мощность силовых установок бульдозеров примерно соответствует их номинальному тяговому усилию.

Как указывалось, по способу подвода энергии бульдозеры делятся на машины с автономным источником энергии (двигатели внутреннего сгорания и т. д.) и с энергетическим питанием от внешнего источника (электробульдозеры и др.). Преимущественное распространение получил первый тип машин. По ходовым устройствам наиболее распространены гусеничные машины, однако в последние годы пневмоколесные машины все более интенсивно внедряются в практику горных работ. Достоинства пневмохода были рассмотрены выше.

Канатный способ управления рабочим оборудованием в настоящее время встречается редко, наиболее распространен гид-

равлический. При этом способе управления рабочий орган может более интенсивно заглубляться, так как на него может быть передана часть веса базовой машины. Канатный же способ не обеспечивал принудительного заглубления отвала.

Преимущественное распространение имеют бульдозеры толкающего типа. Из бульдозеров тянущего типа следует упомянуть специальные ножи, обеспечивающие работу бульдозеров «от стены», «от откоса» и т. д. Тянувший тип бульдозеров в своем конструктивном развитии послужил началом для создания скреперов.

Обычно бульдозерные отвалы устанавливаются рабочей поверхностью от базовой машины, однако тянущие бульдозеры имеют отвалы, рабочие поверхности которых повернуты в сторону базовой машины. Этот принцип лежит в основе идей по созданию отвалов двойного применения, когда в результате поворота отвала возможно использовать рабочую поверхность дважды или делать отвалы с двумя рабочими поверхностями.

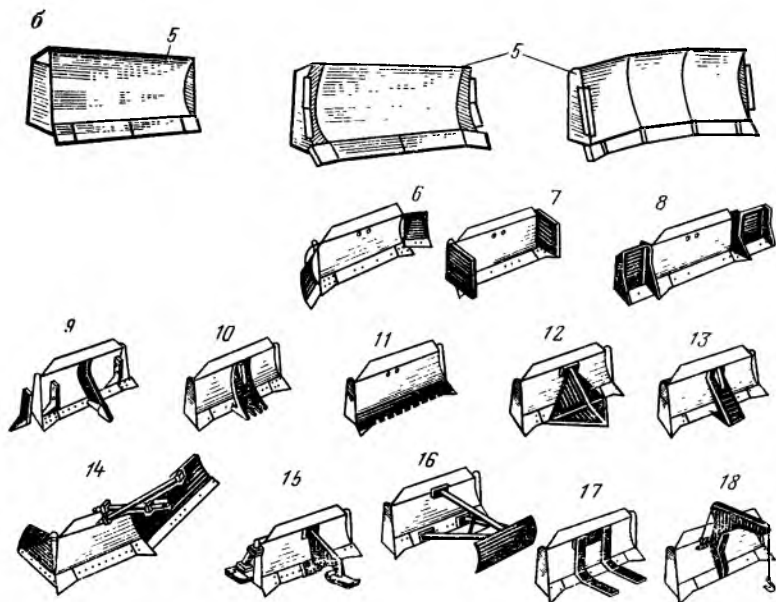
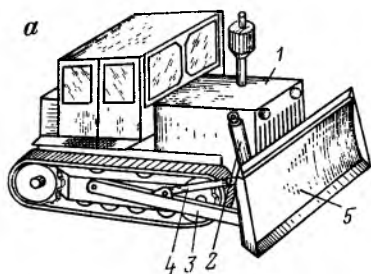
По числу установленного рабочего оборудования бульдозеры, как правило, имеют одинарный отвал, установленный с одной из сторон базовой машины. Тем не менее в ряде случаев на базовую машину иногда выгодно устанавливать два отвала. Такая машина может выполнять рабочие операции при движении в любую сторону. По типу рабочего оборудования следует выделить неповоротные прямые, полусферические и сферические отвалы 5 (рис. 12.1), которые имеют преимущественное применение. Более редко используются бульдозеры с поворотными отвалами, которые имеют прямую форму лобового листа и могут поворачиваться на угол до $54-60^\circ$ относительно продольной оси базовой машины. Бульдозеры этого типа являются машинами непрерывного действия, однако недостаточная жесткость рабочего оборудования и другие конструктивные недостатки препятствуют их широкому применению на горных работах.

Отвалы бульдозеров всех типов могут быть снабжены механизмами перекаса в поперечной плоскости для облегчения разработки тяжелых пород и работы на косогорах, а также регулирования угла резания за счет наклона (поворота) отвала вперед или назад. При необходимости перемещения пород на значительные расстояния могут использоваться совковые, грейферные или двухчелюстные отвалы — ковши.

По характеру движения большинство бульдозеров использует возвратно-поступательный принцип движения, при котором чередуются рабочие и холостые перемещения. Для бульдозеров с поворотным отвалом используется одностороннее движение, т. е. только поступательное. При этом порода, накапливаясь на отвале, образует небольшую призму волочения, которая, скользя по наклонному ножу, перемещается вбок. В результате этого бульдозер, двигаясь в одном направлении, создает боковые навалы породы и при следующих проходах пе-

Рис. 12.1. Бульдозер (а) и его сменное оборудование (б):

1 — базовый трактор; 2 — механизм привода отвала; 3 — рама (толкающие брусья) неповоротного отвала; 4 — раскос; 5 — отвал; 6 — неподвижные или гидроуправляемые уширители; 7 — открьлки; 8 — удлинители; 9 — передние и задние рыхлительные зубья; 10 — кирка для взламывания асфальта, льда и др.; 11 — сменные ножи для мерзлых пород; 12 — кусторез; 13 — канавная наставка; 14 — откосник с жестким креплением и откосник-планировщик с гидроуправлением; 15 — отвал для планировочных работ с передними и задними лыжами; 16 — отвальная приставка для работы от стенки (откоса); 17 — грузовые вилы; 18 — подъемно-монтажный крюк



ремещает их снова вбок относительно продольной оси движения машины. При установке рабочих органов с обеих сторон базовой машины рабочие движения приобретают челноковый характер. При установке на машину двух неповоротных отвалов машина получает возможность осуществлять челноковые короткоходовые движения, а при установке двух поворотных отвалов челноковые длинноходовые движения.

Бульдозеры общего назначения выполняют послойное резание, набор и перемещение пород или других материалов в наиболее часто встречающихся условиях работы.

За средние условия работы принимаются: супесчаные, суглинистые и глинистые породы, легкие скальные породы типа трещиноватых сланцев, известняков, мергелей в условиях умеренного климата с температурой от -40 до 40°C .

Специальные бульдозеры предназначены для выполнения специфических технологических операций или работы в особых условиях. К числу специальных бульдозеров могут быть отнесены: бульдозеры-толкачи (толкание скреперов, рыхлителей), бульдозеры для открытых и подземных работ, бульдозеры для работы под водой, для работы в особых климатических условиях при температуре до -60°C или при тропической влажности и температуре до $+60^{\circ}\text{C}$.

В зависимости от назначения бульдозеры могут оснащаться различными типами рабочего и сменного оборудования, а также вспомогательными устройствами (см. рис. 12.1), которые существенно расширяют возможности машин и делают их универсальными при выполнении как основных, так и вспомогательных работ, что особенно важно учитывать для механизации вспомогательных работ.

В практике горных работ в последние годы все чаще начинают применяться неповоротные отвалы полусферического и сферического типов, обеспечивающие лучшие условия резания

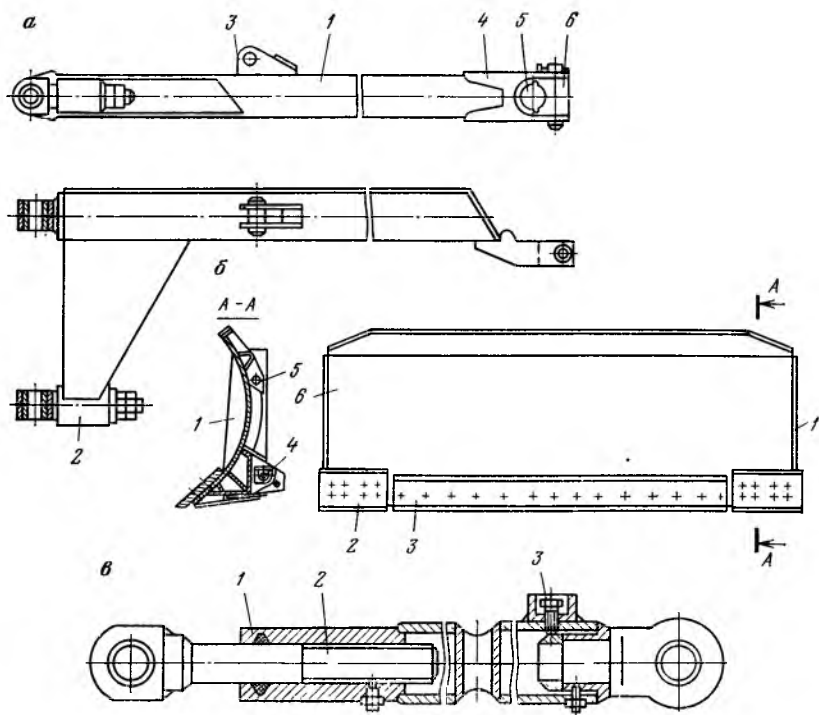


Рис. 12.2. Конструктивные элементы бульдозера с прямым отвалом:

а — толкающий брус; 1 — балка; 2 — кронштейн; 3 — кронштейн раскоса; 4 — вилка опорного шарнира; 5 — вкладыш; 6 — сухарь; *б* — отвал: 1 — боковое ребро (щека); 2 — боковой нож; 3 — центральный основной нож; 4 — проушина для крепления отвала к кронштейну толкающего бруса; 5 — проушина крепления раскоса; 6 — лобовой лист отвала; *в* — раскос: 1 — корпус; 2 — винт; 3 — стопорный болт

породы и формирования призмы волочения, меньшие сопротивления и потери при ее перемещении.

Основными узлами рабочего оборудования для бульдозеров с прямым отвалом являются толкающие брусья (левый и правый), отвал и раскосы (рис. 12.2).

Толкающий брус прямого отвала состоит из балки с кронштейном, к которому нижними проушинами крепится отвал. На верхней или боковой плоскости балки толкающего бруса приваривается кронштейн для установки винтового или гидравлического раскоса, который своим вторым концом крепится к верхним проушинам отвала. На другом конце бруса делается вилка для крепления к опорному шарниру, который укрепляется на раме гусеничной тележки. Опорные шарниры могут иметь различную конструкцию, но наиболее распространены шаровые и пальцевые. Для соединения вилки с шарниром она обычно имеет съемную полуобойму. Разъем полуобойм, как правило, делается в вертикальной плоскости с тем, чтобы передняя, наиболее нагруженная часть, не имела ослабленной разъемом поверхности. Во внутренних полостях полуобойм устанавливаются сменные вкладыши, которые поджимаются специальными устройствами (сухарями) и фиксируются в определенном взаимном положении. Сменные вкладыши имеют рабочие поверхности, соответствующие типу шарниров. Последние имеют герметичные крышки, предотвращающие попадание грязи и воды и удерживающие смазку. Смазка шарниров производится либо с помощью ручных средств, либо от системы централизованной смазки машины.

Раскосы предназначены для изменения угла резания отвала и выполняются винтовыми или гидравлическими. Обычно на тяжелых промышленных тракторах устанавливаются гидравлические раскосы.

Бульдозер с прямым неповоротным отвалом и гидравлическим управлением на тракторе Т-330 показан на рис. 12.3. Механизм перекоса бульдозерного отвала состоит из гидроцилиндра 8 и подкосов 13, соединяющих толкающие брусья 1 со скалкой 18, укрепленной подвижно на внутренней стороне отвала. Подкосы 13 вертикальными пальцами 12 соединены с проушинами втулок 17. Скалка 18 с помощью вертикального пальца 19 со сферической втулкой и направляющей скобы 14 закреплена в кронштейне отвала. Необходимое положение втулок 17 и скалки 18 обеспечивается распорной втулкой 16, прокладками 15 и регулировочными гайками 20. Ползун 21 на скалке 18 при перекосе отвала может перемещаться в направляющей скобе 14, которая ограничивает его перемещение вверх и вниз. Подкосы 13 могут поворачиваться благодаря угловому перемещению втулок 17.

Параметрами, характеризующими бульдозерные отвалы, являются: ширина отвала B_0 , высота отвала без козырька — H_0 (рис. 12.4), высота отвала с козырьком $H_{0.к}$, напорное усилие

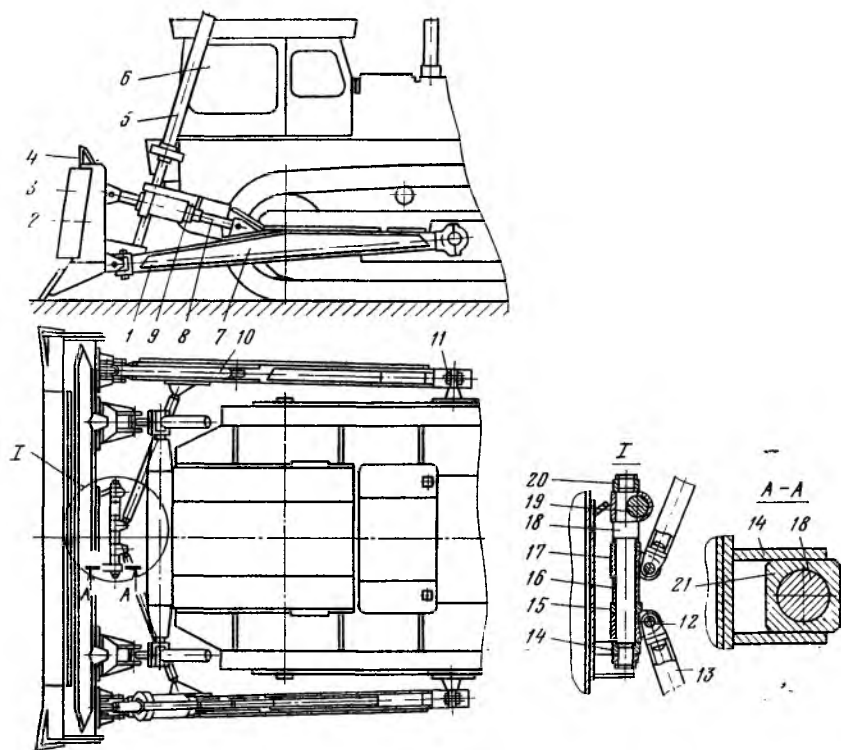


Рис. 12.3. Бульдозер с прямым неповоротным отвалом на тракторе Т-330:

1 — толкающий брус; 2 — отвал; 3, 7 — накладки; 4 — козырек; 5 — цилиндр подъема — опускания отвала; 6 — трактор; 8 — гидроцилиндр перекуса отвала; 9 — щиток; 10 — винтовой раскос; 11 — шаровая опора со сферической втулкой; 12 — вертикальный палец; 13 — подкос; 14 — направляющая скоба; 15 — прокладка; 16 — распорная втулка; 17 — втулка с проушиной; 18 — скалка; 19 — вертикальный палец со сферической втулкой; 20 — гайка; 21 — ползун

на режущей кромке $q_n = T_n / B_0$, вертикальное давление на режущей кромке q_v . Ширина отвала является определяющей величиной. Ее значение зависит от ширины ходовой части базовой машины. Ширину отвала принимают такой, чтобы отвал был шире ходовой части базовой машины не менее чем на 50—100 мм с каждой стороны. Для поворотного отвала ширина определяется при поворнутом на максимальный угол отвале. Необходимость перекрытия отвалом ширины ходовой части диктуется условиями нормальной работы ходового механизма в траншеях и другими условиями. Так как ширина отвала является определяющей и при резании пород, и при формировании призмы волочения, то основные показатели вычисляются для B_0 . Высота отвала H_0 также оказывает существенное влияние на объем призмы волочения и определяется в зависимости от тягового усилия трактора. Напорное усилие на режущей кромке для современных бульдозеров составляет 40—60 кН/м,

а вертикальное давление, характеризующее возможности заглубления отвала, составляет 0,4—5 МПа для острых ножей и 0,2—1,5 МПа для полностью затупленных ножей. По значениям напорного усилия и вертикального давления можно судить о возможности разработки пород различной прочности. Если записать показатели q_n и q_v через дробь q_n/q_v , то для пород I—IV категорий необходимые усилия и давления можно представить в следующей последовательности: I— $\leq 15/\leq 1$; II—20—30/1,2—2; III—40—50/2,5—3,5; IV— $\geq 60/\geq 3,5$.

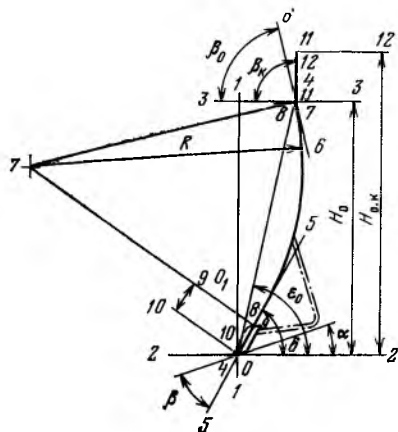


Рис. 12.4. Схема профиля бульдозерного отвала

Для снижения сопротивления при резании и перемещении породы и придания призма волочения формы «катящегося» вала лобовые части бульдозерных отвалов имеют криволинейную форму. Профиль отвала (см. рис. 12.4) строят в следующей последовательности: через точку O проводят горизонтальную прямую 2—2 и вертикальную 1—1, на расстоянии H_0 от прямой 2—2 проводят горизонтальную линию 3—3, через точку O проводят прямую 4—4 под углом ϵ_0 к горизонтальной линии 2—2, через точку пересечения прямой 4—4 с горизонтальной линией 3—3 проводят прямую 6—6 под углом β_0 и перпендикулярную к ней прямую 7—7; на прямой 7—7 откладывают радиус $R \cong H_0$ для неповоротных отвалов и $R = (0,8 \div 0,9) H_0$ для поворотных отвалов, через точку O проводят прямую 5—5 под углом δ к горизонтальной; дуга 8—8 окружности радиусом R должна пройти через точку пересечения прямых 3—3, 4—4, 6—6 и коснуться прямой 5—5 в точке O , которая разграничивает прямую и криволинейную части отвала; перпендикулярно к прямой 5—5 через точки O и O_1 проводят прямые 9—9 и 10—10, которые дают размер a , определяющий высоту ножей отвала; через точку пересечения прямых 3—3 и 4—4 проводят прямую 11—11 под углом β_k , ограничивая ее горизонтальной прямой 12—12, отстоящей от прямой 2—2 на расстоянии $H_{0,k}$. Значения величин углов и линейных размеров приведены в табл. 13.1.

Среди перспективных направлений в создании новых типов бульдозеров следует выделить следующие: повышение единичной мощности машин до 800—1000 кВт при использовании дизельных двигателей большой мощности и до 2000—3000 кВт при использовании газотурбинных двигателей; развитие агрегатирования машин средней и большой мощности с установкой на них рабочего оборудования больших линейных параметров;

разработка способов снижения сопротивлений на рабочем органе при копании и перемещении призмы волочения.

Одним из эффективных способов снижения сопротивлений на рабочем органе может быть способ газовой смазки. Отработанные газы или сжатый воздух подается в нижнюю часть отвала и через щелевые сопла поступает на ножи и лобовую поверхность. Газовый поток разрыхляет в контактной зоне породу, и сопротивление сил трения снижается на 15—30 %. Особо следует выделить в направлениях развития бульдозеров способ переноса значительной (неограниченной) энергии непосредственно на рабочий орган. Под «значительной» или «неограниченной» энергией следует понимать энергию, подводимую непосредственно к отвалу, для разрушения и транспортирования породы в размерах, превосходящих энергию, преобразуемую двигателем внутреннего сгорания базовой машины, примерно в 100—300 раз.

Такой путь развития бульдозеров в настоящее время проходит проверку в разных странах мира, в том числе и в нашей стране.

Схематично этот способ может быть рассмотрен на следующем примере. Если усилия, необходимые для копания обычным бульдозером, создаются за счет тягового усилия базовой машины, то попытки увеличения мощности базовой машины ведут к пропорциональному росту массы всей машины и сопротивлений перемещению и, как следствие этого, к малозаметному увеличению размеров рабочего оборудования, а соответственно и размеров призмы волочения. Кроме того, способ перемещения призмы волочения, используемый в настоящее время, далеко не лучший. Попробуем переместить призму волочения, отбросив ее за счет энергии взрыва. Тогда необходимо к бульдозерному отвалу периодически подавать компактный энергоноситель и взрывать его с интервалом 1—5 с. Учитывая, что к. п. д. такого взрыва будет низким (от нескольких десятых до 1—2 %), расход энергии возрастает многократно, но и производительность возрастает также в несколько раз. Помимо отброса породы из призмы волочения порода перед бульдозерным отвалом будет разрушаться в результате взрывного воздействия. Тогда производительность такой машины может быть повышена в 15—30 раз по сравнению с обычным бульдозером. Эффект повышения производительности в 23 раза был достигнут на опытной машине при ширине отвала 4,5 м, глубине копания 0,7 м и скорости движения около 3,6 км/ч. Достигнутая часовая производительность при этом составила 11,5 тыс. м³. В качестве взрывчатого вещества использовалась воздушно-топливная смесь бензина или дизельного топлива. За бульдозерным отвалом было установлено несколько камер сгорания большой вместимости, в которые подавался сжатый воздух, а затем впрыскивалось топливо. В конце впуска топлива срабатывала запальная свеча и происходило воспламенение горю-

чей смеси и ее горение. В результате сгорания топлива образовывался большой объем газов давлением до 1,8—2,5 МПа.

При достижении необходимого давления срабатывали клапаны и выпускали газы в рабочую зону. За счет энергии газов порода отбрасывалась из призмы волочения и частично разрушалась перед режущей частью. В результате установки за отвалом нескольких секций таких устройств был создан мощный генератор газов высокого давления. Ориентировочная мощность такого генератора газа для достигнутой производительности 11,5 тыс. м³/ч составляет 20—35 тыс. кВт.

Работы по всестороннему изучению особенностей рабочих процессов таких машин, созданию надежных и безопасных устройств, генерирующих большие энергии, разработке безопасных методов выполнения работ, гашению динамических воздействий на базовую машину и решению многих других проблем для этой техники ведутся научными и проектно-конструкторскими организациями в нашей стране и за рубежом.

§ 2. РЫХЛИТЕЛИ

Рыхлитель — землеройная машина для послойного рыхления мерзлых и скальных пород средней крепости, искусственных покрытий и т. п. с использованием тягового усилия базового трактора.

Рыхлители как рабочее оборудование могут быть специализированными навесными или прицепными, а также дополнительными съемными устройствами к основному навесному оборудованию (бульдозерные отвалы, ковши погрузчиков и др.).

Наиболее широкое применение получили в последние годы навесные рыхлители (рис. 12.5), которые являются более мобильными, имеют лучшую управляемость, выдерживают большие статические и динамические нагрузки, обеспечивают лучшее использование тягового усилия и веса базовой машины.

Рыхлители могут быть самостоятельным навесным оборудованием, предназначенным только для рыхления пород, но могут быть и вторым видом навесного оборудования, устанавливаемого на бульдозеры и погрузчики для выполнения вспомогательных работ.

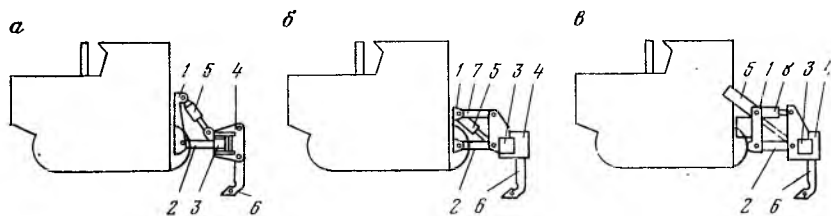


Рис. 12.5. Схемы подвески рыхлителей на тракторе

Навесные рыхлители классифицируют по следующим основным признакам:

- номинальному тяговому усилию базовой машины;
- мощности базовой машины;
- ходовым устройствам;
- способу установки навесного оборудования — на раме трактора или на рамах ходовых устройств;
- числу рабочего оборудования — одно- и многостоечные;
- назначению — общего назначения и специальные.

Первые три классификационных признака определены выше (см. § 1 настоящей главы).

По способу установки предпочтение отдается рыхлителям, закрепляемым на раме трактора и заднем мосту ходового устройства, так как этот способ обеспечивает большие жесткость и надежность крепления, меньшую металлоемкость и лучшие характеристики агрегатов по вылету рабочего оборудования за пределы ходовой части и углам въезда и съезда, которые должны быть максимально возможными для нормального движения машины на неровных участках местности. По числу установленного рыхлительного оборудования для горных работ предпочтение отдается одностоечным рыхлителям, хотя в отдельных случаях многостоечные могут успешно использоваться для рыхления малопрочных пород и тонких мерзлых корок, а также для предупредительного рыхления.

Рыхлители общего назначения рассчитаны для рыхления мало- и среднепрочных пород на глубину до 1 м.

Специальные рыхлители имеют большую глубину рыхления (до 2,5 м) и предназначены для работы в специфических природных или технологических условиях (см. § 1 настоящей главы). Рыхлители специального назначения рассчитываются для рыхления более прочных пород, и их конструкция предусматривает совместную работу базовой машины и толкача того же тягового класса, что и базовый трактор.

Рыхлители общего назначения могут работать как с прямыми, так и с изогнутыми зубьями, а рыхлители специального назначения комплектуются только прямыми зубьями.

Навесной рыхлитель (рис. 12.5, а—в) состоит из опорной рамы 1, тяговой рамы нижнего пояса 2, поперечной балки 3, обоймы 4, гидроцилиндра 5 подъема рабочего органа, стойки 6 с зубом, рамы 7 верхнего пояса, гидроцилиндра 8 изменения угла резания рабочего органа.

При радиальной подвеске рабочего органа (см. 12.5, а) стойка и наконечник перемещаются по радиусу и угол резания в течение заглабления значительно превышает оптимальный. Этот способ подвески, получивший название трехточечной, на тяжелых промышленных рыхлителях отечественного производства не используется. Значительно лучшие (рис. 12.5, б) условия заглабления рабочего органа достигаются при жесткой или регулируемой (рис. 12.5, в) параллелограммных подвесках.

Опорная рама рыхлителя представляет собой сварную, кованую или литую металлоконструкцию, которая устанавливается на заднюю часть рамы трактора, а иногда и на задний ведущий мост. При установке опорной рамы достигается увеличение механической прочности и жесткости рамы трактора. Лицевая сторона рамы имеет проушины для крепления рам верхнего и нижнего поясов и гидроцилиндров управления. Тяжелые промышленные тракторы могут не иметь специальной опорной рамы, так как ее основные узлы входят в конструкцию задней опорной плиты, являющейся составной частью рамы трактора.

Рамы верхнего и нижнего поясов служат в качестве тяг многозвенника и выполняются сварными из поковок, стандартного проката или специальных штампованных объемных элементов. Поперечная балка предназначена для связи верхнего и нижнего тягового поясов, крепления гидроцилиндров управления, установки стоек рыхлителей. Для крепления верхнего и нижнего поясов и гидроцилиндров на поперечной балке предусмотрены кронштейны. Крепление стойки рыхлителя на поперечной балке осуществляется с помощью обоймы, в которой она фиксируется стопорным пальцем.

Для разной глубины рыхления и транспортного положения стойка или обойма имеет несколько (от двух до пяти) установочных отверстий.

Обойма устанавливается на поперечной балке жестко или на шарнире, который позволяет стойке и обойме поворачиваться относительно его вертикальной оси (рис. 12.6). Второй способ крепления получил название флюгерного. Флюгер позволяет предотвращать чрезмерные нагрузки на режущий инструмент при работе на трещиноватых и мерзлых породах.

Учитывая то, что в процессе работы на стойку и на наконечник зуба приходятся нагрузки до 10^4 кН/м, к ним предъявляются особо жесткие требования как по конструкции, так и по материалам.

Стойки выполняются прямыми, полуизогнутыми и изогнутыми (рис. 12.7). Прямые стойки используются для рыхления высокопрочных скальных пород, полуизогнутые — для рыхления среднечных пород, изогнутые — для рыхления на глубину до 0,8 м на разборной скале, слоистых и плитчатых породах, не дающих при рыхлении крупных кусков. Последний тип стойки успешно применяется для взламывания искусственных покрытий. Стойки изготавливаются из легированных конструкционных сталей, из листового проката или методомковки. Для уменьшения абразивного износа на передней части стойки устанавливаются противоизносные накладки. Нижняя часть стойки — зуб является наиболее нагруженным элементом. На зуб устанавливаются сменные наконечники из марганцехромомолибденовых и никелевых сталей с термообработанными поверхностями. Наконечники должны обеспечивать хорошую

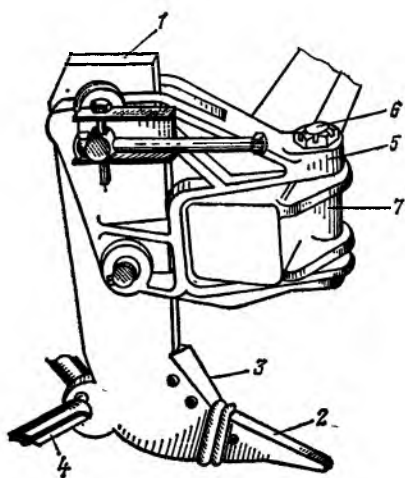
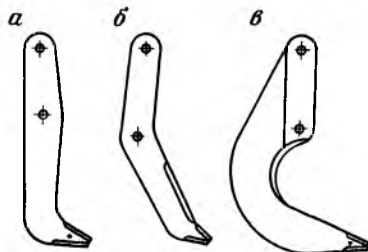


Рис. 12.6. Крепление стойки рыхлителя к раме трактора с помощью флюгерного шарнира:

1 — стойка; 2 — наконечник зуба; 3 — защитная накладка; 4 — уширитель; 5 — флюгер; 6 — палец крепления флюгера; 7 — балка рамы

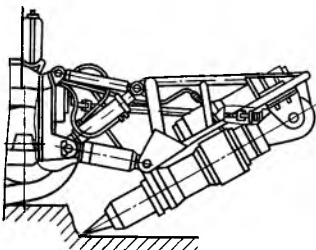
Рис. 12.7. Стойки рыхлителя:

а — прямая; б — полужогнутая; в — изогнутая



заглубляемость рыхлителя в породу за счет постоянного самозатачивания и сохранения острой режущей кромки. Самозатачиваемость наконечника в процессе эксплуатации достигается за счет формы, геометрии и технологии изготовления передней и задней граней наконечника; при этом затупления в процессе работы практически не наступает длительное время, а площадь износа и сопротивление породы внедрению зуба возра-

а



б

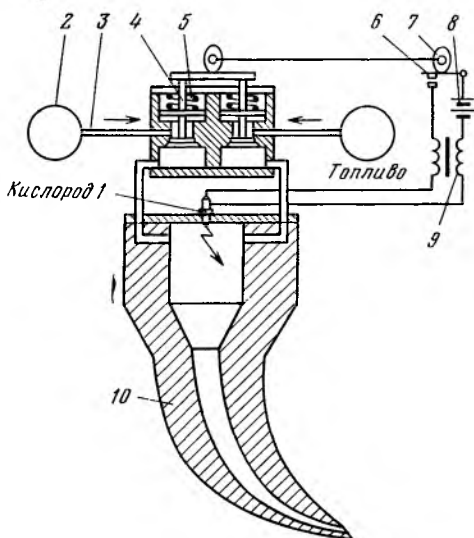


Рис. 12.8. Рыхлители активного действия:

1 — запальная свеча; 2 — баки для топлива и окислителя; 3 — трубопроводы; 4 — клапанный механизм; 5 — поджимная пружина; 6 — реле; 7 — кулачковый механизм; 8 — источник питания; 9 — индукционная катушка; 10 — корпус зуба рыхлителя

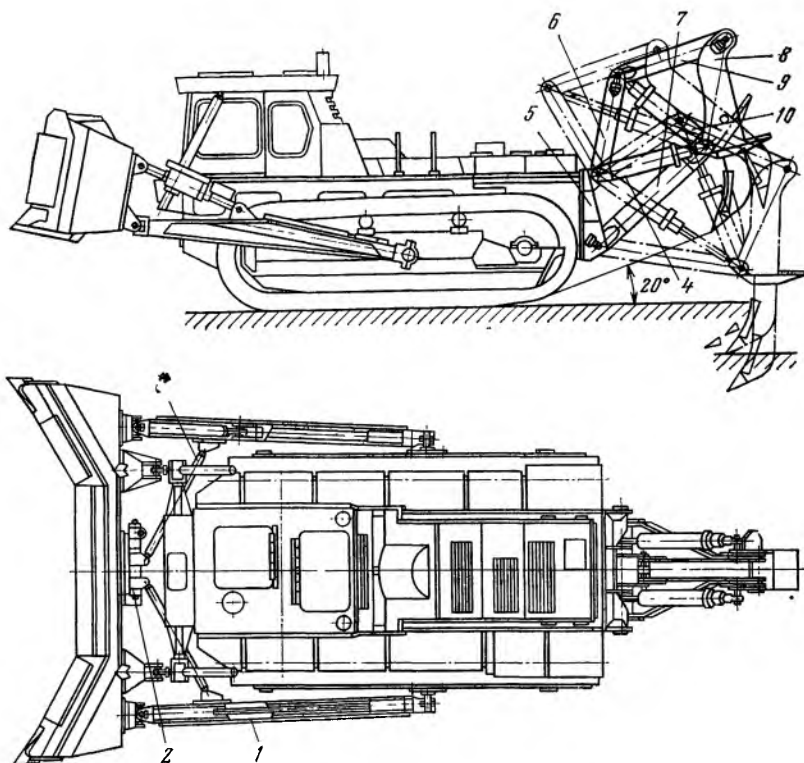


Рис. 12.9. Бульдозерно-рыхлительный агрегат на тракторе Т-330:

1 — толкающий брус; 2 — механизм компенсации перегиба отвала; 3 — диагональная тяга; 4 — гидроцилиндр подъема и опускания рыхлителя; 5 — опорная рама; 6 — двухзвенная рама верхнего пояса; 7 — рама нижнего пояса; 8 — обойма; 9 — тяга рамы верхнего пояса; 10 — гидроцилиндр регулирования угла рыхления

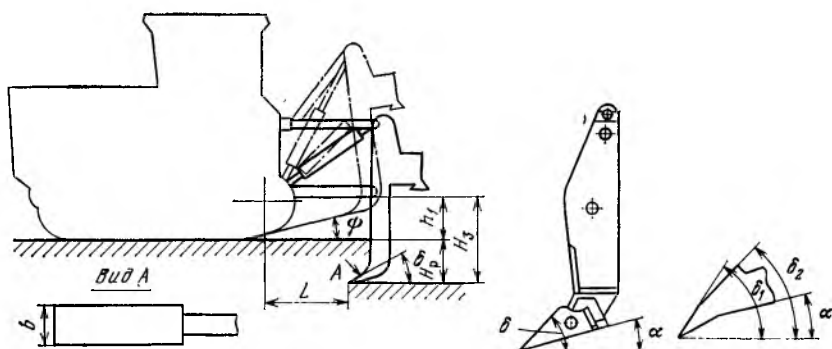


Рис. 12.10. Конструктивные параметры навесного рыхлительного оборудования

стают незначительно. Стойка со сменными наконечниками на зубе и противоизносными накладками показана на рис. 12.6. Противоизносные накладки обеспечивают защиту переходной части стойки к зубу.

С целью интенсификации процессов рыхления среднепрочных и мерзлых пород на боковой или задней части стойки устанавливаются уширители.

Для рыхлых и малопрочных скальных пород успешно используются горизонтальные ножи большой длины. Этими ножами проводятся подготовительные работы для бульдозеров, погрузчиков, скреперов и других машин.

В качестве перспективных направлений развития рыхлителей следует выделить работы по созданию импульсных устройств. Для этих целей могут использоваться рыхлители гидропневматические (рис. 12.8, а) или взрывного действия с отводом рабочих газов в зону разрушения (рис. 12.8, б). Топливом для взрывных устройств служат твердые, газообразные и сжиженные ВВ (порох, водород, ацетилен и др.).

Так как тяжелые промышленные тракторы отечественная промышленность выпускает с двойной комплектацией по навесному оборудованию, то они по номенклатуре промышленных изделий получили название бульдозерно-рыхлительных агрегатов. Бульдозерно-рыхлительный агрегат на тракторе Т-330 показан на рис. 12.9. Бульдозерный отвал — полусферической формы с гидравлическим механизмом перекоса и изменяемым углом резания. Рыхлитель — одностоечный с изменяемым углом резания, с установкой стойки в охватывающей обойме с гидравлическим приводом стопорных пальцев. На обойме предусмотрен подпятник для работы с толкачом.

Конструктивные параметры навесного рыхлительного оборудования приведены на рис. 12.10 и в табл. 13.1. Ширина наконечника зуба b и зазор между рамой рыхлителя и поверхностью качения машины h_1 (см. табл. 13.1) рекомендуются для машин тяговых классов 100—350 кН.

§ 3. ОДНОКОВШОВЫЕ ПОГРУЗЧИКИ

Одноковшовый погрузчик — самоходная машина, предназначенная для зачерпывания, перемещения и погрузки на транспортные средства или в отвалы разрыхленных горных пород. Основное рабочее оборудование — ковш, закрепленный шарнирно на конце подъемной стрелы. Наполнение ковша происходит под действием напорного усилия ходовой части или при заторможенной ходовой части за счет совместного действия стрелы, рычажного механизма управления ковшом и силовых гидроцилиндров.

Одноковшовые погрузчики (рис. 12.11) в основном предназначены для погрузки сыпучих и кусковых грузов. При установке специальных ковшей могут использоваться для погрузки

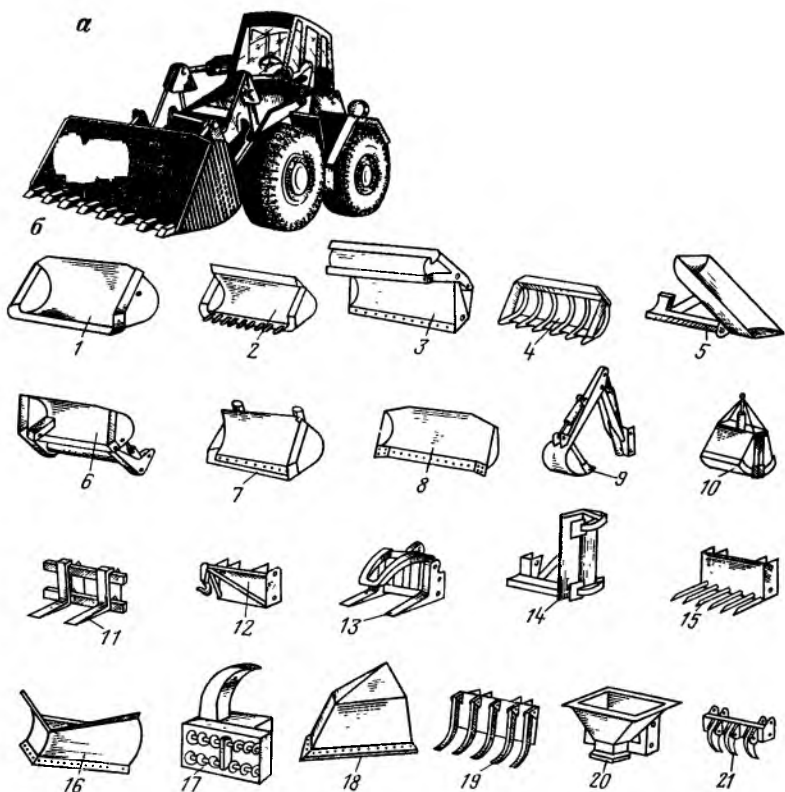


Рис. 12.11. Одноковшовый погрузчик и его сменное рабочее оборудование:

1 — основной ковш; 2 — ковш увеличенной или уменьшенной вместимости с зубьями; 3 — двухчелюстной ковш; 4 — каркасный ковш для скальных пород; 5 — ковш с боковой разгрузкой; 6 — ковш с удлинителями для увеличенной высоты разгрузки; 7 — ковш с принудительной разгрузкой; 8 — бульдозерный отвал; 9 — оборудование обратной лопаты; 10 — грейфер; 11 — грузовые вилы; 12 — грузовая стрела с монтажным крюком; 13 — челюстной захват для труб и лесоматериалов; 14 — монтажно-поворотный захват для установки столбов; 15 — вилы универсального назначения; 16 — плужный снегоочиститель; 17 — шнекороторный снегоотбрасыватель с автономным двигателем внутреннего сгорания; 18 — кусторез; 19 — корчеватель; 20 — бункер-дозатор; 21 — рылитель (асфальтовлаиватель)

скальных пород, разработки и погрузки песчано-гравийных материалов и пород I—II категорий.

Одноковшовые погрузчики классифицируют по следующим основным признакам:

грузоподъемности — на легкие (6—20 кН), средние (21—40 кН), тяжелые (41—100 кН), сверхтяжелые (более 100 кН);
 мощности базовой машины — малой (до 75 кВт), средней (76—150 кВт), мощные (151—500 кВт) и сверхмощные (более 501 кВт);

типу базовой машины — на специальном шасси, на модификациях промышленных тракторов, на тягачах;

ходовому оборудованию — на пневмоколесном и гусеничном ходу;

способу разгрузки ковша — с передней (фронтальной), задней (перекидной), боковой;

виду применяемого оборудования — универсальные и специализированные;

назначению — общего назначения и специальные.

В качестве базовой машины для погрузчиков целесообразно использовать специальные шасси или тягачи, так как они дают возможность создавать погрузчики с лучшими компоновкой и техническими показателями. Установка оборудования погрузчиков на промышленные тракторы может рассматриваться как один из видов дополнительного оборудования. При этом базовый трактор может не переделываться, но возможности его будут использоваться не полностью. Для увеличения грузоподъемности погрузочного оборудования необходимо увеличивать опорную поверхность гусеничных машин и делать их специализированными. В настоящее время применяются оба варианта установки погрузочного оборудования на промышленные тракторы. Режим работы погрузчиков аналогичен режиму тягачей, в связи с чем двигатели тракторов должны быть двухрежимными. Поэтому рабочие режимы для тракторов с погрузочным оборудованием следует рассматривать как особые случаи их эксплуатации.

Учитывая то, что в большинстве случаев у погрузчиков процесс черпания пород осуществляется вследствие напорного движения, создаваемого механизмом хода, особые требования предъявляются к долговечности и надежности последнего. Для карьерных условий наилучшим образом подходят пневмошины со съёмными металлическими башмаками.

Погрузчики с фронтальной разгрузкой ковша получили наибольшее распространение на открытых горных работах.

Универсальные одноковшовые погрузчики (рис. 12.11) помимо основного ковша комплектуются различным сменным и дополнительным оборудованием. Общее число сменного оборудования до 40 наименований. Специализированные машины выпускаются с ограниченным числом сменного оборудования, обычно три—пять единиц.

По назначению погрузчики так же, как бульдозеры и рыхлители, должны отвечать определенным условиям эксплуатации. Погрузчики для открытых горных работ относятся к машинам специального назначения.

Одноковшовый фронтальный пневмоколесный погрузчик (рис. 12.12) состоит из следующих основных частей: базового шасси (1—8) и навесного оборудования (9—14). Наиболее нагруженным элементом рабочего оборудования одноковшового погрузчика является стрела, которая воспринимает нагрузки и при черпании материала, и при подъеме ковша, и при движении машины с поднятым ковшом. Стрелы делают одно- или

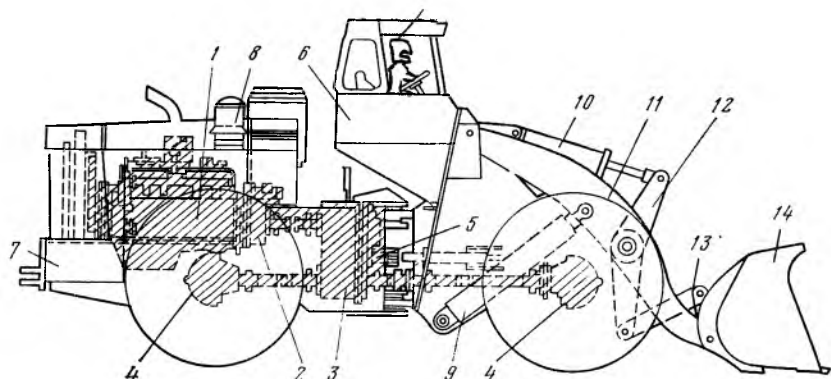
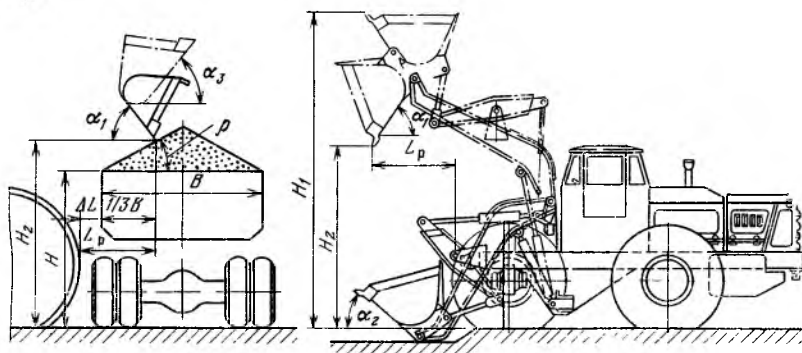


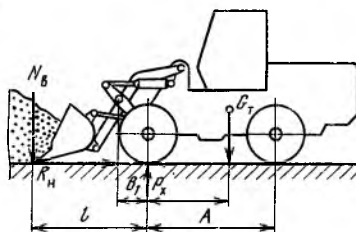
Рис. 12.12. Одноковшовый фронтальный пневмоколесный погрузчик:

1 — двигатель; 2 — гидротрансформатор; 3 — коробка перемены передач; 4 — ведущие мосты; 5 — шарнир поворота; 6 — кабина; 7 — топливный бак; 8 — фильтр воздухозаборника; 9 — гидроцилиндр подъема стрелы; 10 — гидроцилиндр поворота ковша; 11 — стрела; 12 — рычаг управления ковшом; 13 — тяга; 14 — ковш

а



б



в

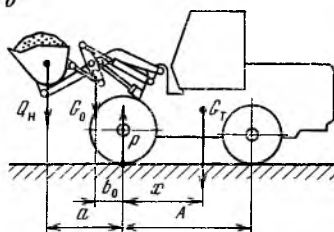


Рис. 12.13. Основные конструктивные параметры одноковшового погрузчика а — по условиям разгрузки; б — по условиям копания; в — для определения грузоподъемности

двухбалочными. Однобалочная стрела имеет существенный недостаток: для достижения необходимой жесткости выполняется массивной. На отечественных погрузчиках чаще устанавливаются двухбалочные стрелы коробчатого сечения. Рычаги управления ковшом могут иметь центральное расположение или

двустороннее. Нижняя часть стрелы у шарнира крепления к ковшу может иметь лыжу, назначение которой — воспринимать часть нагрузок при выглублении ковша. В последнее время лыжи используются только для погрузчиков на гусеничных тракторах с целью предотвращения повреждений ходового механизма.

Основные конструктивные параметры одноковшового погрузчика (рис. 12.13), определяющие его технологические возможности, приведены в табл. 13.1. Главным параметром одноковшовых погрузчиков является грузоподъемная сила — допустимый вес груза в ковше с учетом его приложения в центре тяжести основного ковша. Величина номинальной грузоподъемной силы Q_n определяется при максимальном вылете стрелы. Она зависит от устойчивости машины относительно опорного колеса или из того же условия устойчивости, но в зависимости от допускаемой нагрузки P на передний мост или шины. Напорное и выглубляющее усилия (см. рис. 12.13, в) определяют возможности работы погрузчиков на различных породах. Оценка напорного и выглубляющего усилий производится через показатели, приведенные к единице ширины кромки ковша. У современных погрузчиков на гусеничном ходу напорное усилие q_n (кН/м) численно равно номинальной грузоподъемности, а у пневмоколесных машин оно на 30—35 % ниже. Выглубляющее усилие q_v (кН/м) для всех типов погрузчиков составляет 0,65 Q_n . Эти показатели машин превосходят соответствующие показатели сопротивлений копания и резания для насыпных материалов и слабых пород в целике (песчаных, супесчаных, песчано-гравийных и др.), что позволяет использовать погрузчики для разработки пород не только в навалах, но и в целике.

С ростом веса машин растет и их грузоподъемная сила. У тяжелых типов машин, предназначенных для работы в карьерах, напорные и выглубляющие усилия больше, чем у погрузчиков общего назначения.

Технологические параметры погрузчиков определяются из условия работы с рекомендованным (выбранным) типом транспорта. Основные размеры — высота разгрузки, вылет ковша при разгрузке, величина заглубления ковша и другие могут быть определены по зависимостям, приведенным в табл. 13.1.

§ 4. СКРЕПЕРЫ

Скрепер — выемочно-транспортирующая машина, состоящая из ковша с режущей частью и механизма передвижения и предназначенная для послойного отделения породы с поверхности массива, загрузки в ковш, транспортирования и разгрузки породы на месте укладки (рис. 12.14). Скреперы классифицируются по следующим конструктивным признакам:

вместимости ковшей E — малой (до 4 м³), средней (12 м³) и большей (15 м³ и более);

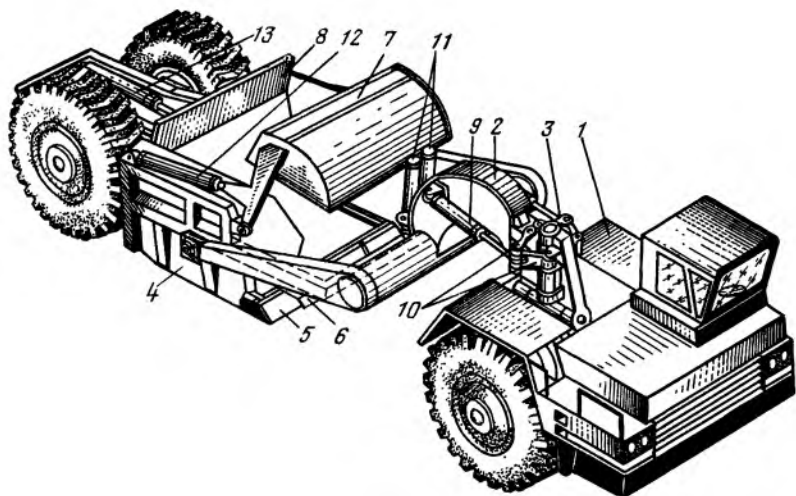


Рис. 12.14. Самоходный скрепер:

1 — тягач; 2 — тяговая рама; 3 — седельно-сцепное устройство; 4 — ковш; 5 — боковой нож; 6 — средний нож; 7 — передняя заслонка; 8 — задняя подвижная стенка; 9 — гидроцилиндры механизма поворота; 10 — рычаги механизма поворота; 11 — гидроцилиндры подъема и опускания ковша; 12 — гидроцилиндры управления заслонкой; 13 — гидроцилиндры выдвижения задней стенки

способам загрузки и разгрузки ковшей — загружаемые под действием сил тяги и сопротивления копанью или механизированным способом; разгружаемые опрокидыванием ковша и под действием сил гравитации или механизированным способом;

типу ходового механизма — гусеничные, пневмоколесные и комбинированные;

способу управления ковшом — канатное, гидравлическое и комбинированное;

способу агрегатирования — прицепные, полуприцепные, самоходные;

числу ковшей — одно- и многоковшовые;

способу передачи тягового усилия — ходовым механизмом базовой машины (трактор или тягач), ходовыми механизмами базовой машины и скрепера;

числу приводов — одно- и многодвигательные;

типу трансмиссии — механические, гидромеханические, электромеханические.

Главным параметром скреперов является вместимость ковшей.

На открытых горных работах распространены скреперы с ковшами 15—25 м³ и более, а на вспомогательных работах — с ковшами 7—12 м³. Скреперы могут разрабатывать породы I—III категорий без рыхления и IV категории с предварительным сплошным рыхлением.

Загрузка ковшей скреперов обычно осуществляется под действием сил тяги и сопротивления копанью. Под действием



Рис. 12.15. Самоходный скрепер с элеваторной загрузкой:

1 — тягач; 2 — тяговая рама; 3 — ковш; 4 — скребково-цепной элеватор

стружки, поступающей в ковш, часть породы продвигается в ковш, а часть остается перед режущей кромкой, образуя призму волочения. Последняя, действуя как дополнительное сопротивление, способствует дальнейшему заполнению ковша. Эта часть процесса копания и заполнения ковша схожа с копанием ковшом драглайна. По мере увеличения сил сопротивления заполнению ковша увеличивается объем призмы волочения, а так как ковш имеет ограниченные ширину и высоту, призма волочения не может увеличиваться бесконечно. При условии равновесия сил сопротивления в ковше и подпора, создаваемого призмой волочения, дальнейшее заполнение ковша прекращается, а вся срезаемая стружка поступает в призму волочения и восполняет потери из нее в боковые валики.

С целью уменьшения сопротивления заполнению ковша в последние годы применяют механизированный способ загрузки ковшей. Для этого могут использоваться различные механизмы (роторные, лопастные, ленточные метатели, шнековые, скребково-цепные и др.). Наибольшее применение находят скребково-цепные механизмы, получившие название элеваторов (рис. 12.15).

Разгрузка ковшей малой вместимости выполняется опрокидыванием (свободная), средней вместимости — частично опрокидыванием и частично подвижной задней стенкой (полупринудительная). Ковши большой вместимости разгружаются, как правило, принудительно, т. е. вся порода выталкивается из ковша подвижной задней стенкой. У скреперов с элеваторной загрузкой применяется разгрузка через дно, в котором делаются откидные створки. Ходовые механизмы скреперов выбираются в зависимости от условий эксплуатации и могут быть как пневмоколесными, так и гусеничными. Причем пневмоколесный ход имеет преимущественное распространение.

Из упомянутых способов управления ковшом на современных машинах применяется гидравлическое непосредственное и гидравлическое с передаточными устройствами (рычажными, канатными и др.). Гидравлическое управление обеспечивает быстроту действия, большие усилия на исполнительных механизмах, компактность силового привода и простой подвод энергии к системам управления.

Агрегатирование скреперов с базовыми машинами (рис. 12.16) предопределяет целый ряд особенностей машин и их технологических возможностей. Прицепной скрепер (рис. 12.16, *а*) имеет собственные опорные ходовые устройства и не передает своего веса и веса породы на базовый тягач, а для копания используется тяговое усилие базовой машины и, крайне редко, толкача. Управление скрепером осуществляется отбором мощности от базовой машины.

Полуприцепной скрепер (рис. 12.16, *б*) опирается на базовый тягач и передает ему часть веса машины и породы в ковше, увеличивая тем самым тяговые возможности тягача. Вторым опорным элементом у скрепера являются собственные ходовые устройства, располагаемые сзади.

Самоходные скреперы агрегатируются с одноосными тягачами (рис. 12.16, *в*). Одноосный тягач должен воспринимать через опорно-сцепное устройство до 40—50 % нагрузки от груженого скрепера.

На базе полуприцепных и самоходных скреперов могут создаваться скреперные поезда (рис. 12.16, *г*). Как правило, скреперные поезда обычно выполняются из двух-трех скреперов. Обычно скреперные поезда простейшего типа не обеспечивают копания даже на слабых породах и используются как большегрузные транспортные агрегаты, загружаемые экскаваторами или другими средствами. Скреперные поезда с несколькими или всеми ведущими мостами (рис. 12.16, *г*, *11* и *12*) более работоспособны, чем предыдущего типа, однако сложны в управлении и недостаточно мобильны. Перспективным является агрегатирование двух или трех самоходных скреперов в один скреперный поезд на период копания (рис. 12.16, *д*) с последующим разделением машин для независимого выполнения остальных операций. Этот тип скреперного поезда позволяет сконцентрировать тяговые усилия нескольких машин на операции копания и не лишает каждую из машин мобильности.

Наиболее тяжелыми условиями работы скреперов являются копание и движение на подъеме. Для скреперов с ведомыми колесами на породах II—III категорий используются толкачи. Передача тягового усилия осуществляется более равномерно, если скрепер имеет ведущие колеса. Для передачи крутящего момента на колеса скрепера необходимо устанавливать дополнительный двигатель и самостоятельную трансмиссию. Управление двигателем осуществляется из кабины тягача. Двухдвигательные скреперы более дорогие, менее экономичные по рас-

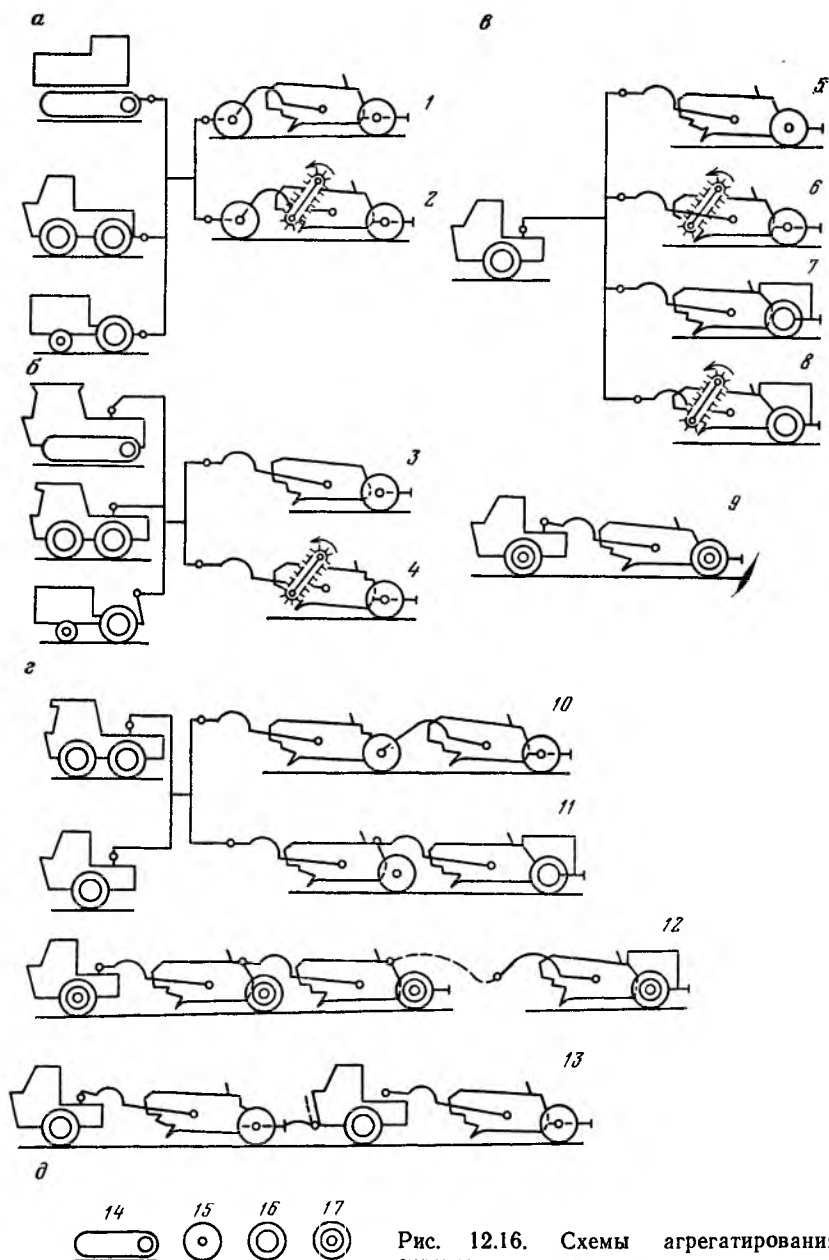


Рис. 12.16. Схемы агрегатирования скреперов:

1—6 — с ведомыми колесами; 7—9 — с ведущими колесами; 2, 4, 6, 8 — с элеваторной загрузкой; 10—13 — поездов в зависимости от способа передачи тягового усилия; 14 — ведущий гусеничный ход; 15 — ведомые колеса; 16 — ведущие колеса с механической трансмиссией от дополнительных двигателей внутреннего сгорания; 17 — ведущие колеса по схеме мотор—колесо

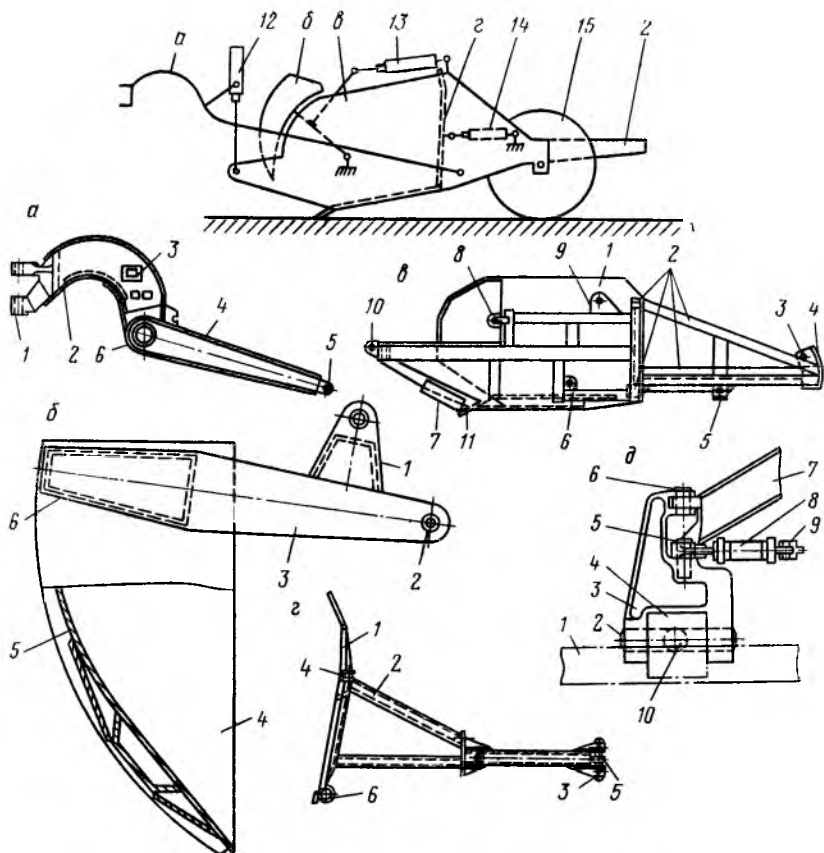


Рис. 12.17. Конструктивные элементы скреперов:

а — тяговая рама: 1 — кронштейн шкворня седлового шарнира; 2 — хобот тяговой рамы; 3 — кронштейны крепления гидроцилиндров поворота; 4 — упругие тяги; 5 — проушина упругого шарнира; 6 — поперечная балка; 6 — передняя заслонка; 1 — кронштейн для крепления гидроцилиндра управления заслонкой; 2 — проушина; 3 — рычаг; 4 — щека; 5 — фронтальная стенка (щит); 6 — поперечная соединительная балка; *в* — ковш: 1 — боковая стенка; 2 — буфер; 3 — кронштейн гидроцилиндра управления задней стенкой; 4 — опорный щит буфера; 5 — балка крепления полуосей опорных колес; 6 — упругой шарнир; 7, 11 — ножи; 8, 9 — проушины; 10 — кронштейн крепления гидроцилиндра подъема ковша; 12 — гидроцилиндр подъема ковша; 13 — гидроцилиндр управления заслонкой; 14 — гидроцилиндр управления задней стенкой; 15 — опорное колесо; *г* — задняя стенка: 1 — щит; 2 — рама; 3–6 — опорно-центрирующие ролики; *д* — опорно-сцепное устройство: 1 — лонжерон рамы тягача; 2 — горизонтальный шкворень; 3 — кронштейн; 4 — поперечная связь лонжеронов; 5, 6 — вертикальные шкворни; 7 — хобот тяговой рамы скрепера; 8 — гидроцилиндр поворота скрепера; 9 — кронштейны хобота; 10 — полушкворни поперечины

ходу топлива, более сложные в эксплуатации, чем однодвигательные, однако обладают значительно более высокими тяговыми усилиями.

Двухдвигательные скреперы делают с ковшами вместимостью 15–50 м³ и используются на породах III–IV категорий. Скреперы со всеми ведущими колесами, выполненными по схеме привода мотор — колесо, обеспечивают лучшие экономические

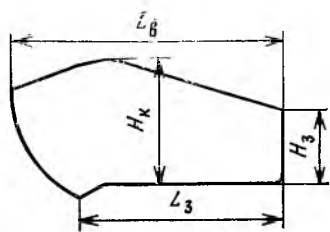


Рис. 12.18. Схема к определению конструктивных размеров ковша скрепера

показатели, чем двухдвигательные. Мотор — колесо представляет собой конструкцию ведущего колеса со встроенным гидравлическим или электрическим двигателем.

Основные конструктивные элементы скреперов показаны на рис. 12.17. Опорно-сцепное устройство (рис. 12.17, д) допускает взаимный перекося скрепера и тягача при движении по неровной дороге (шкворень 2), излом осей при движении через перегибы местности (полу-

шкворни 10) и поворот в горизонтальной плоскости (шкворни 5 и 6).

Главным параметром скреперов, как указывалось выше, является вместимость ковша E . Условно эта величина может быть представлена как произведение ширины ковша скрепера B_k на его среднюю высоту H_k и длину L_k в соответствии с рис. 12.18. С увеличением ширины ковша при одновременном уменьшении его высоты и длины снижается сопротивление породы копанью и особенно заполнению ковша. Однако нельзя беспредельно увеличивать ширину ковша по условиям перемещения скреперов по железным и автомобильным дорогам. Экспериментально установлены оптимальные соотношения основных размеров скреперов (см. табл. 13.1).

Глава 13

ОСНОВЫ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ВТМ

§ 1. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС БУЛЬДОЗЕРА

Рабочий процесс бульдозера состоит из отделения стружки породы на пути $L_{\text{коп}}$ (см. схему 1 в табл. 13.2). При ширине отвала B_0 и глубине копания h_{max} в начале пути и h_{min} в конце его из массива вырезается объем $E_{\text{пр}}$. Вырезанная и поднятая отвалом вверх порода образует призму волочения (навал) объемом $E_{\text{пр}}k_p/k_n$ перед рабочим органом. В начале копания, когда призмы волочения еще нет, трактор может полностью реализовать избыточную силу тяги на отделение стружки от массива, и толщина стружки в этом случае имеет максимальное значение. С образованием призмы волочения часть тягового усилия расходуется на ее перемещение, и тяговое усилие, затрачиваемое на отделение стружки от массива, уменьшается. Толщина стружки плавно или ступенчато уменьшается и к концу копания становится минимальной. При копании бульдозерным отвалом усилие, развиваемое механизмом передвижения, затрачи-

вается на преодоление сил сопротивления: отделения породной стружки от массива (резание), подъема породы по отвалу и перемещения образовавшейся призмы волочения. При перемещении призмы волочения часть породы объемом V будет теряться в боковых валиках. Для восполнения этих потерь на всем пути перемещения призмы необходимо осуществлять резание стружки толщиной $h_{\min}$. Для эффективной работы бульдозера существенное значение имеет правильный выбор ширины B_0 и высоты H_0 отвала. Принято оценивать эти показатели отношением H_0/B_0 . Для разных пород величины B_0 и H_0 , принятые для конкретного отвала, могут оказаться несогласованными между собой. Например, высокий отвал при недостаточной его ширине, удовлетворительно работающий на глинистых породах, будет плохо заполняться при работе на песках. В связи с тем что одним и тем же отвалом работают на разных породах, при вычислении объема призмы волочения обязательно нужно учитывать коэффициент наполнения отвала k_n .

Силы, действующие на бульдозерный отвал в начале и конце копания, показаны на схеме 2 в табл. 13.2. Поскольку в конце копания действуют все силы, рассмотрим сначала этот этап процесса. Сумма сил, действующих при копании, складывается из сил сопротивления породы резанию W_1 , а также сил трения при перемещении призмы волочения W_2 , на рабочем органе от его давления на породу W_3 и реакции породы на отвал, возникающей в результате сложного движения ее внутри призмы волочения, W_4 . Силы, действующие внутри призмы волочения, имеют равнодействующую R_1 , направленную под некоторым углом ν к горизонтали. От силы R_1 мы будем иметь горизонтальную составляющую R_{11} , вертикальную R_{12} и нормальную R_{13} . Горизонтальная сила $R_{11} = R_1 \cos \nu$ препятствует перемещению призмы волочения, вертикальная R_{12} действует на нож и машину, что учтено коэффициентом пропорциональности k_2 . На нож будет действовать сила $R_1 \sin \nu (1 - k_2)$, а на ходовую часть — сила $R_1 \sin \nu k_2$. Нормальная сила R_{13} создает силу трения на поверхности отвала, и ее горизонтальная составляющая $R_1 \sin (\alpha_4 + \nu) \cos \alpha_4 f_1$ также будет препятствовать движению машины.

Вес машины распределим аналогично предыдущему. Между рабочим органом ($G_{ar} k_1$) и ходовой частью [$G_{ar} (1 - k_1)$]. Это необходимо для прижатия ножей отвала и создания заглубляющего, а затем и удерживающего усилий. Сопротивления, действующие на машину, приведены в табл. 13.2. Движущей силой машины будет номинальное тяговое усилие T_n , которое зависит от суммарных весов базовой машины и навесного оборудования и коэффициента сцепления ходового механизма с поверхностью движения (качения). Однако необходимо учитывать сопротивление движению самого ходового механизма N , которое будет зависеть также от весов машины и навесного оборудования и сопротивления движению. Таким образом, действительное

тяговое усилие получится меньше номинального тягового усилия. Так как часть веса машины была отнесена на рабочий орган, а на ходовую часть машины отнесена часть силы R_1 , то тяговое усилие необходимо определять с учетом отнесенных сил. Величина тягового усилия T_n должна быть больше суммы сопротивлений движению ΣW и N , тогда бульдозер будет двигаться и выполнять полезную работу. Сделав подстановки в значения ΣW , T_n и N , а затем преобразовав уравнение, решим его относительно силы R_1 (см. табл. 13.3). Это уравнение показывает: для получения максимального тягового усилия необходимо, чтобы значение k_1 было минимальным, а значение $(\varphi_{сц} - f_3)$ было максимальным; так как значение $\varphi_{сц}$ ограничено по величине, необходимо стремиться к снижению f_3 ; значение $k_1 f_2$ с учетом сказанного выше должно быть минимальным; величина $k B_0 h_{\min}$ обычно имеет минимальное значение, так как $h_{\min}$ составляет для плотных связных пород 2—3 см, а для малосвязных пород 4—5 см; при расчетах следует принимать k для наиболее плотных пород, на которых бульдозер может работать; с целью уменьшения значения $k B_0 h_{\min}$ целесообразно использовать ступенчатые ножи с центральным выступающим на 3—6 см ножом; изменить значение $G_{пр} f_1$ достаточно трудно, и, не прибегая к специальным конструктивным переделкам этого достичь практически нельзя. Знаменатель этого уравнения позволяет выявить следующее: чем больше значение k_2 , тем меньше разность коэффициентов в квадратных скобках и при определенных значениях всех коэффициентов общая разность изменяется от положительного значения до отрицательного с переходом через нулевое значение; минимальное значение знаменателя может быть получено при $\alpha_4 = 0^\circ$ или $\alpha_4 = 90^\circ$ и $\nu = 90^\circ$, при этом R_1 может быть достаточно большим и направленным вверх; при $\nu = 0^\circ$ абсолютная величина знаменателя возрастает и значение R_1 уменьшается; в связи с тем, что в реальных конструкциях значения $\alpha_4 = 60^\circ - 80^\circ$, ν обычно не превышает $(30 - 45)^\circ$. В этом случае значения силы R_1 положительные, она способствует прижатию рабочего органа к породе, и может быть достигнута передача части усилия R_1 на машину. Если теперь вычислить все силы, действующие на рабочий орган и отложить их в масштабе, с учетом направления действия, то равнодействующая всех сил будет направлена от горизонтали вниз под углом $(0 \div 20)^\circ$, а высота ее приложения будет равна $0,17 H_0$ для плотных пород и $0,27 H_0$ для разрыхленных пород.

В начале копания на резание пород используется максимальная сила тяги. При этом значения $W_2 = 0$, $W_4 = 0$ и $R_1 = 0$. Составив уравнение баланса сил, с учетом всех сопротивлений и тягового усилия машины можно решить его относительно $h_{\max}$ (см. табл. 13.3). Для этого необходимо принять значение k для наиболее плотных пород, которые могут разрабатываться бульдозером (см. табл. 1.3).

Зная $h_{\max}$ и $h_{\min}$, можно найти путь копания $L_{\text{коп}}$, предварительно вычислив объем призмы волочения $E_{\text{пр}}$ (см. табл. 13.3). При определении объема призмы волочения рассматривается площадь треугольника с высотой H_0 . С учетом ширины отвала B_0 можем найти объем призмы, однако такая фигура является весьма условной для разрыхленной породы. Поэтому необходимо учитывать фактическое наполнение отвала или, точнее, самой призмы. Так как объем призмы в конечном счете зависит от H_0 и B_0 , необходимо найти коэффициент наполнения k_n , который бы учитывал более точно конфигурацию реальной фигуры (табл. 13.3).

Для бульдозера с поворотным отвалом помимо усилий, действующих на прямой отвал, должна учитываться сила сопротивления призмы волочения сдвигу в боковом направлении. Равнодействующая этой силы будет создавать момент, разворачивающий машину. Величину момента следует проверять по условию сопротивления машины развороту за счет сил трения. Так как в практике горных работ бульдозеры с поворотным отвалом используются редко, расчет этих машин здесь не приводится.

§ 2. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС РЫХЛИТЕЛЯ

Рабочий процесс рыхлителя состоит из заглубления зуба стойки до установленной глубины рыхления и последующего прямолинейного движения машины на участке работ длиной L_y (см. схему 3, а в табл. 13.2). При проходе первой борозды образуется зона разрушения (см. схему 3, б в табл. 13.2) с общей глубиной H_p , шириной поверху B_p и понизу b_p . По высоте можно выделить две фигуры — прямоугольник с высотой h_4 и шириной b_p и трапецию, у которой основания b_p и B_p и высота h_3 . При последующих проходах необходимо выбирать такой шаг, при котором получалась бы максимальная высота слоя разрушения h_3 (см. схему 3, в в табл. 13.2). Так как слишком близко параллельные проходы делать нельзя из-за неустойчивой работы рыхлителя, то принимается, что оптимальный шаг должен быть равен $B_p/2$. В этом случае второй и последующий проходы дают меньшую площадь разрушения, чем первый. В связи с этим наибольшие нагрузки на рабочем органе будут возникать при первом проходе.

Так как процессы, протекающие при разрушении пород, достаточно сложны, рассмотрим упрощенную модель взаимодействия зуба рыхлителя с породой (см. схему 4, а в табл. 13.2).

При внедрении зуба в породу часть ее разрушается под действием сил сжатия (зона А). Порода раздавливается и измельчается. В связи с тем что порода хорошо противостоит силам сжатия, можно предположить, что высота зоны А невелика. Большая часть породы (зона Б) разрушается под действием клина, создающего силы отрыва, которым порода противостоит

значительно хуже, чем силам сжатия. Равнодействующая сил резания стремится заглубить рабочий орган, а этому противодействует сила веса агрегата.

Силы трения можно рассматривать только на передней грани наконечника, однако трение стойки боковыми плоскостями и лобовой частью о разрушенную породу также следует учитывать. Обозначим действующие силы следующим образом. На наклонную поверхность наконечника действует равнодействующая сил сопротивления породы разрушению R_1 , направленная под углом ν к горизонтали; горизонтальная R_{11} и вертикальная R_{12} составляющие этой силы, действуют, создавая сопротивление движению стойки внутрь массива и препятствуя отрыву породы. В качестве дополнительных примем сопротивление сил трения от взаимодействия зуба и породы W_4 . Сила W_1 , являющаяся основным видом сопротивления, не может быть рассчитана по той схеме, которую мы приняли для бульдозеров. Поэтому предположим, что она равна $R_{11}-W_4$. Так как силы трения W_4 в сравнении с R_{11} малы, то примем их как некоторую часть от силы R_{11} .

Уравнения всех сил, действующих на зуб рыхлителя, записаны в табл. 13.2.

При определении тягового усилия T_n и сопротивления движению машины N примем, что составляющая R_{12} действует через подвеску на машину, и поэтому действие ее на зуб не учитываем. Примем сумму этих сил как проекцию их на ось ординат, тогда получим: $G_{ар}+R_{12}$. Преобразовав систему уравнений, решим их относительно R_1 (см. табл. 13.3). Если примем, что знаменатель положителен, то $\nu \leq 55^\circ$. При $\nu = 55^\circ$ значение R_1 становится бесконечно большим. Если принять, что $R_1 \leq (0,7 \div 0,8) G_{ар}$, то действительный угол ν может изменяться от 0 до 20° . Определив возможные значения R_1 , мы определим W_1 . С учетом физико-механических свойств пород определим параметры рыхления. Примем, что в прямоугольной части зоны разрушения площадь F_1 (см. схему 3, в в табл. 13.2) разрушается раздавливанием, а остальная площадь F_2 — отрывом.

Используя значение W_1 (см. табл. 13.2), можем определить значение глубины рыхления H_p (табл. 13.3) при проходе первой борозды, а также другие параметры. Если принять за основу расчетов значения $\sigma_{сж}$ для различных пород, приводимые в справочной литературе, то следует иметь в виду, что они получены на образцах малых форм и имеют более высокие показатели прочности, чем образцы больших размеров или массив в натуре. Для перехода к натуре от образцов рекомендуются понижающие коэффициенты, ориентировочно принимаемые равными 0,5—0,6. Сложнее дело обстоит со значениями σ_p . Для большинства пород эта величина не приводится в справочниках. Поэтому примем следующее обоснование для оценки свойств пород. Малопрочные породы с $\sigma_{сж} = 3,5\text{—}4,5$ МПа, но имеющие монолитное строение, разрушаются рыхлителями

очень плохо при $\sigma_p = 0,5 \div 0,6$ МПа, и только при $\sigma_p \leq 0,5$ МПа процесс рыхления проходит нормально. Прочные породы в образцах, такие, как граниты, имеют $\sigma_{сж} > 12-14$ МПа, однако выветренные, нарушенные массивы гранитов и дресва имеют показатель прочности массива значительно ниже, чем у отдельных образцов. Для этих же пород, но при монолитном строении $\sigma_p = 1,0-1,6$ МПа и более, а для выветренных пород $\sigma_p = 0,3-0,5$ МПа и даже ниже. Как видно из приведенных примеров, $\sigma_p \approx 0,1 \sigma_{сж}$. Однако этим показателем пользоваться затруднительно. Поэтому воспользуемся эмпирической зависимостью (см. табл. 13.3), с помощью которой можно определить предельно допустимое значение σ_p для пород с известным $\sigma_{сж}$. Этот метод не дает истинной оценки σ_p , а только позволяет установить, что если расчетное значение $\sigma_{p.p} < \sigma_{p.f}$ меньше фактического значения для данных пород, то они могут разрабатываться рыхлителями. В случае обратного знака и незначительного превышения фактической $\sigma_{p.f}$ над расчетной рыхление может производиться с помощью толкача или на меньшую глубину.

При оценке пород, пригодных для рыхления, учитываются слоистость, трещиноватость, влажность и другие свойства. В качестве ускоренного исследования пород в последние годы широко используется акустический метод. В зависимости от скорости прохождения звуковой волны через породный массив определяются пригодность пород и возможное направление рыхления (чем породы монолитнее, тем выше скорость звуковой волны и наоборот). Однако этот метод только косвенно определяет физические свойства пород.

При действии рабочего инструмента необходимо также учитывать его активную площадь. Обычно с учетом износа, неравномерности приложения нагрузки, некоторой подвижности инструмента и других факторов, а также и неоднородности самой породы активная площадь инструмента меньше единицы. Тогда, введя соответствующие поправочные коэффициенты, можем определить значение глубины рыхления при известных значениях тягового усилия и принятых в расчете $\sigma_{сж}$ и σ_p . По этой же формуле можно определить параметры рыхления мерзлоты, для чего при определении σ_p и $\sigma_{сж}$ следует дополнительно учитывать влияние температурного фактора для наружного и глубинного слоев в соответствии с параметрами рыхления. График температур по глубине породного массива для некоторых районов СССР см. на схеме 3, г в табл. 13.2. Кривые 1 и 2 даны для Восточной Сибири (Нерчинск и Якутск соответственно); 3 — для Западной Сибири (Новосибирск), 4 — для северных и северо-восточных районов Казахстана; 5 — для Воркуты (многолетние наблюдения); 6 — для Центральных районов европейской территории СССР.

Копание одноковшовым погрузчиком может выполняться двумя способами. Первый способ — раздельное копание (см. схему 5, *a* в табл. 13.2) состоит из следующих последовательно выполняемых операций: подъезд к навалу (положение 1), внедрение ковша на предельно возможную глубину в навал (положение 2) за счет тягового усилия движителя, поворот ковша относительно стрелы и подъем его в транспортное положение (положение 3), отъезд погрузчика от навала.

Второй способ — совмещенное копание (см. схему 5, *b* в табл. 13.2) выполняется в следующей последовательности: подъезд к навалу и внедрение ковша на глубину 0,3—0,35 длины его днища (положение 1), поворот ковша относительно стрелы при одновременном подъеме стрелы и продолжение движения погрузчика на навал (положения 2 и 3). Совмещенный способ копания обеспечивает лучшее наполнение ковша при меньших времени копания и динамических нагрузках на машину. Высота навала для совмещенного копания должна быть не менее удвоенной высоты ковша погрузчика.

При раздельном копании погрузчик работает на пределе тяговых возможностей, и этот способ можно использовать при низких навалах или черпании крупнообломочного материала и негабаритных кусков. Усилия, действующие на рабочее оборудование погрузчика при совмещенном копании, см. на схеме 6, *a* в табл. 13.2. В качестве основных сопротивлений будем рассматривать силы сопротивления внедрению ковша в навал W_1 и трения ковша о породу внешней и внутренней поверхностями днища и боковых стенок W_3 .

Запишем уравнения действующих сил сопротивления (см. табл. 13.2). Так как копание при совмещенном способе осуществляется погрузчиком, движущимся с малой скоростью, сопротивления копанию преодолеваются за счет тягового усилия P_k с учетом сил сопротивления движению N . Запас кинетической энергии машины при копании не учитываем.

Сопротивление перемещению ковша в навале зависит от глубины его внедрения. Для нахождения глубины внедрения ковша x_1 необходимо решить кубическое уравнение. Эта задача может быть значительно упрощена следующим образом. Так как сопротивление от сил трения не превышает 10 % суммарного значения всех сил сопротивления, действующих на ковш, то можно записать новое упрощенное условие: $W_1 \approx 0,9 \Sigma W$. Подставив в эту формулу значения W_1, P_k и N , а также заменив h_5 на $x_1 \operatorname{tg} \gamma_1$ (см. табл. 13.3), можем решить уравнение относительно x_1 . Это решение допустимо для конкретного типа погрузчика и конкретных условий копания, так как в формулу надо подставлять значение B_k и k . Найденное значение x_1 определено в зависимости от тягового усилия P_k и характеризует возможности копания по сцеплению ($\varphi_{сц}$). Объем ковша равен

произведению его ширины B_k на путь копания $H_4/\sin \nu_1$ и толщину срезаемого слоя x_2 . Приняв значение высоты копания равной удвоенной высоте ковша, т. е. $H_4 \leq 2H_k$, и подставив приблизительные значения высоты и ширины ковша, определяемые по эмпирическим зависимостям (см. табл. 13.1), найдем значение глубины внедрения x_2 , которое должно отвечать условию $x_2 \leq x_1$. При известном значении x_1 можем найти предельное значение сопротивления внедрению ковша в навал. По конструктивным условиям максимальная глубина внедрения $x_{\max}$ может быть установлена из следующих соображений. При внедрении ковша в навал на глубину x_1 машина, поднимая и поворачивая ковш, продолжает двигаться на навал. При бесконтрольном движении машина может наезжать передними колесами на породу, поднимая тем самым перед машины и ускоряя вывод ковша из навала и создавая неблагоприятные воздействия на ходовую часть и машину в целом.

Примем, что контрольной линией движения машины на навал будет нижняя бровка откоса (см. схему 6, *г* в табл. 13.2). Так как ширина ковша больше ширины ходовой части погрузчика, то ковш при своем движении освободит для ходовой части зону $x_{\max}$. Ковш в это время будет находиться в заданной верхней точке *с*. Тогда горизонтальная величина $L_{г.в}$ должна быть больше $H_4 \operatorname{ctg} \nu_1$ на величину $x_{\max}$. При этом должно соблюдаться условие $x_{\max} \geq x_2$. Из этого же условия, приравняв $x_{\max} = x_2$, можно найти минимальную высоту навала, при которой возможно применить совмещенную схему копания. Задание по технологическим соображениям величины $x_{\max}$ предопределяет требования к параметрам стрелы и ковша погрузчика или их вылету относительно ходового механизма.

§ 4. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС СКРЕПЕРА

Рабочий процесс скрепера с немеханизированной загрузкой состоит из нескольких этапов, последовательно сменяющих друг друга. На первом этапе копания, когда передняя заслонка поднята, а ковш предельно заглублен, стружка отделяется от массива и поднимается по режущей части (см. схему 7, *а* в табл. 13.2). В это время она не испытывает большого сопротивления своему перемещению. Однако даже прочная и эластичная стружка в результате двойного перегиба при прохождении через режущую часть разрушается. При достаточной толщине стружка преодолевает сопротивление сил гравитации и трения, и порода постепенно продвигается к задней стенке, заполняя ковш. С увеличением высоты слоя породы у задней стенки ковша увеличиваются путь движения породы и сопротивления ее перемещению. Процесс заполнения ковша становится нестабильным, так как порода в это время может перемещаться больше по вертикали, чем по горизонтали, вследствие чего начинает увеличиваться угол свободной поверхности породы

в ковше. Вновь срезаемая стружка разрушается сразу же у ножа, опрокидывается и начинается процесс образования призмы волочения. Рост объема призмы волочения увеличивает сопротивление как ее перемещению, так и поступлению в нее породы. Вновь срезаемая стружка поступает и в ковш, и в призму волочения, создавая равновесие сил сопротивления. При увеличении призмы волочения до некоторого критического объема возрастают потери породы в боковые валики и величина поступления породы в призму, и величины потерь становятся равными. С этого момента заполнения ковша прекращается. Для продолжения его заполнения необходимо изменить условия копания. Передняя заслонка опускается так, чтобы не препятствовать проходу стружки в ковш, но при этом предотвращать высыпание породы из ковша (см. схему 7,6 в табл. 13.2).

С этого момента начинается второй этап копания. Часть призмы волочения при опускании заслонки оказалась в полости ковша, между заслонкой и режущей кромкой. Сама заслонка является на данном этапе копания определенным видом сопротивления. Срезаемая стружка теперь не может поступать в призму волочения и, если она обладает достаточным внутренним сопротивлением, то начинает заполнять переднюю и заднюю части ковша. Заслонка своей фронтальной частью перемещает образовавшуюся ранее призму волочения. Объем призмы волочения на этом этапе копания не увеличивается, а наоборот — может даже уменьшаться, так как заслонка своим выпуклым щитом наезжает на призму волочения, подминает некоторый объем и создает увеличенное сопротивление перемещению призмы. После подъема породы в ковше на достаточную высоту общее сопротивление в ковше возрастает настолько, что продолжать заполнять ковш за счет резания стружки становится невозможным.

С этого момента наступает третий этап копания. Ковш поднимают, и глубина резания становится минимальной. У ковшей с выступающим средним ножом резание на этом этапе осуществляется только средней частью. Как такового резания в этот момент не происходит. Часть породы из призмы волочения, оказавшаяся под передней частью скреперного ковша (между передней заслонкой и режущей кромкой), испытывает значительное давление от наезжающего на нее ковша с породой и передает его на породу в зоне резания. Слой породы, который должен срезаться, находится под действием сил всестороннего сжатия и не имеет свободного выхода. Так как порода подвергается всестороннему сжатию, она значительно (в 2—10 раз) увеличивает свои прочностные свойства. Поэтому в слое резания при движении ножа происходят сложные упруго-пластические и неупругие деформации породы. Часть объема породы под действием сил давления от ножа преодолевает силы всестороннего сжатия и внутреннего сцепления и сдви-

гается в направлении меньшего давления, образуя мало или сильно деформированное тело (призму) скольжения (схемы 8, б и 8, в в табл. 13.2). Под действием ножа призма перемещается по плоскостям отрыва и ножа. Лежащий ниже плоскости отрыва призмы объем породы подвергается полной деформации и, вытесняясь вверх, образует подавливающую постель под телом скольжения, обеспечивая ему сохранение формы. Действие постели направлено не только в направлении подъема тела скольжения, но и на поворот его в вертикальной плоскости. Таким образом, образовавшееся тело скольжения принимает участие одновременно в трех видах движения: переносном вместе со скрепером, относительном вверх и вращательном относительно передней (по ходу скрепера) грани. Движение тела скольжения ведет к отделению от призмы волочения объема, который оказался под передней частью ковша, и передаче ему всех трех видов движения. Некоторая часть действующих породных тел в полости между ножом и передней заслонкой обеспечивает подъем породы в ковш. Этот процесс имеет пульсирующий характер. Частота пульсаций зависит от частоты (шага) образования тел скольжения. Часть объема породы из зоны разрушения выдавливается в ковш, а часть — в боковые валики и в призму волочения. Эффективность процесса заполнения ковша на заключительном этапе копания зависит от расстояния нижнего края передней заслонки до режущей кромки ковша, высоты подъема заслонки и физико-механических свойств породы.

Если нижний край передней заслонки находится очень близко к режущей кромке, она разрушает рабочие тела (тела скольжения) и процесс заполнения ковша имеет случайный характер или прекращается вообще.

В горной практике подобный механизм действия пород имеет место при сдвигах пород над горными выработками, оползнях бортов карьеров, а также при пучении пород. Следует отметить, что физические явления при резании пород имеют более сложный характер и во времени, и в пространстве и поэтому рассматриваемая схема является упрощенной моделью процесса.

В соответствии с рассмотренной выше схемой определим силы, действующие на скрепер. На первом этапе при заглублении на ковш действуют силы сопротивления (см. схему 8, а в табл. 13.2) резанию W_1 и трения на режущей кромке W_3 от части веса скреперного агрегата, которая принимается для порожнего скрепера равной $n_1 = 0,2$. Так как сопротивления в начале копания минимальны, то резание ведется стружкой толщиной $h_{\max}$. Если определить величину тягового усилия и сопротивления качению N для порожнего скрепера, то можно найти значение $h_{\max}$. В табл. 13.2 приведены расчетные зависимости для определения сил сопротивления в конце копания, когда все сопротивления проявляются наиболее полно. Зависимости

для определения основных параметров копания на других этапах процесса приведены в табл. 13.3.

Для копания в конце первого этапа, при уже образованной призме волочения, сопротивления могут быть определены как через сумму сил отдельных сопротивлений (резанию, трению ножа о породу, трению породы в ковше и трению призмы волочения при ее перемещении), так и с помощью обобщенного коэффициента сопротивления копанию. Для этого примем значение k_F для драглайна (см. табл. 1.3).

Тяговое усилие скреперного агрегата следует принимать с учетом загрузки его породой примерно на 60 % своей вместимости, когда вес агрегата составит около 85 % веса при полной загрузке ковша породой. Тогда решим уравнение относительно глубины копания h_{I-II} (см. табл. 13.3).

Полученные расчетом значения $h_{\max}$ и h_{I-II} не должны сильно разниться.

Первый этап копания скрепер ведет при почти постоянной толщине стружки.

Второй этап начинается с некоторого уменьшения объема призмы волочения, и копание продолжается при толщине стружки h_{I-II} . Однако к концу второго этапа вполне возможно постепенное снижение толщины стружки, так как скреперный ковш начинает плохо заполняться. К концу второго этапа толщину стружки можно принимать равной $h_{\min}$.

Сумма сил сопротивления копанию достигает своего максимума на третьем этапе.

Для третьего этапа рассмотрим два случая действия сил. Первый случай: сдвиг и образование тела скольжения. В это время действуют также сила сопротивления перемещению агрегата от трения режущей кромки о породу W_3 и сила сопротивления перемещению призмы волочения W_2 .

Усилия, передаваемые средним ножом ковша породе, создают в ней поле деформации, а затем происходит сдвиг элементарной фигуры (см. схему 8, б, в в табл. 13.2) по плоскости $A-A$, направленной к горизонту под углом ν_2 . Длина плоскости сдвига b_T , а ширина плоскости сдвига равна ширине среднего ножа B_1 . Тогда сопротивление породы сдвигу можно представить как произведение площади сдвига на единичное сопротивление породы сдвигу τ . Примем для нашего случая, что значение τ в условиях всестороннего сжатия в шесть—восемь раз больше прочности породы по сцеплению C_m (см. табл. 1.3), а угол ν_2 равен углу внутреннего трения породы.

Второй случай: сопротивление движению от силы трения на поверхности скольжения b_TB_1 и плоскости ножа a_TB_1 (в плоскости чертежа это линии b_T и a_T , множитель B_1 далее не упоминается) от выдавливания тела скольжения W_4 , сила сопротивления резанию породы W_1 , силы сопротивления движению от трения режущей кромки о породу W_3 и перемещения призмы волочения W_2 . Тело скольжения испытывает сопротивление пе-

ремещению вверх от веса части породы, находящейся в ковше. Учитывая то, что при выдавливании породы в ковш действуют силы гравитации, трения и сцепления между частицами, находящимися в ковше, примем, что на поверхность тела скольжения s_T действует сила, равная половине веса породы в ковше. Реакции R_2 и R_3 от веса породы на поверхности s_T распределим пропорционально плечам a_{1T} и b_{1T} (см. схему 8, г, д в табл. 13.2). От значений R_2 и R_3 получим горизонтальные составляющие сил сопротивления движению скрепера W_4 . Тяговое усилие P_k и сопротивление качению N для третьего этапа копания определяются с учетом полной загрузки ковша скрепера. Преобразовав уравнение баланса сил, решим его относительно h_{min} . При определении h_{min} необходимо учитывать, что величина k в условиях всестороннего сжатия будет примерно в три раза выше табличного значения (см. табл. 1.3). Полученные двумя способами значения h_{min} не могут сильно разниться. Для дальнейших расчетов следует принимать меньшее значение h_{min} , но не ниже $(0,04 \div 0,05)$ м. Найдя значения толщины стружки для каждого этапа копания, можем определить путь наполнения ковша. Предварительно примем условия, что на первом этапе ковш наполняется на 60 %, на втором.— на 30 % и на заключительном— на 10 %. Пути заполнения ковша по этапам работы и общий определяются по формулам, приведенным в табл. 13.3.

§ 5. КОНСТРУКТИВНЫЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ВТМ

В последние годы ВТМ находят все большее применение на горных предприятиях. Постоянно растут парки машин и увеличиваются объемы работ, выполняемых этой техникой. Рост мощности машин, простота их конструкции и обслуживания, высокие мобильность и производительность обуславливают их использование на разнообразных работах. В связи с этим необходимо уметь правильно определить технические возможности машин в конкретных условиях их работы.

Выше указывалось, что выполнение рабочих операций ВТМ осуществляется за счет использования движущей силы механизма передвижения, обеспечивающей движение всей машины и установленного на ней рабочего оборудования. По этому признаку в одну группу объединены конструктивно разные машины. Каждая из этих машин характеризуется главными и базовыми параметрами. У бульдозеров и рыхлителей главным параметром является номинальное тяговое усилие, у одноковшового погрузчика— номинальная грузоподъемность, у скрепера— вместимость ковша (табл. 13.1).

Основные базовые параметры зависят от главного и определяются по эмпирическим зависимостям. Рекомендуемые параметры позволяют определять углы установки рабочего органа, весовые и линейные соотношения конструктивных элементов и сравнивать их между собой. Расчетные зависимости, приведенные в табл. 13.1, используются для определения основных технических показателей машин при решении примеров.

Сходство в выполнении операций резания и набора породы, в характере изменения сопротивлений при выполнении этих и других операций, влиянии толщины стружки на величину сопротивления движению машины показывает, что и в описании рабочих процессов должны проявляться некоторые общие закономерности.

Формулы для определения сопротивлений движению машин и их тяговых усилий приведены в табл. 13.2. Такая форма записи является компактной, удобной для сравнения основных сопротивлений и призвана облегчить усвоение материала учащимися.

Для бульдозеров и скреперов принят наиболее тяжелый случай нагружения в конце копания, когда все сопротивления оказывают действия на машину, а их сумма достигает максимального значения. У рыхлителей наиболее тяжелым случаем нагружения является проход первого реза, когда общее сопротивление достигает максимума. У одноковшовых погрузчиков за основной принят случай предельного заглубления ковша для совмещенной схемы копания, когда силы сопротивления внедрению ковша не превышают 80 % тягового усилия, создаваемого механизмом передвижения.

В других случаях нагружения, таких как начало копания, проход второго и последующих резов рыхлителем, определяются максимальные глубина копания, рыхления, внедрения ковша или другие интересующие нас технологические параметры. С целью облегчить учащимся нахождение и вычисление основных технологических параметров в табл. 13.3 приведены соответствующие зависимости и указаны условия, при которых возможно их вычисление.

Расчетные зависимости табл. 13.1, 13.2, 13.3 могут быть использованы для решения различных учебных и практических задач, таких как:

выбор типов машин и их комплектов с определенными конструктивными параметрами для различных горнотехнологических условий;

определение режимов работы машин и выбор их количества для конкретных условий с целью составления планов работы, установления сменных заданий и др.

Все это должно позволить выработать умения и навыки у учащихся в выборе машин, задании режимов и учета количества выполненной работы.

Буквенные обозначения, принятые на схемах и в таблицах, приведены в алфавитном порядке ниже. Численные значения для примеров задаются в их условиях и в табл. 13.1 и 13.3.

В табл. 13.1—13.3 обозначено:

A — продольная база машины, м;

a, b_0, b_1, x, l — горизонтальные координаты центров тяжести груза Q_n в ковше погрузчика (a), навесного оборудования (b_0 и b_1), базовой машины (x) и вылет режущей кромки ковша (l) при крайнем нижнем его положении относительно переднего моста (см. рис. 12.13), м; $a = (0,7 \div 1)$ A — для пневмоколесных и $a = (0,6 \div 0,95)$ A — для гусеничных машин;

a_T, a_{1T} — размеры тела скольжения (схема 8, $в$ и $г$ в табл. 13.2), м;

B, B_K, B_0, B_1, B_P — ширина транспортного средства или бункера (B), ковша погрузчика или скрепера (B_K), базовой машины (B_0), бульдозерного отвала (B_0), среднего ножа скрепера (B_1), полной ширины полосы рыхления одной стойкой по верху (B_P), м;

b_0, b_1 — см. a ;

b, b_P, b_T, b_{1T} — ширина наконечника зуба рыхлителя (b), полосы рыхления одной стойкой по низу (b_P) и размеры тела скольжения (b_T и b_{1T}), м;

C_m — прочность породы по сцеплению, МПа (см. табл. 1.3);

c, c_1, c_2 — коэффициент $c = 1$ для неповоротных и $c = 0,8 \div 0,9$ для поворотных отвалов (значения c_1 и c_2 для рыхлителей и бульдозеров см. в табл. 13.3); c_T — размер тела скольжения, м (см. схему 8, $в$ и $г$ в табл. 13.2);

d, d_1 — коэффициенты пропорциональности; $d = 2,3 \div 2,33$ для неповоротного и $d = 2,8 \div 3$ для поворотного отвалов; $d_1 = 0,649$ для связных и $d_1 = 0,455$ для несвязных маловлажных пород;

$E, E_{пр}$ — вместимость ковша (E) и объем призмы волочения ($E_{пр}$) перед рабочим органом, м³;

F_1, F_2 — площади разрушения породы при рыхлении (см. схему 3, $в$ в табл. 13.2), м²;

f_1, f_2 — коэффициенты трения породы по металлу (f_1) и породы по породе (f_2); $f_1 = 0,1 \div 1$ и $f_2 = 0,3 \div 0,85$; в расчетах принимать $f_1 = 0,3 \div 0,5$ и $f_2 = 0,6 \div 0,85$;

f_3 — коэффициент сопротивления качению (движению); $f_3 = 0,1 \div 0,2$ для гусеничного и $f_3 = 0,07 \div 0,12$ для пневмоколесного хода (движителей);

Основные параметры ВТМ

Бульдозер (см. рис. 12.3)	Рыхлитель одностоечный (см. рис. 12.10)	Одноковшовый погрузчик (см. рис. 12.13)	Скрепер самоходный (см. рис. 12.18)
---------------------------	--	--	--

Главные параметры

$$T_H = G_{ар} \gamma_m \Psi_{сц}$$

$$Q_H = (G_1 x - G_0 b_0) / na$$

$$E = B_K H_K L_K$$

Базовые параметры

$$B_0 \approx dH_0 \geq (1,05 \div 1,1) B_{б.м}$$

$$H_0 = 4,64 k_6 T_H^{1,3} - k_n T_H 10^{-1}$$

$$H_{о.к} = (1,1 \div 1,25) H_0$$

$$b = 0,18 T_H^{1,3}; \quad h_1 = (0,3 \div 0,6) H_p$$

$$H_3 = H_p + h_1$$

$$L = (1,3 \div 2) H_p$$

$$h_2 = 0,3 \div 0,5 \text{ м}$$

$$E = Q_H (\gamma g k_n)^{-1} \cdot 10^6$$

$$T_H = G_{ар} \Psi_{сц}$$

$$B_K = 0,7 + E^{1/3}$$

$$H_K \approx L_K \approx (E/B_K)^{1/2}$$

$$L_K = 0,5 (L_d + L_B)$$

Рекомендуемые параметры

$$R = cH_0$$

$$\delta = 55^\circ; \quad \alpha = 20^\circ \div 30^\circ;$$

$$\beta = 25^\circ \div 35^\circ; \quad \varepsilon_0 = 75^\circ;$$

$$\beta_0 = 70^\circ \div 75^\circ;$$

$$\beta_K = 90^\circ \div 100^\circ$$

$$\delta \leq 45^\circ \text{ и } \alpha \geq 5^\circ \div 7^\circ$$

для скальных пород;

$$\delta_1 \leq 60^\circ \div 65^\circ, \quad \delta_2 \leq 45^\circ$$

$$\text{и } \alpha \geq 8^\circ \div 10^\circ$$

для мерзлых пород;

$$\beta \geq 30^\circ \div 35^\circ$$

$$E^{1/3} = 0,45 B_K = 1,48 H_K = 1,48 L_K$$

$$Q_H = 1,25 G_{ар} k_6^{-1} = 2 G_c = 2,78 G_K$$

$$H + 0,333 B \operatorname{tg} \rho \leq H_2 \leq H + 0,5 B$$

$$\Delta L + 0,333 B \leq L_p \leq \Delta L + 0,5 B$$

$$H_1 \approx H_2 + (1,7 \div 1,8) H_K$$

$$\alpha_1 \geq 50^\circ; \quad \alpha_2 \geq 42^\circ \div 46^\circ;$$

$$60^\circ > \alpha_2 \geq 42^\circ \div 46^\circ$$

$$B_1 = 0,8 B_K$$

$$L_B = 1,2 L_d$$

$$\delta \leq 30^\circ \div 35^\circ$$

Бульдозер с прямым отвалом

Рыхлитель одноствочный

Схема 1

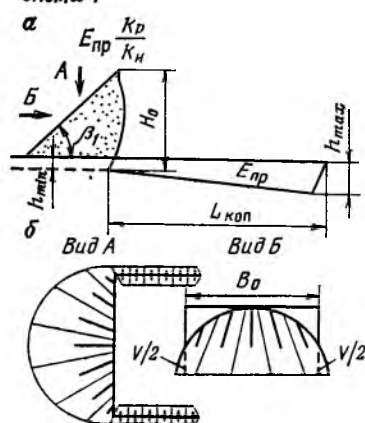


Схема 2

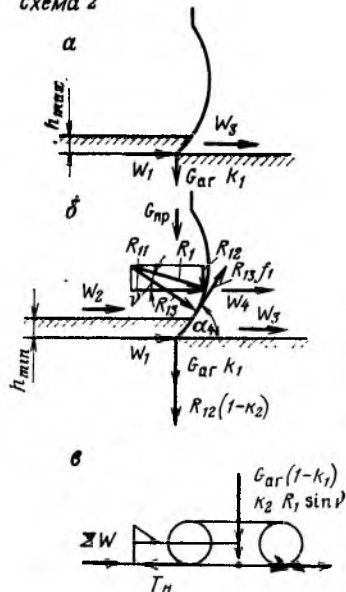


Схема 3

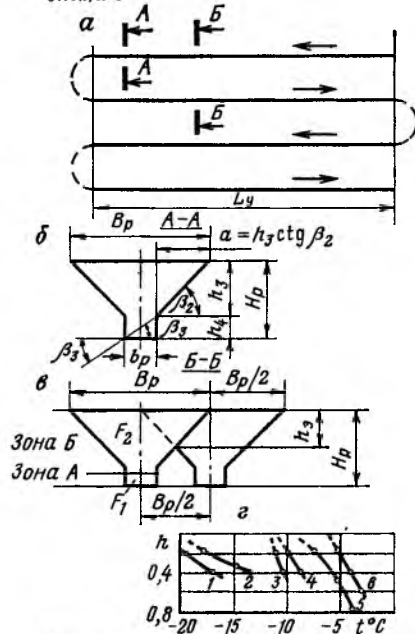
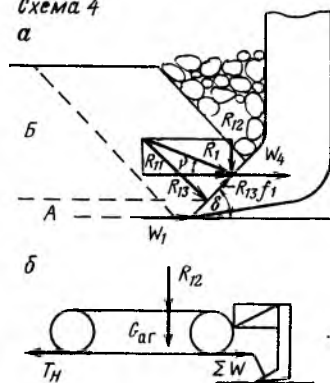


Схема 4



и тяговые усилия

Погрузчик одноковшовый

Скрепер самоходный

Схема 5

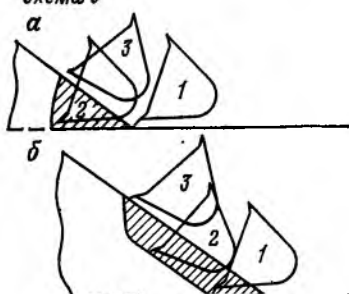


Схема 6

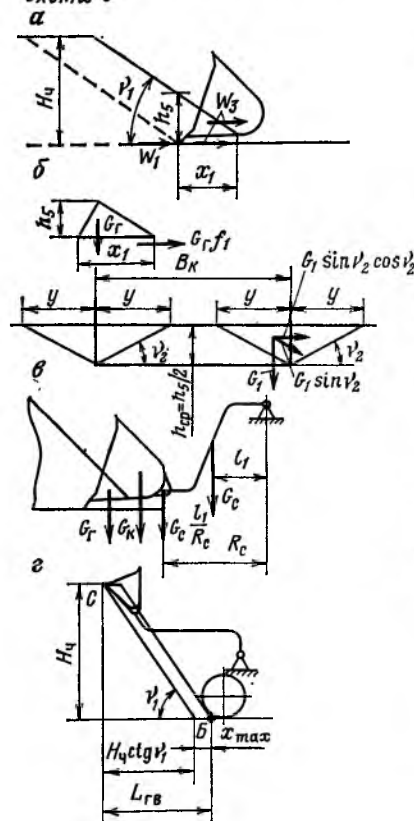


Схема 7

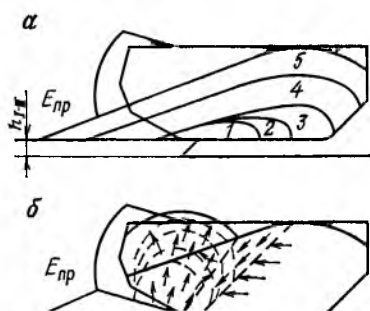
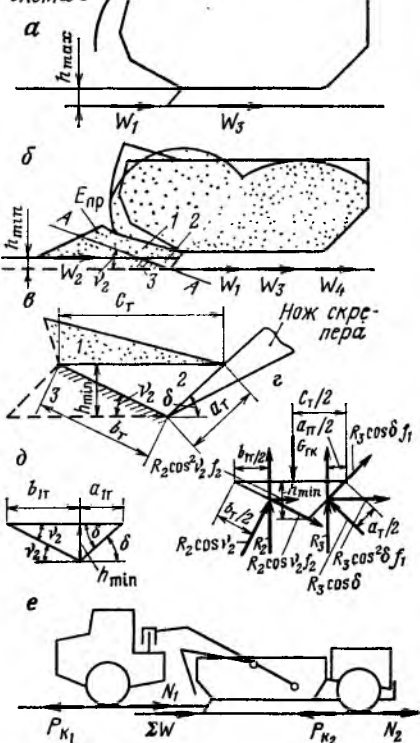


Схема 8



Бульдозер с прямым отвалом	Рыхлитель одностоечный
----------------------------	------------------------

Силы сопротивления

$$W_1 = k B_0 h_{\min}$$

$$W_1 = R_{11} - W_4$$

Силы сопротивления перемещению

$$W_2 = G_{\text{пр}} f_2$$

$$W_2 = 0$$

Силы трения на рабочем органе,

$$W_3 = G_{\text{ар}} k_{11} f_1$$

$$W_3 = 0$$

Силы трения на рабочем

$$W_4 = R_1 [\cos \nu + \sin \nu (1 - k_2) f_1 + \sin (\alpha_4 + \nu) \cos \alpha_4 f_1]$$

$$W_4 = R_{13} \cos \delta f_1 + 0,11 R_{11}$$

Силы сопротивления

$$N = [G_{\text{ар}} (1 - k_1) + R_1 \sin \nu k_2] f_3$$

$$N = (G_{\text{ар}} + R_{12}) f_3$$

Тяговые усилия, развиваемые

$$T_H = [G_{\text{ар}} (1 - k_1) + R_1 \sin \nu k_2] \varphi_{\text{сц}}$$

$$T_H = (G_{\text{ар}} + R_{12}) \varphi_{\text{сц}}$$

Баланс действующую

$$\Sigma W \leq T_H - N$$

$$\Sigma W \leq T_H - N$$

$G_{\text{ар}}, G_{\text{т}}, G_{\text{о}}, G_{\text{к}}, G_{\text{с}}, G_{\text{пр}}, G_{\text{г}}, G_1$ — веса агрегата ($G_{\text{ар}}$), т. е. базовой машины вместе с комплектом навесного оборудования, базовой машины ($G_{\text{т}}$), комплекта навесного оборудования ($G_{\text{о}}$), ковша ($G_{\text{к}}$), стрелы ($G_{\text{с}}$), призм волочения ($G_{\text{пр}}$), породы в ковше ($G_{\text{г}}$) и призм давления при расчете сил сопротивления внедрению ковша погрузчика в навал (G_1), МН;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

$H, H_{\text{о}}, H_{\text{ок}}, H_{\text{к}}, H_1, H_2, H_3, H_4, H_{\text{р}}$ — высота верхнего борта транспортного средства или бункера (H), отвала бульдозера без козырька ($H_{\text{о}}$) и с козырьком ($H_{\text{ок}}$), ковша ($H_{\text{к}}$), габарита погрузчика с поднятым ковшом (H_1), разгрузки ковша по нижней его кромке (H_2), максимального выдвижения стойки зуба рыхлителя из обоймы (H_3), черпания ковшом погрузчика (H_4), м; глубина рыхления ($H_{\text{р}}$);

$h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_{\min}, h_{\max}, h_{\text{ср}}, h_{1-11}, h_{\text{о}}, h_{\text{к}}$ — наименьшее расстояние между рамой рыхлителя и поверхностью качения при максимальном заглублении зуба (h_1), заглубление режущей кромки ниже уровня опорной поверхности (h_2), высота фигуры разрушения породы при рыхлении (схема 3, б в табл. 13.2), выделенная в форме трапеции (h_3) и прямоугольника (h_4), высота слоя породы в навале на уровне режущей кромки ковша по-

Погрузчик одноковшовый	Скрепер самоходный
породы резанию (рыхлению)	
$W_1 = k B_k h_5 k_4$	$W_1 = k B_1 h_{\min}$
призмы волочения (силы трения)	
$W_2 = 0$	$W_2 = G_{\text{пр}} f_2$
вызванные его давлением на породу	
$W_3 = [G_r (1 + k_5) + 4G_1 + (G_k + G_c l_1 / R_c) k_5] f_1$	$W_3 = n_2 (G_{\text{ар}} + G_r) f_1$
органа от действия сил реакции	
$W_4 = 0$	$W_4 = R_2 \cos^2 \alpha_2 f_2 + R_3 \cos^2 \delta f_1$
движению машины	
$N = G_{\text{ар}} f_2$	$N = (1 - n_2) (G_{\text{ар}} + G_r) f_2$
ходовым механизмом	
$P_k = G_{\text{ар}} \Phi_{\text{сц}}$	$P_k = (G_{\text{ар}} + G_r) (1 - n_2) \Phi_{\text{сц}}$
щих сил	
$W \leq P_k - N$	$\Sigma W \leq P_k - N$

грузчика при его внедрении на глубину x_1 (h_5), минимальная глубина копания, определяемая по технологическим соображениям или из тяговых возможностей машины ($h_{\min}$), максимальная глубина копания при минимальных внешних сопротивлениях другого рода ($h_{\max}$), средняя высота слоя ($h_{\text{ср}}$), высота слоя, принимаемая для определенного промежуточного этапа копания ковшем скрепера (принят конец первого и начало второго этапов h_{1-11}), эффективная глубина рыхления (h_e), м; глубина слоев для мерзлых пород (h_m), м; для бульдозеров $h_{\min} = 0,025 \div 0,032$ для связных и $h_{\min} = 0,04 \div 0,05$ для несвязных пород;

k , k_F — сопротивление породы резанию и копанию, МПа (см. табл. 1.3); k_n , k_p — коэффициенты наполнения ковшей рабочих органов породой (k_n) и разрыхления породы при ее разработке (k_p) (см. табл. 1.3); для расчетных случаев $k_n = 1,25$, а для бульдозера определяется расчетом (табл. 13.3); при расчете погрузчика при разрыхлении породы в навале $k_p = 1,05 \div 1,15$; в ковше $k_{p1} = 1,25 - 1,35$;

k_5 , k_n , k_1 , k_2 , k_3 , k_4 , k_5 , k_6 — коэффициенты; $k_5 = 0,5$ для неповоротных и $k_5 = 0,45$ для поворотных отвалов бульдозеров; $k_n = 5$ для $T_n \leq 0,4$ МН и $k_n = 1$ для $T_n > 0,4$ МН; коэффициенты пропорциональности распределения

Технологические и вспомогательные параметры ВТМ

Бульдозер с прямым отвалом	Рыхлитель одностоечный	Погрузчик одноковшовый	Скрепер самоходный
----------------------------	------------------------	------------------------	--------------------

Значения реакций на рабочем органе и в породе

$R_1 \leq \frac{T_H - N - W_3 - W_2 - W_1}{c_2}$ $c_2 = \cos v + \sin v [(1 - k_2) f_1 - k_2 (\varphi_{\text{сц}} - f_3)] + \sin (\alpha_4 + v) \cos \alpha_4 f_1$	$R_1 = \frac{G_{\text{ар}} (\varphi_{\text{сц}} - f_3)}{\cos v - \sin v (\varphi_{\text{сц}} - f_3)}$ $G_{\text{ар}} \leq R_1 \leq 1,7 G_{\text{ар}}$ принимать: $v = 30^\circ$; $\varphi_{\text{сц}} - f_3 = 0,8$	—	$R_2 = 0,5 G_{\Gamma} \frac{\text{ctg } v_2}{\text{ctg } \delta + \text{ctg } v_2}$ $R_3 = 0,5 G_{\Gamma} \frac{\text{ctg } \delta}{\text{ctg } \delta + \text{ctg } v_2}$ $R_2 + R_3 = 0,5 G_{\Gamma}$
--	--	---	---

Вес призмы волочения или породы

$G_{\text{пр}} = E_{\text{пр}} \gamma g 10^{-6}$	—	$G_{\Gamma} = 0,5 B_{\kappa} x_1^2 \text{tg } v_1 \gamma g 10^{-6}$ $G_1 = 0,5 h_{\text{ср}} y x_1 \gamma g 10^{-6}$	$G_{\text{пр}} = E_{\text{пр}} \gamma (1/k_p) g 10^{-6}$ $G_{\Gamma} = E \gamma (k_H/k_p) g 10^{-6}$
--	---	--	--

Объем призмы волочения и площади рыхления

$E_{\text{пр}} = 0,5 H_0^2 B_0 \text{ctg } \beta_1 k_H/k_p$	$F_1 = m H_p^2/k_3 \text{ при } H_p/b_p = k_3$ $F_2 = (1 - m) b_p H_p + h_3^2 \text{ctg } \beta_2$	—	$E_{\text{пр}} = (0,058 + 0,093) E$
---	--	---	-------------------------------------

Линейные параметры копання и рыхления

$$h_{\max} \leq \frac{T_H - N - W_3}{kB_0}$$

$$L_{\text{коп}} = \frac{2E_{\text{пр}}}{(h_{\max} + h_{\min}) B_0}$$

$$k_H = d_1 \sqrt{\frac{B_0}{H_0}}$$

$$h_3 = \frac{H_p}{k_3} (k_3 - \operatorname{tg} \beta_3)$$

$$H_p = \sqrt{k_3 W_1 / c_1}$$

$$c_1 = ms_1 \sigma_{\text{сж}} p_1 + [(1 - m) + 1/k_3 (k_3 - \operatorname{tg} \beta_3) \operatorname{ctg} \beta_3] \times s_2 \sigma_p p_2$$

$$\sigma_{p.ck} = \frac{4,2 \sigma_{\text{сж}}}{\sigma_{\text{сж}} - 4}$$

$$\sigma_{p.m} = \frac{\sigma_{\text{сж}}}{21} \sqrt{t_1/t_2}$$

$$x_2 = 0,339 E^{1/3} k_H k_p^{-1}$$

$$x_2 \leq x_1 = \frac{0,9 G_{\text{аг}} (\Psi_{\text{сц}} - f_2)}{kB_K \operatorname{tg} v_1 k_4}$$

$$h_5 = x_1 \operatorname{tg} v_1$$

$$x_{\max} \leq L_{\text{гв}} - H_4 \operatorname{ctg} v_1$$

$$H_4 \leq 2H_K; \quad v_1 = 45^\circ;$$

$$L_{\text{гв}} = 1,93 E^{1/3}$$

$$x_1 \leq x_{\max} \leq 0,58 E^{1/3}$$

$$y = 0,5 x_1 \operatorname{tg} v_1 \operatorname{ctg} v_2$$

$$h_{\max} \leq \frac{P_K - N - W_3}{kB_K}$$

$$\text{при } n_2 = n_1 \text{ и } G_r = 0$$

$$h_{I-II} \leq \frac{0,85 P_K - N}{k_F B_K}$$

$$0,04 + 0,05 \leq h_{\min} \leq \frac{P_K - N - W_2 - W_3 - W_4}{kB_1}$$

$$0,05 + 0,1 \leq h_{\min} \leq \frac{(P_K - N - W_2 - W_3) \sin v_2}{\tau B_1}$$

$$L_I = \frac{1,2 E k_H}{B_K (h_{\max} + h_{I-II}) k_p}$$

$$L_{II} = \frac{1,2 E k_H}{(B_K + B_1) (h_{I-II} + h_{\min}) k_p}$$

$$L_{III} = \frac{0,1 E k_H}{B_1 h_{\min} k_p}$$

$$L_{\text{коп}} L_I + L_{II} + L_{III}$$

веса машины (k_1) и силы $R_1(k_2)$ между рабочим органом и ходовой частью; в расчетах принимать $k_1 \leq 0,2$; $k_2 \leq 0,5$; отношение глубины рыхления к ширине наконечника ($k_3 = 3 \div 5$); в расчетах принимать $k_3 = 4$; увеличения режущей кромки ковша погрузчика за счет боковых стенок, $k_4 = 1,1 \div 1,2$; передачи веса ковша с породой на почву в зависимости от условий и схемы копания и вида воздействия гидроцилиндров на ковш, $0 \leq k_5 \leq 1$, в расчетах принимать $k_5 = 0,2 \div 0,3$ массы погрузчика: $k_6 = 6,5$ для гусеничных и $k_6 = 4,5$ для пневмоколесных машин;

$L, \Delta L, L_p, L_k, L_d, L_a, L_{\text{коп}}, L_y, L_{г.в}, L_I, L_{II}, L_{III}$ — вылет наконечника зуба рыхлителя от оси звездочки или колеса трактора (L); безопасное расстояние между погрузчиком и транспортным средством или бункером при разгрузке ковша (ΔL); вылет ковша при наибольшей высоте разгрузки (L_p); длина ковша (L_k), его днища (L_d) и верхней части (L_a); длина участка копания ($L_{\text{коп}}$); длина участка для работы рыхлителя (L_y); горизонтальный вылет ковша погрузчика относительно внешней части ходового механизма при подъеме ковша на высоту черпания $H_1(L_{г.в})$; длины участков копания скрепером для различных этапов рабочего процесса (L_I, L_{II}, L_{III}), м;

l — см. а;

l_1 — плечо центра тяжести стрелы от оси шарнира ее крепления к базовому тягачу (см. рис. 13.6, в), м; для расчетов принимать $l_1 = 0,5R_0$;

m — коэффициент пропорциональности; для скальных пород $m = 0,02$, для мерзлых $m = 0,15 \div 0,35$;

n — коэффициент запаса устойчивости, для пневмоколесных машин $n = 2$, для гусеничных $n = 2,86$;

n_1, n_2 — коэффициенты пропорциональности, характеризующие часть массы скреперного агрегата, приходящейся на режущую кромку ножа для пустого (n_1) и заполненного ковша (n_2); в расчетах принимать $n_1 = n_2 = 0,2$;

P_k — тяговое усилие для пневмоколесных машин, МН;

p_1, p_2 — масштабные коэффициенты перехода от показателей прочности пород $\sigma_{ож}(p_1)$ и $\sigma_p(p_2)$, полученных на образцах, к породам в массиве; для скальных пород $p_1 = p_2 = 0,5$, для мерзлых $p_1 = p_2 = 1$;

Q_a — грузоподъемная сила погрузчика, МН;

R — радиус кривизны отвала, м;

R_0 — длина горизонтальной проекции стрелы, м;

$R_1, R_2, R_3, R_{11}, R_{12}, R_{13}$ — равнодействующая сил, действующих на рабочий орган бульдозера и рыхлителя (R_1), реакции на плоскость сдвига (R_2) и на плоскость ножа (R_3) от веса породы, поднимаемой в ковше скрепера, горизонтальная (R_{11}), вертикальная (R_{12}) и нормальная (R_{13}) составляющие реакции R_1 , МН;

s_1, s_2 — коэффициенты площади контакта разрушаемой породы с рабочим инструментом (s_1) и активной площади разрушения (s_2); для скальных пород $s_1 = 0,5$ и $s_2 = 0,5$, для мерзлых $s_1 = 0,5$ и $s_2 = 0,75$;

T_n — номинальное тяговое усилие (наибольшее тяговое усилие, реализуемое базовым трактором на плотной породе с учетом догрузки его навесным оборудованием при скорости 2,5—3 км/ч и буксовании не более 7 % для гусеничных и 20 % пневмоколесных машин) по условию сцепления, МН;

t_{1c}, t_{2c} — средние температуры в слоях $h_1(t_{1c})$ и $h_2(t_{2c})$, °С; t_{1c} и t_{2c} определяются по графику (см. схему 3, г в табл. 13.2);

W_1 — сопротивление породы резанию отвалом бульдозера, рыхлению зубом рыхлителя, внедрению ковша погрузчика и резанию ковшом скрепера, МН;

W_2 — сопротивление перемещению призм волочения, МН;

W_3 — сопротивление перемещению рабочего органа от сил трения на режущей кромке, возникающих в результате передачи части веса машины на рабочий орган, МН;

W_4 — то же, но от действия сил реакции, МН;

N — сопротивление движению механизма хода, МН;

ΣW — сумма сил, МН;

x — см. а;

x_1, x_2, x_{max} — глубина внедрения ковша погрузчика в навал: по сцепному фактору (x_1); по условию заполнения ковша или технологическому фактору

(χ_2); по условию безопасного черпания в забое ограниченной высоты ($\chi_{\max}$); y — сторона призмы, м;
 $\alpha, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$ — задний угол режущего инструмента (α), угол разгрузки ковша (α_1), угол установки ковша в транспортное положение (α_2), угол установки ковша в верхнее положение (α_3), угол между горизонталью и касательной к образующей отвала в месте приложения $R_{1s}(\alpha_4)$; в расчетах принимать $\alpha_4 = 55-60^\circ$;
 $\beta, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_0, \beta_k$ — углы заострения рабочего инструмента (β), откоса призмы волочения (β_1), скола породы в верхней части зоны разрушения (β_2), отношения высоты прямоугольной части зоны разрушения к ширине наконечника (β_3), опрокидывания породы в верхней части отвала (β_0), установки козырька (β_k), градус; в расчетах принимать $\beta_1 = \beta_2 = \beta_3 = 45^\circ$;
 γ, γ_m — плотность породы (γ), кг/м³; в расчетах принимать $\gamma = 1600$ кг/м³; коэффициент использования веса машины с навесным оборудованием по сцеплению (γ_m); в расчетах принимать $\gamma_m = 0,8$ для начала работы, $\gamma_m = 0,9$ для перемещения призмы волочения, $\gamma_m = 1$ для буксировочных работ;
 $\delta, \delta_1, \delta_2$ — углы резания для бульдозерного отвала, скреперного ковша и наконечника рыхлителя для скальных пород (δ), для наконечника рыхлителя, предназначенного для мерзлоты (δ_1 и δ_2), градус;
 ε_0 — угол наклона отвала, градус;
 ν, ν_1, ν_2 — углы к горизонтали, под которыми действует $R_1(\nu)$, откоса навала (ν_1), внутреннего трения породы (ν_2), градус; $\nu_1 = (28-50)^\circ$, $\nu_2 = (6-50)^\circ$;
 $\sigma_{сж}, \sigma_p, \sigma_{p.сж}, \sigma_{p.м}$ — сопротивление породы разрушению при одноосном сжатии ($\sigma_{сж}$) и растяжении (σ_p); предельные расчетные значения сопротивлений породы разрушению при действии сил растяжения по условию пригодности их для рыхления, в том числе для скальных ($\sigma_{p.сж}$) и мерзлых ($\sigma_{p.м}$) пород, МПа; значения $\sigma_{сж}$ принимаются по табл. 1.3, значения $\sigma_p \approx (0,1 \div 0,5) \sigma_{сж}$;
 τ — сопротивление породы сдвигу МПа; значения $\tau \approx 3 C_m$, а при расчете скрепера $\tau \approx (6 \div 8) C_m$, где C_m принимается по табл. 1.3 для соответствующих пород;
 $\varphi_{сц}$ — коэффициент сцепления ходового механизма с поверхностью качения; для гусеничного хода $\varphi_{сц} = 0,9$, для пневмоколесного — $\varphi_{сц} = 0,5 \div 0,8$;
 ρ — угол откоса породы, градус; $\rho = (30-33)^\circ$.

§ 6. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ВТМ

Расчет бульдозера. Определить параметры копания $h_{\max}$ и $L_{\text{коп}}$ и сопротивление движению гусеничного бульдозера при работе на породах III категории. Ширина отвала $B_0 = 5,2$ м, вес агрегата 0,5 МН.

Толщина стружки в начале копания (см. табл. 13.3)

$$h_{\max} \leq \frac{T_n - N - W_s}{k B_0}.$$

Номинальное тяговое усилие (см. табл. 13.1 и 13.2) для $R_1 = 0$ и $k_1 = 0,2$

$$T_n = G_{ар} \gamma_m \varphi_{сц} = G_{ар} (1 - k_1) \varphi_{сц} = 0,5 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 0,36 \text{ МН.}$$

Сопротивление перемещению базовой машины от сил трения на рабочем органе, возникающих от передачи части веса агрегата на рабочий орган (прижатие отвала) (см. табл. 13.2),

$$W_s = G_{ар} k_1 f_1 = 0,5 \cdot 0,2 \cdot 0,4 = 0,04 \text{ МН.}$$

Силы сопротивления движению агрегата при отсутствии призмы волочения и $R_1 = 0$

$$N = G_{ар} (1 - k_1) f_s = 0,5 \cdot 0,8 \cdot 0,2 = 0,08 \text{ МН.}$$

По табл. 1.3 для пород III категории находим $k = 0,17$ МПа, тогда

$$h_{\max} \leq \frac{0,36 - 0,08 - 0,04}{0,17 \cdot 5,2} = 0,27 \text{ м.}$$

Силы сопротивления породы резанию в начале копания (см. табл. 13.2)

$$W_1 = k B_0 h_{\max} = 0,17 \cdot 5,2 \cdot 0,27 = 0,24 \text{ МН.}$$

Баланс действующих сил в начале копания

$$W_1 + W_3 = \Sigma W \leq T_n - N, \quad \text{или} \quad 0,28 \text{ МН} \leq 0,28 \text{ МН.}$$

Данное равенство удовлетворяет поставленному условию.

Определим действующие силы в конце копания при $h_{\min} = 0,032 \text{ м}$:

$$W_1 = k B_0 h_{\min} = 0,17 \cdot 5,2 \cdot 0,032 = 0,0283 \text{ МН;}$$

$$W_2 = G_{\text{пр}} f_2 = 0,084 \cdot 0,85 = 0,0714 \text{ МН;}$$

$$G_{\text{пр}} = E_{\text{пр}} \gamma g \cdot 10^{-6} = 5,27 \cdot 1600 \cdot 10 \cdot 10^{-6} = 0,084 \text{ МН;}$$

$$E_{\text{пр}} = 0,5 H_0^2 B_0 \operatorname{ctg} \beta_1 \frac{k_n}{k_p} = 0,5 \cdot 1,47^2 \cdot 5,2 \cdot 1 \cdot \frac{1,25}{1,3} = 5,27 \text{ м}^3$$

(значение k_p по табл. 1,3);

$$H_0 = 4,64 k_6 T_n^{1/3} - k_n T_n \cdot 10^{-1} = 4,64 \cdot 0,5 \cdot 0,712 - 5 \cdot 0,36 \cdot 0,1 = 1,47 \text{ м;}$$

$$k_n = d_1 \sqrt{\frac{B_0}{H_0}} = 0,649 \cdot \sqrt{\frac{5,2}{1,47}} = 0,649 \cdot 1,88 = 1,22;$$

$$W_3 = 0,04 \text{ МН.}$$

Определим значение R_1 (см. табл. 13.3) для $\nu = 45^\circ$ и $\alpha = 80^\circ$:

$$R_1 = \frac{T_n - N - W_3 - W_2 - W_1}{c_2} =$$

$$= \frac{0,36 - 0,08 - 0,04 - 0,0714 - 0,0283}{0,6578} = 0,2133 \text{ МН;}$$

$$c_2 = \cos \nu + \sin \nu [(1 - k_2) f_1 - k_2 (\varphi_{\text{сц}} - f_3)] + \sin (\alpha_4 + \nu) \cos \alpha_4 f_1 =$$

$$= 0,707 + 0,707 \cdot [(1 - 0,5) 0,4 - 0,5 \cdot (0,9 - 0,2)] +$$

$$+ \sin 55^\circ \cos 80^\circ \cdot 0,4 = 0,6578.$$

Определим всю сумму сил и проверим возможности работы машины при принятых условиях:

$$W_4 = R_1 [\cos \nu + \sin \nu (1 - k_2) f_1 + \sin (\alpha_4 + \nu) \cos \alpha_4 f_1] =$$

$$= 0,1507 + 0,03 + 0,012 = 0,1927 \text{ МН;}$$

$$N = [G_{\text{ар}} (1 - k_1) + R_1 k_2 \sin \nu] f_3 = 0,095 \text{ МН;}$$

$$T_n = [G_{\text{ар}} (1 - k_1) + R_1 k_2 \sin \nu] \varphi_{\text{сц}} = 0,4278 \text{ МН.}$$

Баланс действующих сил для конца копания:

$$W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = \Sigma W \leq T_n - N$$

$$\text{или } 0,3324 \text{ МН} \leq 0,3328 \text{ МН.}$$

Таким образом бульдозер весом 0,5 МН, развивая тяговое усилие 0,36 МН, может срезать стружку породы толщиной 0,27 м.

Определим путь копания:

$$L_{\text{коп}} = \frac{2 E_{\text{пр}}}{B_0 (h_{\max} + h_{\min})} = \frac{2 \cdot 5,27}{5,2 (0,27 + 0,032)} = 6,71 \approx 7 \text{ м.}$$

Расчет рыхлителя. Определить глубину рыхления для тракторного рыхлителя, вес которого 0,5 МН, на породах VII категории (известняки), имею-

ших $\sigma_{сж} = 60$ МПа и $\sigma_p = 0,1\sigma_{сж}$ и на мерзлых породах III—IV категории. Номинальное тяговое усилие и ширина зуба рыхлителя (см. табл. 13.1):

$$T_H = G_{ар} \gamma_m \Phi_{сц} = 0,5 \cdot 1 \cdot 1 = 0,5 \text{ МН};$$

$$b = 0,187 \frac{1}{n} = 0,18 \cdot 0,794 = 0,1429 \approx 0,145 \text{ м.}$$

С учетом действия R_1 фактическое тяговое усилие трактора будет отличаться от расчетного номинального.

Определим значения R_1 (см. табл. 13.3)

$$R_1 = \frac{G_{ар} (\Phi_{сц} - f_3)}{\cos \nu - \sin \nu (\Phi_{сц} - f_3)} = \frac{0,5 \cdot 0,8}{0,866 - 0,5 \cdot 0,8} = 0,858 \text{ МН},$$

а затем по табл. 13.2 и рис. 12.10.

$$W_1 = R_{11} - W_4 = R_1 \cos \nu - W_4 = 0,858 \cdot 0,866 - 0,316 = 0,427 \text{ МН},$$

$$W_4 = R_{13} \cos \delta f_1 + 0,11 R_{11} = R_1 [\sin (\delta + \nu) \cos \delta f_1 + 0,11 \cos \nu] =$$

$$= 0,858 [\sin (45^\circ + 30^\circ) \cdot 0,707 \cdot 0,4 + 0,11 \cdot 0,866] = 0,316 \text{ МН};$$

$$N = (G_{ар} + R_{12}) f_3 = (G_{ар} + R_1 \sin \nu) f_3 = (0,5 + 0,858 \cdot 0,5) 0,2 = 0,1858 \text{ МН},$$

$$T_H = (G_{ар} + R_{12}) \Phi_{сц} = (0,5 + 0,858 \cdot 0,5) \cdot 1,0 = 0,929 \text{ МН}.$$

Баланс действующих сил

$$W_1 + W_4 = R_{11} = \Sigma W \leq T_H - N;$$

$$0,85 \cdot 0,866 = 0,743 \text{ МН} \leq 0,7432 \text{ МН}.$$

Условие задачи выполнено, рыхлитель при принятых исходных данных будет работать.

Определим глубину и площадь рыхления (см. табл. 13.3)
при $W_1 = 0,427$ МН;

$$H_p = \sqrt{\frac{k_3 W_1}{c_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,427}{2,895}} = 0,768 \text{ м};$$

$$c_1 = m s_1 \sigma_{сж} p_1 + \left[(1 - m) + \frac{1}{k_3} (k_3 - \operatorname{tg} \beta_3) \operatorname{ctg} \beta_2 \right] s_2 \sigma_p p_2 =$$

$$= 0,02 \cdot 0,5 \cdot 60 \cdot 0,5 + \left[(1 - 0,02) + \frac{1}{4} (4 - 1) \cdot 1 \right] \cdot 0,5 \cdot 0,1 \cdot 60 \cdot 0,5 =$$

$$= 2,895 \text{ МПа};$$

$$F_1 = m \frac{H_p^2}{k_3} = 0,02 \frac{0,768^2}{4} = 0,00295 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = (1 - m) b_p H_p + h_3^2 \operatorname{ctg} \beta_2 = (1 - 0,02) \cdot 0,18 \cdot 0,768 + 0,576^2 \cdot \operatorname{ctg} 45^\circ =$$

$$= 0,1355 + 0,3318 = 0,4673 \text{ м}^2;$$

$$F = F_1 + F_2 = 0,47 \text{ м}^2;$$

$$b_p = \frac{H_p}{k_3} = \frac{0,768}{4} = 0,192 \text{ м};$$

$$h_3 = \frac{H_p}{k_3} (k_3 - \operatorname{tg} \beta_3) = \frac{0,768}{4} (4 - 1) = 0,576 \text{ м},$$

По схемам 3, б и в в табл. 13.2 определим для $\beta_2 = 45^\circ$

$$B_p = b_p + 2a = 0,192 + 2h_3 \operatorname{ctg} \beta_2 = 0,192 + 2 \cdot 0,576 \cdot 1 = 1,344 \text{ м};$$

$$h_3 = \frac{0,5b_p + a}{2} \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{(0,5 \cdot 0,192 + 0,576)}{2} \cdot 1 = 0,336 \text{ м}.$$

При рыхлении мерзлых пород той же машиной определим значения $\sigma_{сж}$ и σ_p .

Мерзлые породы III—IV категорий относятся к породам V категории с верхним пределом прочности при одноосном сжатии $\sigma_{сж} = 60\text{—}80$ МПа (см. табл. 1.3). Примем $\sigma_{сж} = 80$ МПа.

$$\text{Определим } \sigma_{pm} = \frac{\sigma_{сж}}{21} \sqrt{\frac{t_1}{t_2}} \quad (\text{см. табл. 13.3}).$$

Значения t_1 и t_2 примем по графику (см. схема 3, г, табл. 13.2). Для европейской территории СССР средняя температура в слое 0,6—0,8 м $t_1 = -2,5^\circ\text{C}$ и средняя температура в слое 0—0,6 м $t_2 = -4,5^\circ\text{C}$.

Тогда

$$\sigma_{pm} = \frac{80}{21} \sqrt{\frac{-2,5}{-4,5}} \approx 2,84 \text{ МПа}.$$

Определим значение приведенного сопротивления рыхлению c_1 и глубины рыхления

$$c_1 = 0,02 \cdot 0,5 \cdot 80 \cdot 1 + \left((1 - 0,02) + \frac{1}{4} (4 - 1) \cdot 1 \right) 0,75 \cdot 2,84 \cdot 1 = 4,485 \text{ МПа};$$

$$H_p = \sqrt{\frac{k_3 W_1}{c_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,427}{4,485}} = 0,617 \text{ м}.$$

Таким образом рыхлитель на тракторе весом 0,5 МН, развивая тяговое усилие 0,5 МН, может рыхлить известняки VII категории с глубиной рыхления $H_p = 0,768$ м и мерзлые породы с глубиной рыхления $H_p = 0,617$ м.

Расчет одноковшового погрузчика. Определить сопротивление копанью и условия работы одноковшового погрузчика на пневмоколесном ходу на насыпных породах I категории, несслежавшихся ($k = 0,08$ МПа). Грузоподъемная сила погрузчика $Q_n = 0,1$ МН.

Вместимость ковша погрузчика (см. табл. 13.1)

$$E = Q_n \cdot 10^6 (\gamma g k_n)^{-1} = 0,1 \cdot 10^6 (1600 \cdot 10 \cdot 1,25)^{-1} = 5 \text{ м}^3.$$

Сопротивление породы копанью при внедрении ковша (см. табл. 13.2)

$$W_1 = k B k_h k_4 = 0,08 \cdot 3,8 \cdot 0,58 \cdot 1,2 = 0,2116 \text{ МН};$$

$$B_k = (1/0,45) E^{1/3} = 3,8 \text{ м};$$

$$h_5 = x_1 \operatorname{tg} v_1; \text{ при } v_1 = 45^\circ \text{ и } x_1 = x_2.$$

Определим значение x_2 по технологическому условию

$$x_2 = 0,339 E^{1/3} \frac{k_n}{k_p} = 0,339 \cdot 1,71 \frac{1,25}{1,25} = 0,58 \text{ м},$$

тогда $h_5 = 0,58$ м.

Сопротивления от трения породы при внедрении ковша при $x_1 = x_2$:

$$W_3 = [G_r (1 + k_3) + 4G_1 + (G_k + G_c l/R_c) k_3] f_1 = 0,012 \text{ МН};$$

$$G_r = 0,5 B_k x_2^2 \operatorname{tg} v_1 \gamma g \cdot 10^{-6} = 0,5 \cdot 3,8 \cdot 0,58^2 \cdot 1 \cdot 1600 \cdot 10 \cdot 10^{-6} = 0,01 \text{ МН};$$

$$G_1 = 0,5 h_{cp} y x_2 \gamma g 10^{-6} = 0,5 \cdot 0,29 \cdot 0,29 \cdot 0,58 \cdot 1600 \cdot 10 \cdot 10^{-6} = 0,0004 \text{ МН};$$

$$h_{cp} = 0,5 h_5 = 0,5 x_2 \operatorname{tg} v_1 = 0,5 \cdot 0,58 \cdot 1 = 0,29 \text{ м};$$

$$y = 0,5x_2 \operatorname{tg} v_1 \operatorname{ctg} v_2 = 0,5 \cdot 0,58 = 0,29 \text{ при } v_1 = v_2.$$

$$G_K = 0,36Q_H = 0,036 \text{ МН};$$

$$G_C = 0,5Q_H = 0,05 \text{ МН}.$$

Сопротивление качению погрузчика

$$N = G_{ар} f_s = 0,36 \cdot 0,1 = 0,036 \text{ МН};$$

$$G_{ар} = 0,8Q_H k_s = 0,8 \cdot 0,1 \cdot 4,5 = 0,36 \text{ МН}.$$

Тяговое усилие, развиваемое ходовым механизмом,

$$P_K = G_{ар} \varphi_{сц} = 0,36 \cdot 0,8 = 0,288 \text{ МН}.$$

Общий баланс сил

$$W_1 + W_2 = \Sigma W \leq P_K - N,$$

$$0,2116 + 0,012 = 0,2236 \text{ МН} \leq 0,252 \text{ МН}.$$

Таким образом, условие неравенства соблюдено, и по тяговому усилию базовая машина имеет некоторый запас, что обеспечит выполнение операций копания насыпного материала.

Определим глубину внедрения ковша в навал по условию использования максимального тягового усилия ходового механизма:

$$x_1 = \frac{0,9G_{ар} (\varphi_{сц} - f_s)}{k B_K \operatorname{tg} v_1 k_4} = \frac{0,9 \cdot 0,36 \cdot (0,8 - 0,1)}{0,08 \cdot 3,8 \cdot 1 \cdot 1,2} = 0,622 \text{ м},$$

таким образом, $x_1 \geq x_2$.

За счет тягового усилия возможно заглубление ковша на большую величину, чем это предопределено технологическими условиями.

Определим условия безопасного копания:

$$x_{\max} \leq L_{г.в} - H_4 \operatorname{ctg} v_1 = 1,93 E^{1/3} = 2 H_K = (1,93 - 1,35) E^{1/3} = 0,99 \text{ м}.$$

Таким образом, $x_1 < x_{\max}$.

Расчет скрепера. Определить параметры копания $h_{\max}$, h_{I-II} , $L_{\text{коп}}$ и сопротивления движению скрепера с ковшом $E=15 \text{ м}^3$ при копании породы III категории. Скрепер имеет привод по схеме 4×4 , вес скреперного агрегата без породы $G_{ар}=0,45 \text{ МН}$.

Определим основные параметры ковша:

$$B_K = 0,7 + E^{1/3} = 3,17 \text{ м};$$

$$H_K \approx L_K \approx (E/B_K)^{1/2} \approx 2,18 \text{ м};$$

$$L_K = 0,5 \cdot 2,2 L_d;$$

$$L_g = 1,98 \text{ м};$$

$$L_b = 2,38 \text{ м};$$

$$E = 3,17 \cdot 2,18 \cdot 2,18 = 15 \text{ м}^3.$$

Тяговое усилие скреперного агрегата в начале копания (ковш пустой) при $\varphi_{сц}=0,8$

$$P_{кн} = G_{ар} (1 - n_1) \varphi_{сц} = 0,45 (1 - 0,2) 0,8 = 0,288 \text{ МН}$$

и в конце копания при $\varphi_{сц}=0,6$

$$P_{кк} = (G_{ар} + G_r) (1 - n_2) \varphi_{сц} = (0,45 + 0,24) 0,8 \cdot 0,6 = 0,33 \text{ МН};$$

$$G_r = E \gamma \frac{k_H}{k_P} g \cdot 10^{-8} = 15 \cdot 1600 \cdot \frac{1,25}{1,25} \cdot 10 \cdot 10^{-8} = 0,24 \text{ МН}.$$

Силы сопротивления качению скреперного агрегата в начале N_n и конце копания N_k соответственно будут

$$N_n = G_{ar} (1 - n_1) f_3 = 0,8 \cdot 0,45 \cdot 0,1 = 0,036 \text{ МН};$$

$$N_k = (G_{ar} + G_r) (1 - n_2) f_3 = 0,8 \cdot 0,69 \cdot 0,1 = 0,0552 \text{ МН}.$$

Сила сопротивления перемещению скреперного агрегата от выдавливания тела скольжения

$$W_4 = R_2 \cos^3 \nu_2 f_2 + R_3 \cos^3 \delta f_1;$$

$$R_2 = 0,5 G_r \frac{\operatorname{ctg} \nu_2}{\operatorname{ctg} \delta + \operatorname{ctg} \nu_2} = 0,5 \cdot 0,24 \cdot \frac{1,73}{1,73 + 1,73} = 0,06 \text{ МН};$$

$$R_3 = 0,5 G_r \frac{\operatorname{ctg} \delta}{\operatorname{ctg} \delta + \operatorname{ctg} \nu_2} = 0,06 \text{ МН при } \nu_2 = \delta = 30^\circ;$$

$$W_4 = 0,06 \cdot 0,866^3 \cdot 0,85 + 0,06 \cdot 0,866^3 \cdot 0,4 = 0,0382 + 0,018 = 0,0562 \text{ МН}.$$

Силы сопротивления перемещению скреперного агрегата от трения рабочего органа в начале W_{3n} и в конце W_{3k} копания и $n_1 = n_2 = 0,2$

$$W_{3n} = n_1 G_{ar} f_1 = 0,2 \cdot 0,45 \cdot 0,4 = 0,036 \text{ МН};$$

$$W_{3k} = (G_{ar} + G_r) n_2 f_1 = 0,2 (0,45 + 0,24) \cdot 0,4 = 0,0552 \text{ МН}.$$

Сила сопротивления перемещению скреперного агрегата от призмы во-
лочения

$$W_2 = G_{np} f_2 = 0,02 \cdot 0,85 = 0,17 \text{ МН};$$

$$G_{np} = E_{np} \gamma (1/k_p) g 10^{-6} = 1,4 \cdot 1600 \cdot (1/1,15) \cdot 10 \cdot 10^{-6} = 0,02 \text{ МН};$$

$$E_{np} = 0,093 E \approx 0,093 \cdot 15 = 1,4 \text{ м}^3.$$

Определим параметры стружки:

$$h_{\max} \leq \frac{P_k - N_n - W_{3n}}{k B_k} = \frac{0,288 - 0,036 - 0,036}{0,28 \cdot 3,17} = 0,243 \text{ м};$$

$$h_{I-II} \leq \frac{0,85 P_{kk} - N_k}{k_F B_k} = \frac{0,85 \cdot 0,33 - 0,0552}{0,3 \cdot 3,17} = 0,237 \text{ м};$$

$$0,04 + 0,05 \leq h_{\min} \leq \frac{P_{kk} - N_k - W_4 - W_{3k} - W_2}{3 k B_1} =$$

$$= \frac{0,33 - 0,0552 - 0,0562 - 0,0552 - 0,017}{3 \cdot 0,28 \cdot 0,8 \cdot 3,17} = 0,055 \text{ м}$$

$$\text{при } B_1 = 0,8 B_k \quad 0,04 + 0,05 \leq h_{\min} \leq 0,055$$

$$0,05 + 0,1 \leq h_{\min} \leq \frac{\sin \nu_2 (P_{kk} - N_k - W_{3k} - W_2)}{\tau B_1} =$$

$$= \frac{0,5 (0,33 - 0,0552 - 0,0552 - 0,017)}{8 \cdot 0,07 \cdot 0,8 \cdot 3,17} = 0,071 \text{ м}$$

и $0,05 + 0,1 \leq h_{\min}$. Условие копания для этого этапа выполняется. Для дальнейших расчетов примем $h_{\min} = 0,055 \text{ м}$. Силы сопротивления резанию по этапам:

этап I

$$W_{1-I} = k B_k h_{\max} = 0,28 \cdot 3,17 \cdot 0,243 = 0,2156 \text{ МН};$$

этап II

$$W_{1-II} = k_F B_k h_{I-II} = 0,3 \cdot 3,17 \cdot 0,237 = 0,225 \text{ МН};$$

этап III

$$W_{1-III} = \frac{\tau}{\sin \alpha_2} B_1 h_{\min} = \frac{8 \cdot 0,07}{0,5} \cdot 0,8 \cdot 3,17 \cdot 0,055 = 0,156 \text{ МН};$$

этап III

$$W_{1-III} = 3k B_1 h_{\min} = 3 \cdot 0,28 \cdot 0,8 \cdot 3,17 \cdot 0,055 = 0,117 \text{ МН}.$$

Определим баланс сил по всем этапам копания в МН:

этап I

$$W_{1-I} + W_{\text{зн}} = \Sigma W_I \leq P_{\text{кк}} - N_{\text{н}}$$

или

$$0,2156 + 0,036 = 0,2516 \leq 0,252 = 0,288 - 0,036;$$

этап II

$$W_{1-II} = \Sigma W_{II} \leq (P_{\text{кк}} - N_{\text{к}}) 0,85$$

или

$$0,225 \leq 0,2336 = (0,33 - 0,0552) 0,85;$$

этап III

$$W_{1-III} + W_2 + W_{\text{зк}} = \Sigma W_{III} \leq P_{\text{кк}} - N_{\text{к}}$$

или

$$0,156 + 0,017 + 0,0552 = 0,228 \leq 0,2748 = 0,33 - 0,0552;$$

этап III

$$W_{1-III} + W_2 + W_{\text{зк}} + W_4 = \Sigma W \leq P_{\text{кк}} - N_{\text{к}}$$

$$0,117 + 0,017 + 0,0552 + 0,0562 = 0,2454 \leq 0,2748 = 0,33 - 0,0552.$$

Таким образом, на всех этапах копания машина нагружена на пределе своих возможностей.

Определим путь копания:

$$L_I = \frac{1,2 E k_{\text{н}}}{B_{\text{к}} (h_{\text{max}} + h_{I-II}) k_{\text{р}}} = \frac{1,2 \cdot 15 \cdot 1,25}{3,17 \cdot (0,243 + 0,237) \cdot 1,25} = 11,83 \text{ м};$$

$$\begin{aligned} L_{II} &= \frac{1,2 E k_{\text{н}}}{(B_{\text{к}} + B_1)(h_{I-II} + h_{\min}) k_{\text{р}}} = \\ &= \frac{1,2 \cdot 15 \cdot 1,25}{(3,17 + 0,8 \cdot 3,17) (0,237 + 0,055) \cdot 1,25} = 10,8 \text{ м}; \end{aligned}$$

$$L_{III} = \frac{0,1 E k_{\text{н}}}{B_1 h_{\min} k_{\text{р}}} = \frac{0,1 \cdot 15 \cdot 1,25}{0,8 \cdot 3,17 \cdot 0,055 \cdot 1,25} = 10,75 \text{ м};$$

$$L_{\text{коп}} = L_I + L_{II} + L_{III} = 11,83 + 10,8 + 10,75 = 33,38 \approx 33,4 \text{ м}.$$

Путь копания и параметры резания можно изменить, используя толкач или скреперный поезд.

Глава 14

СИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

§ 1. СИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Силовое оборудование выемочно-транспортирующих машин состоит из силовой установки, передачи (трансмиссии) и устройств для привода исполнительных механизмов.

Силовая установка состоит из двигателя внутреннего сгорания и систем, обеспечивающих его работу. При мощности до

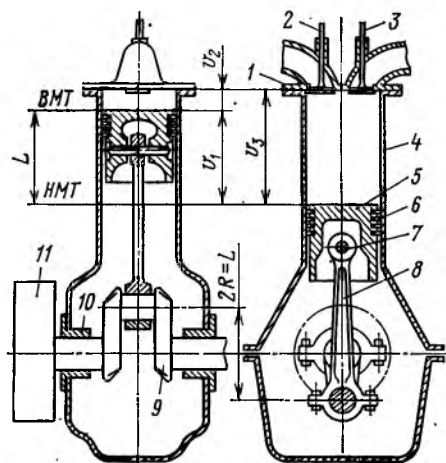
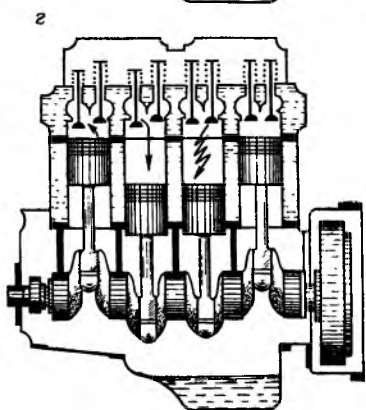
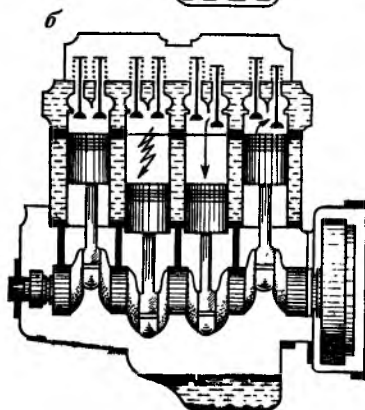
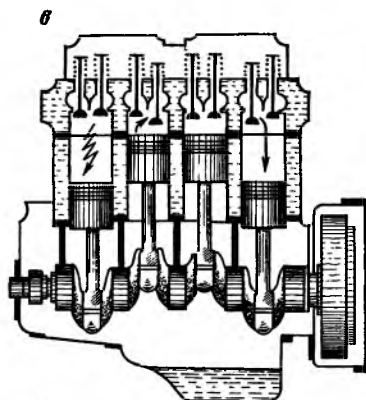
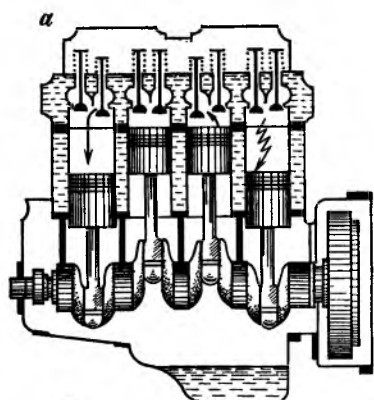


Рис. 14.1. Схема дизельного двигателя:

ВМТ — верхняя мертвая точка; НМТ — нижняя мертвая точка; L — ход поршня; R — радиус кривошипа; v_1 — рабочий объем цилиндра; v_2 — объем камеры сгорания; v_3 — полный объем цилиндра

Рис. 14.2. Схема рабочего цикла четырехтактного четырехцилиндрового дизеля:

а—г — впуск в первом, третьем, четвертом, втором цилиндрах соответственно для 1-го, 2-го, 3-го и 4-го полуоборотов коленчатого вала



700 кВт на выемочно-транспортирующих машинах применяются дизельные двигатели. Для машин средней и большой мощности обычно устанавливается один двигатель. В случае агрегатирования тягачей и тракторов могут быть получены двухдвигательные базовые машины. Самоходные скреперы с ковшами вместимостью более 15 м³ также делаются двухдвигательными. При двух двигателях общая мощность может достигать 1200—1400 кВт. Для машин с большими мощностями в качестве двигателей применяются газовые турбины.

Дизельный двигатель (рис. 14.1) состоит из головки цилиндра 1, впускного и выпускного клапанов 2 и 3, цилиндра 4, поршня 5, компрессионных и маслосъемных колец 6, шатуна 8, который с помощью пальца 7 соединен с поршнем. Вторым концом шатун соединен с коленчатым валом 9, который опирается на коренные подшипники 10. На выходном конце коленчатого вала закреплен маховик 11.

В четырехтактном дизельном двигателе при ходе поршня вниз в цилиндр засасывается свежий воздух (рис. 14.2). При ходе поршня вверх происходят сжатие свежего воздушного заряда и нагрев его до температуры воспламенения топлива. Дизельное топливо подается в цилиндр в конце хода поршня вверх. При следующем ходе поршня вниз под действием давления газов, образовавшихся в результате сгорания топлива, поршень совершает полезную работу и через шатун вращает коленчатый вал. При последовательном действии поршней двигателя каждый поршень совершает определенную полезную работу. Так как поршни производят полезную работу циклично, то на выходной конец вала устанавливают маховик, который сглаживает пульсации и обеспечивает равномерное вращение вала.

В целях увеличения удельной мощности применяются двухтактные дизели, у которых полный цикл совершается за один оборот коленчатого вала. Мощность двухтактных дизелей в 1,5÷1,7 раза выше, чем четырехтактных при прочих равных показателях. Для улучшения наполнения цилиндров воздухом, а в ряде случаев и увеличения топливного заряда используются нагнетатели и компрессоры, которые подают воздух в цилиндры под давлением. Для подачи в цилиндры воздуха наиболее часто используются турбонагнетатели и турбокомпрессоры, поэтому и сам метод повышения мощности двигателей за счет подачи воздуха под давлением в цилиндры получил название турбонаддува.

Силовая передача, или трансмиссия служит для передачи механической энергии от двигателя к исполнительным органам машины.

В зависимости от конструктивного исполнения трансмиссии тракторов могут быть механическими, электромеханическими, гидромеханическими, гидрообъемными.

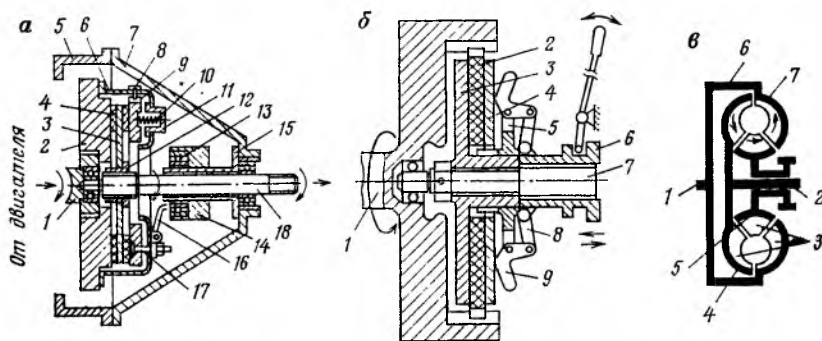


Рис. 14.3. Схемы муфт сцепления:

а — механическая постоянно замкнутая: 1, 18 — ведущий и ведомый валы; 2 — маховик; 3 — ведомый диск; 4 — фрикционная накладка; 5 — картер маховика; 6, 9 — упорный и нажимной диски; 7 — корпус; 8 — штифт; 10 — пружина; 11 — стакан; 12 — ступица; 13 — выжимной подшипник; 14, 15 — корпус и ось выжимного подшипника; 16 — отжимной рычаг; 17 — отжимной палец; б — механическая непостоянно замкнутая: 1, 7 — ведущий и ведомый валы; 2, 3 — ведущий и ведомый диски; 4 — нажимной диск; 5 — крестовина; 6 — выжимная муфта; 8 — серьга; 9 — нажимной кулачок; в — гидротрансформатор: 1, 2 — ведущий и ведомый валы; 3 — лопатки; 4 — турбинное колесо; 5 — направляющее колесо; 6 — корпус; 7 — насосное колесо

Механическая трансмиссия состоит из муфты сцепления (рис. 14.3, а, б), коробки передач (рис. 14.4, а), главной и конечных передач (рис. 14.4, б, в). Наиболее распространены фрикционные муфты сцепления. Механические ступенчатые коробки передач у промышленных тракторов имеют три — шесть передач.

В последние годы все большее распространение получают коробки передач с зубчатыми колесами постоянного зацепления или с планетарным редуктором (Т-150К, К-701). Коробки передач с зубчатыми колесами постоянного зацепления (рис. 14.4, а) имеют подобранные пары шестерен, обеспечивающие необходимое передаточное отношение. Шестерни на промежуточных валах установлены на шлицах, а шестерни на первичном и выходном валах сидят свободно на втулках. Включение этих шестерен, т. е. соединение их с валом, осуществляется зубчатыми муфтами. Через главную передачу (обычно конический редуктор) вращающий момент подводится к ведущим колесам гусеничных тракторов. У колесных тракторов используется в качестве главной передачи дифференциальный механизм. Для распределения вращающего момента между ведущими мостами у колесных тракторов устанавливается после коробки передач раздаточная коробка — редуктор с одним входным и несколькими выходными валами. Раздаточные коробки имеют одну или несколько понижающих передач.

Конечные передачи (бортовые или колесные редукторы) располагаются у ведущих колес и служат для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и создания необходимого дорожного просвета (рис. 14.4, б, позиции 7 и 8). Гидромеханическая передача состоит из гидротрансформатора (рис.

а

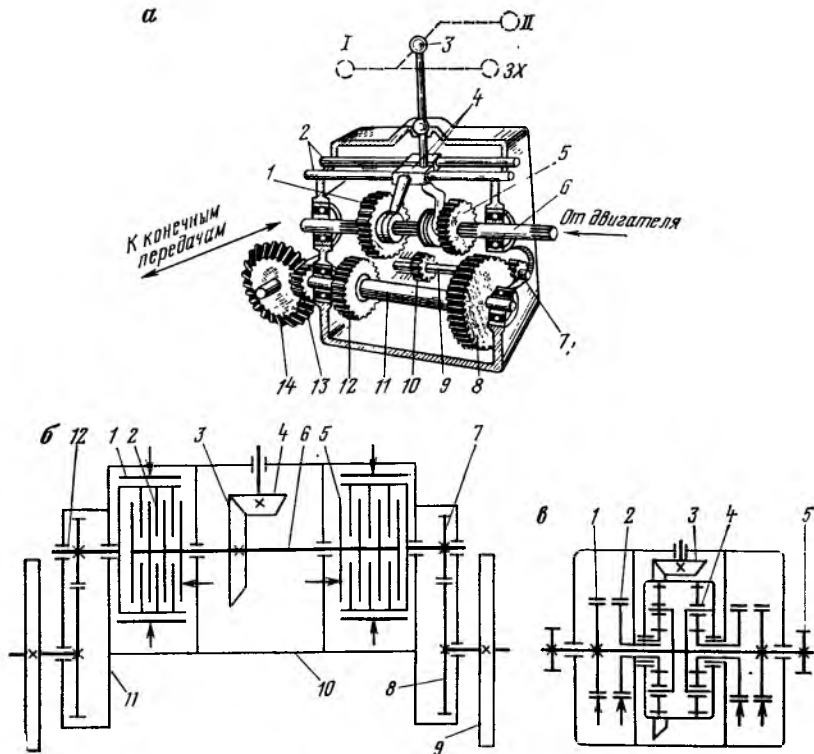


Рис. 14.4. Схемы узлов механических трансмиссий:

а — ступенчатая коробка передач: 1 — ведущая шестерня II передачи; 2 — скалка механизма переключения; 3 — рычаг переключения; 4 — вилка переключения; 5 — ведущая шестерня I передачи в заднего хода; 6 — первичный вал; 7 — шестерня постоянного зацепления заднего хода; 8 — ведомая шестерня I передачи и заднего хода; 9 — промежуточный вал передачи заднего хода; 10 — ведомая шестерня заднего хода; 11 — вторичный вал; 12 — ведомая шестерня II передачи; 13, 14 — ведущая и ведомая конические шестерни главной передачи; 1, 11, 3X — положения рычага переключения при I, II передачах и заднем ходе; б — задний мост гусеничного трактора с фрикционными муфтами поворота: 1 — лента тормоза; 2, 5 — ведомый и ведущий диски муфты управления поворотом; 3 — ведомая шестерня главной конической передачи; 4 — вторичный вал коробки передач с ведущей шестерней главной конической передачи; 6 — вал заднего моста; 7, 8 — ведущая и ведомая шестерни бортового редуктора; 9 — ведущая звездочка гусеницы; 10 — корпус заднего моста; 11 — корпус бортового редуктора; 12 — вал ведущей шестерни бортового редуктора; в — задний мост с планетарным механизмом поворота: 1 — остановочный тормоз; 2 — тормоз солнечной шестерни; 3, 4 — главная и планетарная передачи; 5 — ведущая шестерня бортового редуктора

14.3, в) и механической коробки передач. Гидротрансформатор имеет насосное, соединенное с ведущим валом, турбинное на ведомом валу и направляющее колеса. Во внутренних полостях всех трех колес установлены лопатки с профилированными криволинейными поверхностями. Полости корпуса и всех колес заполнены минеральным маслом. При вращении ведущего вала вместе с корпусом и насосным колесом масло под действием центробежных сил отжимается к периферии насосного колеса и отбрасывается на лопатки турбинного колеса, заставляя его вращаться вместе с ведомым валом. По лопаткам турбинного

колеса масло поступает на лопатки направляющего колеса и по ним вновь подается на насосное колесо.

Сопротивление ходовому механизму через трансмиссию передается ведомому валу и турбинному колесу. При большом сопротивлении турбинное колесо начинает вращаться медленнее, но при этом возрастает крутящий момент на ведомом валу, так как при сохранении частоты вращения насосного колеса энергия потока не уменьшается. При уменьшении нагрузки на ходовом механизме скорости насосного и турбинного колес выравниваются. Таким образом происходит автоматическое изменение передаточного числа трансмиссии и скорости движения машины в зависимости от нагрузки на ходовом механизме.

Гидротрансформаторами оборудуются гусеничные тракторы Т-220, Т-330, Т-500 и пневмоколесные К-702 и другие. Гидрообъемные трансмиссии состоят из насосов, приводимых в действие двигателями внутреннего сгорания, и гидромоторов вращательного или поступательного движений. С помощью гидрообъемных силовых передач могут приводиться в движение ходовые механизмы и навесное оборудование.

В электромеханических передачах используются электромагнитные муфты сцепления или тормоза, остальные узлы трансмиссии обычно механического типа.

На тракторе ДЭТ-250 применена электромеханическая передача иного рода. Двигатель внутреннего сгорания приводит в движение электрогенератор, который в свою очередь приводит в движение двигатель постоянного тока привода механизма хода. Главная и конечная передачи у трактора — механические.

Современные мощные скреперы и одноковшовые колесные погрузчики имеют все ведущие колеса, в которых устанавливаются тяговые гидравлические или электрические двигатели. У таких машин двигатели внутреннего сгорания приводят в действие насосы гидросистемы или электрогенераторы. Энергия к тяговым двигателям поступает по трубопроводам или кабелям.

§ 2. СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Системы управления рабочими органами ВТМ состоят из органов управления, силовых механизмов воздействия на промежуточные звенья механизмов привода и на рабочие органы.

Наибольшее применение для привода рабочих органов получили гидрообъемные и канатно-блочные силовые механизмы.

На рис. 14.5, а показана схема гидропривода бульдозерного отвала. Органом управления является гидравлический распределитель золотникового типа, который при перемещении золотников может открывать и закрывать каналы для пропуска масла или переключать направление подачи масла от насоса и к сливной магистрали. На схеме стрелками показано движение масла, при котором оно будет поступать в штоковую полость

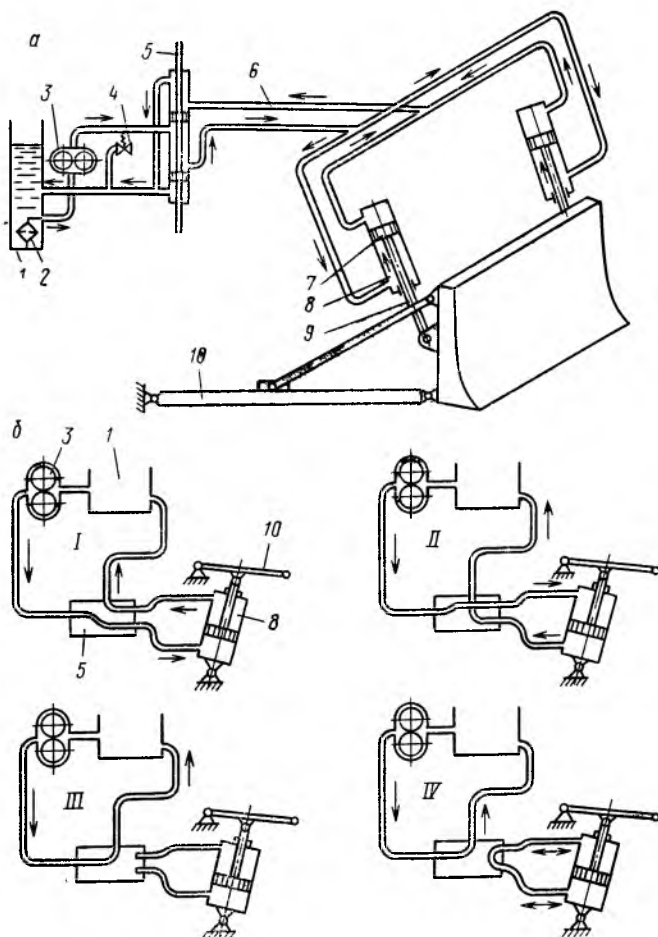


Рис. 14.5. Гидравлическая схема управления бульдозерным отвалом:

а — принципиальная схема; *б* — схема включений распределителя: *I* — подъем; *II* — опускание; *III* — нейтральное положение; *IV* — плавающее положение; *1* — маслобак; *2* — фильтр; *3* — насос; *4* — клапан; *5* — плунжер распределителя; *6* — трубопровод; *7* — поршень; *8* — гидроцилиндр; *9* — шток; *10* — толкающий брус

гидроцилиндра и обеспечивать подъем бульдозерного отвала. При переключении золотников распределителя масло начнет поступать в поршневую полость и опускать отвал. Подводящие магистрали являются обратимыми, т. е. одна магистраль может быть и напорной, и сливной поочередно. Золотниками можно перекрыть оба канала подачи масла к гидроцилиндрам бульдозерного отвала. Тогда он окажется зафиксированным в поднятом или опущенном положении. На рис. 14.5, *б* показаны схемы включения распределителя на четыре возможных движения (положения) бульдозерного отвала. Такие схемы испол-

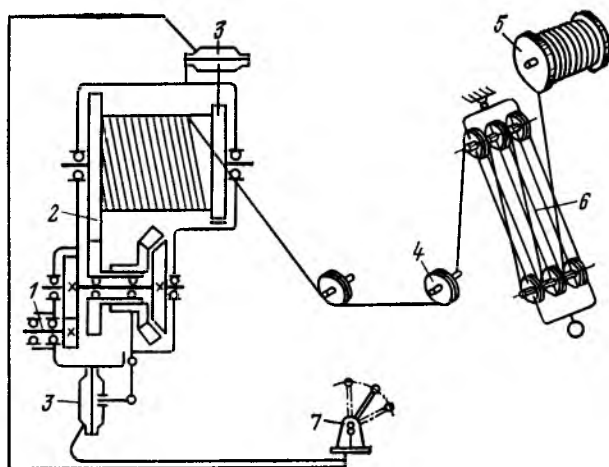


Рис. 14.6. Схема канатно-блочного управления бульдозерным отвалом:

1 — вал отбора мощности от редуктора трактора; 2 — лебедка; 3 — пневмоцилиндр; 4 — направляющий блок; 5 — барабан с запасным канатом; 6 — полиспаст; 7 — рычаг управления пневмосистемой

зуются для бульдозеров, устанавливаемых на тракторах Т-130.1.Г-1, ДЭТ-250, Т-330 и др.

На рис. 14.6 приведена схема канатного привода бульдозерного отвала.

При заднем расположении вала отбора мощности и лебедки канат проходит через направляющие блоки к полиспасту, верхние блоки которого крепятся к вертикальной раме в передней части трактора, а нижние — к бульдозерному отвалу. В некоторых случаях устанавливается дополнительный барабан с запасом каната. Органом управления в этой схеме является пнев-

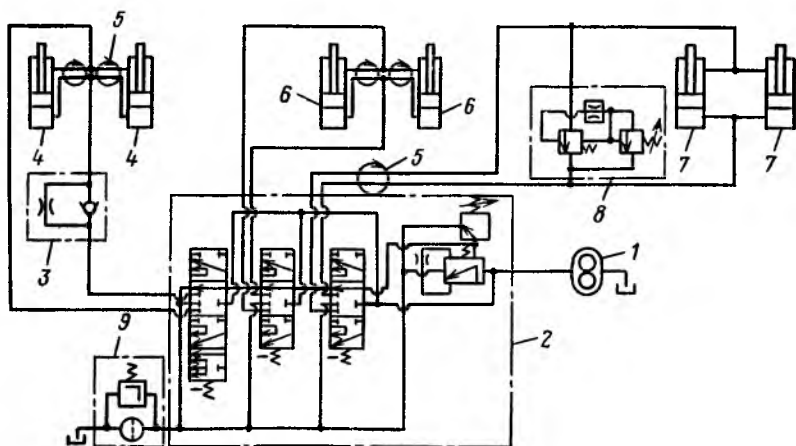


Рис. 14.7. Схема гидропривода погрузчика

мораспределитель золотникового или клапанного типа. Переключение золотников производится рычагом. Сжатым воздухом, полученным от компрессора, установленного на тракторе, осуществляют управление силовыми пневмоцилиндрами для включения или выключения фрикциона лебедки и тормоза.

В этой схеме принудительное действие на отвал осуществляется только при его подъеме. Опускание происходит под действием веса отвала. Пневмоцилиндры выполняют роль силового привода в системе управления лебедкой.

На рис. 14.7 приведена схема гидропривода одноковшового погрузчика. Силовыми гидроцилиндрами 4 осуществляются подъем и опускание стрелы погрузчика, а гидроцилиндрами 6 — поворот ковша для установки его в положение копания, транспортирования и разгрузки. Гидроцилиндры 7 используются для управления двухчелюстным ковшом или для привода задней стенки ковша при принудительной разгрузке. Управление гидроцилиндрами осуществляется с помощью гидрораспределителей, объединенных в блок 2. Масло в гидросистему подается насосом 1 и через соответствующие гидрораспределители поступает к гидроцилиндрам. В цепи управления гидроцилиндрами 4 установлен дроссель 3 для регулирования скорости движения стрелы. Подвижные элементы соединения трубопровода 5 позволяют обходиться без рукавов высокого давления. В цепи управления гидроцилиндрами 7 установлены предохранительные клапаны 8, предотвращающие поломку механизма. На сливной магистрали установлен фильтр 9 с предохранительным клапаном.

Глава 15

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВТМ

§ 1. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВТМ

Производительность выемочно-транспортирующих машин зависит от многих факторов, таких, как категория пород, состояние рабочей поверхности (влажная, сухая, после дождя, мерзлая корка), совершенство состояния и исполнения рабочего оборудования, опыт оператора, технология и организация работ и др.

Теоретическая производительность определяется для некоторых идеальных условий работы, при которых учитываются главным образом конструктивные свойства машин, параметры рабочего оборудования, мощности двигателей, скорости движения рабочих органов и самой машины. В ряде случаев эту производительность называют паспортной или конструктивной.

Техническая производительность определяется для конкретных условий работы с учетом свойств породы, коэффициентов

наполнения ковшей. Этот вид производительности характеризует технические возможности машины.

Эксплуатационная производительность учитывает организационные факторы, технологичность процессов, особые условия работы и другие особенности эксплуатации данной группы машин в конкретных условиях и определяется для более длительного промежутка времени. Обычно эксплуатационная производительность определяется для смены, продолжительность которой принимается равной 8 ч.

Для бульдозеров, погрузчиков и скреперов теоретическая производительность зависит от числа циклов в единицу времени и вместимости ковша машины или среднего объема призмы волочения, перемещаемой в течение одного цикла.

Для рыхлителей также учитываются число циклов в единицу времени и полная площадь разрыхленной породы на участке работ L_y (см. схему 3, а в табл. 13.2). Если рыхлитель, бульдозер с поворотным отвалом или любая другая машина (грейдер-элеватор, автогрейдер, землеройно-фрезерная и др.) непрерывного действия имеет неограниченный фронт работы, то теоретическая производительность определяется как произведение площади разрушаемой или вынимаемой породы на среднюю скорость движения машины. При установлении определенных границ, например длины участка работ или других параметров, для разных машин могут быть получены сравнительные данные, позволяющие судить о совершенстве и недостатках машин.

Время цикла или продолжительность выполнения всех операций в течение рабочего процесса (до возвращения машины в исходную точку) состоит из затрат времени на отдельные составные операции, такие, как резание, рабочее перемещение, разгрузка, остановка перед изменением направления движения, переключение рычагов управления, обратное движение рабочее или холостое, остановка перед началом работ, маневрирование рабочим органом перед подходом к рабочей зоне и др. Расчетные формулы для определения производительности машин и времени на выполнение отдельных операций приведены ниже.

Расчетные формулы для определения производительности ВТМ

Теоретическая производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$:

бульдозеров, погрузчиков, скреперов

рыхлителей

всех типов машин непрерывного действия

$$Q_{\text{т. ч}} = 3600E/T_{\text{ц}}$$

$$Q_{\text{т. ч}} = 3600FL_y/T_{\text{ц}}$$

$$Q_{\text{т. ч}} = 3600Fv$$

Время цикла, с

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6$$

Время на выполнение отдельных операций, с:

копания

транспортирования породы

разгрузки

холостого пробега

$$t_1 = L_1/v_1$$

$$t_2 = L_2/v_2$$

$$t_3 = L_3/v_3$$

$$t_4 = L_4/v_4$$

технологического маневрирования . . .	$t_5 = L_5/v_5$
остановок при реверсировании хода, переключений рабочих органов . . .	$t_6 = L_6/v_6$
Техническая производительность, м ³ /ч: бульдозеров, погрузчиков, скреперов .	$Q_{\text{тех}} = Q_{\text{т. ч}} k_{\text{н}}/k_{\text{р}};$
рыхлителей	$Q_{\text{тех}} = Q_{\text{т. ч}} F_{\text{эф}}/F$
Эксплуатационная производительность, м ³ /ч	$Q_9 = Q_{\text{тех}} T_{\text{с}} k_{\text{в}} k_{\text{к}}$

- Где $T_{\text{ц}}$ — время цикла, с; принимается по паспорту машины, а при отсутствии данных — по расчету или экспериментально для конкретных условий работы;
- F — средняя площадь срезаемой стружки или разрыхляемой породы, м²; для рыхлителя F принимается равной произведению полной глубины рыхления на среднюю ширину участка за вычетом площадей оставляемых целиков, м²;
- v — средняя скорость при выполнении работ, учитывающая для всех машин осредненные скорости отдельных операций, входящих в полный рабочий цикл, м/с;
- t_1, L_1, v_1 — время (с), путь (м) и скорость (м/с) рабочего органа или машины при копании и рыхлении; для бульдозеров, рыхлителей и скреперов скорость $v_1 = (0,6 \div 0,7) v_{\text{н}}$, где:
- $v_{\text{н}}$ — номинальная скорость базовой машины, равная 2,5—3 км/ч для гусеничных и 3—3,5 км/ч для колесных; значения L_1 , задаваемые для этих машин, носят рекомендательный характер; для погрузчиков задаются значения t_1 для различных условий копания, для всех остальных машин значения t_1 находятся расчетом; значения времени, пути и скорости приведены в табл. 15.1;
- t_2, L_2, v_2 — время (с), путь (м) и скорость (м/с) рабочего органа или машины при транспортировании породы; для бульдозеров $v_2 = (1 \div 1,32) v_{\text{н}}$; для скреперов и погрузчиков на гусеничном ходу $v_2 \leq 7-8$ км/ч и на колесном ходу $15-20$ км/ч $\geq v_2 \geq 10$ км/ч; значения v_2 принимаются с учетом дальности транспортирования и состояния дорог; значения L_2 определяются для конкретных условий работы; ограничения на L_2 носят рекомендательный характер; t_2 определяется расчетом; для рыхлителя t_2, L_2, v_2 не определяются;
- t_3, L_3, v_3 — время (с), путь (м) и скорость (м/с) рабочего органа или машины при разгрузке породы; для бульдозера и рыхлителя эти значения равны нулю, для погрузчика задается t_3 , а для скрепера t_3 и v_3 ;
- t_4, L_4, v_4 — время (с), путь (м) и скорость (м/с) рабочего органа или машины при холостом пробеге; время и путь определяются расчетом, но при малой длине путь следует принимать на один габарит машины больше, чем величина рабочего хода, а при величине пути более 150 м поправку не учитывают; скорость холостого пробега принимается в зависимости от дорожных условий, типа машины, типа подвески и других факторов;
- t_5, L_5, v_5 — время (с), путь (м) и скорость (м/с) рабочего органа или машины при технологическом маневрировании; обычно задаются время и скорость при технологическом маневрировании, которые носят рекомендательный характер; время маневрирования для конкретных условий определяется;
- t_6, L_6, v_6 — среднее время переключения передач при остановках, связанных с реверсированием хода машины, маневрированием рабочим органом при невозможности совмещения операций, перестановки рабочего органа перед началом работы; обычно задается время t_6 , значения L_6 и v_6 не задаются, хотя скорости перемещения рабочих органов, рычагов управления и других, так же, как и путь перемещения, являются существенными при автоматизации машин;
- F_9 — эффективная площадь рыхления, вычисляемая по эффективной глубине рыхления, которая меньше полной глубины рыхления на высоту остающихся гребней, м²;

- T_c — продолжительность смены, ч; принимается $T_c = 8$ ч;
 k_B — коэффициент использования машины во времени в течение смены; принимается в расчетах для всех типов машин при большом фронте работ и ограниченном числе перегонов $k_B = 0,85$; в особых случаях организации работы (частые перегоны, обслуживание нескольких забоев, выполнение транспортных операций и др.) значение k_B следует понижать;
 k_K — комплексный коэффициент, учитывающий условия работы, квалификацию машиниста, горнотехнические и другие условия (см. табл. 15.1);
 E_T — теоретический объем призмы волочения, м³;
 L_{ag} — длина базовой машины с навесным или прицепным оборудованием, т. е. полная длина агрегата, м;

В табл. 15.1 указаны скорости и пути выполнения отдельных операций, которые могут использоваться в практических расчетах.

Техническая производительность для бульдозеров и ковшовых машин определяется с учетом коэффициентов наполнения ковшей и разрыхления пород, что позволяет считать выполненный объем по плотности пород в целике. Для рыхлителей в формулу необходимо вводить поправочный коэффициент на полноту рыхления. Эффективная площадь рыхления, т. е. площадь с высотой h_a , которая может быть отработана принятыми техническими средствами, отнесенная к полной площади рыхления с высотой H_p , дает приведенный коэффициент полноты рыхления, значение которого меньше единицы.

Эксплуатационная производительность определяется с учетом коэффициента использования машины во времени в течение смены и комплексного коэффициента условий работы (табл. 15.1). При вычислении комплексного коэффициента следует принимать во внимание то, что погодные условия проявляются не в каждой смене. Более правильно величины, входящие в комплексный коэффициент, корректировать с учетом эксплуатации машины в течение более длительного периода времени, например месяца или года. Фактор влияния уклона местности и условий движения бульдозера вводится тогда, когда объем призмы волочения определялся для горизонтального участка. Если объем призмы волочения определен для участка работ с учетом уклона, повторно этот фактор учитывать не следует.

Коэффициенты разрыхления породы и наполнения ковша принимаются по табл. 1.3. Время черпания породы одноковшовым погрузчиком дано для машин с вместимостью ковшей 1—15 м³ и поэтому имеет большой разброс по своим значениям. Ориентировочное время черпания можно определять по формуле, приведенной в примечании 1 к табл. 15.1. Значения расстояний перемещения породы бульдозерами, погрузчиками и скреперами даны с учетом установленных пределов экономического использования этих машин. Для конкретных условий эти расстояния могут изменяться, но необходимо обосновать вновь принимаемые расстояния.

У рыхлителей рациональная область использования находится в пределах 500—1000 м, однако на карьерах такие участки работ практически невозможно организовать. Поэтому целесообразно соблюдать рекомендованные длины участков рыхления. При использовании повторных проходов по уже разрыхленному участку как в продольном, так и в поперечном направлениях с целью увеличения эффективной глубины рыхления в формулу производительности следует вводить в знаменатель число проходов. При сохранении глубины рыхления дополнительные проходы производительности машины не увеличивают. При планировочных работах, когда производительность определяется в квадратных метрах планируемой площади, обе части уравнения для определения теоретической производительности бульдозера следует разделить на толщину стружки, а правую часть уравнения, в которой остаются ширина рабочего органа и длина участка работ, разделить на необходимое число планировочных проходов. Для планировочных работ целесообразно использовать бульдозеры с поворотным отвалом, которые одновременно со срезанием тонкого слоя породы перемещают его на пониженные участки.

С учетом задач интенсификации в организации работы и в технологических приемах целесообразно использовать двоянные агрегаты. Двоянные или строенные бульдозеры без жестких сцепок позволяют увеличить производительность каждой машины на 25—35 % за счет меньших потерь, большего фронта работ и др. Скреперные поезда могут работать без толкачей, интенсифицируя на 30—40 % процесс копания. Бульдозеры с жесткой сцепкой и скреперные поезда с постоянной сцепкой позволяют увеличить производительность труда в 2,5—3 раза.

Расчетные формулы для определения усилий сопротивления движению машин и тяговых усилий справедливы при работе на горизонтальной поверхности. В случае использования машин на наклонной поверхности следует учитывать влияние угла наклона последней. Работа бульдозера под уклон способствует увеличению объема призмы волочения; у рыхлителя при работе под уклон также возрастает тяговое усилие. У погрузчика и скрепера при работе под уклон тяговые усилия возрастают, но условия наполнения ковша ухудшаются, а при работе на подъеме уменьшаются тяговые усилия, но улучшаются процессы наполнения ковшей. Поэтому для погрузчиков и скреперов желательно иметь горизонтальные рабочие площадки. Учитывая более напряженный режим работы на наклонной поверхности и повышенную утомляемость оператора, для всех машин целесообразны горизонтальные рабочие площадки.

Примеры расчетов производительностей машин приведены в табл. 15.2.

Технические и технологические параметры для определения производительности

Показатели	Бульдозер		Рыхли- тель гусеничный
	гусеничный	колесный	
Время рабочих операций, с:			
копания t_1	—	—	—
разгрузки t_2	—	—	—
маневрирования t_5	10	8	15—20
остановки, переключения передач t_6	4—5	4—5	4—5
Путь выполнения рабочих операций, м:			
копания L_1	6—10	6—10	>50*4
транспортирования L_2	≤60*4	≤150*4	—
холостого пробега L_4	≤60 + 5*4	≤150 + 5*4	>50 + 5*4
Скорости выполнения рабочих операций, м/с:			
копания v_1	0,5—0,7	0,4—0,6	0,5—0,7
транспортирования v_2	0,9—1,1	0,9—1,1	—
разгрузки v_3	—	—	—
холостого пробега v_4	2,8—3	3,5—4,5	2,8—3
маневрирования v_5	2,25	3,5	2,25
Комплексный коэффициент $k_k = k_7 k_8$			
$k_9 k_{10} k_{11} k_{12}$ при:			
k_7 — квалификация машиниста:			
хорошая	1	1	1
средняя	0,75	0,75	0,75
плохая	0,6	0,6	0,6
k_8 — горнотехнологические условия (характеристики породы):			
разрыхленная	1,2	1,2	—
глинистая	0,8	0,8	—
хорошо разрыхленная скальная	0,6—0,8	0,7	—
мерзлая	0,8	0,75	1
трещиноватая скальная и слоистая	—	—	1,2
монокристаллические скальные	—	—	0,5—0,6
k_9 — способ агрегатирования машин и оснащения их дополнительными рабочими органами:			
одиночной машиной	1	1	1
сдвоенной машиной, с толкачом, скреперным поездом	1,25	1,25	1,25
с уширителями	1,2—1,3	1,2—1,3	1,3—1,5
k_{10} — технологические приемы работы:			
на горизонтальной поверхности	1	1	1
траншейным способом	1,2	1,2	—

*1 Значение t_1 дано для $1 \text{ м}^3 \leq E \leq 15 \text{ м}^3$, при $E > 15 \text{ м}^3$ значение t_1 возрастает; в породы n_3 по формуле $t_1 = 2 + (E - 1) + 2(n_3 - 1)$, с; для $n_3 = 1$; II; III; IV.

*2 Для скреперного поезда $t_1 = 30$ с для одного скрепера.

*3 Скорость движения скрепера $v_2 = v_4 = 3,1$ м/с принимать при $L_2 > L_4 > 300$ м.

*4 Ограничения расстояний перемещения, длины участка работ и т. д. имеют ре или некоторых осредненных условий. Изменение значений длин допускается при соот

ВТМ

Погрузчик		Скрепер		
гусеничный	колесный	прицепной с гусеничным трактором ($E \leq 8 \text{ м}^3$)	полуприцепной с колесным трак- тором ($E \leq 10 \text{ м}^3$)	самоходный колесный ($E \geq 15 \text{ м}^3$)
2—22* ¹ 2,4—4,2 13 4—5	2—22* ¹ 2,4—4,2 8 2—3	60 20—25 25—35 4—6	35—45 20—25 20—30 4—5	30—40* ² 20—25 15—25 3—4
$\leq 5^{*4}$ $\leq 200^{*4}$ $\leq 200^{*4}$	$\leq 5^{*4}$ $\leq 1000^{*4}$ $\leq 1000^{*4}$	$\leq 30^{*4}$ $\leq 300^{*4}$ $\leq 300^{*4}$	$\leq 40^{*4}$ $300 \leq L_2 \leq 3000^{*4}$ $300 \leq L_4 \leq 3000^{*4}$	$\leq 50^{*4}$ $300 \leq L_2 \leq 5000^{*4}$ $300 \leq L_4 \leq 5000^{*4}$
— 0,8—1,1 — 1,1—1,54 1,1—1,54	— 2—3,5 — 3—4 2,5—3,5	0,7—0,9 1,45 1,45 1,63 1,45	0,7—1 1,63 1,63 1,84 1,63	0,7—1 1,5; 3,1* ³ 1,5 2,3; 3,1* ³ 1,5
1 0,75 0,6 1,2	1 0,75 0,6 1,2	1 0,75 0,6 1,2	1 0,75 0,6 1,2	1 0,75 0,6 1,2
0,8 0,8 0,6	0,8 0,8 0,6	0,8 0,6 0,6	0,8 0,6 0,6	0,8 0,6 0,6
— — 1	— — 1	— — 1	— — 1	— — 1
—	—	—	1,25	1,25
—	—	—	—	—
1 —	1 —	1 —	1 —	1 —

расчетах принимать время копания в зависимости от вместимости ковша E и категории

комендательный характер на основании технико-экономических оценок для конкретных ветствующих обоснованиях.

Показатели	Бульдозер		Рыхлитель гусеничный
	гусеничный	колесный	
k_{11} — погодные условия: пыль, дождь, снег, туман, сумерки	0,8	0,7	0,8
k_{12} — влияние уклона i :			
на подъем $0^\circ \leq i \leq 15^\circ$	$k_{12} = \frac{1}{1 + 0,1 i}$		—
под уклон $2^\circ \leq i \leq 20^\circ$	$k_{12} = \frac{1 + 0,1 i}{1,12}$		—

§ 2. ОБСЛУЖИВАНИЕ И ПРАВИЛА ТЕХНИКИ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ВТМ

Для обеспечения высокого уровня технического состояния выемочно-транспортирующих машин, работающих в тяжелых условиях эксплуатации на карьерах, а часто и в суровых климатических условиях, необходимо обеспечивать их качественное техническое обслуживание.

Для ВТМ периодичность проведения различных видов технического обслуживания может быть установлена: в машино-часах работы машины, единицах календарного времени (дни, месяцы) или количестве израсходованного топлива. Все виды работ по техническому обслуживанию можно свести к следующим: заправочно-смазочные, очистительно-моечные, восстановительные, проверочно-осмотровые, вспомогательные.

Для машин на базе тракторов или тягачей средняя продолжительность цикла технического обслуживания принимается равной 960—2000 машино-ч. При цикле 960 машино-ч периодичность проведения отдельных видов ТО следующая: ТО-1 — 60, ТО-2 — 240, ТО-3 — 960 машино-ч. Часто назначают следующую периодичность работ: ТО-1 — 50, ТО-2 — 125, ТО-3 — 250, ТО-4 — 500, ТО-5 — 1000, ТО-6 — 2000 машино-ч. При этом к объектам обслуживания относят большинство узлов и агрегатов, подвергаемых регулировочным (тормоза, муфты сцепления, предохранительные муфты, натяжные механизмы ремней, цепей и т. п.), очистительным (очистка фильтра, слив отстоя) и смазочным работам.

Работы по ежедневному техническому обслуживанию (ЕО) выемочно-транспортирующих машин выполняются в течение рабочей смены машинистом. Выбор места проведения ТО обуславливается видами и объектами работ по ТО, удаленностью машин от стационарного пункта, степенью мобильности и др. Большей частью ТО гусеничных машин выполняются в условиях эксплуатации и иногда в стационарных условиях. Техни-

Погрузчик		Скрепер		
гусеничный	колесный	прицепной с гусеничным трактором ($E \leq 8 \text{ м}^3$)	полуприцепной с колесным трак- тором ($E \leq 10 \text{ м}^3$)	самоходный колесный ($E > 15 \text{ м}^3$)
0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
—	—	—	—	—
—	—	—	—	—

ческое обслуживание машин на колесном ходу выполняют чаще всего в стационарных условиях.

Работы по ТО могут проводиться в сменное время, совмещаться с вынужденными простоями техники, выполняться в межсменное или обеденное время, а также в выходные дни. Эти работы могут выполняться машинистами, специализированной бригадой слесарей с привлечением машинистов, специализированной бригадой без привлечения машинистов. Выбор метода зависит от конкретных условий эксплуатации.

При работе на выемочно-транспортирующих машинах сам машинист находится среди множества действующих механизмов в сравнительно стесненных условиях. В свою очередь динамичные и скоростные машины представляют определенную опасность для окружающих людей. В связи с этим машинист во время работы и обслуживания машин должен быть внимательным и неукоснительно соблюдать правила безопасности.

Основные требования правил безопасности распространяются как на объект работы, так и на перемещения машин по автомобильным дорогам и предусматривают: управление машинами лицами не моложе 18 лет, имеющими удостоверения на право управления; выполнение работы разрешается только на полностью исправной машине. Машинист обязан; постоянно наблюдать за рабочим органом и ходовыми механизмами и предупреждать возможный наезд на людей предупредительным сигналом, остановкой машины, прекращением работ; при остановке устанавливать машину на стояночные тормоза; не оставлять машину с работающим двигателем без наблюдения даже на короткое время; опускать рабочий орган на землю при остановках машины, а при ремонтах рабочего органа или систем базовой машины, требующих временного нахождения рабочих под поднятым рабочим органом, надежно закреплять последний на высоте с помощью запоров и подставок (козлы, бревна и др.), опирающихся на землю, следить за тем, чтобы ременные, цепные и другие передачи, а также движущиеся и

Примеры расчета производительности основных типов ВТМ

Бульдозер на гусеничном тракторе с $G_{аг}=0,5$ МН	Рыхлитель на гусеничном тракторе с $G_{аг}=0,5$ МН	Одноковшовый пневмоколесный погрузчик с $E=5$ м ³	Скрепер самоходный с $E=15$ м ³
Породы III категории, $L_2 = 50$ м, $L_{аг} = 10$ м $L_4 = L_2 + L_{аг}$	Скальные породы VII категории, $L_y = 300$ м	Насыпные породы I категории, $L_2 = L_4 = 24$ м	Породы III категории $L_2 = L_4 = 310$ м
$Q_{т.ч} = \frac{3600E_{т}}{T_{ц}} = 230$ м ³ /ч	$Q_{т.ч} = \frac{3600}{T_{ц}} FL_y = 660$ м ³ /ч	$Q_{т.ч} = \frac{3600E}{T_{ц}} = 620$ м ³ /ч	$Q_{т.ч} = \frac{3600E}{T_{ц}} \approx 202$ м ³ /ч
$E_{т} = 0,5B_0^2 \operatorname{ctg} \beta_1 = 5,6$ м ³ при $\beta_1 = 45^\circ$; $B_0 = 5,2$ м; $H_0 = 1,47$	$F_I = 0,42$ м ² ; $F_{II} = F_I - 0,25B_1h = 0,32$ м ² $F = \left[\left(\frac{3600}{T_{ц}} - 1 \right) F_{II} + \right.$ $\left. + F_I \right] \frac{T_{ц}}{3600} = 0,3343$ м ²		
$T_{ц} = t_1 + t_2 + t_4 - t_6 = 87,5$ с	$T_{ц} = t_1 + t_5 + t_6 = 547$ с	$T_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_6 = 29$ с	$T_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_6 = 268$ с
$t_1 = L_1/v_1 = \frac{7}{0,58} = 12$ с	$t_1 = L_y/v_1 = \frac{300}{0,58} = 517$ с	$t_1 = 2 + (E - 1) + 2(n_3 - 1) = 6$ с для $n_3 = I$	$t_1 = L_K/v_1 = \frac{33,4}{0,97} \approx 35$ с
$t_2 = L_2/v_2 = \frac{50}{11} = 45,5$ с	$t_2 = 0$	$t_2 = L_2/v_2 = \frac{24}{3} = 8$ с	$t_2 = L_2/v_2 = \frac{310}{3,1} = 100$ с
$t_3 = 0$	$t_3 = 0$	$t_3 = 3$ с	$t_3 = 25$ с

$t_4 = (L_2 + L_{ar})/v_4 =$ $= \frac{50 + 10}{3} = 20 \text{ с}$	$t_4 = 0$	$t_4 = \frac{24}{4} = 6 \text{ с}$	$t_4 = 310/3,1 = 100 \text{ с}$
$t_5 = 0$	$t_5 = 20 \text{ с}$	$t_5 = 0$	$t_5 = 0$
$t_6 = 5 \cdot 2 = 10 \text{ с}$	$t_6 = 5 \cdot 2 = 10 \text{ с}$	$t_6 = 3 \cdot 2 = 6 \text{ с}$	$t_6 = 4 \cdot 2 = 8 \text{ с}$
$Q_{\text{tex}} = Q_{T.ч} k_H / k_P =$ $= 230 \frac{1,22}{1,3} = 216 \text{ м}^3/\text{ч}$	$Q_{\text{tex}} = Q_{T.ч} F_{\text{эф}} / F =$ $= 660 \frac{0,2127}{0,3343} = 420 \text{ м}^3/\text{ч}$	$Q_{\text{tex}} = Q_{T.ч} k_H / k_P =$ $= 620 \frac{0,95}{1,25} = 471 \text{ м}^3/\text{ч}$	$Q_{\text{tex}} = Q_{T.ч} k_H / k_P =$ $= 202 \frac{1,1}{1,37} = 162 \text{ м}^3/\text{ч}$
	$F_{\text{эф}} = \left[\left(\frac{3600}{T_{\text{II}}} - 1 \right) 0,5 + \right.$ $\left. + 0,75 \right] B_P h_9 \frac{T_{\text{II}}}{3600} = 0,2127 \text{ м}^2$		
$Q_3 = Q_{\text{tex}} T_c k_B k_K = 216 \cdot 8 \times$ $\times 0,85 \cdot 0,8 = 1175 \text{ м}^3/\text{см}$	$Q_3 = Q_{\text{tex}} T_c k_B k_K =$ $= 420 \cdot 8 \cdot 0,85 \cdot 0,8 = 2285 \text{ м}^3/\text{см}$	$Q_3 = Q_{\text{tex}} T_c k_B k_K = 471 \cdot 8 \times$ $\times 0,85 \cdot 0,56 = 1794 \text{ м}^3/\text{см}$	$Q_3 = Q_{\text{tex}} T_c k_B k_K = 162 \cdot 8 \times$ $\times 0,85 \cdot 0,56 = 617 \text{ м}^3/\text{см}$
$k_K = k_7 k_8 k_9 k_{10} k_{11} k_{12} = 0,64$	$k_K = 0,96$	$k_K = 0,56$	$k_K = 0,56$
$k_7 = 1; k_8 = 0,8; k_9 = 1$	$k_7 = 1; k_8 = 1,2; k_9 = 1;$	$k_7 = 1; k_8 = 0,8; k_9 = 1;$	$k_7 = 1; k_8 = 0,8; k_9 = 1$
$k_{10} = 1; k_{11} = 0,8; k_{12} = 1$	$k_{10} = 1; k_{11} = 0,8; k_{12} = 1$	$k_{10} = 1; k_{11} = 0,7; k_{12} = 1$	$k_{10} = 1; k_{11} = 0,7; k_{12} = 1$

Примечание. Определение E_T и L_{ar} см. на стр. 192.

вращающиеся механизмы были надежно ограждены; проверять и устанавливать в нейтральное положение органы управления перед запуском двигателя; следить в процессе эксплуатации за гидравлическими системами, немедленно устранять все неисправности, а при невозможности устранить их прекращать работу. Машинисту категорически запрещается: запускать двигатель и держать его работающим в непроветриваемых помещениях; оставлять машину с работающим двигателем без присмотра; при заправках машины засасывать топливо ртом; менять масло и проводить смазочно-очистительные и наладочно-регулирующие работы при работающем двигателе, кроме случаев, предусмотренных заводской инструкцией; находиться под поднятыми рабочими органами или вблизи от них без установки последних на запоры и надежные подставки, опирающиеся на землю; демонтировать шины, находящиеся под давлением; накачивать шины размером 14.00-20 и более непосредственно на машине; находиться при накачивании шины со стороны съемного бортового кольца; поднимать давление в системах пневматики и гидравлики выше указанного в заводской инструкции; ремонтировать гидросистемы под давлением; перевозить людей в количестве сверх установленного.

При управлении машинами на карьере машинист обязан: выбирать скорость, отвечающую безопасным условиям движения и работы; снижать скорость перед входом в поворот; держать трансмиссию включенной при движении под уклон и не переключать ее при движении с грузом на подъем; поднимать рабочий орган на безопасную высоту при переезде через препятствия.

Машинисту категорически запрещается: производить разворот машины при заглубленном рабочем органе; двигаться на местности с продольными уклонами более 25—30° и с поперечными более 10—15°, а в зимнее время и при гололедах более 4—5°; производить крутые развороты колесных машин на косяках, работать без специальных грунтозацепов на глинистых породах в дождь; работать на машине и обслуживать ее на открытом пространстве в грозу; выносить рабочий орган за бровку откоса при сбрасывании породы под откос; приближаться к краю откоса ходовыми устройствами на расстояние менее 0,5 м, а на свеженасыпанных породах — ближе 1 м; перемещать породу бульдозером на подъем более 15°, а под уклон более 30° (меньшие значения уклонов принимать по паспортам машин).

Правилами противопожарной безопасности запрещается: пользоваться любыми формами открытого огня при регулировочных работах и заправке машин; работать на машине, не оборудованной средствами пожаротушения, имеющей следы подтекания топлива; заправлять машину с работающим двигателем; сбивать пламя и тушить горящее топливо водой. Тушить очаги возгорания топлива следует с помощью огнетушителей, забрасыванием землей или песком, накрывая брезентом.

Глава 16

КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Гидромеханизация — способ механизации земляных и горных работ, при котором все или основная часть технологических процессов осуществляются под действием энергии движущегося потока воды. К числу основных технологических процессов относятся: разработка пород, гидротранспорт за счет использования естественных уклонов или искусственно создаваемого давления, укладка пород в отвалы или иные сооружения.

Для эффективного применения гидромеханизации необходимо подобрать основное и вспомогательное оборудование, которое позволило бы полностью использовать преимущества точной технологии.

В гидромеханизации используется оборудование различных конструкций и назначения: гидромониторы, насосы, грунтовые насосы (землесосы) и др. К числу ответственных сооружений в комплексе оборудования гидромеханизации относятся трубопроводы. Часто в гидромеханизации используются: экскаваторы и бульдозеры для разрыхления пород, бульдозеры, трубоукладчики и краны для передвижки оборудования, переукладки трубопроводов. Оборудование для рыхления и механизации вспомогательных работ относится к вспомогательному. В некоторых технологических процессах гидромеханизация применяется в сочетании с другими средствами механизации, например гидротранспорт пород от экскаваторов или хвостов с обогащательных фабрик.

Оборудование гидромеханизации отличается простотой, высокими технологичностью изготовления и степенью ремонтнопригодности.

§ 2. ГИДРОМОНИТОРЫ

Гидромонитор (водомет) — устройство для создания и управления полетом мощных водяных струй, используемых для разрушения и смыва горных пород. Струя воды из гидромонитора истекает со скоростью до 50—80 м/с.

По конструкции гидромониторы разделяются:

· по способу управления — с ручным и дистанционным управлением;

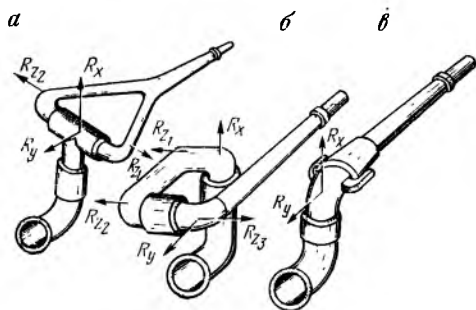


Рис. 16.1. Схемы гидромониторов с двусторонним (а), односторонним (б) и центральным (в) подводами воды (R_x , R_y , R_z — направления действия реакций по осям x , y , z)

по способу передвижки — несамоходные и самоходные;

по расположению в забое — гидромониторы дальнего и ближнего боя;

по рабочему давлению — низкого (0,9—1,2 МПа) и высокого (более 1,2 МПа) давления.

На карьерах преимущественно распространены гидромониторы несамоходные, высокого давления с ручным или дистанционным управлением. Гидромониторы с дистанционным управлением часто могут выполнять отдельные операции в автоматическом режиме.

По способу подвода воды к стволу гидромониторы делятся на три конструктивные группы: двусторонний симметричный (рис. 16.1, а), односторонний несимметричный (рис. 16.1, б), центральный подвод (рис. 16.1, в).

Гидромонитор, показанный на рис. 16.1, а, имеет уравновешенный реактивный момент относительно ствола и скомпенсированный момент относительно нижнего колена. При таком исполнении ствол может поворачиваться в вертикальной плоскости на угол 90° и более вверх и на $60\text{—}90^\circ$ вниз. Однако такие каналы подвода воды к стволу ухудшают качество струи. Гидромониторы этого типа обычно используются на шахтах, а также применяются как водометные устройства для пожаротушения и др.

Другой гидромонитор (рис. 16.1, б) имеет неуравновешенный реактивный момент относительно ствола и скомпенсированный момент относительно нижнего колена. Угол поворота ствола 90° вверх и до 60° вниз. К гидромониторам этого типа предъявляются повышенные требования по предупреждению самопроизвольного поворота ствола в горизонтальной плоскости.

Третий гидромонитор (см. рис. 16.1, в) не имеет реактивных моментов, создающих условия для самопроизвольного вращения ствола, и имеет скомпенсированный момент относительно нижнего колена. Гидромониторы этого типа имеют ограниченный до 35° угол поворота ствола в вертикальной плоскости, но обеспечивают наилучшие условия для формирования струи хорошего качества и широко используются в водометных устройствах большой мощности и дальнобойности. Поэтому последняя конструкция наиболее широко используется в гидромониторах для открытых работ.

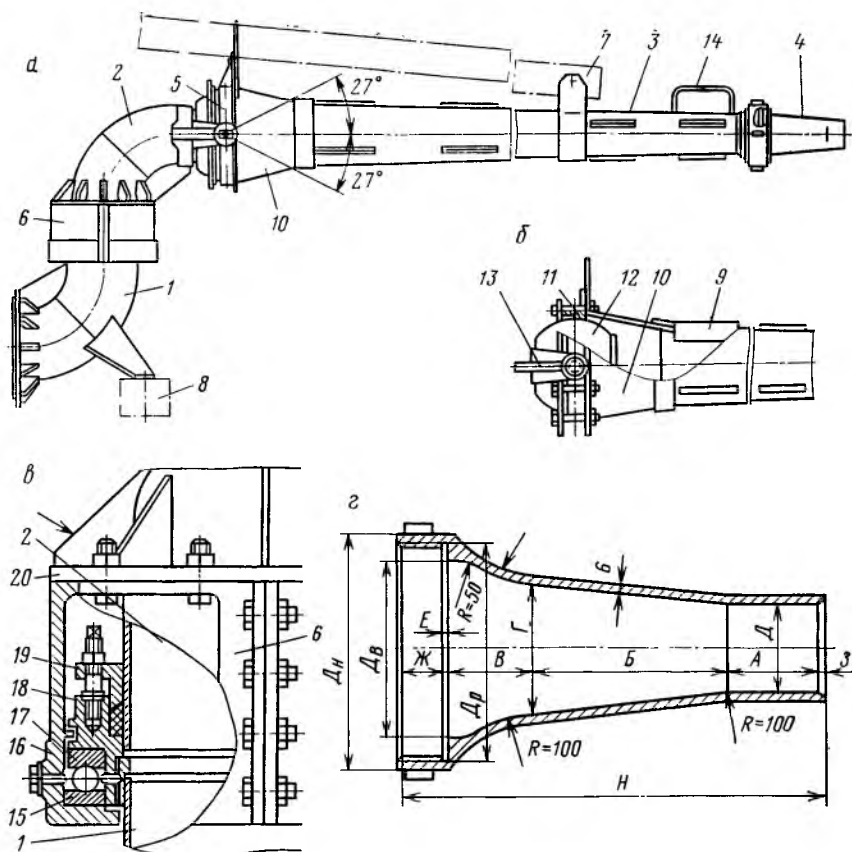


Рис. 16.2. Конструкция гидромонитора с ручным управлением:

а — общий вид; *б* — шаровой шарнир; *в* — сальниковый шарнир; *г* — насадок; 1, 2 — нижнее и верхнее колена; 3 — ствол; 4 — насадок; 5 — шаровой шарнир; 6 — шарнир поворота ствола в горизонтальной плоскости; 7 — рычаг (водило); 8 — салазки или опорный брус; 9 — ребра-успокоители; 10 — оголовок; 11 — шаровая внутренняя поверхность оголовка; 12 — шаровое основание шарнира; 13 — кронштейны; 14 — скоба; 15, 17 — нижнее и верхнее кольца упорного шарикоподшипника; 16 — обойма; 18 — кольцо; 19 — нажимное кольцо сальника; 20 — фланец верхнего колена; *А* — длина цилиндрической части; *Б* — длина конической части; *Б* — длина участка плавного примыкания к стволу; *Г* — диаметр большого основания конуса; *Д* — диаметр цилиндрической части; *Е* — длина сопрягаемой со стволом части; *Ж* — длина присоединительной части; 3 — глубина фаски выхода насадка; *Д_н*, *Д_р*, *Д_в* — диаметры наружный, по присоединительной части насадка; по резьбе; внутренний переходной сопрягаемой части насадка

Основными частями гидромонитора (рис. 16.2, *а*) являются: нижнее 1 и верхнее 2 колена, ствол 3, насадок 4, шаровой шарнир 5 поворота ствола в вертикальной плоскости, сальниковый шарнир 6 для поворота верхнего колена и ствола в горизонтальной плоскости и системы управления. У гидромониторов с ручным управлением для этой цели используются рычаг (водило) 7 и скоба 14 на стволе. У гидромониторов с дистанцион-

ным управлением (рис. 16.3) поворот ствола в горизонтальной плоскости выполняется гидроцилиндром 7, а в вертикальной плоскости — гидроцилиндром 3. Подача команд к гидроцилиндрам по рукавам высокого давления 6 осуществляется с пульта 11.

Гидромонитор устанавливается на саях или опорном бруске. С целью увеличения опорной площади может использоваться пэн (специальный опорный лист — поддон, имеющий загнутые вверх края). К водоводу гидромониторы крепятся с помощью фланцевого соединения.

Шарнир 6 (рис. 16.2, в) поворота ствола в горизонтальной плоскости обычно выполняется на упорном подшипнике, воспринимающем вертикальные усилия при движении потока воды по верхнему и нижнему коленам. При большой высоте шарнира иногда дополнительно устанавливают радиальные подшипники для центрирования соединяемых каналов и восприятия радиальных нагрузок.

У гидромониторов с центральным подводом воды к стволу для соединения ствола с верхним коленом используются шаровые шарниры (рис. 16.2, б). Шаровой шарнир состоит из пустотелого усеченного шара 12 и соединяемого с ним оголовка 10, имеющего также внутреннюю шаровую поверхность 11. Уплотнение шарнира обеспечивается манжетами и нажимным кольцом. Шар крепится к верхнему колену 2, имеющему кронштейны 13, расположенные в горизонтальной плоскости. Оголовок 10 крепится к кронштейнам 13 двумя соединительными пальцами, выполняющими роль разрезной оси для поворота ствола.

Ствол гидромонитора должен обеспечивать формирование струи хорошего качества и плавное увеличение ее скорости. Для этого ствол выполняется коническим с малым углом конусности и достаточной длины. Для предотвращения закручивания струи в стволе по окружности устанавливаются через 120° ребра-успокоители 9. Входной конец ствола приваривается к оголовку, а на выходном конце приваривается кольцо с резьбой для крепления насадка.

В современных гидромониторах наибольшее распространение получили насадки конической формы (рис. 16.2, г) с углом конусности не более 13°. Длина насадка не менее 2—2,5 диаметра выходного отверстия. Выходное отверстие насадка переходит в цилиндрическую часть длиной не менее одного диаметра. Цилиндрическая часть насадка служит для заключительного формирования струи и придания ей устойчивой формы при выходе из проточного канала гидромонитора. Существуют насадки и других форм и параметров. Подробнее вопросы теории истечений струи жидкости через насадки изучаются в курсе «Гидравлика».

Выпускаемый серийный гидромонитор ГМД-250 (рис. 16.3, в) имеет гидравлическое дистанционное управление. Источником

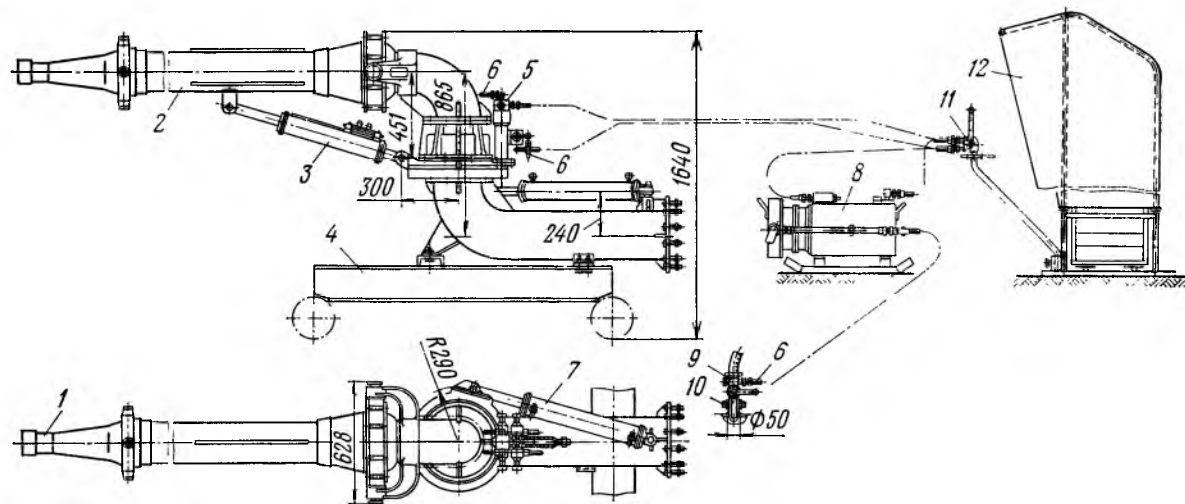


Рис. 16.3. Схема гидромонитора с гидравлическим дистанционным управлением:

1 — насадок; 2 — ствол; 3 — гидроцилиндр подъема ствола; 4 — салазки; 5 — гидроцилиндр замка; 6 — рукава высокого давления; 7 — гидроцилиндр поворота ствола в горизонтальной плоскости; 8 — маслостанция; 9 — кран; 10 — фильтр; 11 — пульт управления; 12 — кабина

энергии для питания гидросистемы служит маслостанция с приводной турбиной, вращаемой за счет энергии напорной воды, отбираемой из водовода.

Шарнир горизонтального поворота имеет замок, обеспечивающий соединения наружной обоймы шарнира с поворотным кольцом каретки, установленной на нижнем неподвижном колене. При разъединенном замке гидроцилиндр 7 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. Управление замком выполняется с помощью гидроцилиндра 5. При двух перехватах ствол может быть повернут на 360° . Рабочий сектор для одного положения замка составляет 120° .

Для ограничения угла поворота предусмотрены концевые выключатели, которые могут быть установлены с любым центральным углом.

Схема гидравлического дистанционного управления гидромонитором приведена на рис. 16.4.

В этой схеме управление исполнительными цилиндрами гидромонитора производится с помощью реверсивных золотников. Для поворота ствола в вертикальной плоскости служит цилиндр 8, а для поворота ствола в горизонтальной плоскости на угол 120° — цилиндр 9 при полном ходе его штока. Увеличение угла поворота в горизонтальной плоскости ствола гидромонитора обеспечивается кареткой 15 с гидравлическим замком 10. Поворот гидромонитора на требуемый угол осуществляется следующим образом. Каретка, имеющая шариковую опору, штоком цилиндра может свободно поворачиваться на угол до 120° относительно фланца, соединенного с подвижной частью гидромонитора. При этом гидравлический замок должен быть отжат.

Верхнее колено гидромонитора при ходе штока с отжатым замком остается неподвижным. Поворот ствола происходит при соединении каретки с помощью гидравлического замка с поворотной частью гидромонитора.

Повторением холостых и рабочих операций ствол гидромонитора поворачивают на необходимый угол в любую сторону. Управление поворотом ствола производится непосредственно с пульта, устанавливаемого на расстоянии до 50 м от гидромонитора.

Маслостанция гидравлической системы управления размещается у пульта управления.

Исполнительные механизмы системы управления (гидроцилиндры) соединяются с насосом и маслобаком резиновыми маслостойкими рукавами.

Для дистанционного управления гидромониторами применяются электромеханические, электрогидравлические и гидравли-

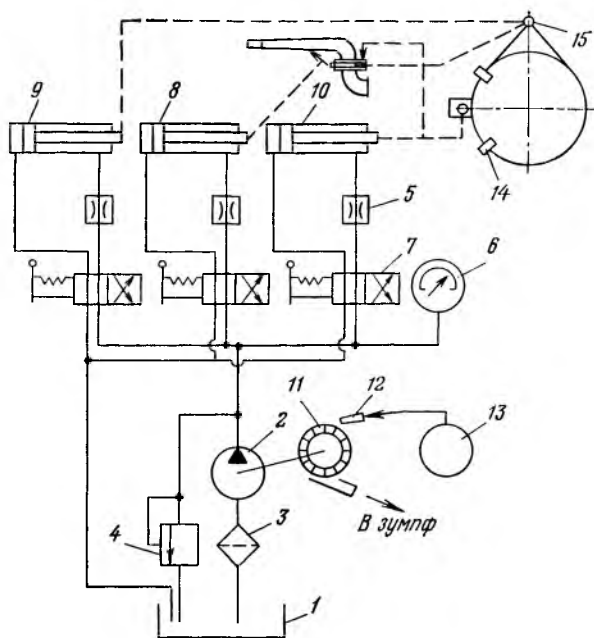


Рис. 16.4. Гидравлическая схема дистанционного управления гидромонитором:

1 — маслбак; 2 — насос; 3 — фильтр; 4 — предохранительный клапан; 5 — дроссель; 6 — манометр; 7 — четырехходовой реверсивный золотник; 8, 9 — гидроцилиндры управления стволом; 10 — гидравлический замок; 11 — турбинка; 12 — сопло; 13 — водовод; 14 — концевые выключатели; 15 — каретка

ческие схемы. Электромеханические схемы (двигатель — редуктор — исполнительный механизм) подвержены значительному износу, требуют смазки и недостаточно надежны, но просты в обслуживании.

Электрогидравлические схемы имеют электрическую систему управления гидравлическими механизмами и электропривод маслостанции. Исполнительными механизмами являются гидроцилиндры или гидромоторы. Схемы просты, надежны, компактны, но в сравнении с предыдущими более сложны в ремонтах.

Гидравлические схемы имеют гидравлическую систему управления исполнительными механизмами и поэтому часто требуют большой длины высоконапорных рукавов, что является основным недостатком таких схем.

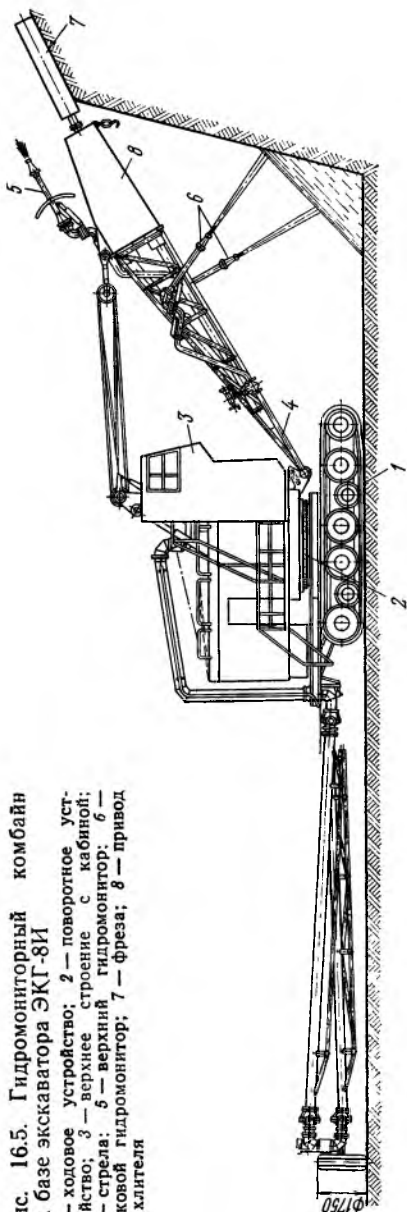
С увеличением водопроизводительности гидромониторов растет и их масса. В связи с этим появляется необходимость делать гидромониторы самоходными, для чего могут быть использованы различные ходовые механизмы, но основными следует считать гусеничные и шагающие,

Для гидромониторов применяются гусеничные тележки сельскохозяйственных и промышленных тракторов. Привод ходового механизма обычно электрический. Шагающий ход конструктивно аналогичен шагающему ходу драглайнов. Однако могут быть и существенные отличия. Так, для гидромониторов более целесообразно осуществлять шагание с полным отрывом базы.

Гидромониторы ближнего боя в опытных экземплярах изготавливались в течение длительного периода. Их основное достоинство в том, что с приближением к забою можно более эффективно использовать работоспособную часть струи и меньшие давления, чем это необходимо для гидромониторов дальнего боя.

В последние годы серийно выпускается гидромониторный комбайн (рис. 16.5), базой которого является экскаватор ЭКГ-8 или ЭКГ-4,6. Вместо стандартной стрелы с рукоятью и ковшом на поворотной платформе установлена облегченная стрела 4, головная часть которой имеет фрезу 7. На стреле расположены два боковых гидромонитора 6 и один верхний 5. По трубопроводу через шарнир вода подается к гидромониторам. Гидромониторный комбайн предназначен для разработки пород до IV категории включительно. Боковыми гидромониторами можно осуществлять разработку нижней части забоя и смыть разрушенной фрезой породы. Верхний гидромонитор служит

Рис. 16.5. Гидромониторный комбайн на базе экскаватора ЭКГ-8И
1 — ходовое устройство; 2 — поворотное устройство; 3 — верхнее строение с кабиной; 4 — стрела; 5 — верхний гидромонитор; 6 — боковой гидромонитор; 7 — фреза; 8 — привод рыхлителя



для разрушения верхней части забоя, очистки фрезы и смыва породы. К забойному водоводу комбайн присоединяется с помощью шарнирно соединенных секций труб. Подвижные секции имеют опорные пневмокатки. Шаг присоединения к водоводу составляет 75 м. Производительность гидромониторного комбайна по породе 800—1000 м³/ч при подаче воды 6800—7000 м³/ч.

Расчет гидромонитора состоит из определения его гидравлической характеристики и проверки устойчивости при воздействии потока жидкости, проходящей через проточную часть гидромонитора.

Расчетные формулы для определения параметров гидромониторов

Скорость истечения струи из насадка, м/с

$$v_r = \Phi \sqrt{2H_r/\rho_1}$$

Расход воды через насадок, м³/с

$$Q_r = \alpha \Phi s \sqrt{2H_r/\rho_1}$$

Потери давления в гидромониторе, Па

$$h_r = 0,5 \epsilon_m v_r^2 \rho_1 \text{ или } h_r = k Q_r^2$$

Коэффициент местных потерь для гидромонитора

$$\epsilon_m = 2h_r/v_r^2 \rho_1$$

Мощность, передаваемая через струю при ее выходе из насадка, кВт

$$P_r = 10^{-3} Q_r H_r$$

Диаметр насадка гидромонитора, м

$$d_n = \sqrt{1,27 Q_r / v_r}$$

Дальность полета струи, м

$$L_{\max} = (v_r^2/g) \sin 2\gamma_1$$

Длина работоспособной, компактной части струи, м

$$L_c = (25 \div 30) H_r 10^{-6}$$

Диаметр струи на некотором удалении (l_x) от насадка, м

$$d_c = k_a d_n l_x^{0,65} \approx k_a d_n 0,935 l_x^{2/3}$$

Среднее давление, МПа:

при выходе из насадка

$$p_0 = 2H_r 10^{-6}$$

на расстоянии от насадка l_x

$$p_{lx} = \left[\frac{40,7}{\frac{l_x}{d_n} + 30} \right]^3 p_0$$

Сила реактивного воздействия струи, Н

$$R_r = \rho_1 s v_r^2$$

Центробежные силы в верхнем и нижнем коленях, Н

$$T_1 = m_1 v_{1K}^2 / r_1, \quad T_2 = m_2 v_{2K}^2 / r_2$$

Вес гидромонитора с водой, Н

$$P_{np} = (m_r + m_a) g$$

Где Φ — коэффициент скорости, равный 0,9—0,96;

H_r — рабочее давление перед насадком, Па;

ρ_1 — плотность рабочей жидкости, для воды $\rho_1 = 1000$ кг/м³;

α — коэффициент сжатия струи, в расчетах можно принимать $\alpha = 1$;

$s = \pi d_n^2 / 4$ — площадь выходного отверстия насадка, м²;

ϵ_m — коэффициент суммы местных потерь, зависящий от характера местного препятствия (поворот колена, расширение, сужение и т. д.), для насадка $\epsilon_m = 0,06$;

k — эмпирический коэффициент; для нового гидромонитора при горизонтальном положении ствола $k = 0,3 \div 0,5$ и при угле подъема ствола 12—15° $k = 0,7—0,8$;

γ_1 — угол наклона струи к горизонту, градус; в расчетах принимать $\gamma_1 = 30^\circ$;

k_a — коэффициент аэрации; для новых насадок $k_a = 1$, для изношенных насадок $k_a = 1,15 \div 1,45$;

m_1 и m_2 — масса воды в нижнем и верхнем коленях, кг;

m_r и m_b — масса гидромонитора и воды в гидромониторе, кг; для ориентировочных расчетов следует принимать для гидромониторов с ручным управлением $m_r = (0,12 \div 0,15) Q_r$; для гидромониторов с дистанционным управлением $m_r = (0,30 \div 0,38) Q_r$ при производительности до 2000 м³/ч; для гидромониторов с дистанционным управлением при производительности до 5000 м³/ч; $m_r = (0,6 \div 0,75) Q_r$ (большие значения коэффициентов принимать для более высоких давлений); массу воды во внутренних полостях гидромонитора можно принимать $m_b = (0,5 \div 0,8) m_r$;

r_1 и r_2 — радиусы закругления колен: нижнего (r_1) и верхнего (r_2), м;

D_{1r} и D_{2r} — диаметры нижнего и верхнего колен, м.

Пример расчета гидромонитора.

Определить основные параметры гидромонитора при следующих данных: $H_r = 2,5$ МПа; $\rho_l = 1000$ кг/м³; $\varphi = 0,96$, диаметр насадка 125 мм. Воспользуемся формулами из табл. 16.1.

Скорость истечения струи из насадка

$$v_r = 0,96 \sqrt{2 \frac{2,5 \cdot 10^6}{1000}} = 67,88 \text{ м/с};$$

расход воды через насадок

$$Q_r = 1 \cdot 0,96 \frac{3,14 \cdot 0,125^2}{4} \sqrt{2 \frac{2,5 \cdot 10^6}{1000}} = 0,832 \text{ м}^3/\text{с} = 2997 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Потери давления в гидромониторе без насадка для случая работы: с поднятым стволом на угол 15°

$$h_r = 0,8 \cdot 0,832^2 = 0,55 \text{ МПа};$$

при горизонтальном положении ствола

$$h_r = 0,4 \cdot 0,832^2 = 0,28 \text{ МПа};$$

потери давления в насадке

$$h_r = 0,06 \frac{67,88^2 \cdot 10^8}{2 \cdot 10^6} = 0,138 \text{ МПа};$$

суммарные максимальные потери давления в гидромониторе

$$\Sigma h_r = 0,55 + 0,138 = 0,688 \text{ МПа}.$$

Мощность, передаваемая через струю при выходе ее из насадка,

$$P_r = 10^{-3} \cdot 0,832 \cdot 2,5 \cdot 10^6 = 2080 \text{ кВт}.$$

Диаметр насадка гидромонитора

$$d_n = \sqrt{1,27 \frac{0,832}{67,88}} = 0,12476 \text{ м} \approx 0,125 \text{ м}.$$

Дальность полета струи

$$L_{\max} = \frac{67,88^2}{9,81} \sin 2(30^\circ) = \frac{67,88^2}{9,81} \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 0,866 = 406,75 \text{ м}.$$

Диаметр струи на удалении от насадка

при $l_x = 50$ м

$$d_c = \frac{(1,15 + 1,45)}{2} \cdot 0,125 \cdot 0,935 \cdot 50^{2/3} = 2,06 \text{ м}.$$

Среднее давление струи при выходе из насадка

$$p_0 = 2H_{\Gamma} = 5 \text{ МПа};$$

то же, но на расстоянии l_x (примем $l_x = 15; 20; 30; 50; 100; 150$ м соответственно)

$$p_{15} = \left[\frac{40,7}{\frac{15}{0,125} + 30} \right]^2 \cdot 5 = 0,368 \text{ МПа}; \quad p_{20} = 0,229 \text{ МПа};$$

$$p_{30} = 0,11 \text{ МПа}; \quad p_{50} = 0,045 \text{ МПа}; \quad p_{100} = 0,012 \text{ МПа};$$

$$p_{150} = 0,0054 \text{ МПа}.$$

Сила реактивного воздействия струи

$$R_{\Gamma} = 1000 \frac{3,14 \cdot 0,125^3}{4 \cdot 10^6} 67,88^2 = 0,0565 \text{ МН}.$$

Определим центробежные силы в верхнем и нижнем коленях. Для нижнего колена примем $r_1 = 350$ мм и $D_{1\Gamma} \approx 250$ мм, масса воды в колене

$$m_1 = (\pi D_{1\Gamma}^2 / 4) \cdot (2\pi r_1 \rho_1 / 4) = (3,14 \cdot 0,25^2 / 4) \cdot (2 \cdot 3,14 \cdot 0,35 \cdot 1000 / 4) = 27 \text{ кг}.$$

Скорость потока в колене

$$v_{1\kappa} = 0,832 \cdot 4/3 \cdot 3,14 \cdot 0,25^3 = 16,96 \text{ м/с},$$

тогда

$$T_1 = 27 \cdot 16,96^2 / 0,35 \cdot 10^6 = 0,022 \text{ МН}.$$

Для верхнего колена примем $r_2 = 300$ мм и $D_{2\Gamma} = 200$ мм,

$$m_2 = (3,14 \cdot 0,2^2 / 4) \cdot (2 \cdot 3,14 \cdot 0,3 \cdot 1000 / 4) = 14,8 \text{ кг};$$

скорость потока в колене $v_{2\kappa} = 0,832 \cdot 4/3 \cdot 3,14 \cdot 0,2^3 = 26,5$ м/с, тогда $T_2 = 14,8 \cdot 26,5^2 / 0,3 \cdot 10^6 = 0,0346 \text{ МН}.$

Вес гидромонитора с дистанционным управлением при давлении $H = 2,5$ МПа

$$P_{\text{пр}} = (0,7 \cdot 3000 + 0,5 \cdot 0,7 \cdot 3000) 9,81 \cdot 10^{-6} = 0,031 \text{ МН}.$$

Для определения устойчивости гидромонитора необходимо знать плечи действующих сил (рис. 16.6), которые для конкретной конструкции могут быть легко вычислены. Для нашего случая примем: $x_1'' = 0,35$ м; $x_2'' = 0,65$ м; $x_1' = 0,1$ м; $x_2' = 0,45$ м; $x_3 = 1,0$ м; $x_4 = 0,25$ м; $x_5 = 0,6$ м; $\alpha_{T_1} = 30^\circ$; $\alpha_{T_2} = 30^\circ$ $\alpha_R' = \alpha_R'' = 0$.

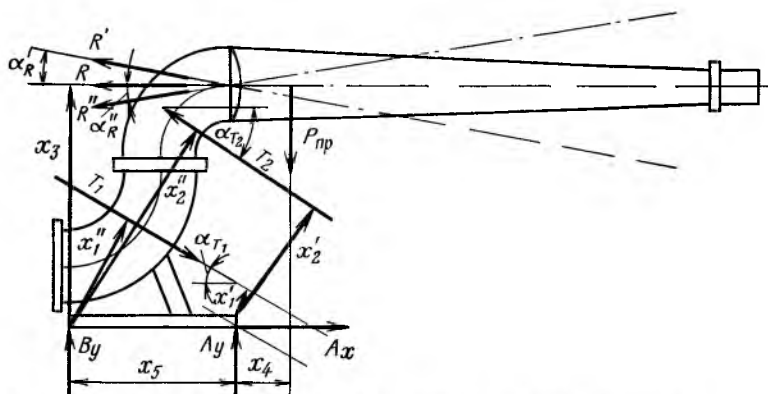


Рис. 16.6. Схема для определения устойчивости гидромонитора

Тогда

$$B_y = \frac{0,0346 \cdot 0,45 + 0,0565 \cdot \cos 0^\circ \cdot 1 - 0,022 \cdot 0,1 - 0,031 \cdot 0,25}{0,6} = 0,1 \text{ МН};$$

$$A_y = \frac{0,022 \cdot 0,35 + 0,031 (0,25 + 0,6) - 0,0346 \cdot 0,65 - 0,0565 \cdot \cos 0^\circ \cdot 1}{0,6} = -0,075 \text{ МН};$$

$$\frac{-B_x}{2} = \frac{-A_x}{2} = 0,022 \cos 30^\circ - 0,0346 \cdot \cos 30^\circ - 0,0565 \cdot \cos 0^\circ = -0,0675 \text{ МН}.$$

Отрицательное значение A_y показывает, что направление реакции принято неправильно. Реакции следует присвоить противоположный знак и поменять направление. Полученные значения реакций показывают, насколько велики усилия в местах соединения водовода с гидромонитором и насколько необходимо надежно крепить гидромонитор к салазкам или другим устройствам.

§ 3. НАСОСЫ

Насосы предназначены для перекачивания жидкостей и могут иметь различное конструктивное исполнение. В практике гидромеханизации преимущественно используются центробежные насосы для чистой воды и пульпы (гидросмесей). В отдельных случаях применяются водоструйные насосы (эжекторы и гидроэлеваторы) и насосы специальных конструкций (напримр, вакуумные).

Центробежный насос (рис. 16.7, а) состоит из рабочего колеса 1 с лопатками криволинейной формы, вала 2 рабочего колеса, корпуса 3, нагнетательного патрубка 4, к которому присоединяется напорный трубопровод 5. С всасывающей стороны к насосу присоединяется всасывающий трубопровод 6.

Принцип работы центробежного насоса состоит в следующем. При перекрытом напорном трубопроводе корпус насоса и всасывающий трубопровод заполняются водой, включается двигатель, и вследствие вращения рабочего колеса развивается центробежная сила, которая перемещает частицы воды по лопаткам от центра к периферии и далее в улиткообразный корпус.

В произвольной точке K (рис. 16.7, б) частица воды принимает участие в переносном движении вместе с лопаткой со скоростью u и в относительном движении относительно лопатки со скоростью w .

Скорость u направлена по касательной к траектории точки на лопатке, т. е. к окружности данного диаметра D , а w — по касательной к лопатке. Абсолютная скорость v_a равна геометрической сумме переносной и относительной скоростей и в свою очередь может быть разложена на радиальную скорость v_m и скорость v_u , совпадающую с направлением скорости u . Скорость v_u называют скоростью закручивания потока.

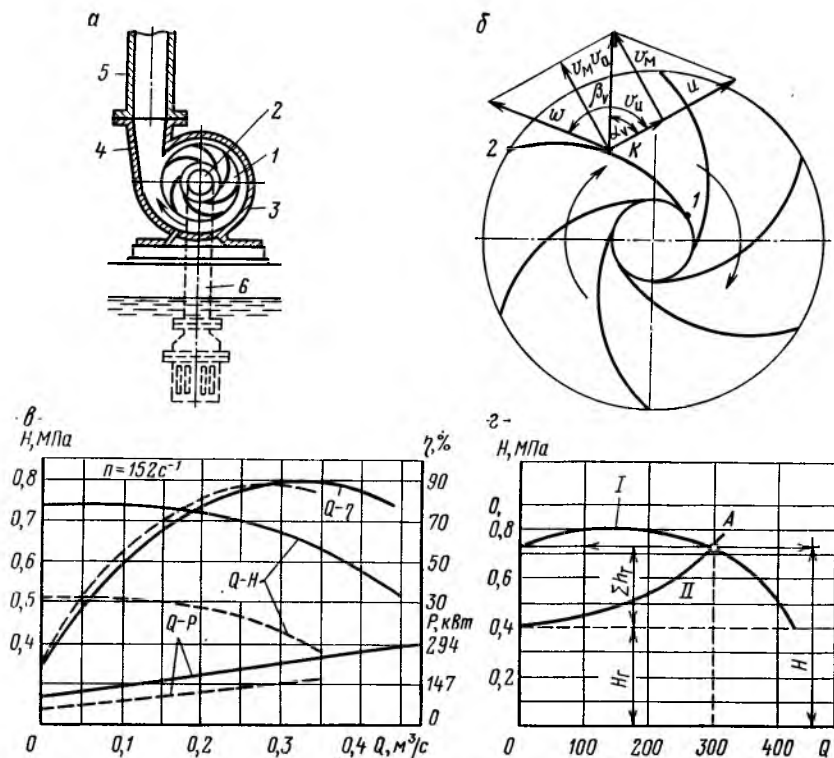


Рис. 16.7. Принцип действия и характеристики центробежного насоса: а — схема насоса; б — план скоростей частицы жидкости для идеальной центробежной турбомашини; в — рабочая характеристика центробежного насоса; г — совместная характеристика насоса и трубопровода; (I — характеристика трубопровода; II — характеристика насоса; H_g — геометрическая высота подачи; Σh_T — сумма потерь на трение в трубопроводе и местные сопротивления; H — полное давление, развиваемое насосом)

Формулы для определения основных показателей насосов приведены ниже.

Расчетные формулы для определения характеристик центробежных насосов

Радиальная скорость, м/с

$$v_m = v_u \operatorname{tg} \alpha_v = \varphi_v u \operatorname{tg} \alpha_v$$

Скорость закручивания, м/с

$$v_u = u - v_m \operatorname{ctg} (180^\circ - \beta_v) = u + v_m \operatorname{ctg} \beta_v$$

Теоретическая производительность, м³/с:
идеального насоса

$$Q_{TH} = sv_m$$

реального насоса

$$Q_T = \delta_n k_0 u \left(\frac{D_2}{2} \right)^2 \text{ при}$$

Мощность насоса, Вт

$$\delta_n = 4\pi k_c \eta_{об} \varphi_v \operatorname{tg} \alpha_v$$

Теоретическое давление, развиваемое центробежным насосом, Па

$$P = Q_{TH} H_{TH} = M \omega$$

$$H_{TH} = \frac{M \omega}{Q_{TH}} = \rho_1 (u_2 v_{u2} - u_1 v_{u1})$$

Момент внешних сил на рабочем колесе,
 $H \cdot m \dots \dots \dots M = M_2 - M_1 = Q_{\text{ти}} \rho_1 (v_{u2} R_2 - v_{u1} R_1)$
 Теоретическая напорная характеристика
 (зависимость изменения давления от про-
 изводительности при постоянной частоте
 вращения рабочего колеса), Па $\dots \dots$

$$H_{\text{тн}} = \rho_1 \left(u_2^2 + u_2 \times \frac{Q_{\text{ти}} \operatorname{ctg} \beta_{2y}}{s} \right)$$

Производительность ($\text{м}^3/\text{с}$), давление (Па)
 и мощность (кВт) при изменении частоты
 вращения и диаметра рабочего колеса со-
 ответственно $\dots \dots \dots$

$$\begin{aligned} Q_{\phi} &= Q_{\text{п}} a^{n_Q} c^{m_Q}; \\ H_{\phi} &= H_{\text{п}} a^{n_H} c^{m_H}; \\ P_{\phi} &= P_{\text{п}} a^{n_P} c^{m_P} \end{aligned}$$

Где $k_c = 0,9 \div 0,98$ — коэффициент сужения потока на выходе из колеса;

α_v — угол между скоростями v_a и u (см. рис. 16.7, б);

β_v — угол между направлениями скоростей w и u ;

$Q_{\text{п}}, H_{\text{п}}, P_{\text{п}}$ — паспортные производительность ($\text{м}^3/\text{с}$), давление (Па);
 мощность (кВт) при паспортных значениях частоты вра-
 щения рабочего колеса $\omega_{\text{п}}$ (с^{-1}) и его диаметра $D_{\text{п}}$ (м);

$Q_{\phi}, H_{\phi}, P_{\phi}$ — фактические пересчетные значения производительности
 ($\text{м}^3/\text{с}$), давления (Па) и мощности при измененной ча-
 стоте вращения рабочего колеса ω_{ϕ} (с^{-1}) и его диа-
 метре D_{ϕ} (м).

$a = \omega_{\phi} / \omega_{\text{п}}$ — отношение измененной и паспортной частот вращения
 рабочего колеса;

$c = D_{\phi} / D_{\text{п}}$ — то же, диаметров рабочих колес;

n_Q, n_H, n_P — показатели степени a ; для всех центробежных машин
 $n_Q = 1$; $n_H = 2$; $n_P = 3$;

m_Q, m_H, m_P — показатель степени c ; для насосов $m_Q = 3$; $m_H = 2$;
 $m_P = 5$; для грунтовых насосов показатель степени
 зависит от числа лопаток на рабочем колесе $m_Q = 1,6$;
 1,7; 1,57 соответственно для двух, трех и четырех лопа-
 ток; аналогично $m_H = 2,3$; 2,63; 2,46 и $m_P = 3,68$;
 4,33; 3,90.

Радиальную скорость v_m можно выразить через скорость
 закручивания v_u . Если примем, что отношение скорости закру-
 чивания v_u к переносной скорости u будет характеризоваться
 коэффициентом закручивания потока ϕ_v , то радиальная скоро-
 сть может быть выражена и через переносную скорость.

Скорость закручивания v_u также можно выразить через пе-
 реносную u и радиальную v_m скорости.

Теоретическая производительность идеального центробеж-
 ного насоса $Q_{\text{ти}}$ определяются как произведение площади вы-
 ходного живого сечения рабочего колеса $s = \pi D b$ (без учета его
 стеснения лопатками) на радиальную скорость v_m . Если учесть
 влияние сжатия потока через коэффициент k_c , циркуляции
 жидкости в корпусе через объемный к. п. д. $\eta_{об}$, а также числа
 входов в насос k_0 и произвести замену ширины колеса через
 его диаметр с соответствующим коэффициентом пропорциональ-

ности, т. е. $b \approx \psi D$, то получим формулу теоретической производительности реального центробежного насоса.

Произведение коэффициентов, приравненных δ_n , является величиной безразмерной и постоянной для типовых центробежных насосов на сходных режимах, не зависящей от диаметра колеса D и переносной скорости u и называется типовым коэффициентом подачи.

В идеальном центробежном насосе вся мощность, подаваемая на вал рабочего колеса, полностью передается потоку жидкости. Эту мощность можно также выразить через момент внешних сил M и угловую частоту вращения рабочего колеса ω .

Определим теоретическое давление, развиваемое насосом, через момент внешних сил M , угловую частоту вращения ω и теоретическую производительность $Q_{\text{ти}}$. Для этого уравнения момент M можно выразить как произведение теоретической секундной производительности $Q_{\text{ти}}$ на плотность жидкости ρ_1 и на разность произведений скоростей закручивания на входе и на выходе из рабочего колеса vu_1 и vu_2 на соответствующие радиусы колеса R_1 и R_2 .

Подставив в уравнение для $H_{\text{ти}}$ полученное значение M и заменив $R_2\omega$ и $R_1\omega$ на соответствующие переносные скорости u_2 и u_1 , получим значение теоретического давления в преобразованном виде (второе равенство).

Для получения теоретической напорной характеристики центробежного насоса, т. е. выявления зависимости развиваемого им давления от производительности при постоянной частоте вращения рабочего колеса, воспользуемся последним уравнением для $H_{\text{ти}}$, когда скорость закручивания на входе в рабочее колесо равна нулю, т. е. $vu_1 = 0$. Заменим значение vu_2 на его развернутую формулу (см. формулу скорости закручивания) и вместо v_m подставим $v_m = Q_{\text{ти}}/s$. Тогда для выходного сечения (точка 2) получим формулу, которая и будет являться теоретической напорной характеристикой насоса. При $Q_{\text{ти}} = 0$ получим, что $H_{\text{ти}} = \rho_1 u_2^2$.

Так как каждая конкретная машина имеет индивидуальную характеристику, производится снятие паспортной рабочей характеристики насоса, на которой отражаются изменения $Q-H$, $Q-P$ и $Q-\eta$ при $n = \text{const}$ (рис. 16.7, в). Сплошной линией на рисунке нанесена характеристика насоса с рабочим диаметром колеса $D_2 = 450$ мм, пунктирной — с $D_2 = 400$ мм.

Изменения производительности, давления и потребляемой мощности при изменении частоты вращения и диаметра рабочего колеса определяются по пересчетным зависимостям Q_ϕ , H_ϕ и P_ϕ , которые приведены выше.

Более детально вопросы теории центробежных насосов рассматриваются в курсе «Горная механика».

Большое значение для нормальной работы центробежных насосов имеет высота всасывания. Различают геодезическую

(или геометрическую) и вакуумметрическую высоты всасывания.

Геодезической высотой всасывания называют разность отметок оси колеса и уровня свободной поверхности водоема, из которого питается насос.

Вакуумметрической высотой всасывания называется сумма геодезической высоты всасывания и всех гидравлических потерь во всасывающей линии; она измеряется вакуумметром, устанавливаемым на всасывающем патрубке насоса. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания находится в пределах 0,005—0,08 МПа и указывается заводом-изготовителем.

Полное давление, развиваемое центробежным насосом, складывается из вакуумметрической высоты всасывания, геометрической высоты подачи и потерь давления в напорном трубопроводе.

Мощность потребляемая P_v всегда больше полезной P_n ; их отношение называется полным к. п. д.: $\eta = P_n / P_v$.

Мощность электродвигателя задается заводом с резервом 10 % при мощностях более 100 кВт, при меньшей мощности запас увеличивается до 15—25 %.

Важным показателем работы насоса является разрежение во всасывающей трубе. При чрезмерном разрежении во всасывающей трубе центробежного насоса может наступить кавитация. Кавитация обычно сопровождается характерным шумом, вибрацией и неустойчивыми показателями манометра и вакуумметра. Явление кавитации резко снижает к. п. д. насоса, давление и подачу и ведет к быстрому износу колеса и корпуса. При сильной кавитации может наступить разрыв потока и насос совсем прекратит подачу воды. На рис. 16.7, г показано определение рабочей точки насоса. Рабочая точка насоса является точкой пересечения характеристики $Q - H$ насоса с характеристикой трубопровода. Характеристикой трубопровода называется кривая, показывающая изменение потерь на трение в нем от подачи.

При подборе насоса следует стремиться к тому, чтобы его рабочая точка оказалась в зоне устойчивых режимов и максимальных значений к. п. д.

Отечественными заводами изготавливается большая номенклатура центробежных насосов различного назначения, в том числе серии К, Д, ЦН* и др.

Центробежные насосы типа К. Горизонтальные одноступенчатые консольные насосы с односторонним подводом жидкости к рабочему колесу изготавливают с деталями проточной части из серого чугуна. Насосы предназначены для перекачивания воды, содержащей твердые включения размером до 0,2 мм, объемная

* Буквы К, Д или ЦН обозначают тип насоса: К — консольный; Д — двустороннего входа и ЦН — многоступенчатый; первое число после буквенного индекса — подача ($\text{м}^3/\text{ч}$); второе — давление ($\text{Па} \cdot 10^4$).

концентрация которых не превышает 0,1 %. Насосы типа К изготовляют с подачей 5—360 м³/ч и давлением 0,1—0,9 МПа.

Для увеличения ресурса работы насоса крышка его корпуса и сам корпус защищены сменными уплотняющими кольцами. С целью разгрузки от осевого давления в заднем диске рабочего колеса делается разгрузочное отверстие. Вал насоса в зоне узла уплотнения защищен сменной втулкой.

Центробежные насосы типа Д являются горизонтальными одноступенчатыми центробежными насосами с полуспиральным подводом жидкости к двустороннему рабочему колесу (рис. 16.8). Они предназначены для перекачивания воды с содержанием твердых включений, не превышающих по массе 0,05 %, при крупности менее 0,2 мм. Насосы типа Д изготовляются с подачей 100—12 500 м³/ч, давлением 1,4—13 МПа.

Насосы типа Д получили наибольшее применение в гидромеханизации на открытых работах.

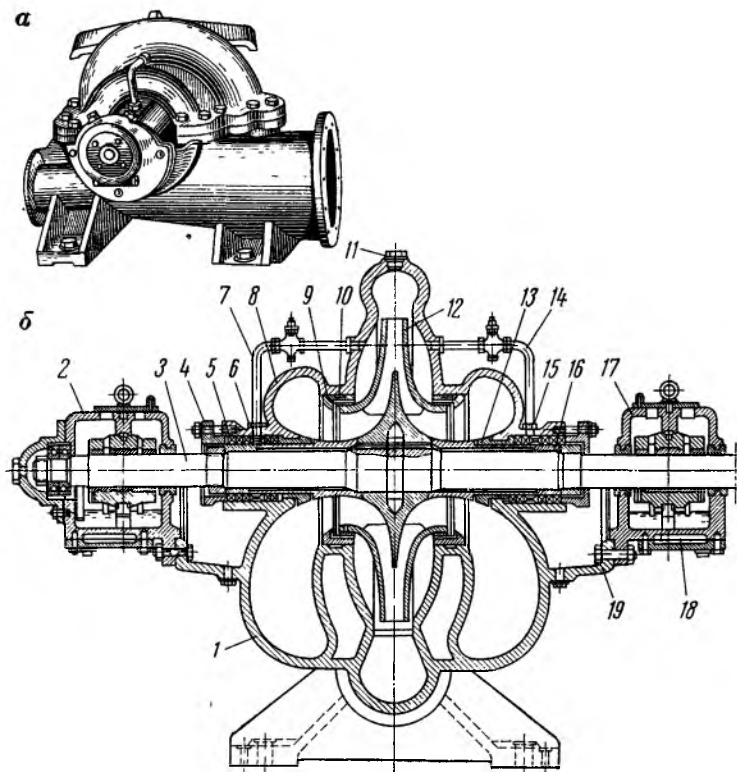


Рис. 16.8. Схема насоса типа Д:

а — общий вид; б — разрез; 1 — корпус насоса; 2, 17 — подшипники; 3 — вал; 4 — крышка сальника; 5 — набивка сальника; 6 — кольцо; 7, 14 — трубки для подвода воды; 8 — крышка корпуса; 9, 10 — защитно-уплотняющие кольца; 11 — отверстие в крышке корпуса; 12 — рабочее колесо; 13 — фундамент; 15 — отверстие в корпусе; 16 — защитные втулки; 18 — камера в корпусе подшипника; 19 — кронштейн

Корпуса, крышки корпусов и рабочие колеса насосов выполнены из серого чугуна.

Корпус насоса имеет горизонтальный разъем. Входной и напорный патрубки направлены горизонтально в разные стороны, что позволяет проверять состояние насоса и производить замену износившихся деталей без разборки трубопроводов и без снятия насоса с фундаментной рамы. Большинство насосов типа Д имеет подшипники качения. Вал насосов вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

У большинства насосов типа Д рабочее колесо на валу крепится защитными втулками с резьбой. Уплотнение рабочего колеса обеспечивается сменными кольцами в корпусе насоса и защитными кольцами рабочего колеса. Радиально-упорные шарикоподшипники воспринимают случайные осевые нагрузки.

Уплотнение вала осуществляется двумя сальниками, к которым подводится вода.

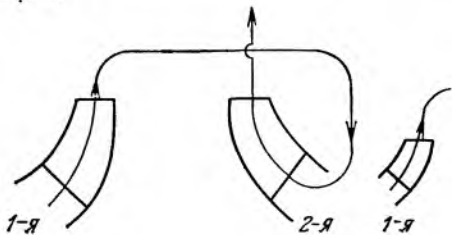
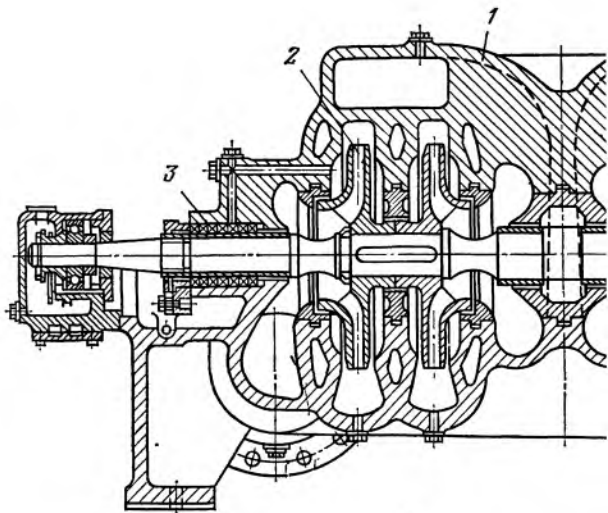
Насосы типа ЦН — горизонтальные многоступенчатые. Их подача изменяется в пределах 130—3600 м³/ч при давлении 11—44,5 МПа.

Насосы типа ЦН имеют горизонтальный разъем корпуса. Разрез насоса ЦН400-210 показан на рис. 16.9, а. Сальник со всасывающей стороны имеет гидравлическое уплотнение.

Схема движения воды в многоступенчатых насосах показана на рис. 16.9, б.

Из других типов насосов необходимо рассмотреть гидроэлеваторы — струйные насосы, предназначенные для подъема и перемещения по трубопроводам жидкостей и гидросмесей (рис. 16.10, а). Работа гидроэлеватора основана на использовании энергии струи воды, подводимой по трубопроводу 1 через движку 2 и присоединительный патрубок 3 к насадке 4. Струя рабочей жидкости, двигаясь через камеру смешивания 5, вовлекает в движение воздух или жидкость в этой камере и перемещает их в горловину 6 и диффузор 7. В результате этого в камере 5 создается разрежение и за счет перепада давления между внешней средой и камерой по трубопроводу 8 начинает поступать транспортируемый материал. В диффузоре скорость движения гидросмеси снижается и за счет перехода части кинетической энергии струи в потенциальную энергию потока увеличивается давление, что и обеспечивает дальнейшее перемещение гидросмеси по трубопроводам 9. Гидроэлеваторы не имеют движущихся частей и отличаются конструктивной простотой, но их к. п. д. не превышает 20—25 %.

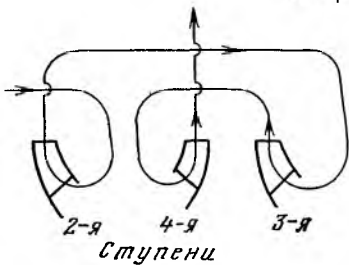
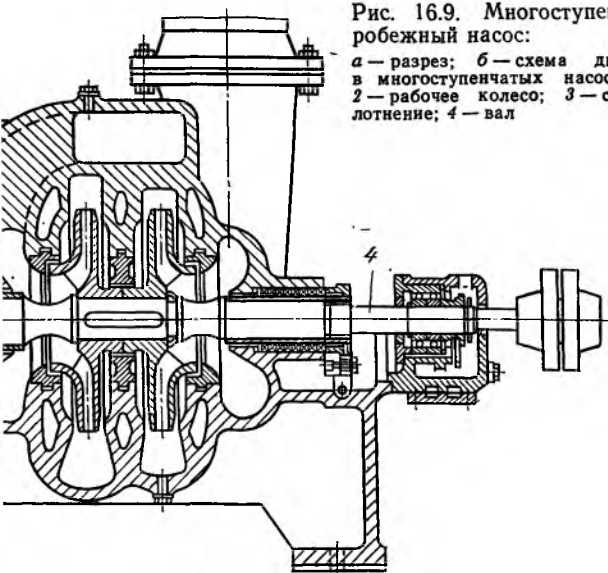
Между средой во внутренней полости камеры смешивания 5 и средой за её пределами, образуется перепад давления, который объясняется следующим. Высокоскоростная струя, как известно из законов гидродинамики, имеет высокий показатель турбулентности. Вихревыми движениями частиц рабочей жидкости и сил трения в пограничной области в движение вовлекаются газообразные, жидкие и твердые частицы из среды



Ступени

Рис. 16.9. Многоступенчатый центробежный насос:

а — разрез; *б* — схема движения воды в многоступенчатых насосах; 1 — корпус; 2 — рабочее колесо; 3 — сальниковое уплотнение; 4 — вал



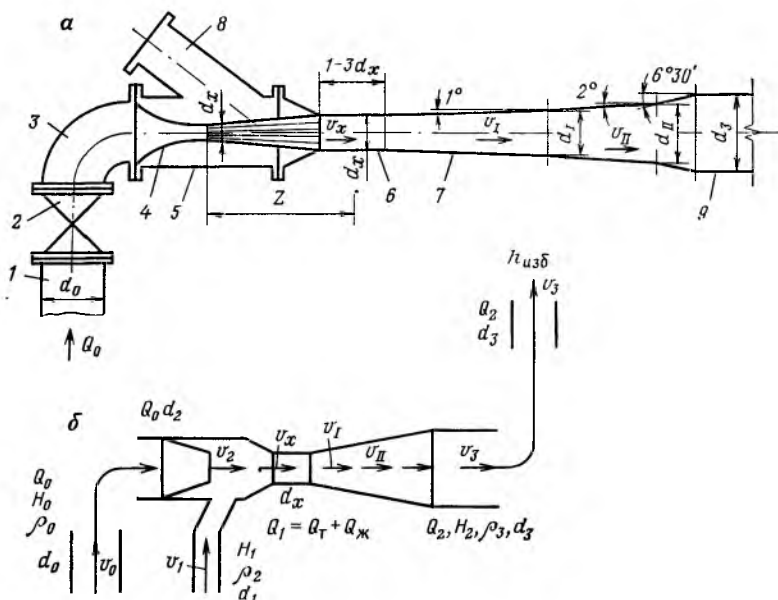


Рис. 16.10. Конструктивная (а) и расчетная (б) схемы гидроэлеватора:

d — диаметры соответственно подводящего (d_0) и всасывающего (d_1) трубопроводов, насадка (d_2) пульповода (d_x), горловины (d_x) и секций диффузора (d_I , d_{II}); H — давления соответственно: в подводящем (H_0) и во всасывающем (H_1) и трубопроводах и в пульповоде (H_2); Q — соответственно: через подводящий (Q_0) и всасывающий (Q_1) трубопроводы и пульповод (Q_2); Q_T , $Q_{ж}$ — подача твердого и жидкого; v — скорости движения соответственно: в подводящем (v_0) и во всасывающем (v_1) трубопроводах, истечения из насадки (v_2), движения потока в горловине (v_x), диффузоре (v_I и v_{II}) и пульповоде (v_3); $h_{изб}$ — избыточное давление потока на выходе из пульповода; ρ_0 , ρ_2 , ρ_3 — плотности жидкости соответственно: рабочей (ρ_0), всасываемой (ρ_1), пульпы (ρ_3); z — конструктивный размер горловины от края насадки до середины диффузора

во внутренней полости камеры смешивания. Им передается часть кинетической энергии струи рабочей жидкости, и они вместе движутся к горловине диффузора. В результате этого в камере смешивания создается разрежение, и из внешней среды под действием атмосферного давления начинает подсасываться дополнительный объем жидкого, газообразного и твердого. В этом случае гидроэлеваторы перекачивают малые объемы гидросмесей на большие расстояния.

Если скорость струи рабочей жидкости достаточно велика, то внутреннее гидромеханическое давление в струе может быть ниже внешнего атмосферного давления, и тогда процесс вовлечения в движение внешней среды резко интенсифицируется, так как частицы из внешней среды втягиваются в область низкого давления и передача им кинетической энергии струи значительно убыстряется. Сама струя при этом начинает быстро разрушаться. Гидроэлеваторы в этом случае могут перекачивать большие объемы гидросмесей на малые расстояния.

Как видно из сказанного, струйные насосы могут работать с любыми средами, не боятся подсасывания воздуха, допускают загрузку сухого твердого и достаточно крупного материала. Они находят широкое применение в различных отраслях промышленности. На горных работах гидроэлеваторы используются для транспортирования гидросмесей на небольшие расстояния, подъема песков на промывочные приборы, удаления хвостов с обогатительных фабрик и т. д. Они могут также применяться для установки на всасах насосов и грунтонасосов с целью предотвращения срыва вакуума и возникновения кавитации. Размеры гидроэлеватора должны отвечать конкретным условиям работы. Исходными данными для расчета гидроэлеватора служат:

H_0 — давление рабочей жидкости, которое можно получить на месте применения гидроэлеватора, Па;

Q_0 — расход рабочей жидкости или количество жидкости Q_1 , которую, можно поднять (Q_1 , м³/с), и ее плотность (ρ_2 , кг/м³).

Расчетные формулы для гидроэлеваторов приведены ниже.

Расчетные формулы для определения параметров гидроэлеватора

Скорость потока жидкости в рассматриваемом сечении, м/с

$$v_n = u \sqrt{\frac{H_a}{\rho_a} + \frac{H_b}{\rho_b} + \frac{v_d^2}{g}}$$

Скорости движения потока гидросмеси в диффузоре, м/с

$$v_d = \frac{xv_x + yv_3}{x + y}$$

Расчетное давление в трубопроводе, Па

$$H_c = 1,05 i_{100} l_c / 100 + h_c \rho_c g + h_{нз.с}$$

Расход жидкости через всасывающую трубу, м³/с

$$Q_1 = \frac{\rho_0}{\rho_2} \left(\frac{v_2 - v_x}{v_x - v_1} \right) Q_0$$

Диаметр насадка и горловины гидроэлеватора, м

$$d_c = \sqrt{\frac{Q_0 + Q_c}{0,785 v_n}}$$

Диаметр секций диффузора, м

$$d_d = \sqrt{\frac{Q_2}{0,785 v_d}}$$

Расстояние от края насадки до середины горловины, м

$$z = 4,65 d_2 \left(\frac{v_2}{v_x} \right)^{1,2}$$

Длина секций диффузора, м

$$L_d = \frac{d_{вых} - d_{вх}}{2 \operatorname{tg} \alpha_n}$$

К. п. д. гидроэлеватора, %

$$\eta_r = \frac{\rho_3 Q_1 (H_2 + H_1) 10^3}{\rho_0 Q_0 (H_0 - H_2)}$$

Где d_c , d_d , $d_{вых}$, $d_{вх}$ — диаметры проходных каналов в обобщенном виде, м: насадка и горловины (d_c), диффузора (d_d), выходного ($d_{вых}$) и входного ($d_{вх}$) диффузора;

H_a , H_b , H_c — давления в подводящем, всасывающем и напорном трубопроводах в обобщенном виде, Па, для формулы скорости потока (H_a и H_b) и формулы расчетного давления (H_c);

h_c — высота подачи (всасывания) в обобщенном виде, Па;
 $h_{из.с.}$, $h_{из.1}$, $h_{из.2}$ — необходимое избыточное давление, Па; в обобщенном виде ($h_{из.с.}$) и соответственно для всасывающего ($h_{из.1}$) и напорного ($h_{из.2}$) пульповодов;

i_{100} — потери давления на трение, определенные для 100 м трубопровода, Па; метод определения потерь давления приведен в § 7 настоящей главы;

l_c , l_1 , l_2 — длины участка трубопровода, м, в обобщенном виде (l_c), всасывающего (l_1) и напорного (l_2) трубопроводов;

$l_c/100$ — приведенная длина трубопровода;

Q_c — производительность (расход), м³/с;

u — коэффициент для чистой воды $u = 1,33$, для пульпы $u = 1,58$;

v_n , v_d , v_d — скорости потока жидкости в рассматриваемом сечении, м/с; в обобщенном виде истечения из насадка или в горловине гидроэлеватора (v_n), в подводящем трубопроводе или напорном пульповоде (v_d), в диффузоре (v_d);

x , y — коэффициенты: $x = 2$ и $y = 1$ для v_I и $x = 1$ и $y = 2$ для v_{II} ;

α_n — угол конусности секций диффузора, градус;

ρ_a , ρ_b , ρ_c — плотности жидкости и гидросмеси для различных участков трубопровода в обобщенном виде, кг/м³.

При выполнении расчетов соблюдать следующие условия подстановок:

$v_n = v_2$ при $H_a = H_0$, $H_b = H_1$, $v_d = v_0$, $\rho_a = \rho_0$ и $\rho_b = \rho_2$

$v_n = v_x$ при $H_a = H_2$, $H_b = H_1$, $v_d = v_3$; $\rho_a = \rho_3$ и $\rho_b = \rho_2$

$v_d = v_I$ при $x = 2$ и $y = 1$; $v_d = v_{II}$ при $x = 1$ и $y = 2$;

$H_c = H_1$ при $l_c = l_1$, $h_c = h_1$, $\rho_c = \rho_2$, $h_{из.с.} = h_{из.1} = 1 \cdot 10^4$ Па,

i_{100} для всасывающего трубопровода

$H_c = H_2$ при $l_c = l_2$, $h_c = h_2$, $\rho_c = \rho_3$, $h_{из.с.} = h_{из.2} = (1,5 + 2) 10^4$ Па,

i_{100} для напорного пульповода;

$d_c = d_2$ при $Q_c = Q_0$ и $v_n = v_2$;

$d_c = d_x$ при $Q_c = Q_1$ и $v_n = v_x$;

$d_d = d_I$ при $v_d = v_I$; $d_d = d_{II}$ при $v_d = v_{II}$;

$L_d = L_I$ при $d_{вых} = d_I$, $d_{вх} = d_x$ и $\alpha_n = 1^\circ$;

$L_d = L_{II}$ при $d_{вых} = d_{II}$, $d_{вх} = d_I$ и $\alpha_n = 2^\circ$,

$L_d = L_{III}$ при $d_{вых} = d_3$, $d_{вх} = d_{II}$ и $\alpha_n = 6,5^\circ$.

Остальные буквенные обозначения приведены на рис. 16.10.

Существенное значение для эффективной работы гидроэлеваторов имеет конструкция диффузора. По рекомендациям профессора **Н. Н. Каменова*** диффузор должен состоять из трех секций соответственно с углами конусности этих секций 1° ; 2° и $6,5^\circ$. Для этих условий можно определить геометрические размеры секций и скорости движения жидкости на каждом участке.

Другие типы струйных насосов, получившие название эжекторов и инжекторов, имеют конструкцию, сходную с гидроэлеваторами, а действие их основано на тех же принципах.

Пример расчета гидроэлеватора. Давление воды, получаемое от насосной станции $H_0=0,9$ МПа; длина всасывающего трубопровода $l_1=5$ м, высота всасывания $h_1=1$ м, $h_{из.1}=1 \cdot 10^4$ Па, высота подачи пульпы $h_2=15$ м, $h_{из.2}=2 \cdot 10^4$ Па, $l_2=150$ м, $l_{100}=2,5 \cdot 10^4$, плотность рабочей жидкости $\rho_0=1000$ кг/м³, всасываемой жидкости $\rho_2=1500$ кг/м³, $\rho_3=1170$ кг/м³, $v_0=7$ м/с, $v_3=3,5$ м/с, $v_1=2$ м/с, $Q_0=0,25$ м³/с.

Суммарные потери давления во всасывающем трубопроводе и напорном пульповоде

$$H_1 = 1,05 \cdot 2,5 \cdot 10^4 \cdot 5 \cdot 10^{-2} + 1 \cdot 10 \cdot 1500 + 1 \cdot 10^4 = 2,63 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

$$H_2 = 1,05 \cdot 2,5 \cdot 10^4 \cdot 150 \cdot 10^{-2} + 15 \cdot 10 \cdot 1200 + 2 \cdot 10^4 = 23,94 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Скорость истечения жидкости из насадка и горловины

$$v_2 = 1,33 \sqrt{\frac{0,9 \cdot 10^6}{1000} + \frac{2,63 \cdot 10^4}{1500} + \frac{7^2}{2}} = 40,82 \text{ м/с;}$$

$$v_x = 1,58 \sqrt{\frac{23,94 \cdot 10^4}{1170} + \frac{2,63 \cdot 10^4}{1500} + \frac{3,5^2}{2}} = 23,87 \text{ м/с.}$$

Расход всасываемой жидкости

$$Q_1 = \frac{\rho_0}{\rho_2} \left(\frac{v_2 - v_x}{v_x - v_1} \right) Q_0 = \frac{1000}{1500} \left(\frac{40,82 - 23,87}{23,87 - 2} \right) 0,25 \approx 0,13 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Диаметр насадка и горловины соответственно:

$$d_2 = \sqrt{\frac{0,25}{0,785 \cdot 40,82}} = 0,0883 \text{ м} \approx 88,3 \text{ мм;}$$

$$d_x = \sqrt{\frac{0,25 + 0,13}{0,785 \cdot 23,87}} = 0,142 \text{ м} \approx 140 \text{ мм.}$$

Расстояние от края насадка до середины горловины

$$z = 4,65 \cdot 0,0883 \left(\frac{40,82}{23,87} \right)^{1,2} = 0,41 \cdot 1,2 \lg 1,71 = 0,41 \cdot 1,904 = 0,78 \text{ м.}$$

Скорости в диффузоре

$$v_I = \frac{2 \cdot 23,87 + 13,5}{2 + 1} = 17,88 \text{ м/с; } v_{II} = \frac{1 \cdot 23,87 + 2 \cdot 3,5}{1 + 2} = 10,29 \text{ м/с.}$$

Диаметр выходных участков секций диффузора

$$d_I = \sqrt{\frac{0,25 + 0,13}{0,785 \cdot 17,88}} = 0,165 \text{ м; } d_{II} = \sqrt{\frac{0,25 + 0,13}{0,785 \cdot 10,29}} = 0,217 \text{ м;}$$

$$d_{III} = \sqrt{\frac{0,25 + 0,13}{0,785 \cdot 3,5}} = 0,372 \text{ м.}$$

Длины секций диффузора

$$L_I = \frac{0,165 - 0,14}{2 \lg 1^\circ} = \frac{0,025}{2 \cdot 0,0175} = 0,714 \text{ м.}$$

$$L_{II} = \frac{0,217 - 0,165}{2 \lg 2^\circ} = \frac{0,052}{2 \cdot 0,0349} = 0,745 \text{ м;}$$

$$L_{III} = \frac{0,372 - 0,217}{2 \lg 6,5^\circ} = \frac{0,155}{2 \cdot 0,1139} = 0,68 \text{ м.}$$

Общая длина диффузора

$$L_d = L_I + L_{II} + L_{III} = 2,14 \text{ м.}$$

К. п. д. гидроэлеватора

$$\eta_r = \frac{1170 \cdot 0,13 (23,94 \cdot 10^4 + 2,63 \cdot 10^4) 10^2}{1000 \cdot 0,25 (90 \cdot 10^4 - 23,94 \cdot 10^4)} = \frac{32,41 \cdot 10^6}{165,15 \cdot 10^6} = 19,6\%.$$

§ 4. ГРУНТОВЫЕ НАСОСЫ (землесосы)

Грунтовые насосы (грунтонасосы) или землесосы предназначены для транспортирования породы с водой и по своей конструкции отличаются от центробежных водяных насосов. Корпус и рабочее колесо выполняются массивными; на корпусе имеется герметически закрывающийся люк для ревизии (осмотра) и удаления застрявших между лопатками крупных кусков породы.

Рабочее колесо имеет меньшее, чем у насоса, число лопаток (от 2 до 5), что обеспечивает пропуск крупных кусков породы (0,7—0,8 диаметра входного патрубка) через грунтонасос. Крышка корпуса грунтонасоса съемная. Защита крышек обеспечивается сменными бронедисками. В полость между рабочим колесом и бронедисками подается «отжимная» вода под давлением на 0,05—0,1 МПа больше развиваемого грунтонасосом, что предохраняет бронедиски от истирания. Вал грунтонасоса от износа предохраняется ступицей рабочего колеса.

Подшипники и станина грунтонасоса выполняются массивными.

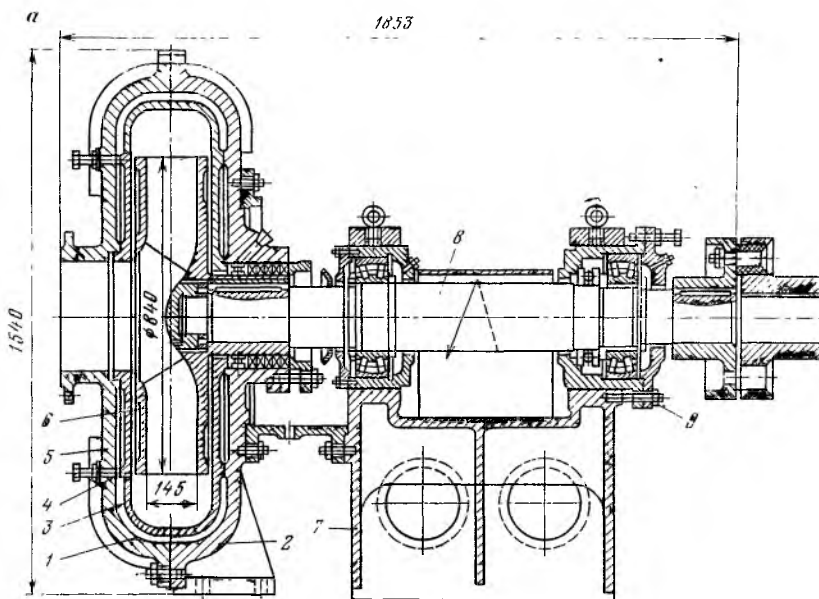
В СССР выпускаются центробежные грунтовые насосы с подачей 27—12 500 м³/ч и давлением 0,1—1 МПа. Насосы изготовляют трех типов: Гр—с нормальным размером проточного тракта; ГрУ—с проточным трактом, размер сечения которого увеличен на 25 % и ГрО—с проточным трактом, размер сечения которого уменьшен на 15 %. Кроме того, насосы могут изготавливаться в одно- или двухкорпусной модификации. В обозначении двухкорпусных насосов добавляется буква Т.

Освоен также выпуск грунтовых насосов ГрК с корундированным покрытием внутренних поверхностей. Проточные каналы этих насосов покрываются футеровкой из корундового зерна размером 3—7 мм на бакелитовой связке. Футеровка подвергается термической обработке в электропечах, благодаря чему ее изнosoустойчивость увеличивается в несколько раз.

В обозначении марки грунтового насоса в числителе указывается подача по воде (м³/ч), а в знаменателе—давление (Па · 10⁴).

Грунтовые насосы с подачей 1000—4000 м³/ч получили наибольшее применение в гидромеханизации на карьерах.

Грунтовой насос ГрТ-1250/71 (рис. 16.11, а) с четырехлопастным рабочим колесом имеет двухкорпусное исполнение, благодаря чему он может успешно работать на абразивных по-



б

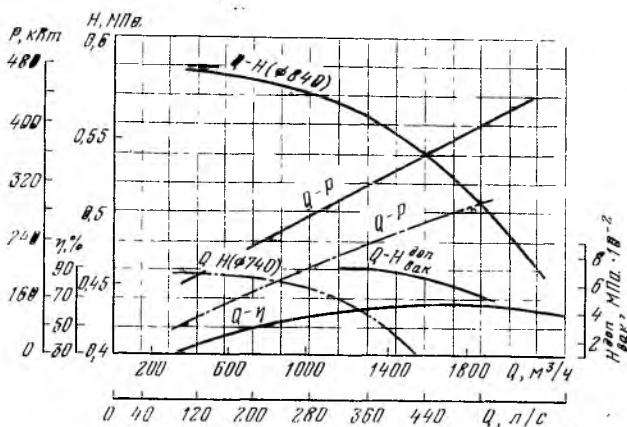


Рис. 16.11. Грунтовый насос ГрТ-1250/71:

а — разрез; б — характеристики; 1, 2 — передняя и задняя половины наружного корпуса; 3 — внутренний корпус; 4 — прижимной винт; 5 — бронедиск; 6 — рабочее колесо; 7 — станина; 8 — вал; 9 — винт регулировки зазора между рабочим колесом и бронедиском

родах. Наружный корпус имеет разъем по вертикальной плоскости, перпендикулярной к валу насоса.

Внутренний корпус устанавливается в посадочные места наружного корпуса и через передний бронедиск прижимается к задней его половине. Передняя и задняя крышки корпуса как отдельные детали отсутствуют.

Рабочее колесо и внутренний корпус выполнены из высокохромистого чугуна. Этот сплав, достаточно стойкий при абразивном износе, хрупок при ударных нагрузках. Поэтому насосы, выполненные с применением таких материалов, не рекомендуются применять для перекачивания гравийных пульп, содержащих частицы крупнее 25—30 мм.

Зазор между рабочим колесом и передним бронедиском регулируется перемещением рабочего колеса вместе с валом с помощью регулировочных винтов задней подшипниковой группы.

Вода на гидравлическое уплотнение и промывку зазоров подается только со стороны сальника в количестве не более 25 м³/ч. Смазка подшипников консистентная.

Характеристика насоса показана на рис. 16.11, б.

Грунтовой насос ГрТ-2000/63 имеет подачу 2000 м³/ч и развивает давление $63 \cdot 10^4$ Па.

Основные детали этого насоса — корпус и рабочее колесо изготовлены из стали 55ГЛ, бронедиски передней и задней крышек — из сплава марки И4Х28Н2. Всасывающий патрубок съемный. Уплотнение со стороны всасывающего патрубка регулируется винтами.

Направление вращения вала — по часовой стрелке, если смотреть со стороны двигателя. Расположение напорного патрубка горизонтальное или вертикальное.

Грунтовой насос ГрУ-4000/71 с подачей 4000 м³/ч и давлением $71 \cdot 10^4$ Па предназначен для установки на землесосных снарядах типа 300-40, 350-50Л, 350-50Т и 350-50ТМ, а также используется на крупных карьерах в качестве забойных и перекачных установок.

Корпус этого грунтового насоса не имеет защитной рубашки и поэтому выполнен из специальной износоустойчивой стали. Рабочее колесо трехлопастное. Крышки корпуса защищены от износа бронедисками, отлитыми из высокохромистого чугуна. Бронедиски устанавливаются на посадочные места корпуса и прижимаются специальными шпильками. Узел уплотнения регулируется. Сальник насоса защищен промывкой чистой водой.

Посадка рабочего колеса на вал конусная. Натяг обеспечивается шпильками, ввернутыми в торец ступицы рабочего колеса. Задняя крышка насоса крепится к кронштейну станины. Напорный патрубок грунтового насоса направлен вертикально вверх. Для насосов этого типа изготавливаются рабочие колеса диаметром 1160, 1260 и 1360 мм. Подача в оптимальной точке будет изменяться в пределах 3200—4000 м³/ч и давление в пределах 0,445—0,67 МПа.

Подшипники скольжения имеют кольцевую смазку. Осевые силы воспринимаются одним сдвоенным радиально-упорным шарикоподшипником.

Сальниковые уплотнения и корпуса всех насосов стандартной серии рассчитаны на последовательное включение двух насосов одинакового типоразмера.

Важным узлом всех грунтовых насосов является уплотнение между всасывающим патрубком и входом в рабочее колесо. Плохое состояние этого узла приводит к циркуляции пульпы, непроизводительному расходу промывочной воды и к разжижению пульпы. Поэтому необходимо постоянно следить за состоянием внутренних поверхностей корпуса, бронедисков, крышек, своевременно проводить регулировку зазоров, ремонт изношенных частей или их замену.

Для грунтовых насосов, перекачивающих пульпу, характеристики определяются так же, как для центробежных насосов, работающих на чистой воде. Для геометрически подобных колес насосов, если пренебречь изменением к. п. д. при переходе от модели к натуре, величины H , Q и P могут быть найдены по приведенным выше зависимостям (стр. 213—214).

В процессе землесосных работ иногда возникает необходимость изменить диаметр рабочего колеса; это достигается путем обрезки или наплавки его лопаток. Для определения значений Q , H и P насоса после изменения диаметра его рабочего колеса (при условии постоянства числа оборотов) следует пользоваться зависимостями, приведенными на стр. 214.

Изменение диаметра рабочего колеса не должно превышать 12—15 % номинального.

Рабочие колеса грунтовых насосов изготавливают только с лопатками, загнутыми назад и имеющими форму, очерченную дугами круга.

§ 5. ГИДРОТРАНСПОРТНЫЕ УСТАНОВКИ И ЗАГРУЗОЧНЫЕ АППАРАТЫ

Гидротранспортной установкой называется комплекс устройств, предназначенных для транспортирования горных пород (полезного ископаемого, вскрышных пород, отходов производства и т. д.) по трубам с помощью потока воды или иной жидкости (тяжелых сред и др.). В комплекс устройств входят силовой и преобразующий агрегаты, оборудование для ввода в поток транспортируемого материала, трубопроводы и система управления (в том числе гидравлическая арматура, электрическая аппаратура, средства связи и сигнализации и т. д.).

Силовыми агрегатами обычно являются электрические или тепловые двигатели. Наиболее часто используются асинхронные электродвигатели и реже — синхронные.

Преобразующими агрегатами могут быть насосы, грунтонасосы, гидроэлеваторы и др., а часто и комбинации из нескольких последовательно включенных в общую цепь устройств и агрегатов. Некоторые из них могут выполнять одновременно несколько функций. Так, грунтонасос может быть и агрегатом, преобразующим подводимую механическую или электрическую энергию в энергию потока, и загружать поток породой при всасывании из приемного устройства (зумпфа). Гидроэлеватор

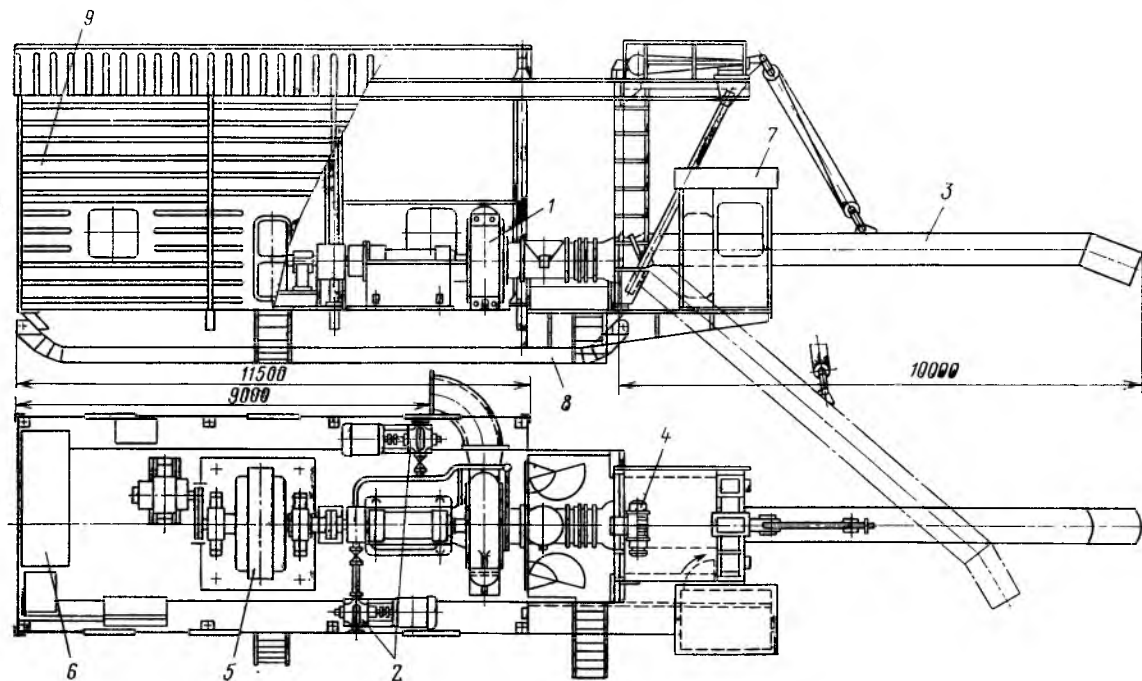


Рис. 16.12. Забойная гидротранспортная установка с грунтовым насосом:

1 — грунтовой насос; 2 — насос отжимной воды и воды для охлаждения сальников; 3 — подвижный всас; 4 — лебедка; 5 — синхронный электродвигатель; 6 — пускорегулирующая аппаратура; 7 — кабина с пультами дистанционного управления; 8 — сани из труб; 9 — металлическая обшивка



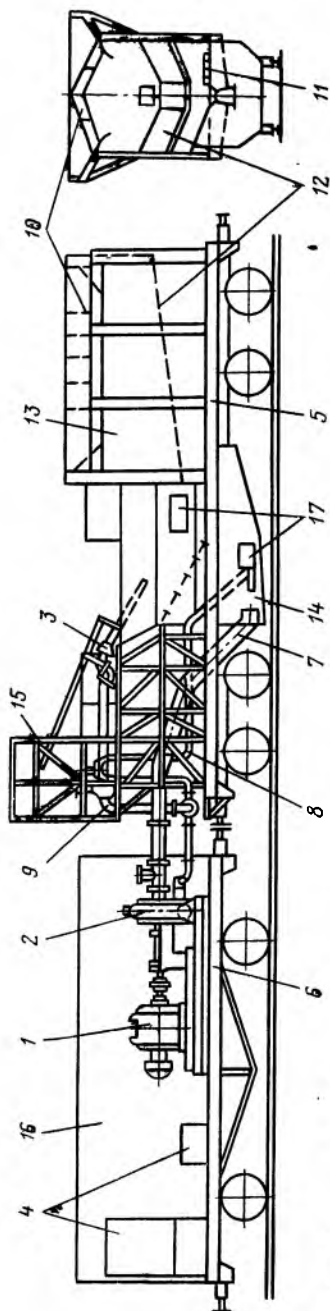


Рис. 16.14. Самоходная гидротранспортная установка:

1 — электродвигатель; 2 — грунтонасос; 3 — гидромотор; 4 — электроаппаратура; 5 — тондола; 6 — платформа; 7 — всасывающая труба; 8 — трубопровод к гидромотору; 9 — трубопровод к гидромотору; 10 — решетка зумфа; 11 — решетка зумфа; 12 — лоток бункера; 13 — бункер; 14 — зумф; 15 — кабина гидромониторщика; 16 — помещение грунтонасосной установки; 17 — люки для ревизии

преобразующих агрегатов: струйно-зарядные или вакуумные насосы, задвижки, эжектирующие устройства; для транспортных коммуникаций задвижки, клапаны и т. д.

В качестве защитно-предохранительных и контрольно-измерительных устройств и приборов, в зависимости от места их установки и назначения, используются следующие: для силовых агрегатов минимальная и максимальная защиты, заземления, вольтметры, амперметры и др.; для преобразующих агрегатов — обратные клапаны, манометры; для транспортных коммуникаций — обратные клапаны, температурные компенсаторы, воздушные клапаны (вантузы) и др.

На открытых горных работах наибольшее применение имеют гидротранспортные установки, основными агрегатами которых являются грунтонасосы.

Забойные грунтовые насосные установки (рис. 16.12) делаются передвижными, обычно они устанавливаются на саях, а передвижка их, как правило, осуществляется тракторами.

При недостаточном давлении одного грунтонасоса может быть включен последовательно второй грунтонасос, однако в забоях таких подключений обычно не делают. Второй перекачной грунтонасос чаще устанавливается на борту карьера. Перекачная грунтонасосная установка может быть передвижной (при малых объемах и частых передвижках) или стационарной

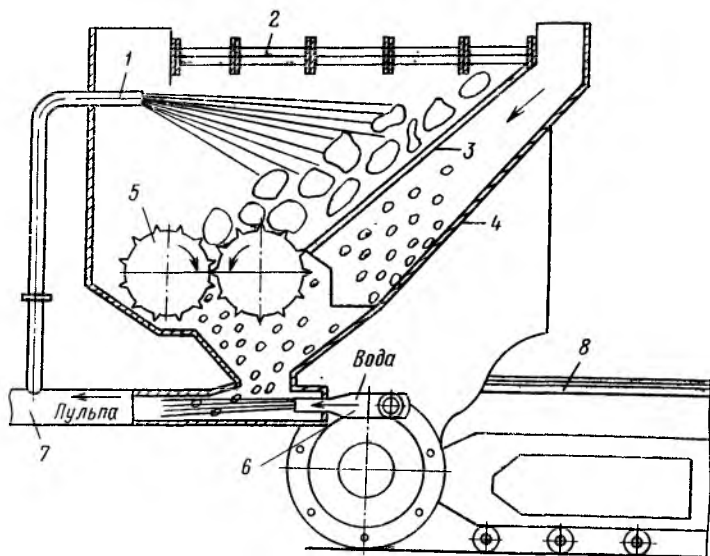


Рис. 16.15. Передвижная гидротранспортная установка с зубчатой дробилкой:

1 — водоподводящая труба; 2, 3 — колосниковый и подвижной грохоты; 4 — днище бункера; 5 — дробилка; 6 — труба гидроэлеватора; 7 — пульповод; 8 — ходовая тележка

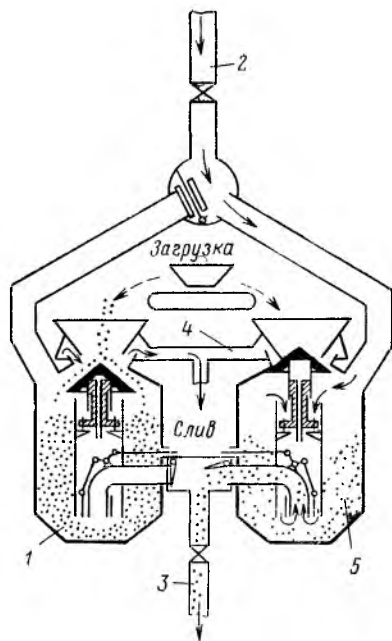
Рис. 16.16. Загрузочный аппарат

(рис. 16.13). В последнем случае она называется грунтонасосной станцией.

В зависимости от технологии работ и подстилающих пород для забойных грунтонасосных установок могут использоваться любые известные ходовые устройства. Достоинствами самоходных грунтонасосных установок являются простота и легкость передвижек.

Самоходная установка для гидротранспорта пород от экскаватора показана на рис. 16.14, в. На этой установке производится размыв пород в бункере и на его решетке. При работе на крепких породах такая установка должна быть снабжена дробилками.

На рис. 16.15, а показана схема передвижной гидротранс-



портной установки с зубчатой дробилкой. Для крепких скальных пород более рационально использование роторных или молотковых дробилок.

В связи с тем, что давления, создаваемые грунтонасосами, не превышают 1 МПа, дальность транспортирования одним грунтонасосом не превышает 2—3 км. При транспортировании пород, угля, соли, руд на десятки километров необходимо использовать специальные установки. Для этих целей разработаны различные *загрузочные аппараты*, которые в комплексе с насосами, развивающими высокие давления, образуют гидротранспортные установки. В качестве загрузочных аппаратов могут использоваться плунжеры, герметичные камеры-бункеры, секции (батарей) трубопроводов и т. д. Такие загрузочные аппараты используются на глубоких шахтах и рудниках.

Специально для открытых работ создана конструкция двухкамерного загрузочного аппарата шлюзового типа (рис. 16.16). Загружаемый твердый материал в сухом или слегка увлажненном виде поступает в камеру 1 через приемную воронку при открытом шлюзе. Избыточная вода удаляется по трубопроводу 4. Вторая камера 5 перекрыта, в нее по трубопроводу 2 подается вода под большим давлением и через трубопровод 3 порода удаляется. Освободившаяся камера открывается под действием давления воды, а поток переключается на загруженную камеру с помощью перекидного клапана. Процессы загрузки и опорожнения камер автоматизированы.

§ 6. ЗЕМСНАРЯДЫ

Землесосный снаряд (земснаряд) (рис. 16.17) представляет собой землеройно-транспортирующую плавучую машину непрерывного действия. Все оборудование земснаряда — грунтонасос, двигатель, всасывающий и напорный трубопроводы, механизмы передвижения, а также вспомогательное оборудование — монтируется на понтонах.

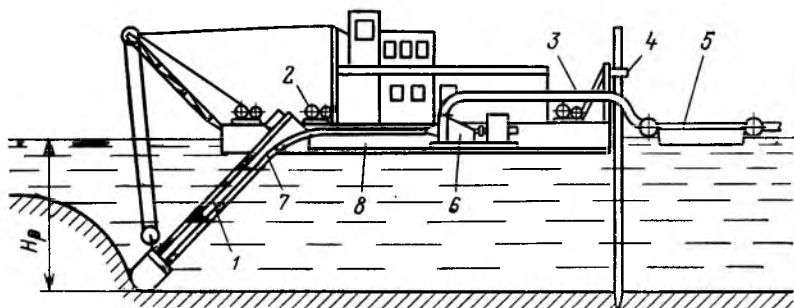
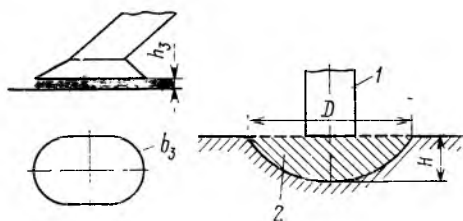


Рис. 16.17. Землесосный снаряд:

1 — грунтосборное устройство; 2 — леедка; 3 — напорный пульповод; 4 — свайный ход; 5 — плавучий пульповод; 6 — грунтовый насос; 7 — всасывающий трубопровод; 8 — понтон

Рис. 16.18. Схема разрушения породы всасыванием:
1 — всасывающий трубопровод;
2 — зона размыва потоком; (D — зона разрушения; H — глубина разрушения)



Грунтонасосы имеют ограниченную высоту всасывания, и поэтому при увеличении глубины разработки часто используются погружные грунтонасосы, которые располагаются в специальном герметичном корпусе вместе с электродвигателями. Иногда грунтонасосы опускают ниже уровня воды, а двигатели остаются на понтоне и соединяются с грунтонасосами валами с карданными шарнирами. Часто на всасывающей трубе устанавливаются инжектирующие устройства с насосами струйного типа.

Процесс разрушения пород грунтонасосами может осуществляться под действием энергии потока воды, засасываемой насосом. Для трубы периметром b_3 (рис. 16.18) и расстоянием ее от поверхности породы h_3 скорость потока v_3 в кольцевом зазоре будет равна частному от деления производительности грунтового насоса Q_H на площадь кольцевого зазора $b_3 h_3$.

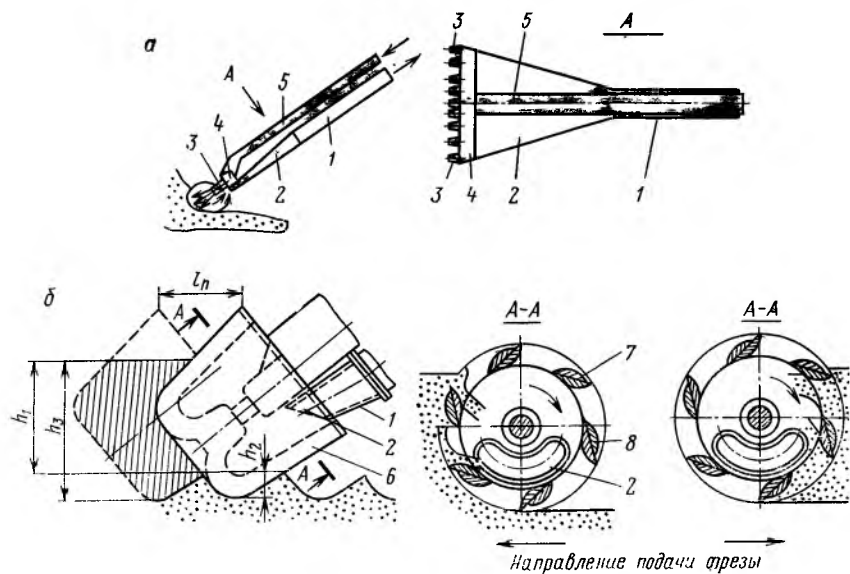


Рис. 16.19. Схемы разрушения пород земснарядом гидравлическим (а) и механическим (б) способами:

h_1 — глубина резания без гребней; h_2 — высота гребней; h_3 — полная глубина рыхления;
1 — всасывающая труба; 2 — всасывающий патрубок; 3 — сопла; 4 — коллектор; 5 — труба для подачи воды; 6 — фреза; 7 — ножи; 8 — ребра ступицы

Естественно, если положения всаса не менять, то с изменением h_3 будет меняться и скорость. Размывающая скорость потока воды v_p зависит от крупности частиц и связности породы.

Скорости для песков составляют 0,35—0,7 м/с, а для гравия 2,5 м/с и более. Размыв глинистых пород таким способом затруднен. В связи с этим на всасывающей трубе могут быть установлены насадки (рис. 16.9, а), к которым подается напорная вода. Такие гидравлические разрыхлители часто используются на земснарядах. Однако в подводных забоях могут встречаться и крупные валуны, и вязкие плотные глины, и прослойки песчаников и сланцев.

В связи с этим земснаряды в последние годы оборудуются фрезами (рис. 16.19, б) или роторными устройствами, устанавливаемыми на всасе (иногда на специальной раме). Порода, разрушаемая фрезами, засасывается через всасывающую трубу. Фрезы могут иметь различное конструктивное исполнение и в зависимости от физико-механических свойств породы снабжаться сменными зубьями.

При резании породы фрезами возможны два случая разрушения породы: первый, когда фреза подрезает породу снизу вверх, и второй, когда фреза режет породу сверху вниз. Второй случай менее эффективен.

Расчетные формулы для определения параметров земснарядов

Скорость потока при свободном всасывании из-под воды, м/с

$$v_s = Q_n / h_3 b_3$$

Размывающая скорость потока, м/с

$$v_p = 0,1 \sqrt{14 d_{cp} + 5/d_{cp}}$$

Диаметр фрезы, м

$$D_{\phi} \approx 0,06 \sqrt[3]{60 Q_T}$$

Длина фрезы, м

$$L_{\phi} \approx (0,6 \div 0,8) D_{\phi}$$

Мощность двигателя для привода фрезы, кВт

$$P_{\phi} = \frac{0,106 D_{\phi}^3 k_{\phi}}{1000 \eta_{\phi}}$$

Сила сопротивления породы копанью, МН

$$N_k = 1,5 f_{\max} k_{\phi} = 0,0675 D_{\phi}^2 k_{\phi}$$

Где Q_n — расход (производительность) грунтонасоса по воде, м³/с;

h_3 — расстояние всасывающей трубы от поверхности породы, м;

b_3 — периметр всасывающей трубы, м;

d_{cp} — средний диаметр твердых частиц, мм;

Q_T — расчетная производительность грунтонасоса по породе, м³/ч;

k_{ϕ} — сопротивление пород резанию фрезой, МПа; для глинистых пород принимают $k_{\phi} = 0,1—0,2$ МПа;

η_{ϕ} — к. п. д. привода фрезы; в расчетах принимают $\eta_{\phi} = 0,6 \div 0,7$;

$f_{\max}$ — максимальное сечение стружки, м²; для приблизительных расчетов можно принимать $f_{\max} = 0,045 D_{\phi}^2$.

Земснаряды выполняются двух типов: несамоходные и самоходные. Самоходными обычно бывают морские земснаряды. Земснаряды речного и озерного типов делаются несамоходными.

В связи с тем, что при разработке породы необходимо перемещать рабочий орган по забою, несамостоятельные земснаряды оснащаются простейшими механизмами перемещения, такими, как канатный, свайно-канатный, свайный.

При канатном способе перемещения с носовой и кормовой частей заводятся канаты на берег или устанавливаются якоря. Изменяя длину носовых канатов при постоянной длине кормовых, можно заставить земснаряд двигаться по дуге. После отработки одного прохода (дуги) ослабляют натяжение кормовых канатов и подтягивают носовые, выводя земснаряд на новый участок. Затем повторяют операции движения носовой части земснаряда по дуге изменением длины носовых канатов. Эти движения земснаряда называются папильонированием.

Канатная система является простой, но не обеспечивает точности вывода земснаряда на нужную точку забоя и достаточно трудоемка. Частая смена точек крепления канатов снижает общую производительность земснаряда.

Свайно-канатный механизм передвижения имеет следующую конструкцию. На корме земснаряда устанавливаются на небольшом расстоянии друг от друга две опорных сваи. Опустив одну из свай и используя носовые канаты, можно заставить земснаряд перемещаться по дуге постоянного радиуса. Закончив движение в одном направлении, опускают вторую сваю и поднимают первую — получают новую точку опоры, смещенную вперед относительно предыдущей опорной точки. Периодически меняя сваи, земснаряд можно подавать вперед или назад шагами. При этом способе трудоемкость передвижения значительно уменьшается, простои сокращаются, возрастают точность движения по забою и производительность. Но всеерные дуги, по которым движется всас земснаряда, имеют форму зигзага, и расхождение дуг в конце движения тем больше, чем больше шаг движения. В этом случае рационально использовать свайный механизм движения с принудительным перемещением сваи по оси земснаряда. Для этого на палубе устанавливается специальная ходовая рама и весь свайный механизм монтируется на тележке. Продольное перемещение тележки может достигать 2,5—4 м, обеспечивая такой же ход подачи земснаряда на забой. Сваи при этом могут перемещаться как в вертикальном, так и в горизонтальном направлении, а также могут устанавливаться в наклонном положении. При этом способе дуги становятся параллельными и пропусков в забое не наблюдается.

Свайный способ с принудительной подачей земснаряда по его продольной оси допускает отработку узких траншей, но при этом необходимо обеспечить поперечное перемещение всаса земснаряда.

У самостоятельных земснарядов перемещения рабочего органа (всаса и т. д.) осуществляются при движении всего судна за счет его движителей или канатным подтягиванием.

Трубопроводы в гидромеханизации делятся на две группы: водоводы и пульповоды. Водоводы имеют больший срок службы, а пульповоды из-за абразивного износа служат меньше и, как правило, каждый сезон, а иногда и чаще, переукладываются с поворотом их на 120° относительно продольной оси. Этим способом продлевается общий срок службы пульповодов. Трубы для пульповодов принимаются со стенками толщиной 8—12 мм, а для водоводов — 4—8 мм. Для пульповодов используются стальные бесшовные горячедеформированные трубы диаметром до 377 мм и стальные электросварные прямошовные трубы диаметром до 820—1020 мм. Трубы стальные электросварные со спиральным швом, пригодные для водоводов, не рекомендуются для пульповодов из-за повышенного износа по линии сварки.

Помимо стальных труб могут использоваться трубы из других материалов (железобетонные, пластиковые, фанерные, резиновые рукава и др.), а также комбинированные трубы, например, стальная оболочка с внутренней футеровкой, для которой могут быть использованы каменное литье, технический фарфор, ситалл, резиновые вкладыши и др.

Наибольшее распространение для водоводов и пульповодов получили стальные трубы. По назначению водоводы делятся на магистральные, карьерные и забойные, а пульповоды — на магистральные, карьерные и отвальные. Магистральные трубопроводы собираются методом сварки, карьерные могут иметь сварные и фланцевые соединения, а забойные и отвальные — фланцевые или быстроразъемные. Изредка используются и сварные трубопроводы, прокладываемые по дамбам.

Общие требования ко всем трубопроводам: герметичность соединений, отсутствие резких переломов, в которых мог бы собираться воздух. Для управления потоками жидкости (вода, пульпа) на трубопроводах устанавливаются задвижки (рис. 16.20, а) с ручным или электрическим приводом. Принцип работы задвижки состоит в следующем. При вращении маховика 1 винт 2 опускает два параллельных запорных диска 3, которые в нижнем положении разжимаются клином 4 и плотно прижимаются к уплотнительным поверхностям 5 корпуса 6. На пульпе задвижки такого типа быстро изнашиваются, и поэтому они используются редко. Промышленность в настоящее время осваивает выпуск задвижек большого диаметра для пульпы. Для защиты трубопроводов и оборудования от обратных потоков при остановке насосов используются обратные клапаны (рис. 16.20, б). Клапан состоит из литого или сварного корпуса 1, маятникового клапана 2 большой массы, укрепленного на оси 3. Люк 4 служит для ревизии клапана. При прохождении потока жидкости через клапан маятниковый клапан открывается и удерживается в открытом положении за счет энергии

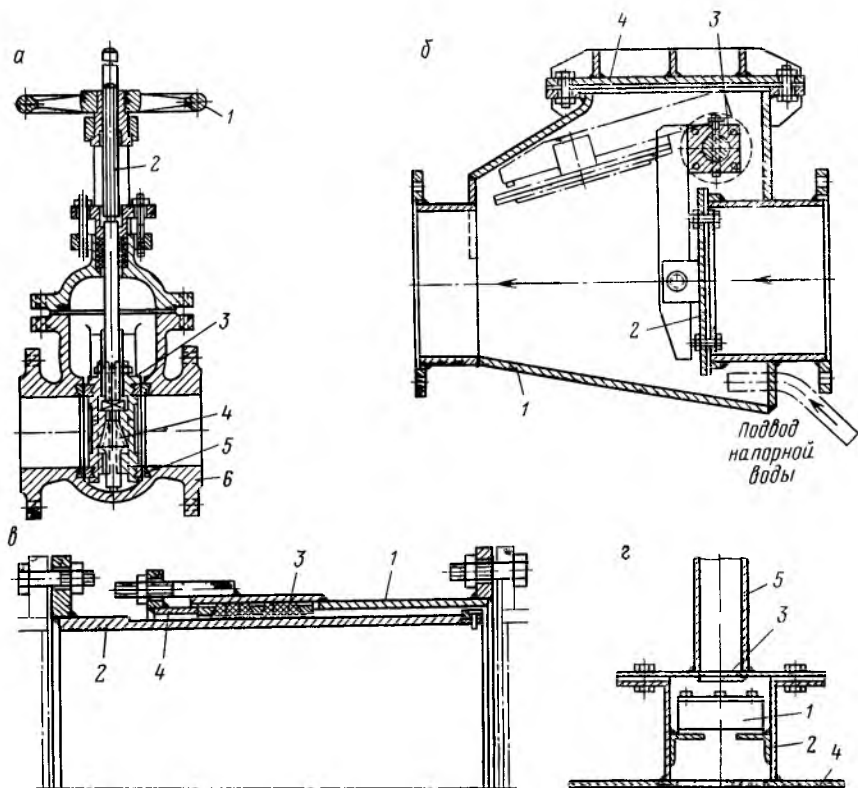


Рис. 16.20. Арматура трубопроводов:

затворка параллельная для воды (а), обратный клапан (б), сальниковый температурный компенсатор (в) воздушный клапан (г)

потока. Как только движение жидкости прекращается, клапан закрывается. Исправный и хорошо отрегулированный клапан обеспечивает надежную защиту оборудования от обратного потока и гидравлических ударов. Неисправный обратный клапан может, наоборот, вызвать гидравлический удар.

С целью компенсации изменений длины трубопроводов используются температурные компенсаторы (рис. 16.20, в). Сальниковый температурный компенсатор является телескопическим устройством и состоит из наружного 1 и внутреннего 2 корпусов с сальниковым уплотнением 3, герметичность которого обеспечивается нажимным уплотнительным кольцом 4.

Могут использоваться компенсаторы и других типов.

Для выпуска воздуха из трубопроводов служат воздушные клапаны (рис. 16.20, г) простейшего типа, которые устанавливаются в местах перегибов трубопроводов.

Основными узлами клапана являются поплавков 1, корпус 2 и уплотнительное кольцо 3. При отсутствии воздуха поплавков

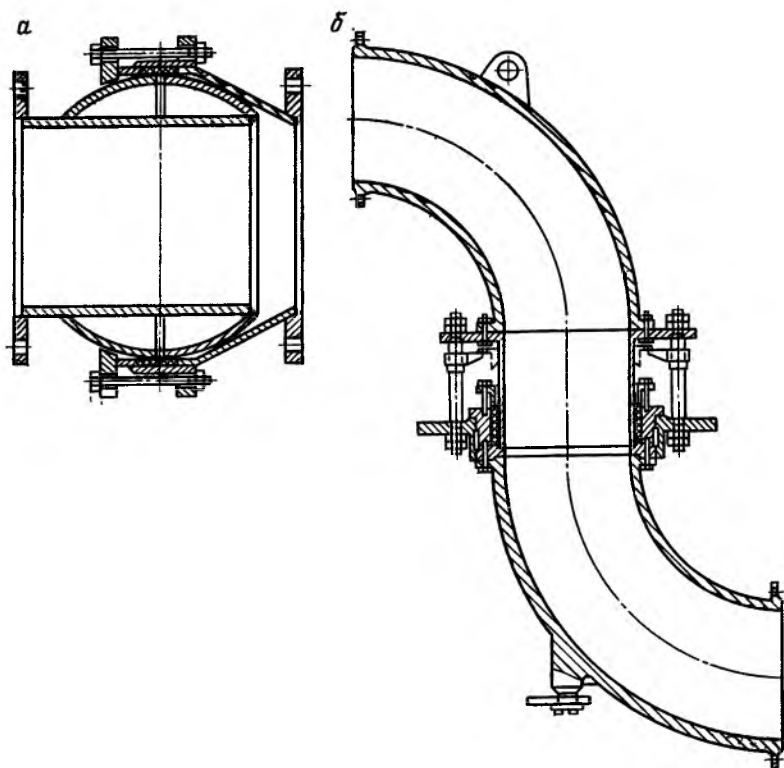


Рис. 16.21. Шаровой (а) и двухколенный (б) шарниры

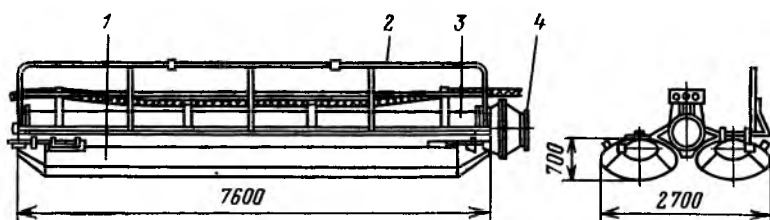


Рис. 16.22. Секция плавучего пульповода

прижат к уплотнительному кольцу. В случае попадания воздуха клапан опускается и воздух из напорного трубопровода 4 удаляется через патрубок 5.

Для гибкого соединения с водоводами гидромониторов, гидрокомбайнов и др. используются шаровые и двухколенные шарниры (рис. 16.21). Для землесосных снарядов применяются плавучие пульповоды с шарнирами, обеспечивающими взаимное перемещение секций трубопровода по вертикали и горизон-

тали. Конструкции шарниров аналогичны показанной на рис. 16.21, а.

Секции пульповодов 3 с шарнирами 4 монтируются на эллиптических 1 (рис. 16.22) или цилиндрических поплавках. Для прохода с берега на земснаряд и обслуживания пульповода на поплавках устраивается настил с поручнями 2, а также ставятся электросветильники. В особых случаях, когда на открытых водоемах возможны частые и сильные волнения, используются секции пульповодов с поплавками регулируемой плавучести. При необходимости такой пульповод может быть опущен на дно или на нужную глубину от поверхности. Для мелководный применяются пульповоды на шагающем ходу.

При расчете трубопроводов необходимо определять толщину стенок трубопровода, число температурных компенсаторов и величину потерь давления на трение при движении потока жидкости.

Расчетные формулы для определения параметров трубопроводов

Толщина стенок трубопровода из условия прочности, мм

$$\delta_{\text{пр}} = \frac{d_{\text{т}} H_{\text{ст}} 10^3}{2\sigma\eta_{\text{т}}}$$

Толщина стенок трубопровода из условия жесткости конструкции, мм . .

$$\delta_{\text{ж}} \geq 10d_{\text{т}}$$

Скорость распространения ударной волны в трубопроводе при гидравлическом ударе, м/с

$$v_{\text{в}} = \frac{v_{\text{св}}}{\sqrt{1 + \frac{e d_{\text{т}} 10^3}{E \delta}}}$$

Наибольшее давление в трубопроводе при гидравлическом ударе, МПа . .

$$H_{\text{у}} = H_{\text{ст}} + v_{\text{в}} v_{\text{т}} \rho_{\text{ж}} \beta 10^{-6}$$

Число температурных компенсаторов по длине трубопровода

$$n_{\text{к}} = \lambda_{\text{т}} (t_{\text{max}} - t_{\text{min}}) / l_{\text{к}}$$

Потери давления на трение для чистой воды, Па

$$i = \lambda_{\text{т}} \frac{v_{\text{т}}^2 \rho L_1}{2d_{\text{т}}}$$

Коэффициент гидравлических сопротивлений

$$\lambda_{\text{т}} = \left[\frac{1}{1,74 + 2 \lg \frac{0,25d_{\text{т}}}{\Delta}} \right]^2$$

Потери давления на трение в пульповоде при фактической скорости $v_{\text{ф}}$, отличающейся от критической скорости $v_{\text{кр}}$, для случая $v_{\text{ф}} > v_{\text{кр}}$, Па . . .

$$i_{\text{п}} = i'_{\text{в}} + (i_{\text{кр}} - i'_{\text{в}}) \sqrt{v_{\text{кр}} / v_{\text{ф}}}$$

Потери давления на трение в пульповоде по формуле ИГД, Па

$$i_{\text{кр}} = \left(\lambda_{\text{т}} \frac{v_{\text{кр}}^2 \rho_{\text{ж}}}{2d_{\text{т}}} + f a s 10^4 \right) L_1$$

Отношение плотностей сред

$$a = \frac{\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{ж}}}$$

Объемная концентрация пульпы . .

$$s = \frac{\rho_{\text{п}} - \rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{т}} - \rho_{\text{ж}}}$$

Плотность пульпы, кг/м³

$$\rho_{\Pi} = \frac{\rho_{ж}q + \rho_{т}(1 - m)}{q + 1 - m}$$

Общие потери давления на трение по всей длине пульповода с учетом местных сопротивлений, Па

$$\Sigma H_L = (1,05 + 1,10) i_{\Pi 100} L / 100.$$

Потери давления на трение в плавучем пульповоде, Па

$$\Sigma H_{L_{пл}} = 2 (1,05 + 1,10) i_{\Pi 100} L / 100.$$

Где d_{τ} — диаметр трубопровода, м;

E — модуль упругости стенок трубопровода, МПа; для стальных трубопроводов $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа;

f — коэффициент трения породы о нижнюю стенку трубопровода, принимается по табл. 16.4;

$H_{ст}$ — избыточное давление в трубопроводе, МПа;

$i, i'_{в}, i_{в}, i_{п}, i_{кр}$ — потери давления на трение для чистой воды, определенные для трубопровода длиной 1 м, Па: в общем виде (i) при скорости $v_{т}$, $i'_{в}$ при скорости $v_{т} = v_{ф}$ и ($i_{в}$) при $v_{т} = v_{кр}$; для пульпы $i_{п}$ при скорости потока $v_{ф} > v_{кр}$ и $i_{кр}$ при $v_{кр}$;

L, L_1 — длина трубопровода, м: полная (L) и расчетная ($L_1 = 1$ м)

l_k — ход компенсатора, м;

m — пористость породы, % или долей единицы;

q — удельный расход воды, м³/м³;

t_{max}, t_{min} — разность температур воздуха для летнего (t_{max}) и зимнего (t_{min}) периодов, °С;

$v_{зв}$ — скорость распространения звука в воде, м/с; $v_{зв} = 1400$ м/с;

$v_{т}, v_{ф}, v_{кр}$ — скорость потока жидкости в трубопроводе, м/с: в общем виде ($v_{т}$), фактическая ($v_{ф}$), критическая для пульпы ($v_{кр}$); для предварительных расчетов принимать $v_{т} \leq 3$ м/с для воды и $v_{т} \geq 5$ м/с для пульпы; $v_{кр}$ принимается по расчету или по табл. 16.2 и 16.3;

$v_{ф}$ — определяется по расчету для конкретного трубопровода;

ε — объемный модуль упругости воды, равный $2,1 \cdot 10^3$ МПа;

$\tau_{т} \approx 0,8$ — коэффициент ослабления стенки трубы за счет сварного шва;

Δ — шероховатость стенок трубопроводов, мм; в расчетах принимать для новых труб $\Delta = 0,1 \cdot 10^{-3}$ м и для старых труб $\Delta = 0,15 \cdot 10^{-3}$ м;

δ — толщина стенки трубопровода, мм; для предварительных расчетов $\delta \approx \delta_{ж}$;

β — коэффициент демпфирования; при отсутствии демпфирующих устройств $\beta = 1$;

$\lambda_{г}, \lambda_{г}$ — коэффициенты гидравлических сопротивлений ($\lambda_{г}$) и линейного расширения ($\lambda_{г}$); для стальных труб $\lambda_{г} = 11 \cdot 10^{-6}$;

$\rho, \rho_{ж}, \rho_{т}, \rho_{п}$ — плотность соответственно воды, жидкости, твердого и пульпы, кг/м³;

σ — допускаемое напряжение на растяжение; принимать $\sigma = 240$ МПа.

Определение необходимой толщины стенки трубопровода при гидравлическом ударе и числа температурных компенсаторов рассмотрим на примерах.

Примеры расчета параметров трубопровода.

Пример 1. Определить давление H_y в трубопроводе диаметром $d_{\tau} = 0,5$ м при гидравлическом ударе. Найти толщину стенок трубопровода. Восполь-

зуюсь вышеприведенными формулами и определим скорость распространения ударной волны в трубопроводе при гидравлическом ударе. Для предварительных расчетов примем толщину стенки $\delta = 10$ мм, тогда

$$v_b = \frac{1400}{\sqrt{1 + \frac{2,1 \cdot 10^8 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 10}}} = 1143 \text{ м/с.}$$

Наибольшее давление в магистрали при $H_{ст} = 1$ МПа, $v_t = 3$ м/с, $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³ и $\beta = 1$ будет

$$H_y = 1 + \frac{1143 \cdot 3 \cdot 1000 \cdot 1}{10^8} = 4,5 \text{ МПа,}$$

т. е. в сравнении с $H_{ст} = 1$ МПа давление при гидравлическом ударе может возрасти в 4,5 раза.

Толщина стенок трубопровода из условия прочности и жесткости конструкции

$$\delta_{пр} = \frac{4,5 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 240 \cdot 0,8} = 5,86 \text{ мм,} \quad \delta_{ж} = 10 \cdot 0,5 = 5 \text{ мм.}$$

Ближайшая стандартная толщина стенок 8 мм для прямошовных сварных труб и 6 мм для труб со спиральным швом. Для водовода можно принять трубы сварные со спиральным швом диаметром 0,5 м и толщиной стенок 6 мм.

При выбранной толщине стенки проверим полученные ранее значения $v_b = 1034$ м/с; $H_y = 4,1$ МПа; $\delta_{пр} = 5,33$ мм. Таким образом, толщина стенки выбрана правильно.

Пример 2. Определить необходимое число температурных компенсаторов сальникового типа при длине трубопровода $L = 1300$ м. Ход компенсатора $l_k = 0,25$ м, разность температур для средней полосы СССР примем $t_{max} - t_{min} = 30^\circ - (-40^\circ) = 70^\circ \text{C}$.

Тогда

$$n_k = \frac{1300 \cdot 11 \cdot 70}{10^6 \cdot 0,25} = 4,004 \text{ шт.}$$

Принимаем $n_k = 4$ шт.

Значения потерь давления для воды в новых и старых трубах в зависимости от значения показателя их шероховатости приведены в табл. 16.1.

Учитывая то, что пульповод является саморегулирующей системой, работающей при постоянно меняющихся режимах (в зависимости от консистенции пульпы*, крупности твердых частиц меняются расход и давление), расчет потерь давления на трение ведут по критической скорости. Критическая скорость — наименьшая скорость для данных диаметра пульповода и материала, при которой вся транспортируемая порода находится во взвешенном состоянии. Потери давления на трение при критической скорости наименьшие. При снижении скорости потока меньше критической крупные частицы выпадают

* Консистенция пульпы — соотношение между транспортируемым материалом и водой в гидросмеси. Выражают консистенцию либо в процентах, либо в отношении Т:Ж (твердое к жидкому), например Т:Ж = 1:3 м³/м³ или т/т.

Потери давления на один метр длины трубопровода при транспортировании воды

Расход воды	Диаметр			
	300		350	
	$v, \text{ м/с}$	$i \cdot 10^3, \text{ Па}$	$v, \text{ м/с}$	$i \cdot 10^3, \text{ Па}$
$\text{м}^3/\text{ч}$				
1190	4,67	6,18 (6,81)	3,44	2,92 (3,22)
1260	4,95	6,94 (7,64)	3,65	3,28 (3,61)
1296	5,10	7,34 (8,10)	3,75	3,43 (3,79)
1440	5,67	9,00 (9,90)	4,17	4,23 (4,66)
1510	5,95	9,80 (10,80)	4,38	4,64 (5,10)

Примечание. Значения без скобок даны для новых труб; в скобках — для из потока и заиливают придонную часть трубопровода. Таким образом уменьшается сечение трубопровода и автоматически поддерживается критическая скорость, однако потери давления на трение при этом возрастают. При повышении консистенции пульпы расход возрастает до предельного значения, и заиливание начинает размываться. Потери давления также возрастают, происходят пульсации скорости, и иногда наблюдаются лавинообразное выпадение твердых частиц из потока и закупорка трубопровода. В связи с этим очень важным является поддержание постоянных режимов работы гидротранспортных установок, а соответственно и пульповодов по расходу и консистенции пульпы, а также по однородности транспортируемых частиц твердого. При наличии в потоке глинистых, пылеватых частиц, мелких фракций угля и др. потери давления при гидротранспорте существенно снижаются. Это объясняется тем, что мелкие фракции с водой образуют однородные суспензии, плотность транспортирующей жидкости возрастает и создаются благоприятные условия для устойчивого взвешивания в потоке крупных частиц. Кроме того, при устойчивых однородных потоках турбулентность меньше, происходит как бы скольжение центральной части потока по его пристенным слоям, движущимся с меньшей скоростью.

Определение основных параметров трубопроводного транспорта целесообразно проводить по методикам, получившим широкое применение в практике.

Основой этих методик является определение критической скорости для известной породы и заданной производительности по пульпе. Выбор критической скорости производится по табл. 16.2 или 16.3. По выбранной критической скорости и известной производительности подбирается диаметр пульповода так, чтобы скорость потока воды была выше или равна критической скорости пульпы. Далее по фактической скорости определяются потери давления на трение по длине пульповода. Порядок выполнения расчетов рассмотрен ниже на конкретных примерах.

Примеры расчета потерь давления в пульповодах.

Таблица 16.1

трубопровода, мм					
400		450		500	
v , м/с	$i \cdot 10^2$, Па	v , м/с	$i \cdot 10^2$, Па	v , м/с	$i \cdot 10^2$, Па
2,63	1,52 (1,67)	2,07	0,84 (0,93)	1,68	0,55 (0,60)
2,79	1,70 (1,87)	2,20	0,95 (1,04)	1,78	0,61 (0,68)
2,87	1,78 (1,96)	2,26	1,00 (1,10)	1,83	0,65 (0,71)
3,19	2,19 (2,42)	2,51	1,22 (1,34)	2,04	0,80 (0,88)
3,34	2,39 (2,64)	2,64	1,34 (1,47)	2,14	0,87 (0,96)

труб с 10-летним сроком службы.

Пример 1. Определить потери давления в пульповоде при транспортировании породы, состоящей из пылеватых глин (40 %) и песка (60 %), при консистенции пульпы $T:Ж=1:8$. Производительность по пульпе $1296 \text{ м}^3/\text{ч}$.

По таблице 16.2 для аналогичных пород и по табл. 16.1 для чистой воды имеем для соответствующих диаметров трубопроводов при заданном расходе $1296 \text{ м}^3/\text{ч}$ скорости пульпы $v_{кр}$ и воды v :

d , м	0,3	0,35	0,4	0,45
$v_{кр}$, м/с	2,1	2,2	2,4	2,6
v , м/с	5,1	3,75	2,87	2,26

Из условия, что скорость пульпы должна быть равна или больше критической, можем принять, что для заданного расхода приемлемым является трубопровод диаметром 0,4 м, в котором фактическая скорость будет немного выше критической.

По табл. 16.1 потери давления для новых труб диаметром 0,4 м при расходе $1296 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляют $i=1,78 \cdot 10^2$ Па на 1 м длины трубопровода. Поправочный коэффициент на консистенцию пульпы (см. табл. 16.2) составит $K=1,4$. Тогда потери давления в пульповоде

$i_n=1,78 \cdot 10^2 \cdot 1,4=2,5 \cdot 10^2$ Па на один метр горизонтальной длины пульповода.

Таблица 16.2

Критические скорости пульпы $v_{кр}$ для различных пород

Диаметр пульповода d , м	Глинистые фракции $v_{кр}$, м/с	Песчаные фракции с содержанием глини- стых от 70 до 30 %, $v_{кр}$, м/с	Песок и гравий с небольшим содер- жанием глинистых фракций, $v_{кр}$ м/с
0,25	1,6	2,0	2,5
0,30	1,8	2,1	2,8
0,35	2,0	2,2	3,0
0,40	2,2	2,4	3,3
0,45	2,3	2,6	3,5
0,50	2,5	3,0	3,8
0,60	2,7	3,2	4,0

* Критические скорости даны в обобщенном виде, и для конкретных условий необходимо умножать табличное значение критической скорости на величину K , принимаемую в зависимости от $T:Ж$.

K	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2
$T:Ж$	1:3	1:5	1:8	1:10	1:12

Таблица 16.3

Критические скорости $v_{кр}$ и потери давления $i_{кр}$ при транспортировании песчано-гравийных пород

Порода	Диаметр пульповода, мм	$v_{кр}$, м/с $i_{кр} \cdot 10^2$, Па		$v_{кр}$, м/с $i_{кр} \cdot 10^2$, Па	
		Т : Ж = 1 : 5		Т : Ж = 1 : 10	
Песчано-гравелисто-галечная с содержанием гравия и гальки свыше 45 %	500	5,00	9,4	4,46	6,2
	400	4,50	10,1	4,03	6,5
	300	3,85	10,5	3,44	7,1
Песчано-гравелистая с содержанием гравия и гальки 20—45 %	500	4,34	7,3	3,90	4,7
	400	3,87	7,8	3,47	5,0
	300	3,34	8,1	3,02	5,4
Крупнозернистые пески с содержанием гравия до 10 %	500	3,67	5,4	3,30	3,5
	400	3,32	5,6	2,94	3,7
	300	2,83	6,0	2,54	3,8
Мелкозернистые пески	500	3,10	2,6	2,88	1,8
	400	2,77	2,7	2,48	1,9
	300	2,40	2,8	2,16	2,0
Лессовидные суглинки	500	2,12	1,3	1,88	0,8
	400	1,88	1,3	1,68	0,9
	300	1,62	1,4	1,45	1,0

Пример 2. Определить потери давления в пульповоде при транспортировании песчано-гравийной породы с содержанием крупнозернистых песков 90 % и гравия 10 %. Производительность по пульпе 1296 м³/ч и консистенция пульпы Т : Ж = 1 : 8.

По таблицам 16.3 и 16.1 выберем исходные данные для заданных условий:

	Т : Ж = 1 : 5			Т : Ж = 1 : 8			Т : Ж = 1 : 10		
d , м	0,3	0,35	0,4	0,3	0,35	0,4	0,3	0,35	0,4
v , м/с	5,1	3,75	2,87	5,1	3,75	2,87	5,1	3,75	2,87
$v_{кр}$, м/с	2,83	3,08	3,32	2,65	2,88	3,09	2,54	2,74	2,94
$i_{кр} \cdot 10^2$, Па	6	5,8	5,6	4,68	4,57	4,46	3,8	3,75	3,7

В табл. 16.3 нет данных для Т : Ж = 1 : 8, поэтому числовые значения, заключенные в рамки, вписаны после расчета. Для нахождения отсутствующих величин воспользуемся методом интерполяции с поэтапным вычислением. Тогда для:

$$\begin{aligned}
 d=0,3 \text{ м и } Т : Ж=1 : 8 \quad v_{кр} &= 2,83 - (2,83 - 2,54) (8-5) : (10-5) = 2,65 \text{ м/с;} \\
 d=0,4 \text{ м и } Т : Ж=1 : 8 \quad v_{кр} &= 3,32 - (3,32 - 2,94) (8-5) : (10-5) = 3,09 \text{ м/с;} \\
 d=0,35 \text{ м и } Т : Ж=1 : 5 \quad v_{кр} &= (2,83 + 3,32) : 2 = 3,08 \text{ м/с;} \\
 d=0,35 \text{ м и } Т : Ж=1 : 10 \quad v_{кр} &= (2,54 + 2,94) : 2 = 2,74 \text{ м/с;} \\
 d=0,35 \text{ м и } Т : Ж=1 : 8 \quad v_{кр} &= 3,08 - (3,08 - 2,74) (8-5) : (10-5) = 2,88 \text{ м/с.} \\
 \text{Аналогично определим потери давления для:} \\
 d=0,35 \text{ м и } Т : Ж=1 : 5 \quad i_{кр} &= (6 + 5,6) : 2 = 5,8 \cdot 10^2 \text{ Па;} \\
 d=0,35 \text{ м и } Т : Ж=1 : 10 \quad i_{кр} &= (3,8 + 3,7) : 2 = 3,75 \cdot 10^2 \text{ Па;} \\
 d=0,3 \text{ м и } Т : Ж=1 : 8 \quad i_{кр} &= 6 - (6 - 3,8) (8-5) : (10-5) = 4,68 \cdot 10^2 \text{ Па;} \\
 d=0,4 \text{ м и } Т : Ж=1 : 8 \quad i_{кр} &= 5,6 - (5,6 - 3,7) (8-5) : (10-5) = 4,46 \cdot 10^2 \text{ Па;} \\
 d=0,35 \text{ м и } Т : Ж=1 : 8 \quad i_{кр} &= (4,68 + 4,46) : 2 = 4,57 \cdot 10^2 \text{ Па.}
 \end{aligned}$$

По заданной консистенции пульпы наиболее подходит трубопровод диаметром 0,35 м, в котором скорость потока при производительности 1296 м³/ч

будет выше, чем необходимая критическая. Так как фактическая скорость значительно выше критической, то необходимо определить потери давления i_n при фактической скорости пульпы $v_n = 3,75$ м/с.

Воспользуемся формулами для определения потерь давления при фактической скорости, отличающейся от критической (см. стр. 239).

Определим коэффициент гидравлических сопротивлений при $\Delta = 0,1 \cdot 10^{-3}$ и $d_T = 0,35$ м:

$$\lambda_T = \left[\frac{1}{1,74 + 2 \lg 0,25 d_T / \Delta} \right]^2 = \left[\frac{1}{1,74 + 2 \cdot 2,942} \right]^2 = 0,0172.$$

Тогда

$$i'_B = \frac{0,0172 \cdot 3,75^3 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 0,35} = 3,45 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$i_B = \frac{0,0172 \cdot 2,88^3 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,35} = 2,04 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$i_n = \left[3,45 + (4,57 - 2,04) \sqrt{\frac{2,88}{3,75}} \right] \cdot 10^3 = 5,64 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Расчет критических скоростей и потерь давления на трение методом интерполяции в примере является приближительным. Более точные результаты могут быть получены при использовании графического метода. Для этого, используя данные табл. 16.3, по оси ординат (рис. 16.23) отложим квадраты диаметров пульповодов, по оси абсцисс — значения скоростей. Кривая изменения скорости в функции от квадрата диаметра позволяет без затруднений найти значение $v_{кр}$ для любого промежуточного диаметра. Нанесем кривые, характеризующие скорости для $T:Ж=1:5$ и $T:Ж=1:10$. Отрезок прямой между этими скоростями для любого диаметра может быть разделен на необходимые пропорциональные части. Так, чтобы получить точку для $T:Ж=1:8$, возьмем отрезок ab и, определив его длину l , можем разделить его на пропорциональные части, например, $ac=3l/5$ или $cb=2l/5$. Аналогично построим кривые $i_{кр}$ и проведем также интерполирование для $T:Ж=1:8$.

В результате при использовании этого метода интерполяции критическая скорость для трубопровода $d=350$ мм и $T:Ж=1:8$ составляет $v_{кр}=2,95$ м/с и соответственно потери давления на трение $i_{кр}=4,47 \cdot 10^3$ Па. Хотя метод графического интерполирования также дает только приближительные результаты, но он более точен, чем рассмотренный расчетный.

В соответствии с данными графической интерполяции потери давления составят

$$i_n = \left[3,45 + (4,47 - 2,13) \sqrt{\frac{2,95}{3,75}} \right] 10^3 = 4,55 \cdot 10^3 \text{ Па}$$

при

$$i_B = \frac{0,0172 \cdot 2,95^3 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,35} = 2,13 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Эти потери значительно ниже, чем по первому расчету.

Пример 3. Определить потери давления в пульповоде при транспортировании дробленых известняков с содержанием крупных частиц до 10 %. Производительность по пульпе $1296 \text{ м}^3/\text{ч}$, консистенция пульпы $T:Ж=1:8$ (расчет по методике ИГД им. А. А. Скочинского, см. стр. 239). Примем из предыдущего примера, что для транспортирования наиболее подходящим является трубопровод диаметром 0,35 м, и фактическая скорость будет $v_\phi=3,75$ м/с. Значение f примем по табл. 16.4.

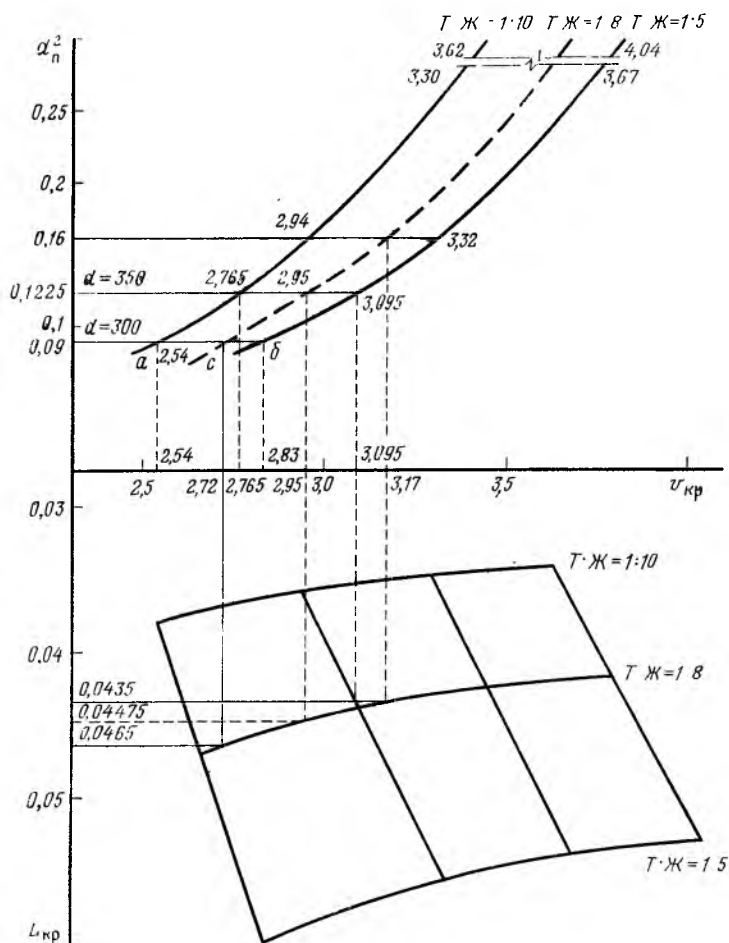


Рис. 16.23. График для интерполирования скорости пульпы и потерь давления на трение в пульповоде

Т а б л и ц а 16.4
Коэффициенты трения пород при гидротранспортировании

Породы	Для свежедробленых и окатанных	
	свежедробленые	окатанные
Каменный уголь:		
крепкий	0,3—0,25	0,25—0,2
слабый	0,2—0,81	0,18—0,15
антрациты	0,15—0,1	0,1—0,08
Крепкие песчаники	0,55—0,5	0,5—0,45
Известняки средней крепости	0,45—0,4	0,4—0,35
Сланцы	0,4—0,35	0,35—0,3
Гравий		0,4—0,35

Определим значения a , ρ_{π} и s при $m=0,4$; $f=0,4$ и $\rho_{\tau}=1600$ кг/м³;

$$a = \frac{1600 - 1000}{1000} = 0,6;$$

$$\rho_{\pi} = \frac{1000 \cdot 8 + 1600 (1 - 0,4)}{8 + 1 - 0,4} = 1042 \text{ кг/м}^3;$$

$$s = \frac{1042 - 1000}{1600 - 1000} = 0,07.$$

При этих условиях потери давления на трение в трубопроводе

$$i_{\text{кр}} = \left(\frac{0,0172 \cdot 3,75^3 \cdot 1000}{2 \cdot 0,35} + 0,4 \cdot 0,6 \cdot 0,07 \cdot 10^4 \right) 1 = 5,13 \cdot 10^2 \text{ Па.}$$

Сравнение полученного результата с результатами предыдущего примера показывает:

$$100 - \frac{5,13 \cdot 100 \cdot 10^2}{5,64 \cdot 10^2} = 9,04\%;$$

$$100 - \frac{5,13 \cdot 100 \cdot 10^2}{4,55 \cdot 10^2} = -12,74\%,$$

что они практически равнозначны.

§ 8. СИЛОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

В качестве привода для насосов и грунтонасосов могут служить любые двигатели: паровые, внутреннего сгорания, электрические.

В районах, не имеющих электроэнергии, с успехом могут быть использованы двигатели внутреннего сгорания ДВС. Для этой цели наиболее пригодны дизельные двигатели, работающие на тяжелом топливе. Регуляторные характеристики и относительно небольшая быстроходность позволяют соединить их непосредственно с насосом или землесосом и в некотором диапазоне регулировать частоту вращения рабочего колеса, а следовательно, изменять расход и давление.

Однако дизели в последние годы более успешно используются на электростанциях малой и средней мощности и случаи применения ДВС для привода насосов и землесосов крайне редки.

Наибольшее распространение находят электродвигатели с питанием от переменного трехфазного тока низкого (380/220 В) и высокого (3000—6000 В) напряжения. Обычно при мощности до 130—150 кВт применяются низковольтные двигатели, а при большей мощности — высоковольтные. Преимущественно применяются двигатели асинхронные с короткозамкнутым и фазным роторами. На карьерах для гидромеханизации используются короткозамкнутые асинхронные двигатели мощностью 250—300 кВт, а в некоторых случаях до 500 кВт. При

мощности более 300 кВт обычно используются электродвигатели с фазным ротором, потребляющие меньшие пусковые токи. Асинхронные двигатели обладают недостаточно хорошей электрической характеристикой, особенно по потреблению реактивной мощности, и чувствительны к колебаниям напряжения в сети.

При мощности более 600 кВт используются синхронные электродвигатели, которые имеют дополнительную систему возбуждения обмоток ротора. Синхронные двигатели улучшают показатели коэффициента мощности электрических сетей.

По исполнению выпускаются двигатели следующих типов: открытые, защищенные, закрытые и герметичные.

У двигателей в открытом исполнении вращающиеся и токоведущие части защищены от случайного прикосновения и попадания посторонних предметов. Защищенные электродвигатели имеют в верхней части глухие подшипниковые щиты, закрывающие сверху и с боков двигатели от капежа и брызг. От воздействия пыли и влажного воздуха двигатель не защищен.

Закрытые электродвигатели имеют глухие подшипниковые щиты и предназначены для работы в сырых и пыльных помещениях (влаго- и пылезащищенные).

Герметичные двигатели располагаются в полностью герметичных корпусах с системами принудительного охлаждения, с герметичными вводами кабелей и выходами валов. Применяются они для погружных насосов и грунтонасосов и другого оборудования, работающего под водой или в других опасных средах.

В условиях горных работ для гидромеханизации используются электродвигатели в защищенном, закрытом и герметичном исполнениях.

Асинхронные электродвигатели трехфазного тока единой серии А имеют два исполнения: с короткозамкнутым ротором типов А, АЗ, АП и АН и с фазовым ротором типов АК и АКЗ. Обозначение типа электродвигателя расшифровывается так:

А — электродвигатель с короткозамкнутым ротором (КЗР) защищенного исполнения с самовентиляцией;

АЗ — то же, но в закрытом исполнении с принудительной вентиляцией;

АП — то же, но во взрывозащищенном продуваемом под избыточным давлением исполнении;

АК — то же, с фазовым ротором в защищенном исполнении;

АКЗ — то же, с фазовым ротором в закрытом исполнении с принудительной вентиляцией;

АН — с короткозамкнутым ротором нормального исполнения с радиальной системой вентиляции.

Обозначение электродвигателя А-12-39-6 означает:

А — асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором;

12 — номер габарита (величина наружного диаметра сердечника статора);

39 — длина сердечника статора в сантиметрах;

6 — число полюсов.

Синхронные электродвигатели серий СДН и СДН-2 предназначены для привода механизмов, не требующих регулирования частоты вращения, устанавливаемых в закрытых отапливаемых и вентилируемых помещениях в районах с умеренным и холодным климатом. Охлаждающий воздух не должен содержать взрыво-огнеопасных и химически агрессивных примесей, а также токопроводящей пыли; содержание нетокопроводящей пыли в охлаждающем воздухе не более 0,2 мг/м³.

Условное обозначение электродвигателя расшифровывается так: С — синхронный; Д — двигатель; Н — нормального исполнения; первая цифра после букв — номер серии; первое число после первого тире — порядковый номер габарита; число после второго тире — полная длина сердечника статора в сантиметрах; следующие одна или две цифры после третьего тире — число полюсов.

По степени защиты двигатели имеют два исполнения: от случайного соприкосновения с находящимися под напряжением и движущимися частями; от попадания внутрь твердых тел и вертикально падающих капель воды (СДН, СДН-2). Двигатель СДНЗ-2 защищен дополнительно от воды, падающей в виде дождя под углом до 60° к вертикали. Возбуждение двигателей СДН осуществляется от возбuditелей серии ПВ, вращающихся на одном валу с ротором двигателя. В двигателях СДН-2 и СДНЗ-2 возбуждение осуществляется от тиристорных устройств серии ТВУ с питанием их от специальных трансформаторов.

Включение потребителей в энергосеть, защита их и сетей от коротких замыканий, перегрузок, падения напряжения и т. д. осуществляются с помощью распределительной, пусковой и защитной аппаратуры. Распределительная аппаратура обычно устанавливается на стационарных распределительных устройствах. Пусковая аппаратура применяется для включения в сеть электродвигателей, силовых и осветительных трансформаторов. Защитная аппаратура монтируется совместно с пусковой или распределительной аппаратурой. Заземление силового оборудования и оборудования гидромеханизации обязательно.

§ 9. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ УСТАНОВОК ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ

Установка гидромеханизации обычно состоит из одного или нескольких гидромониторов, насосной станции, грунтонасосной станции, трубопроводов, систем силового привода, управления, регулирования и т. д.

Все эти механизмы связаны единым технологическим процессом и образуют структуру комплексной механизации. Для максимальной производительности гидроустановки необходимо правильно подобрать комплект оборудования. Выбор комплекта оборудования зависит от объема, концентрации и сроков выполнения работы.

Ведущими механизмами структуры являются гидромониторы и грунтонасосные станции. Для эффективной работы грунтонасосной станции необходимо, чтобы она могла работать непрерывно в течение смены или иного отрезка времени, определенного по технологическим условиям. При этом пуляпа должна иметь постоянную в течение всего времени работы наивысшую плотность. Такие идеальные условия работы в течение

Таблица 16.5

Нормативные удельные расходы воды, давления и уклоны подошвы забоя при гидромониторной разработке пород

Группа пород	Породы	Высота забоя, м								
		3—5			5,1—15			более 15		
		Удельный расход воды, м ³ /м ³	Давление, МПа	Наименьший допустимый уклон, %	Удельный расход воды, м ³ /м ³	Давление, МПа	Наименьший допустимый уклон, %	Удельный расход воды, м ³ /м ³	Давление, МПа	Наименьший допустимый уклон, %
I	Предварительно разрыхленные, несложившиеся	5	0,3	2,5	4,5	0,4	3,5	3,5	0,5	4,5
II	Пески мелкозернистые		0,3	2,5		0,4	3,5		0,5	4,5
	Пески пылеватые		0,3	2,5		0,4	3,5		0,5	4,5
	Супески легкие	6	0,3	1,5	5,4	0,4	2,5	4	0,5	3
	Лесс рыхлый		0,4	2		0,5	3		0,6	4
	Торф разложившийся		0,4	—		0,5	—		0,6	—
III	Пески среднезернистые		0,3	3		0,4	4		0,5	5
	Пески разнотернистые	7	0,3	3	6,3	0,4	4		0,5	5
	Супески тяжелые		0,4	1,5		0,5	2,5	5	0,6	3
	Суглинки легкие		0,5	1,5		0,6	2,2		0,7	3
	Лесс плотный		0,6	2		0,7	3		0,8	4
IV	Пески крупнозернистые		0,3	4		0,4	5		0,5	6
	Супески тяжелые		0,5	1,5		0,6	2,5		0,7	3
	Суглинки средние и тяжелые	9	0,7	1,5	8,1	0,8	2,5	7	0,9	3
	Глины текучие тощие		0,7	1,5		0,8	2,5		0,9	3
V	Песчано-гравийные породы	12	0,4	5	10,8	0,5	6	9	0,6	7
	Глины полужирные		0,8	2		1,0	3		1,2	4
VI	Песчано-гравийные породы	14	0,5	5	12,6	0,6	6	10	0,7	7
	Глины полужирные		1,0	2,5		1,2			1,4	4,5

Рекомендуемые давления H_0 воды перед насадкой гидромонитора и удельные расходы q для различной высоты уступов H

Категория пород	Наименование пород по степени трудности размыва	Оптимальное давление струи на забой, МПа	$H=10$		$H=15$		$H=20$	
			H_0	q	H_0	q	H_0	q
I	Легкие (супесь, суглинок легкий, рыхлый)	0,045—0,08	0,55	5	0,6	4	0,7	3
II	Средние (суглинок средний)	0,2—0,25	0,7	6	0,9	5	1,1	4
III	Тяжелые (суглинок тяжелый)	0,38—0,4	0,8	7	1,1	6	1,5	5
IV	Очень тяжелые (глина песчаная, глина с гравием песчаная)	0,56—0,6	0,9	8	1,5	7	1,8	6

часа определяют теоретическую производительность грунтонасоса по породе. В реальных условиях имеют место колебания по производительности грунтонасосных станций как из-за неравномерной плотности пульпы, так и из-за изменяющейся крупности поступающей породы и ее состава в пульпе, что приводит к изменению критических скоростей и потерь давления на трение и др. Поэтому в практике гидромеханизации не рассматривают теоретической и технической производительностей различного оборудования.

Производительность установок гидромеханизации характеризуется различными показателями: по воде (гидромониторы и насосные станции), по пульпе (грунтонасосные станции, обогащательные машины и аппараты, отвалы и т. д.), по породе или по полезному ископаемому, иногда называемому твердым, т. е. твердой фракции (гидромониторы, грунтонасосы, обогащательные установки, отвалы и др.), по расходу воды или пульпы (водобросные устройства, трубопроводы, очистные устройства и т. д.). Основным показателем производительности установок гидромеханизации является производительность их по твердому, т. е. по породе или полезному ископаемому, косвенным — по воде и пульпе.

Исходными данными для определения производительности являются годовой или сезонный объемы по породе в м³/год. Для известных пород и принятой организации работ (способ разработки, высота забоев, схема водоснабжения, способ транспортирования и укладки пород) необходимо определить удельные расходы воды на разрушение породы и ее смыв, давление воды перед насадком гидромонитора и уклоны подошвы забоя. Значения этих величин принимаются в соответствии с нормами, принятыми в практике разработки пород гидравлическим способом (табл. 16.5).

В связи с тем что при увеличении высоты забоев возрастает расстояние гидромонитора до забоя и давление струи на забой падает, необходимо увеличивать давление воды перед насадком (табл. 16.6).

Расчетные формулы для определения производительности, напоров и расходов воды для гидроустановок

Производительность гидромонитора, м³/ч:

по воде

$$Q_{\Gamma} = 118,1 d_{\Gamma}^2 \sqrt{H_{\Gamma}}$$

по породе

$$Q_{\Pi} = Q_{\Gamma}/q$$

Объем породы, разрабатываемой одним гидромонитором в течение года (сезона), м³

$$Q_{\Pi\Gamma} = Q_{\Pi} t_{\text{см}} M_1 T K_{\text{в}}$$

Общее число гидромониторов с учетом резерва

$$n_{\Gamma} = a_1 W_{\Gamma}/Q_{\Pi\Gamma}$$

Производительность насосов по воде (грунтонасосов по пульпе), м³/ч

$$Q_{\text{н}} = \frac{W_{\Gamma} c_{\text{ж}}}{t_{\text{см}} M_1 T K_{\text{в}}}$$

Расчетное давление для насосной и грунтонасосной станций, Па

$$H_{\text{н}} = (h_{\text{в}} + h_{\Gamma}) \rho_{\text{ж}} g + \Sigma H_{\text{тр}} + H_{\text{р}}$$

Число насосов или грунтонасосов для обеспечения расчетных показателей:

по расходу

$$n_{\text{н}Q} = Q_{\text{н}}/Q_{\text{н.к}}$$

по давлению

$$n_{\text{н}H} = H_{\text{н}}/H_{\text{н.к}}$$

Давление грунтонасоса на пульпе при пересчете его паспортной характеристики, Па

$$H_{\Pi} = 0,92 H_{\text{н.к} \Pi}$$

Где: $a_1 = 1,5 \div 2$ — коэффициент резерва гидромониторов; d_{Γ} — диаметр насадки гидромонитора, м; $g = 9,81$ — ускорение силы тяжести, м/с²; $c_{\text{ж}}$ — множитель, равный: $c_{\text{ж}} = q$ для насосов и $c_{\text{ж}} = (1 - m + q)$ для грунтонасосов; H_{Γ} , $H_{\text{н}}$, $H_{\text{н.к}}$, $\Sigma H_{\text{тр}}$, $H_{\text{т}}$, $H_{\text{в}}$, $H_{\text{м}}$, $H_{\text{пр}}$, $H_{\text{р}}$, H_{Π} , $H_{\text{изб}}$ — давления, Па; перед насадком гидромонитора (H_{Γ}); расчетное для насосной или грунтонасосной станции ($H_{\text{н}}$); паспортное, определяемое для конкретной машины по каталогу ($H_{\text{н.к}}$); потери на трение в трубопроводе ($\Sigma H_{\text{тр}} = H_{\text{т}} + H_{\text{в}} + H_{\text{м}} + H_{\text{пр}}$); потери в напорном ($H_{\text{т}}$) и всасывающем ($H_{\text{в}}$) трубопроводах, потери в местных сопротивлениях ($H_{\text{м}}$) и промышленных приборах ($H_{\text{пр}}$), таких, как гидромониторы, гидроэлеваторы и др.; расчетное рабочее ($H_{\text{р}}$); развиваемое грунтонасосом по пульпе (H_{Π}); избыточное по технологическим условиям ($H_{\text{изб}}$); H_{Γ} — принимается по табл. 16.12; $H_{\text{р}} = H_{\Gamma}$ при расчете насосной и $H_{\text{р}} = H_{\text{изб}}$ — грунтонасосной станций; $H_{\text{изб}} = (3 \div 5) 10^4$ Па; $h_{\text{в}}$, h_{Γ} — высота подъема жидкости, м: по всасывающему трубопроводу от уровня зеркала в водо(пульпо) приемнике до оси рабочего колеса насоса ($h_{\text{в}}$) и от оси рабочего колеса до места потребления (h_{Γ}), в качестве которого принимается верхняя отметка гидромонитора, прибора, отвала или иного сооружения; $K_{\text{в}}$ — коэффициент использования гидроустановок во времени; M_1 — число смен в сутки; m — пористость породы, долей единицы; n_{Γ} , $n_{\text{н}Q}$, $n_{\text{н}H}$ — число гидромониторов (n_{Γ}), насосов или грунтонасосов по производительности ($n_{\text{н}Q}$) и по давлению ($n_{\text{н}H}$); Q_{Γ} , Q_{Π} , $Q_{\text{н}}$, $Q_{\text{н.к}}$ — производительность, м³/ч: гидромонитора по воде (Q_{Γ}) и по породе (Q_{Π}); насоса или грунтонасоса по расчету ($Q_{\text{н}}$) и паспортная по каталогу ($Q_{\text{н.к}}$); $Q_{\Pi\Gamma}$ — производительность гидромонитора по породе в течение года (сезона), м³/год; q — удельный расход воды, м³/м³; значение q принимается по табл. 16.12; T — число рабочих дней в году (сезоне); $t_{\text{см}}$ — число часов в смену, ч; W_{Γ} — объем породы, подлежащий разработке в течение года, м³; $\rho_{\text{ж}}$, $\rho_{\text{п}}$, $\rho_{\text{в}}$ — плотность, кг/м³ жидкости ($\rho_{\text{ж}}$), пульпы ($\rho_{\text{п}}$) и воды ($\rho_{\text{в}}$); при расчете насосной станции $\rho_{\text{ж}} = \rho_{\text{в}}$ и грунтонасосной $\rho_{\text{ж}} = \rho_{\text{п}}$.

При выполнении расчетов следует руководствоваться следующим. По определенным $Q_{\text{н}}$ и $H_{\text{н}}$ по каталогу подбираются насосы. Если при выборе насосов не обеспечиваются необходи-

мые Q_n и H_n , то принимают несколько однотипных насосов для параллельной работы с целью обеспечения Q_n и несколько последовательно включаемых насосов для обеспечения H_n ; число насосов n_q и n_n всегда должно быть целым числом; с учетом резерва общее число насосов принимается исходя из следующих соображений: при одном работающем насосе резерв составляет 100 %; при двух насосах, работающих последовательно, резерв 100 %; при двух насосах, работающих параллельно, резерв 50 %; при большем числе насосов, работающих последовательно и параллельно, резерв определяется из условия обеспечения необходимых подачи и давления, а также дополнительно учитываются остановки оборудования на ремонт и профилактику; подбор грунтонасосов осуществляется также по каталогу, но при этом необходимо пересчитывать их паспортную характеристику на пульпу, так как она в каталоге дается для воды; при пересчете характеристики грунтонасоса Q_3 принимается по паспорту, а давление можно определить по пересчетной зависимости; плотность пульпы ρ_n определена в § 7 при разборе примеров расчета пульповодов; если данные по каталогу не обеспечивают требуемых Q_3 и H_3 , то принимаются однотипные грунтонасосы для параллельной и последовательной работы; включение на последовательную работу осуществляется с удалением двух работающих грунтонасосов на расстояние не более 0,9 максимальной дальности подачи пульпы одним грунтонасосом с учетом геодезических отметок местности; при параллельной работе грунтонасосов наиболее целесообразной является схема работы из одного зумпфа: число резервных грунтонасосов принимается так же, как и насосов.

§ 10. ДРАГИ

Драга — плавающий горнодобычный агрегат, оснащенный землечерпательным (землесосным), обогатительным и другим оборудованием, обеспечивающим комплексную механизацию основного технологического процесса добычи, обогащения полезного ископаемого и удаления пустых пород.

Драги предназначены для разработки обводненных месторождений полезных ископаемых и извлечения ценных компонентов (золота, платины, олова, алмазов и др.). Применяются драги преимущественно на аллювиальных, элювиальных — делювиальных, прибрежно-морских и глубинно-морских россыпных и осадочных месторождениях за исключением валунистых, крепко сцементированных горными породами и вязкими глинами.

По классификационным признакам драги подразделяются на два вида:

континентальные (для разработки материковых россыпей), которые, как правило, монтируются на плоскодонном понтоне (судне), обеспечивающем их плавучесть и эксплуатацию

в замкнутом водоеме в соответствии с требованиями Речного регистра РСФСР;

морские, предназначенные для разработки россыпных и осадочных месторождений, залегающих в прибрежной зоне и в глубинной части акватории крупных озер, морей и океанов. Эти драги обычно монтируются на килевых самоходных или буксируемых судах, обеспечивающих их плавучесть и эксплуатацию в открытом море при штормовом волнении в соответствии с требованиями Регистра Союза ССР.

Драги могут оснащаться стационарным промывочно-обогащительным оборудованием, установленном на судне, либо работать по раздельной схеме «добыча — обогащение» в комплексе с обособленными плавающими или береговыми обогащательными установками.

Морские и континентальные драги подразделяются по следующим основным признакам:

роду энергии — электрические, дизель-электрические, дизельные, паровые;

способу передвижения (маневрирования) — канатно-свайные, канатно-якорные;

глубине разработки пород (ниже ватерлинии) — малой глубины (до 6 м), средней (до 18 м), глубокой (до 50 м), сверхглубокой (свыше 50 м);

принципу действия добычного аппарата — одночерпаковые (с ковшом типа механической лопаты, грейферным ковшом, ковшом драглайна или канатного скрепера) и многочерпаковые (с прерывистой черпаковой цепью, со сплошной черпаковой цепью, с роторным колесом и канатно-цепные); гидро- и пневмовсасывающие — землесосные с механическими или гидравлическими рыхлителями или без них, эжекторные, эрлифтные* и землесосные с погружными насосами. Многочерпаковые драги в свою очередь делятся по вместимости черпака на малолиitraжные (до 100 л), среднелиitraжные (до 250 л) и крупнолиitraжные (более 250 л).

Для разработки континентальных россыпных месторождений, а иногда и других полезных ископаемых наиболее часто используются многочерпаковые драги и земснаряды дражного типа.

Многочерпаковая драга (рис. 16.24) состоит из рабочего, обогачительно-сортировочного и отвалообразующего оборудования, металлоконструкции, понтона, механизмов передвижения и маневрирования; систем тепло- и водоснабжения, жизнеобеспечения, систем управления и автоматического контроля.

* Эрлифт — устройство для вертикального подъема жидкости за счет энергии сжатого воздуха или иного газа, подаваемого в нижнюю часть трубопровода. Всплывающие пузырьки воздуха увлекают жидкость и при достижении водо-воздушным потоком критической скорости обеспечивают подъем твердых частиц, иногда достаточно большой крупности.

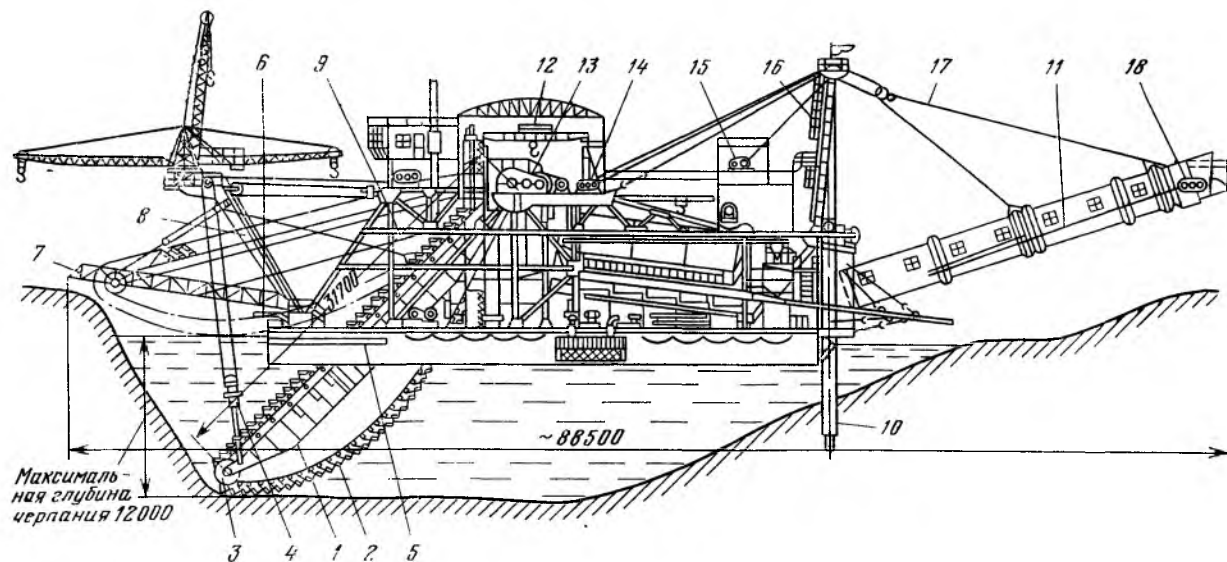


Рис. 16.24. Многочерпаковая драга:

1 — черпаковая рама; 2 — черпаковая цепь; 3 — нижний черпаковый барабан; 4 — подвес черпаковой рамы; 5 — хвост; 6 — носовой гидромонитор; 7 — береговой мостик; 8 — передняя мачта; 9 — суперструктура; 10 — свая; 11 — отвалообразователь (стакер); 12 — мостовой кран; 13 — главный привод (привод черпаковой цепи); 14 — лебедка; 15 — лебедка подъема стакера; 16 — задняя мачта; 17 — подвес стакера; 18 — привод конвейера стакера

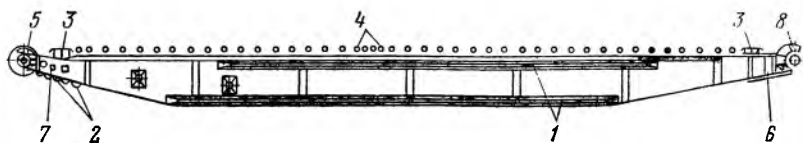


Рис. 16.25. Черпаковая рама:

1 — продольные направляющие; 2 — поперечные литые брусья; 3 — нижняя и верхняя подушки; 4 — дополнительные ролики; 5 — нижний барабан; 6, 7 — верхняя и нижняя концевые секции; 8 — наконечники

Рабочее оборудование многочерпаковых драг состоит из черпаковой рамы с подчерпаковыми роликами, нижнего черпакового барабана, верхнего ведущего барабана, черпаковой цепи с черпаками, подвеса черпаковой рамы и главного привода.

Рабочее оборудование драги аналогично оборудованию многочерпаковых цепных экскаваторов, но имеет большую механическую прочность. Черпаковая рама (рис. 16.25) состоит из пяти—девяти секций, из которых нижняя и верхняя концевые секции выполняются литыми.

Секции соединяются между собой сваркой или заклепками. На верхнем поясе рамы устанавливаются подчерпаковые ролики для уменьшения сопротивления движения черпаковой цепи и ее поддержки. На нижнем поясе черпаковой рамы у драг глубокого черпания (глубина 18 м и более) устанавливаются один или два поддерживающих барабана.

На нижней концевой секции крепится нижний цилиндрический двухребордный литой барабан. Верхняя концевая секция имеет наконечники, которыми черпаковая рама устанавливается на опорные подшипники верхнего приводного барабана. Для предотвращения схода цепи с нижнего барабана на нижней концевой секции устанавливаются вспомогательные щеки.

Для уменьшения ударных нагрузок на раму барабаны и ковшовые цепи при обходе последними барабанов на нижней и верхней концевых секциях перед барабанами устанавливаются жесткие подушки из литых металлических накладок. На верхнем поясе рамы предусматриваются площадки для замены элементов цепи и ковшей. В этих местах подковшовые ролики ставятся с меньшим шагом. Учитывая то, что при значительном провисании цепи увеличивается возможность схода ее с нижнего барабана, на нижнем поясе на крупных драгах устанавливают оттяжные барабаны. Для подвески черпаковой рамы на нижней концевой секции имеются специальные приливы с проушинами для крепления жестких элементов подвески, которые соединяются между собой шарнирно. Объединенные в секции жесткие тяги крепятся к нижней обойме полиспаста, которая в свою очередь тросами соединена с верхней обоймой полиспаста. Последняя неподвижно закреплена на головной балке передней мачты. Трос от нижнего полиспаста проходит через направляющий блок к рамоподъемной лебедке. Для выравни-

вания натяжения ветвей троса в полиспасте используется уравнительное коромысло.

Черпаковая цепь может состоять из чередующихся холостых и ковшовых звеньев или из одних ковшовых звеньев. В последнем случае она является сплошной и шаг ковшей равен шагу звена цепей. Ковши имеют сферическую поверхность, поэтому их часто называют черпаками. Режущая часть ковшей иногда делается сменной и крепится к ковшам на заклепках или с помощью болтов. На крупных драгах используются бескозырьковые ковши. Звенья цепи соединяются пальцами со специальным выступом (лапой). Ковши с элементами звеньев цепи выполняются литыми, а пальцы изготавливаются ковкой или штамповкой. Для черпаков используется сталь 110Г13Л, а для пальцев высоколегированные стали 37ХНЗА, 38ХНЗВА и др. В связи с большим износом проушин цепей в них устанавливаются сменные полувтулки из стали 110Г13Л.

Верхний барабан состоит из вала и приводной звездочки, рабочая поверхность которой футеруется сменными накладками из стали 110Г13Л. Вал и звездочка изготавливаются из стали 35Л или 37 МНЛ. Вал опирается на подшипники скольжения.

В главном приводе черпаковой цепи часто используются клиноременные передачи и редукторы с прямозубым или шевронным зацеплением. Клиноременные передачи в значительной степени сглаживают динамические нагрузки в приводе, главной причиной которых являются сопротивление породы черпанию и пульсации при движении цепи по барабанам и раме.

Принцип действия и конструкция обогатительного оборудования изучаются в специальных курсах и здесь не рассматриваются.

Отвалообразующее оборудование состоит из сбросных лотков для удаления пустых пород в забортное пространство и конвейерного отвалообразователя (стакера). Последний состоит из фермы, конвейерного става, привода конвейера, подвески с приводом.

Для устройства стакера часто используется тонкостенная несущая труба большого диаметра, внутри которой устанавливается ленточный конвейер, делаются ходовые трапы и площадки для ремонта. Привод конвейера выполняется по традиционной схеме: приводная секция — головная и натяжная станции — нижняя секция. Подвеска выполняется аналогично подвеске черпаковой рамы.

Все основные механизмы, устанавливаемые на драге, в качестве несущей базы используют понтон и металлоконструкцию верхнего строения (суперструктуру).

Металлоконструкция верхнего строения обеспечивает необходимую жесткость и прочность всего сооружения и представляет собой пространственную ферму многофункционального назначения. Она несет на себе большую часть технологического

оборудования, крановое и другое грузоподъемное оборудование, обшивку и т. д. Metalлоконструкция выполняется из пространственно раскосных ферм, для которых используется стандартный прокатный профиль. К металлоконструкциям относятся также передняя и задняя мачты для подвески рабочего и отвального оборудования.

Понтон представляет собой плоскодонное судно сварной конструкции с водонепроницаемыми переборками и предназначен для удержания драги на плаву. Для изготовления понтонов используются стали, применяемые в судостроении.

Прочная водонепроницаемая конструкция и достаточное водоизмещение понтона обеспечивают безопасную и долговременную эксплуатацию драг в наиболее тяжелых условиях горных работ.

В качестве механизмов передвижения на драгах используются канатные и свайно-канатные устройства. Способ перемещения драг в акваториях аналогичен способам перемещения земснарядов. На драгах со свайно-канатным перемещением при одной опущенной свае и действии носовых лебедок при подтягивании к одному или другому берегу происходят поворот драги и отработка подводного или надводного забоя. В качестве канатов используются металлические тросы диаметром до 50 мм и более. Крепление тросов на берегах или в водной акватории осуществляется якорями.

Система тросов, блоков, отклоняющих и направляющих роликов называется бегучим такелажем. При повороте в одну из сторон, когда поднятая свая оказывается впереди опущенной сваи, может быть осуществлено зашагивание вперед. В этом случае поднятая свая опускается, а вторая поднимается, и драга, разворачиваясь относительно опущенной сваи, перемещается к другому берегу. После поворота и выноса вперед поднятой сваи может быть выполнено очередное зашагивание. Периодически якоря переносят вперед в сторону шагания. При подъеме и опускании сваи перемещаются в специальных направляющих устройствах, обеспечивающих жесткость положения сваи и исключающих передачи скручивающих усилий на сваю. Подъем и опускание свай выполняются сваеподъемными лебедками через систему блоков и тросов. Для подъема свай используется задняя мачта. Из других систем, применяемых на драгах, следует упомянуть систему водо- и теплоснабжения. Вода используется преимущественно для технологического процесса и теплоснабжения. Обычно вода для этих нужд берется из забортного пространства. В технологическом водоснабжении применяются центробежные насосы, а иногда и грунтонасосы. В ряде случаев на драгах грунтонасосы служат в качестве гидротранспортных и подъемных устройств.

Теплоснабжение на драгах используется для создания нормальных условий выполнения технологического процесса, создания комфортных условий обслуживающему персоналу, обо-

грева рабочего оборудования (черпаковой рамы), льдооттайки и др.

Для обеспечения нормальной работы драги в забое необходимо определить мощность главного привода.

Расчетные формулы для определения мощности главного привода драги

Сила сопротивления, МН:

$$\text{породы черпанию} \dots \dots \dots W_1 = k_F t B n_q = k_F \frac{E k_n n_q}{l_q k_p}$$

от подъема груженных ковшей на участке рамы, погруженном в воду и находящемся выше уровня воды \dots \dots \dots

$$W_2 = \frac{E k_n g \cdot 10^{-8}}{t_q k_p \sin \alpha_p} \times \\ \times [(H_{ав} + H_{нв}) \gamma_n - H_{нв} \rho_1]$$

движению ковшей в воде \dots \dots \dots

$$W_3 = 0,1 W_2$$

общее сопротивление движению ковшей

$$\Sigma W = W_1 + W_2 + W_3$$

Мощность двигателя главного привода, кВт \dots \dots \dots

$$P = \frac{k_q \Sigma W v_q \cdot 10^3}{\eta_q}$$

Где B — ширина стружки, м; E — вместимость ковша, м³; $g = 9,81$ — ускорение силы тяжести, м/с²; $H_{ав}$, $H_{нв}$ — глубина черпания ниже уровня воды и высота подъема черпаков выше уровня воды до места разгрузки соответственно, м; k_F , k_n , k_p — коэффициенты сопротивления породы копанию (k_F), наполнения ковша (k_n) и разрыхления породы (k_p); значения k_F , k_n и k_p принимаются по табл. 1.3; $k_q = 1,3$ — коэффициент неучтенных сил сопротивления трения на верхней и нижней ветвях черпаковой цепи, сопротивления при обходе цепи по барабанам и др.; l_q — путь наполнения ковша, м; n_q , n_2 — число черпаков, одновременно участвующих в копании (n_q) и число разгрузок черпаков в минуту (n_2), шт; $n_q = 2-5$ шт; t — толщина стружки, м; t_q — шаг черпаков, м; $t_q = 60 v_q / n_2$; v_q — скорость движения черпаковой цепи, м/с; α_p — угол наклона рамы, градус; γ_n и ρ_1 — соответственно плотность породы и воды, кг/м³; ($\gamma_n \leq 2800$ кг/м³ и $\rho_1 = 1000$ кг/м³); $\eta_q = 0,8 \div 0,85$ — к. п. д. трансмиссии главного привода.

Окружное усилие на верхнем барабане складывается из усилия сопротивления породы черпанию W_1 , усилия сопротивления от подъема груженных черпаков W_2 и сопротивления движению черпаков в воде W_3 . Сопротивление породы черпанию определяется так же, как у экскаваторов. Сила сопротивления от подъема породы будет слагаться из сил сопротивления подъему в водной среде, когда действует выталкивающая сила воды, и сил сопротивления подъему по стреле выше уровня воды, когда выталкивающей силы нет. Силу сопротивления движению ковшей в воде можно принять равной 5—10 % силы сопротивления подъему груженных ковшей. Неучтенными являются силы сопротивления движению ковшей при обходе цепи барабанов и трения цепи на роликах и подушках. Эти силы сопротивления могут быть учтены общим повышающим коэффициентом $k=1,3$. Производительность драги по породе определяется так же, как производительность многоковшового экскаватора, а производительность по полезному ископаемому зависит от содержания его в горной массе.

§ 11. ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ

Лица, обслуживающие оборудование гидромеханизации, обязаны выполнять требования Единых правил безопасности при разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом, утвержденных Госгортехнадзором СССР.

К обслуживанию оборудования гидромеханизации допускаются лица, прошедшие специальную подготовку и получившие удостоверения на право обслуживания установок и электрооборудования.

При гидромониторных работах причинами несчастных случаев могут быть: обвал породы, неправильное обращение с оборудованием или обслуживание неисправного оборудования, удар водяной струей, поражение электрическим током, неправильная организация такелажных работ.

Во избежание несчастных случаев не допускается установка гидромониторов с ручным управлением на расстоянии менее 0,8, а для плотных глинистых пород менее 1,2 высоты забоя.

При работе во встречных забоях гидромониторы должны устанавливаться друг от друга на расстоянии, превышающем суммарную дальность действия их струй не менее чем в 1,5 раза.

Расстояние между двумя одновременно работающими в забое гидромониторами должно быть больше дальности максимального полета струи либо каждый гидромонитор должен быть оборудован ограничителями поворота ствола.

Во время пуска воды ствол гидромонитора должен быть направлен в подошву забоя. При вынужденной остановке гидромонитора, соединенного с водоподводящей линией, выходное отверстие его должно быть всегда направлено в безопасное для окружающих место.

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 грунтонасосов на 80 %). Грунтонасосы, которые будут работать на перекачке, рядом с забойными, должны быть испытаны под давлением, превышающим нормальное рабочее на 150 %.

Работы по передвижению гидромонитора, его ремонту, смене насадок, а также работы в сфере действия струи можно производить только после закрытия задвижек на трубопроводе.

Передвижка оборудования в забое допускается только после ликвидации козырьков и нависаний, тщательного осмотра забоя.

Гидромонитор должен быть расположен от высоковольтной линии электропередачи на расстоянии не менее двукратной дальности полета струи. В отдельных случаях, при условии обязательного согласования с органами Госгортехнадзора, разрешается работа гидромонитора на более близком расстоянии

от высоковольтной линии электропередач, при этом должны быть установлены ограничители поворота и подъема ствола.

Запрещается работать с оборудованием, которое не имеет необходимых ограждений и предохранительных приспособлений.

В месте укладки грунта несчастный случай возможен на свеженамытом участке, там, где он не полностью уплотнился, или в отстойном прудке.

Рабочим, обслуживающим участок намыва, необходимо соблюдать осторожность, особенно на участках, намытых из супесчаных, суглинистых и глинистых грунтов.

Насосные и грунтонасосные станции и установки должны иметь освещение. Работать на станциях без освещения в темное время запрещается. Все открытые быстровращающиеся части агрегатов закрываются кожухами или ограждениями.

Полы и лестницы должны содержаться в чистоте. Полы должны быть ровные, без щелей и надежно закреплены. Не допускается наличие масла на полах.

Персонал, обслуживающий высоковольтное оборудование, должен быть обеспечен проверенными защитными средствами (перчатки, боты, коврики). Пусковые устройства должны иметь контрольную аппаратуру.

Заземлению подлежат корпуса электродвигателей, реостатов и трансформаторов, каркасы пусковых устройств, кабели и измерительные приборы.

Для двигателей высокого и низкого напряжения заземление выполняется отдельно с расстоянием не менее 10 м между заземлителями.

При работе на земснарядах должны соблюдаться Правила плавания по внутренним судоходным путям, утвержденные Минречфлотом РСФСР. Наиболее характерными случаями травматизма при обслуживании земснарядов являются: падение в воду, поражение электрическим током, повреждения при обслуживании тросов, лебедок, а также при ремонте узлов и механизмов земснарядов.

Для предотвращения падений людей все борта земснаряда и палубные надстройки должны иметь надежные и исправные леерные* ограждения, палубные проемы должны перекрываться щитами, люками или временными ограждениями. Вдоль борта обязательно пропускается тонкий канат на высоте от уровня воды 0,4—0,5 м с тем, чтобы находящийся в воде человек мог без труда за него держаться.

Полы и палубные настилы должны содержаться в чистоте. Для схода в лодку должны быть оборудованы специальные трапы с ограждениями.

Плавучий пульповод должен иметь исправные трапы с леерными ограждениями и переходными мостиками между

* Леер — судовой трос, служащий для ограждения открытых пространств, трюмных и других проемов и т. д.

поплавками. При наличии любых неисправностей проход по плавучему пульповоду не допускается. В ночное время плавучий пульповод и земснаряд должны быть освещены.

Спасательный инвентарь (пояса, круги) и спасательные средства (шлюпки) должны содержаться всегда в исправном состоянии, комплектно и готовыми к использованию в любое время. Для завоза якорей используют специальные лодки, оборудованные грузоподъемными устройствами. Спуск и подъем якорей должны производиться опытными рабочими. Запрещается купание и плавание около земснаряда при его папильонировании и над папильонажными тросами, а также возле рамы всасывающей трубы или фрезы и плавучих пульповодов.

Все грузоподъемные механизмы и приспособления на земснаряде должны быть испытаны и иметь соответствующую документацию, разрешающую их работу. Особое внимание следует уделять проверке исправности тормозных устройств.

Возле лебедок напорного свайного хода должны быть установлены кнопки аварийного отключения. Между постами для обслуживания различных механизмов и главной рубкой должна быть двусторонняя связь и, кроме того, должны быть установлены средства аварийной сигнализации — звуковой и световой.

Перед пуском земснаряда в работу должны подаваться предупредительные сигналы. Забой земснаряда должен быть огражден буйками. В ночное время забой должен освещаться прожекторами, а буйки должны иметь независимое освещение.

Помимо общих правил машинист земснаряда перед его пуском должен располагать исчерпывающей информацией со всех объектов и постов об их готовности к началу работ.

РАЗДЕЛ 6

КОМПЛЕКСЫ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ И ПРИНЦИПЫ ИХ АВТОМАТИЗАЦИИ

Глава 17

КОМПЛЕКСЫ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Развитие машинного производства и создание таких машин, как экскаваторы, буровые станки, драги, скреперы, позволили заменить ручной труд на открытых горных работах на машинный и механизировать наиболее трудоемкие операции. Доля ручного труда, особенно на вспомогательных, транспортных, погрузочно-разгрузочных работах при этом остается значительной.

В настоящее время завершается переход на комплексную механизацию горных работ, которая является более высокой ступенью по сравнению с предыдущей частичной механизацией. При комплексной механизации ручной труд заменяется машинным на всех основных операциях технологического процесса и вспомогательных работах производственного процесса. Комплексная механизация осуществляется на основе рационального выбора машин и оборудования, работающих во взаимно согласованных режимах, увязанных по производительности и обеспечивающих наилучшее выполнение заданного технологического процесса. Ручной труд может сохраняться на отдельных нетрудоемких операциях. За человеком остаются функции управления процессом производства и контроля. Комплексная механизация предопределяет применение поточных методов производства продукции, способствует повышению ее качества.

Следующим после комплексной механизации этапом совершенствования процессов производства является частичная или полная их автоматизация. Этот этап в настоящее время реализуется применительно к существующим техническим средствам и технологическим операциям с последующим его развитием и углублением с целью перехода к созданию комплексно-механизированных и автоматизированных предприятий с машинным программным управлением процессами.

Основными принципами, на которых базируется комплексная механизация на открытых горных работах, являются: поточное производство, минимальное число машин, совмещение процессов, оптимизация направлений перемещения горной массы, сокращение объемов вспомогательных работ.

Наиболее эффективная и планомерная работа машин достигается при поточном способе производства, характеризующемся выполнением всех процессов в одном установленном темпе, непрерывностью общего процесса и равномерностью его во времени (ритмичностью). Поточная технология, как правило, создается при использовании машин непрерывного действия, однако поток может быть сформирован и при использовании экскаваторов и транспорта циклического действия.

Минимальное число машин достигается использованием машин большой единичной мощности и производительности, концентрацией объемов и интенсификацией работ в забое и на уступе.

Совмещение производственных процессов достигается за счет использования универсальных машин и специальной технологии. Крупные вскрышные мехлопаты и драглаины осуществляют выемку, перемещение и укладку породы в отвалы. Для этой же цели могут быть использованы мощные бульдозеры, скреперы и другие машины.

Комплект взаимосвязанных машин и механизмов, а также иного оборудования, обеспечивающий заверченный цикл производственных процессов, называется комплексом. В состав комплекса входит буровое, выемочно-погрузочное, транспортное, отвальное, дробильно-сортировочное, вспомогательное и иное оборудование, предопределенное технологическим процессом. Ведущими машинами комплексов, которым подчинены все другие, являются выемочно-погрузочные (разрабатывающие) машины и средства транспорта.

В связи с тем, что транспортные машины входят в состав комплексов, а перемещение карьерных грузов является неотъемлемой частью технологического процесса, то и комплексы необходимо рассматривать с учетом грузопотоков. Элементарным грузопотоком, т. е. грузопотоком от одной машины или из одного забоя, называется поток грузов определенного качества или вида, характеризующийся устойчивым во времени направлением и объемом перевозок. Объединение элементарных грузопотоков создает грузопоток уступа, а дальнейшее их объединение образует грузопоток карьера.

Учитывая то, что в данном учебнике не рассмотрена конструкция транспортных машин и не определены их технические и технологические возможности, рассмотрение комплексов можно выполнить только схематично, полагаясь на соответствующие знания учащихся по транспортным машинам.

Взаимосвязанное размещение комплекта машин и механизмов в технологическом процессе в соответствии с их назначением определяет структуру комплексной механизации. При формировании структур комплексной механизации основанием к выбору машин и механизмов служат природные, технологические, технические, организационные и экономические факторы. В табл. 17.1 приведена классификация комплексов от-

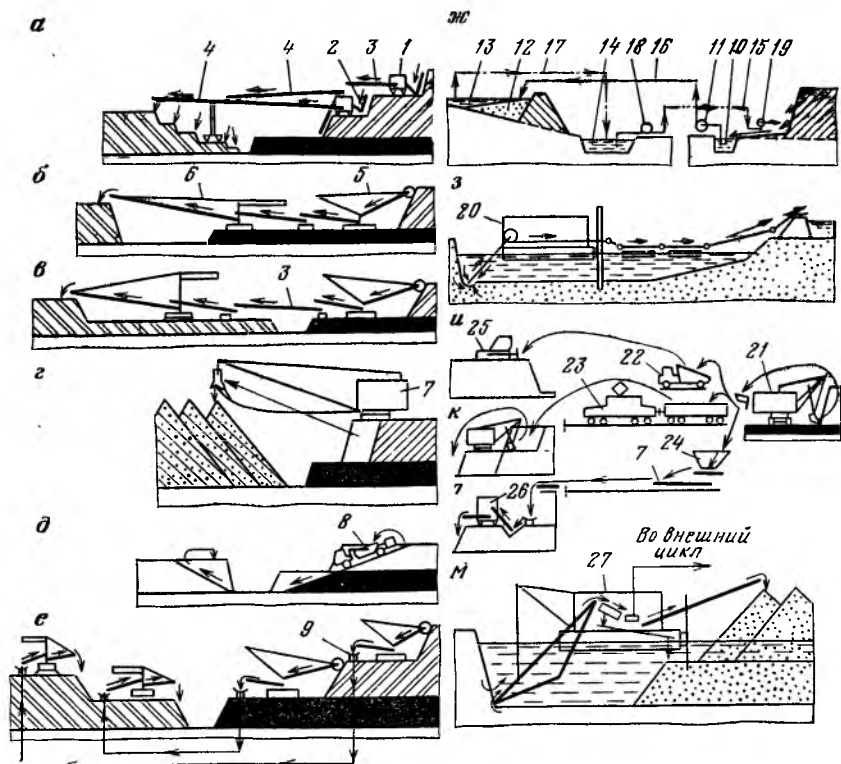


Рис. 17.1. Комплексы открытых горных работ:

1 — экскаватор многочерпаковый цепной верхнего черпания; 2 — то же, верхнего и нижнего черпания; 3 — конвейер-перегрузчик; 4 — транспортно-отвальный мост; 5 — роторный экскаватор; 6 — консольный отвалообразователь; 7 — драглайн; 8 — скрепер; 9 — конвейер; 10 — зумпф; 11 — грунтонасос; 12 — гидроотвал; 13 — пруд-отстойник; 14 — водохранилище; 15 — водовод; 16 — пульповод; 17 — трубопровод оборотной воды; 18 — насос; 19 — гидромонитор; 20 — земснаряд; 21 — мехлопата; 22 — автосамосвал; 23 — локомотивосостав; 24 — бункер-перегрузчик; 25 — бульдозер; 26 — многочерпаковый отвалообразователь; 27 — драга

крытых горных работ, предложенная акад. АН СССР В. В. Ржевским, которая объединяет шесть структур комплексной механизации, имеющих широкое распространение в практике горных работ.

Комплексы, в которых ведущими машинами являются экскаваторы непрерывного действия, называются выемочными, а при использовании экскаваторов циклического действия — экскаваторными. По транспортной технике комплексы называются железнодорожными, автомобильными, конвейерными и специальными. По заключительному звену грузопотока комплексы называются отвальными (для пустых пород и некондиционных полезных ископаемых) и разгрузочными (для кондиционного полезного ископаемого).

Таким образом, комплексы имеют составное название, например: выемочно-конвейерно-отвальный комплекс, со-

Классификация комплексов открытых горных работ

Классы структур	Комплекс	Оборудование комплекса		
		ВП ^{*8}	Т ^{*15}	ОС ^{*19}
1	ВО ^{*1} (рис. 17.1, а, б, в, м)	ЭМ ^{*9}	ТОМ ^{*20} или КОО ^{*21}	
2	ЭО ^{*2} СО ^{*3} (рис. 17.1, г, д)	ЭВ ^{*10} С ^{*11}	ЭВ С	
3	ВТО ^{*4} (рис. 17.1, е, ж, з)	ЭМ ^{*12} Г ^{*13} СК ^{*13}	К ^{*16} ГТ ^{*17} А или ЖД ^{*18}	КОО ГН ^{*22} ОМ ^{*23}
4	ЭТО ^{*5} (рис. 17.1, и, к, л)	ЭК ^{*14}	К, ГТ, А или ЖД	КОО ГН ОМ
5	ВТР ^{*6} (рис. 17.1, м)	ЭМ Г СК	К ГТ А или ЖД	РПО ^{*24}
6	ЭТР ^{*7}	ЭК	К, ГТ, А или ЖД	РПО

^{*1} ВО — выемочно-отвалный, ^{*2} ЭО — экскаваторно-отвалный, ^{*3} СО — скреперно-отвалный, ^{*4} ВТО — выемочно-транспортно-отвалный, ^{*5} ЭТО — экскаваторно-транспортно-отвалный, ^{*6} ВТР — выемочно-транспортно-разгрузочный, ^{*7} ЭТР — экскаваторно-транспортно-разгрузочный, ^{*8} ВП — выемочно-погрузочный, ^{*9} ЭМ — экскаватор многоочерпковый роторный или цепной.

^{*10} ЭВ — экскаватор вскрышной, ^{*11} С — скрепер, ^{*12} Г — гидроразрыв, ^{*13} СК — скальный комбайн, ^{*14} ЭК — экскаватор карьерный, ^{*15} Т — транспортный.

^{*16} К — конвейер, ^{*17} ГТ — гидротранспорт, ^{*18} А или ЖД — авто- или железнодорожный транспорт, ^{*19} ОС — отвалообразование или складирование.

^{*20} ТОМ — транспортно-отвалный мост, ^{*21} КОО — консольный отвалообразователь, ^{*22} ГН — гидронамыв, ^{*23} ОМ — отвальные машины, ^{*24} РПО — разгрузочно-приемное оборудование.

стоящий из многоковшового экскаватора, забойных, магистральных и отвальных конвейеров, отвалообразователя и вспомогательных машин; экскаваторно-железнодорожно-отвалный комплекс, состоящий из буровых станков, одноковшовых экскаваторов — механических лопат в забое и на отвале, локомотивосоставов, бульдозеров и другого вспомогательного оборудования; экскаваторно-автомобильно-разгрузочный комплекс; экскаваторно-автомобильно-отвально-разгрузочный комплекс и т. д.

§ 2 ПРИНЦИПЫ ФОРМИРОВАНИЯ КОМПЛЕКСОВ

При подборе машин в комплексы должны соблюдаться условия их взаимосвязи по производительности, а также условия, при которых возможно достижение наилучших технико-экономических показателей.

Основными условиями являются:

максимальная поточность процессов с минимальным числом перегрузочных операций и возможностью автоматизации всех машин и механизмов; часовая производительность всех машин, работающих в комплексе, должна соответствовать производительности ведущей машины;

эффективная работа комплекса обеспечивается при максимальном использовании времени смены на рабочие операции и минимальных его затратах на перерывы, перестановки, маневрирование и т. д.

Машины, входящие в комплекс, должны соответствовать друг другу по производительности. Коэффициент резерва производительности отдельных машин по сравнению со среднечасовой производительностью комплекса или тех же машин должен быть не менее 1,2—1,3 для мягких и не более 1,5—1,7 для скальных пород. Машины и механизмы комплекса должны быть типовыми и серийными. Использование несерийного оборудования допускается в особых случаях производства горных работ, когда стандартное оборудование не обеспечивает нужного эффекта. Однотипность оборудования является предпочтительной, так как упрощаются обслуживание, ремонт и др.

Комплексы преимущественно следует формировать машинами и механизмами непрерывного действия. Нежелательно иметь в одной структуре взаимосвязанными машины циклического и непрерывного действия.

Наибольшая экономическая эффективность работы комплекса достигается при условии полного использования мощности и производительности машин и механизмов, при этом предпочтение следует отдавать комплексам с минимальным числом машин.

Любая структура комплекса должна удовлетворять требованиям безопасности горных работ и обеспечивать полноту извлечения полезного ископаемого из недр, установленное качество продукции и комплексное извлечение и последующее использование всех видов и сортов полезного ископаемого.

В настоящее время преимущественно распространены структуры с железнодорожным (до 70 % объемов горных работ) и автомобильным (до 24 %) транспортом и одноковшовыми экскаваторами на отвалах.

Наиболее мощные комплексы из машин непрерывного действия применяются в Приднепровском марганцеворудном бассейне. Так, на Шевченковском карьере работает комплекс, состоящий из роторного экскаватора ЭРГ-1600 $\frac{40}{10}$ 31 и транспортно-отвального моста конструкции УкрНИИпроекта. Комплексы с мощными цепными экскаваторами нашли применение на бурогольных и железорудных месторождениях Украины. Как правило, один комплекс состоит из двух цепных экскаваторов и транспортно-отвального моста.

На Грушевском, Запорожском, Лебединском, Михайловском карьерах работают комплексы, состоящие из роторных экскаваторов отечественного или зарубежного производства, системы ленточных конвейеров и отвалообразователей.

На Экибастузском и Иртышском угольных месторождениях работают комплексы непрерывного действия, состоящие из добычных роторных экскаваторов, изготовленных в СССР и ГДР, и железнодорожного транспорта.

§ 3. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ КОМПЛЕКСОВ

Производительность комплекса определяется производительностью ведущей машины и средств транспорта и может быть определена из следующей зависимости ($\text{м}^3/\text{смену}$):

$$\frac{Q_k}{T_c k_b^i} = N_1 n V_1 \frac{k_n}{k_p} = N_2 L_2 V,$$

где T_c — время смены, ч; k_b^i — коэффициент использования во времени данного вида оборудования; N_1, N_2 — число единиц оборудования, занятых в данном потоке или процессе: экскавационных и транспортных (N_1) и буровых станков (N_2), шт.; n — число циклов в час; L — производительность бурового станка, $\text{м}/\text{ч}$; V_1 — вместимость ковша экскавационных ($V_1 = E$) и транспортных сосудов ($V_1 = V_T$), м^3 ; V_2 — выход горной массы с 1 м скважины, $\text{м}^3/\text{м}$.

Производительность основных горных машин определена в соответствующих разделах учебника.

Для установок гидромеханизации, земснарядов и драг, представляющих собой завершенные комплексы, производительность определяется по ведущему механизму — разработке породы гидромонитором, фрезой или всасыванием для земснаряда, многоковшовым рабочим органом драги.

Максимальный предел производительности комплекса определяется по эксплуатационной производительности лимитирующего звена, которым, как правило, является транспорт.

Параллельные или разветвленные структуры комплексной механизации обеспечивают лучшие показатели в сравнении с однолинейными, так как из-за остановки одной из параллельных линий или ветвей снижается производительность комплекса, но не прекращается его работа.

§ 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Автоматизация производства — процесс в развитии машинного производства, при котором функции управления и контроля, ранее выполнявшиеся человеком, передаются приборам и автоматическим устройствам.

Цель автоматизации производства заключается в повышении эффективности труда, улучшении качества выпускаемой продукции, создании условий для оптимального использования всех ресурсов производства.

Автоматизация рабочих процессов является сложной проблемой. Переход от механизации к автоматизации требует коренной перестройки структуры производства, рабочей машины, регулирующих и управляющих устройств, а в ряде случаев и изменения самой продукции. Изменение конструкции рабочей машины и технологических приемов должно осуществляться так, чтобы обеспечивались их органическая связь и единство.

В новых серийных машинах должна быть заложена возможность автоматического регулирования процессов. Степень автоматизации (частичная, комплексная, предприятие-автомат) зависит от уровня механизации и непрерывности технологических процессов, а также от технико-экономических показателей. Техническая и эксплуатационная эффективность автоматики зависят главным образом от совершенства технологии производственных процессов.

При автоматизации рабочих процессов горных машин одной из основных задач системы автоматики является обеспечение движения рабочего органа машины по заданной траектории с определенной скоростью.

Машины для открытых горных работ, как отмечалось выше, делятся на машины периодического (циклического), непрерывного и комбинированного (периодически-непрерывного) действия. К машинам периодического действия относятся одноковшовые экскаваторы и одноковшовые погрузчики; к машинам непрерывного действия — многоковшовые экскаваторы, земснаряды, драги; к машинам периодически-непрерывного действия — бульдозеры, рыхлители, скреперы, буровые станки.

Оборудование гидромеханизации в технологических процессах открытых горных работ относится к комплексам непрерывного действия.

Специфические условия открытых горных работ предопределяют ряд требований к самим машинам, их размещению относительно объекта работ и других машин. Существующие взаимосвязи машин по производительности, пространственному расположению и единству технологических задач позволяют

объединять их в комплексы цикличного, циклично-поточного и поточного действия.

Преобладающими на открытых горных работах являются машины периодического и периодически-непрерывного действия. Эти машины характеризуются большой динамичностью, особенно одноковшовые экскаваторы, одноковшовые погрузчики, бульдозеры и др. В течение рабочего цикла одноковшовый экскаватор совершает 16—18 движений, и оператор, управляя такой машиной, вынужден выполнять в течение одной минуты 60—90 включений. На бульдозерах оператор выполняет в течение часа до 800—1200 переключений.

Напряженный характер работы операторов на этих машинах ведет к тому, что к концу смены производительность снижается на 25—35 %, возрастает опасность поломок и создания аварийных ситуаций.

В этих условиях возможна частичная автоматизация с целью облегчения условий труда операторов, оптимизации режимов работы машин и повышения их производительности.

Многочерпаковые экскаваторы, земснаряды и драги, обеспечивающие непрерывность рабочих процессов, лучше отвечают требованиям современной технологии открытых горных работ и могут быть полностью автоматизированы.

Задача создания горного предприятия-автомата является перспективной.

Так как при автоматизации машин на современном этапе решаются задачи разной сложности, рассмотрим эти вопросы по группам машин.

§ 2. АВТОМАТИЗАЦИЯ БУРОВЫХ СТАНКОВ

Преобладающим типом буровых станков на карьерах являются станки шарошечного бурения. Автоматизация процесса бурения у этих станков сводится пока к регулированию частоты вращения бурового става и осевого давления на основе анализа механических и электрических характеристик станка. Помимо этих главных параметров могут быть автоматизированы захват и наращивание штанг, горизонтирование станка, подача промывочных агентов (воды, воздуха), а также контроль за работой станка с передачей информации на диспетчерский пункт и дистанционное управление его перемещениями.

Режимы работы станка выбираются из условия минимальных затрат или минимального времени на бурение.

Система автоматического управления буровым станком, приведенная на рис. 18.1, состоит из контуров регулирования частоты вращения ω бурового става и осевой нагрузки на долото $N_{ос}$, а также защиты двигателя вращателя M_c от передачи перегрузки, бурового станка от вибрации бурового става B , бурового инструмента и пневмосети от зашламовывания буровой скважины P_b .

Автоматическое управление режимом бурения осуществляется датчиком скорости бурения 15, который состоит из турбинного колеса (на сливной магистрали гидроцилиндров подачи бурового става) и тахогенератора. Сигнал датчика 15 через блок 16

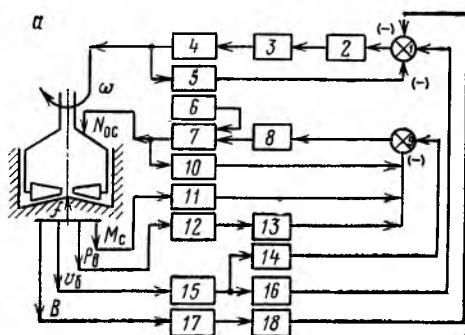


Рис. 18.1. Схема автоматического управления процессом бурения для станков с шарошечным рабочим оборудованием

подается на регулятор 1 и на усилители 2 и 3, воздействующие на обмотки двигателя вращателя 4. При отсутствии сигнала от датчика 15 двигатель 4 вращается с минимальной частотой, так как на цепь управления двигателем подается напряжение входа. Обратная связь по частоте вращения осуществляется через блок 5. Чем выше скорость бурения, тем больше расход жидкости через сливную магистраль и тем больше величина сигнала датчика 15. Однако действие этого сигнала компенсируется блоком обратной связи. Датчик 15 воздействует и на регулирование осевой нагрузки, подавая сигнал на регулятор 9 через блок 14. При отсутствии сигнала от датчика 15 с усилителя 8 на катушку реле давления 7 подается максимальное напряжение, что обеспечивает наибольшее установленное значение осевого давления при скорости бурения $v_b=0$ (абсолютно твердая порода). При появлении сигнала с датчика 15 происходит ослабление поля усилителя 8 и выходного напряжения, а соответственно и изменение подачи масла от насоса 6 через клапан, управляемый с помощью реле давления. Сигнал датчика осевой нагрузки 10, установленного на штоке гидроцилиндра подачи бурового става, воздействует на усилитель 8 в качестве отрицательной обратной связи.

Автоматическая защита двигателя 4 от перегрузки (по максимально допустимому току) осуществляется блоком отсечки 11, воздействующим на запорный клапан сливной магистрали, за счет чего происходит уменьшение осевого усилия.

Защита бурового станка от вибрации достигается снижением частоты вращения бурового става. Датчик вибрации 17 (индукционный акселерометр) через магнитный усилитель 18 воздействует на регулятор 1 и промежуточный магнитный усилитель 2.

Защита буровой скважины и бурового инструмента от зашламования достигается изменением осевого давления N_{oc} по условию нормальной эвакуации буровой мелочи. При повышении давления в пневмосети бурового станка реле давления 12 через блок сравнения (масштабный блок) 13 замыкает контакты в цепи магнитного усилителя 8 и осевое давление сни-

жается до величины, при которой будет происходить нормальный процесс выноса буровой мелочи. Исследованиями процессов бурения пород шарошечными долотами установлено, что увеличение осевого давления имеет большее влияние на скорость бурения, нежели частота вращения долота.

Оптимальный режим бурения может быть достигнут тогда, когда контролю будут подвергаться скорость углубки скважины, состояние долота, процесса удаления буровой мелочи, тепловые режимы бурового инструмента и др. Для этого датчики контроля должны давать информацию на ЭВМ простейших типов.

Сравнивая показания с данными оптимизированной программы, ЭВМ обратным воздействием на привод вращателя и механизм подачи будет регулировать процессы во времени, максимально приближая текущие показатели к оптимальным. В этом случае предусматривается автоматическая замена изношенных долот.

Последующие стадии автоматизации процессов бурения связаны с переходом к полнопрограммному управлению буровыми станками в соответствии с определенной последовательностью работы исполнительных механизмов как при бурении, так и при выполнении вспомогательных операций.

§ 3. АВТОМАТИЗАЦИЯ ЭКСКАВАТОРОВ

Процесс копания у одноковшовых экскаваторов состоит из двух операций — заглубления ковша и его перемещения по забою. При заглублении ковш должен создавать ровную поверхность у подошвы забоя, что ведет к уменьшению затрат на планировку перед передвижкой экскаваторов. В процессе копания ковш должен быть заполнен при минимальных затратах энергии и за минимальное время. Максимально возможная производительность и лучшие энергетические показатели достигаются при правильном сочетании подъемного и напорного движений.

В большинстве систем автоматического управления копанием используется принцип поддержания тока двигателя подъемного механизма на заданном уровне, близком к току отсечки. Отклонение нагрузки подъемного механизма от заданного значения устраняется за счет регулирования скорости напорного механизма.

Система автоматического управления процессом копания одноковшовым экскаватором типа механическая лопата (рис. 18.2) представляет собой подчиненную систему управления приводами подъема и напора.

Автоматическая система в начале копания обеспечивает заглубление ковша при максимальной скорости выдвижения рукояти v_n . Толщина стружки t соответствует полной нагрузке двигателя подъема P_c . Если происходит дальнейшее увеличение

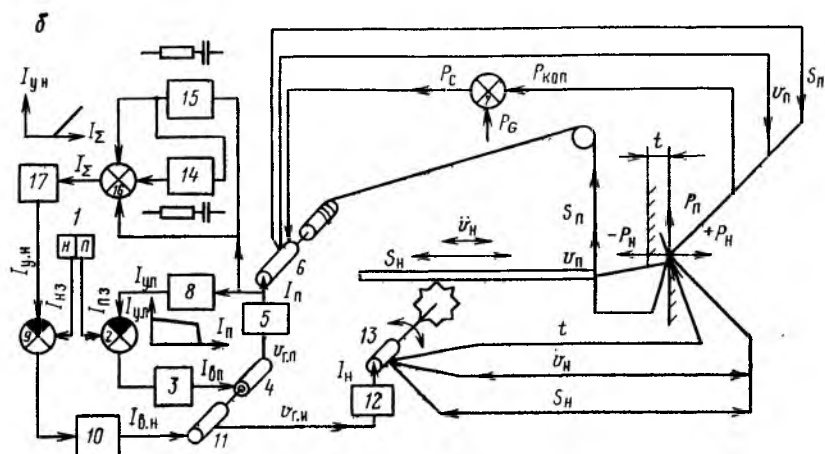


Рис. 18.2. Схема автоматического управления процессом копания экскаватором типа механической лопаты:

1 — задающий элемент (ЗЭ) для управления напорным (Н) и подъемным (П) механизмами; 2 — регулятор подъема (РП); 3 — магнитный усилитель подъема (МУП); 4 — генератор подъема (ГП); 5 — якорная цепь двигателя подъема (ЯП); 6 — двигатель подъема (ДП); 7 — сумматор сигналов нагрузки (СН); 8 — узел коррекции по скорости подъема (УКП); 9 — регулятор подъема напора (РН); 10 — магнитный усилитель напора (МУН); 11 — генератор напора (ГН); 12 — якорная цепь двигателя напора (ЯН); 13 — двигатель напора (ДН); 14 — операционный усилитель обратной связи второго каскада (РС-2); 15 — операционный усилитель первого каскада (РС-1); 16 — регулятор ввода (РВ); 17 — магнитный усилитель узла автоматизации (УА); P_{kop} , P_G , P_c — нагрузка на двигатель подъема от сил сопротивления копанью, веса рабочего оборудования и их алгебраической суммы; P_H , P_{Π} — силы сопротивления породы внедрению и перемещению ковша; S_{Π} , v_{Π} — усилие и скорость в подъемном канате; S_H , v_H — усилие и скорость напора; t — толщина стружки; $I_{y.н.}$, $I_{y.п.}$ — управляющие сигналы в цепи напорного и подъемного механизмов; I_H , I_{Π} — ток в цепи якоря двигателя напора и подъема; I_{Σ} — сигнал в цепь сравнения УА; $I_{н.з.}$, $I_{п.з.}$ — задающий (основной) сигнал управления напорным и подъемным механизмами; $I_{в.н.}$, $I_{в.п.}$ — сигналы по возбуждению генераторов напора и подъема

сопротивления в забое, то толщина стружки уменьшается и ковш может быть выведен из забоя. При уменьшении сопротивления подъему ковша P_c снова происходит его заглубление. Таким образом, происходит автоматический обход любого препятствия. Скорость подъема ковша при обходе препятствия должна быть минимальной.

Автоматическое управление двигателем механизма напора имеет подчиненное значение. Изменение скорости и направления перемещения рукояти осуществляется в зависимости от токовой нагрузки на двигателе подъема.

Автоматическое управление осуществляется магнитным усилителем 17 с самонасыщением. На входную обмотку усилителя подается сигнал сравнения со знаком, противоположным знаку сигнала в обмотке жесткой обратной связи по току привода подъема.

Одна из обмоток 10 усилителя получает питание от усилителя 17, а ампер-витки этой обмотки направлены встречно

ампер-виткам задающей обмотки. В результате величина поля задающей обмотки может ослабляться и менять свое значение и соответственно изменять направление движения механизма напора. При малых значениях тока привода подъема усилитель 17 не запитывает обмотки усилителя 10.

Для регулирования скорости подъема ковша в цепи управления двигателем подъема предусмотрено звено коррекции 8. Управляющий сигнал этого звена поступает на регулятор подъема 2 и, ослабляя или усиливая основной сигнал с задающего элемента 1, изменяет частоту вращения вала подъемного двигателя.

При такой системе управления копанием ковш значительно быстрее выводится из забоя в случае его встречи с непреодолимым препятствием, чем при ручном управлении. Длительность процесса копания уменьшается на 25—30 %, максимально используется мощность двигателя подъема, практически исключаются случаи стопорения ковша, снижается напряженность труда машинистов. Для драглайнов разработана аналогичная система управления механизмами тяги и подъема, которая обеспечивает согласованную работу этих механизмов как при копании, так и при удержании ковша в поднятом положении без растяжки и самопроизвольной его разгрузки.

Управление транспортными операциями у экскаваторов должно обеспечивать координированные взаимодействия механизмов подъема, напора и поворота. При этом осуществляются: максимальное совмещение рабочих движений; оптимальные режимы разгона и торможения привода поворотного механизма; смещение точки начала последующего копания так, чтобы происходило полусвободное копание; остановка ковша в заданной точке с требуемой точностью без перерегулирования; выгрузка породы с заданной точностью; выгрузка с оптимальной высоты с целью уменьшения нагрузок на транспортную машину и без заметного удлинения цикла; выгрузка в ряде точек, заданных в соответствии с конкретными условиями работы. Помимо этого должны учитываться возможности работы экскаватора в забое при отсутствии транспорта, возможности машин при подготовке площадки для новой стоянки, передвижка на новую площадку и др.

Анализ работы одноковшовых экскаваторов показывает, что логика управления ими весьма сложна, количество используемой информации велико, а качественные технические средства получения этой информации пока не созданы. Поэтому в настоящее время ведутся работы по созданию комбинированных систем управления, сочетающих достоинства управления с помощью автоматических устройств, при постоянном контроле за их работой и внесении необходимой коррекции в характер движений и пространственную ориентацию машины.

Роторные экскаваторы являются основными машинами комплексов непрерывного действия, и поэтому управление их ра-

бочим процессом — одна из основных задач управления комплексом.

К настоящему времени разработаны и применяются следующие устройства автоматического управления и контроля: программные устройства для позиционного управления основными механизмами экскаватора;

индикаторные устройства, указывающие положение рабочего органа в забое, мгновенную производительность экскаватора и устройства, учитывающие производительность комплекса за смену и сутки;

устройства для автоматического управления процессом экскавации.

Простейшими устройствами, реализующими принцип позиционного управления, являются устройства дозированной подачи ротора в забое на заранее заданную величину при переходе от одного реза к другому. Для этой цели используются обычно сельсинные устройства, одно из которых является задающим, а остальные — исполнительно-контролирующими. Задание программы производится машинистом вручную. При задании угла смещения ротора по горизонтали и вертикали система выполняет указанные смещения, сверяя их с заданным. После окончания установочных операций задающий сельсин возвращается в исходную позицию для следующих операций. Индикация рабочего органа в пространстве осуществляется системой угломерных устройств, оценивающих как положение платформы, так и наклон и поворот стрелы ротора. Для измерения углов пространственного положения ротора также используются сельсинные устройства.

Устройства для определения производительности роторных экскаваторов по массе могут быть основаны на принципе пропорциональности производительности конвейера и мощности, потребляемой его электродвигателем, или на измерении объемной производительности конвейеров при использовании ультразвукового или радиоизотопного методов замера толщины слоя материала на ленте. Индикаторные устройства отражают текущую производительность, а счетчики суммируют текущие показания и, накапливая их, дают часовую и суточную производительности.

Программное управление роторным экскаватором по упрощенной схеме приведено на рис. 18.3. Управление двигателями передвижения 1, поворота 2, выдвижения роторной стрелы 3 и ее подъема или опускания 4 осуществляется по схеме, в которой задающий сигнал поступает с блока программного управления 5 и через задающие устройства своего операционного канала передается на сравнивающее, затем переключающее и управляющее устройства. Сигнал с двигателя используется в качестве обратной связи в схеме управления и подается на сравнивающее устройство своего канала. Такая схема упрощенного программного управления служит для облегчения работы опе-

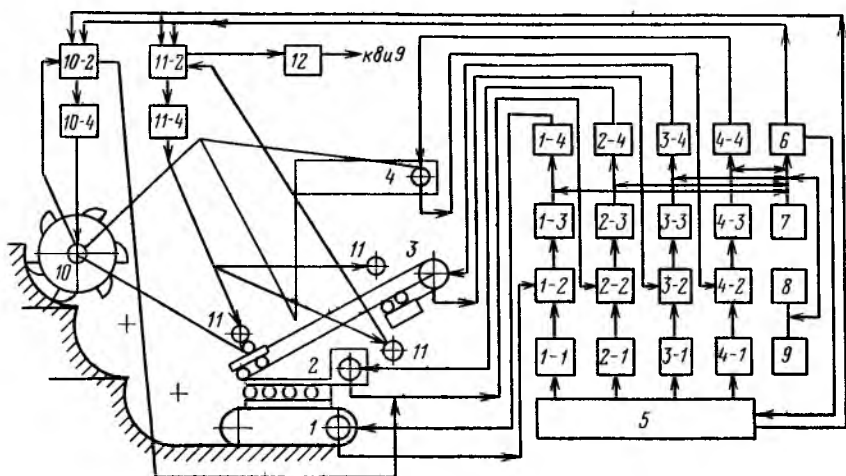


Рис. 18.3. Схема автоматического управления роторным экскаватором:

1 — двигатель хода (ДХ); 2 — двигатель поворота (ДП); 3 — двигатель напора (ДН); 4 — двигатель подъема (ДП); 5 — блок программного управления (ПУ); 6 — блок ручного управления (РУ); 7 — блок аварийного отключения (АО); 8 — информационное табло или блок записи кодовой информации (ИТ); 9 — информационный указатель у диспетчера (ИУ); 10 — двигатель привода роторного колеса (ДР); 11 — двигатель привода конвейера (ДК); 12 — сумматор учета производительности с выводом текущего сигнала на табло (СУ); 1-1, ..., 4-1 — задающие устройства (ЗУ); 1-2, ..., 11-2 — сравнивающие устройства (СУ); 1-3, ..., 4-3 — переключающие устройства (ПУ); 1-4, ..., 11-4 — управляющие устройства (УУ)

ратора. Если сигнал сравнения из цепи управления двигателем роторного колеса подать в цепь управления двигателем поворота 2, то может быть достигнута главная цель управления — максимальная производительность экскаватора в конкретных условиях работы.

В цепи управления двигателями 11 конвейеров применение блока сравнения может обеспечить текущую запись сигнала нагрузки двигателя, т. е. производительности конвейера. Периодическая запись и суммирование этих сигналов во времени сумматором 12 обеспечивают учет выполненной работы в течение часа, смены, суток и так далее.

Со всех управляемых объектов или их части сигналы могут подаваться на информационные табло 8 и 9, расположенные в машине или за ее пределами.

При возникновении неисправности в системе или возникновении аварийной ситуации вся система отключается управляющим устройством 7.

На любом этапе технологической операции возможен переход на ручное управление с помощью переключателя 6, которым также обеспечивается переход на программное управление.

Корректировка движений машины, устранение отдельных рассогласований, запись опытной программы и другие действия обеспечиваются с помощью ручного управления

Полнопрограммное управление роторными экскаваторами в настоящее время невозможно из-за отсутствия технических средств для точного определения координат экскаватора и автоматического определения характеристик разрабатываемых пород.

Поэтому программы составляют на технологический цикл для выемки одного блока.

§ 4. АВТОМАТИЗАЦИЯ ВЫЕМОЧНО-ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН

Существующая технология открытых горных работ, постоянные изменения породных условий, а также условий их выемки, погрузки и транспортировки не позволяют пока считать эффективным и надежным дистанционное управление ВТМ без присутствия на них операторов, за исключением случаев особо сложных условий работ.

Существующие виды оборудования, рассчитанные на ручное управление и соответствующую технологию процесса, переведенные на автоматическое управление и регулирование путем пристройки различных исполнительных механизмов и приборов контроля и защиты, обычно дорогостоящи и не дают нужного эффекта. Как правило, перевод машины и механизмов на дистанционное и автоматическое управление требует пересмотра технологии процесса и конструкции машины с тем, чтобы средства автоматизации были неотъемлемой частью машины и соответствовали характеру технологического процесса. Способы и технологические средства автоматизации ВТМ зависят от их назначения, конструктивных особенностей и условий использования.

В силу особенностей большинства конструкций ВТМ разрушение пород является относительно длительным и может рассматриваться как непрерывный процесс. При соответствующей перестройке технологии открытых горных работ длительность процесса может значительно возрасть. При оснащении ВТМ только одним видом сменного рабочего оборудования машины становятся однооперационными и могут обеспечивать достаточно высокую производительность, что при наличии значительных объемов работ приводит к длительной специализации машин.

Пока не создано надежных систем автоматического или дистанционного управления ВТМ, хотя работы в этом направлении ведутся. Известны случаи эффективного использования радиоуправляемых ВТМ для работы в опасных условиях (при тушении пожаров нефтяных и газовых скважин, в условиях химического и радиоактивного заражения грунтов, при подводной разработке месторождений полезных ископаемых). Однако для условий открытых горных работ известные схемы управления практически малопригодны. Одной из основных причин этого

является несоответствие существующих технологических процессов типу применяемых машин и специфическим условиям их рабочих режимов.

В настоящее время основные работы ведутся в направлении автоматизации процесса разрушения пород с целью создания оптимальных условий работы механизма разрушения и машины в целом.

Поэтому наиболее приемлемым можно считать поддержание максимальной скорости движения при выполнении рабочей операции.

Одним из наиболее сложных вопросов в автоматизации ВТМ является вопрос пространственной ориентации машины. Она может быть выполнена с использованием оптических лучевых систем. Этот способ предусматривает прямолинейное движение и может выполнять функции задания безопасной траектории, а также передачи команд на выполнение рабочих и маневровых операций. Промышленность выпускает оптические лучевые системы, а также системы автоматического управления бульдозерами и скреперами «Автоплан-I» и «Автоплан-II». «Автоплан-I» предназначен для планировочных работ в условиях простой двухплоскостной ориентации машины при постоянном контроле ее действий со стороны оператора. «Автоплан-II» в дополнение к предыдущей системе управляет заглублением и подъемом ножа при изменении частоты вращения двигателя, но также используется при постоянном присутствии человека на машине.

Наибольшие сложности возникают при автоматизации машин, занятых на вспомогательных работах. Решение этих задач, возможно, потребует применения принципиально новых типов машин. Так, для зачистных и планировочных работ, удаления из забоя негабарита, ликвидации козырьков и навесей в забоях возможно эффективное использование гидрофицированных экскаваторов-строгов и планировщиков с телескопическим рабочим оборудованием. Превращение этих машин в специализированные для профилактического и технологического обслуживания снимет вопрос о постоянном присутствии в забоях бульдозеров.

Одноковшовые погрузчики имеют встроенные системы, обеспечивающие автоматическое перемещение рабочего органа машины по программе, устанавливаемой оператором. Так, при внедрении ковша в забой по совмещенной схеме черпания оператор устанавливает рычаг управления ковшом и стрелой в положение «Забой» для их автоматического движения, сам же осуществляет управление движением машины. После окончания черпания рычаг устанавливается в положение «Транспорт». Ковш и стрела переводятся в транспортное положение. При подходе к точке разгрузки рычаг управления рабочим органом переводится в положение «Разгрузка», а затем «Транспорт» и «Забой». Функции оператора в этом случае ограничены зада-

чей осуществления безопасного движения машины и ее безопасного подхода к препятствиям.

Задачи создания программного управления выемочно-транспортными машинами на карьерах пока не ставятся.

§ 5. АВТОМАТИЗАЦИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЗАЦИИ, ЗЕМСНАРЯДОВ И ДРАГ

Главной задачей автоматизации установок гидромеханизации, земснарядов и драг является достижение максимальной производительности при минимальных затратах и потерях полезного ископаемого в забое, а для драг — и извлечение его в последующих технологических процессах.

Машины и оборудование гидромеханизации, объединенные в единый технологический комплекс и связанные между собой поточным способом производства, представляют наиболее благоприятные условия для внедрения автоматизации.

Управление всем комплексом целесообразно осуществлять с забойной гидромониторной установки или специального диспетчерского пункта с использованием телевизионных установок для постоянного контроля за забоем и периодического контроля за насосными и землесосными установками, трубопроводами, отвалами и вспомогательным оборудованием. В качестве средств автоматического контроля за работой установок, их пуском и остановками, за техническим состоянием используются простейшие реле и датчики. Автоматизация гидроустановок предусматривает последовательный запуск насосов для заливки основных агрегатов и при заполнении их корпусов, пуск сначала насоса, затем гидромонитора, землесоса и устройств на отвале, вывод всех систем на постоянный контроль и автоматическое или операторное отключение после завершения программы работ или возникновения аварийной ситуации, не предусмотренной программой.

Управление системами автоматики ввиду пространственной разобщенности установок может быть осуществлено как по проводной, так и по беспроводной схеме.

Земснаряды представляют собой комплексно-механизированные разрабатывающе-транспортные установки. Непосредственно для землесосов и пульповодов и береговых устройств используются те же решения, что и для гидромеханизации в карьере. Взаимосвязь работы землесосов, грунтозаборного устройства свайного механизма и папильонажных лебедок определяется производительностью по породе. Для этого устанавливается режим работы рыхлителей, при котором обеспечивается максимальная производительность в конкретных условиях, и папильонажная лебедка регулирует нагрузку двигателя рыхлителя за счет изменения скорости и усилия подачи его на забой. Лучшие условия создаются при использовании напорного свайного хода. В принципе задачи и средства автоматизации перемещения

земснарядов в забое аналогичны решениям у роторных экскаваторов. В дополнение к системам автоматики, управляющим рабочими процессами, земснаряды оснащаются автоматическими устройствами, обеспечивающими контроль плавучести земснаряда и пульповодов, средствами автоматического пожаротушения и водоотлива, стабилизации положения агрегата при повышенной ветровой нагрузке и др. Драги представляют собой комплексно-механизированные предприятия с поточной технологией. Автоматизация драг предусматривает: совместное регулирование скоростей черпания и бокового движения при работе в породах различной крепости; установку черпаковой рамы на заданную глубину, при которой обеспечивается необходимая толщина стружки; периодическое изменение направления движения с остановками в конце поворота для зачистки плотика; оптимальное подшагивание в начале каждого цикла; последовательность пуска всех механизмов технологической цепи; управление процессом обогащения; управление средствами жизнеобеспечения и пожаротушения. Многие решения из предусматриваемых при автоматизации драг уже рассматривались выше. Программное управление драгами базируется на оптимизации процессов копания и обогащения, оптимизации шага перемещения драги в зависимости от конкретных условий и закладки выработанного пространства.

§ 6. АВТОМАТИЗАЦИЯ КОМПЛЕКСОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Горнотранспортные комплексы непрерывного действия могут быть наиболее полно автоматизированы на основе взаимосвязанного пространственного положения отдельных машин и управления перемещением как машин, так и их рабочих органов.

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.

Применительно к отдельным машинам и установкам комплекса главными задачами автоматизации являются:

для каждого подвижного объекта комплекса — автоматический контроль положения в пространстве при программном управлении 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 транспорта (железнодорожных вагонов на добычных работах);

для конвейерных установок — полная автоматизация пуска и остановки, дистанционный контроль за состоянием конвейеров, загрузки лент и производительности;

для перегружателей и перегрузочных устройств — автоматическая взаимная ориентация перегрузочных устройств смежных машин с целью обеспечения непрерывности грузопотока.

Как показывают исследования и практика, полная автоматизация горных предприятий оказывается оправданной в настоящее время только в исключительных случаях. Полное исключение человека из процесса управления возможно только для отдельных и относительно простых систем или технических устройств. Что же касается большинства современных систем управления, представляющих собой сложные комплексы различных технических устройств, то максимальная эффективность их работы может быть получена лишь при участии в управлении человека или коллектива людей.

С учетом физических и психологических возможностей человека-оператора в системе управления информация о состоянии оборудования и о ходе технологических процессов, циркулирующая в системе, должна разделяться по назначению: на аварийную, одновременно отключающую весь комплекс или взаимно связанные группы машин, и предупредительную, извещающую о возможности возникновения аварии или об отклонении контролируемых параметров от допустимых пределов.

Информация на аварийное отключение должна иметь независимый контур воздействия на объект без возможности вмешательства человека-оператора.

В настоящее время отдельные вопросы диспетчерского управления с использованием автоматизированных систем контроля широко используются на карьерах и шахтах.

1. Базанов А. Ф., Забегалов Г. В. Самоходные погрузчики. М., Машиностроение, 1979.
2. Беляков Ю. И., Владимиров В. М. Рабочие органы роторных экскаваторов. М., Машиностроение, 1967.
3. Беркман И. Л., Раннев А. В., Рейш А. К. Универсальные одноковшовые строительные экскаваторы. М., Высшая школа, 1981.
4. Бессмертный К. С., Бритарев В. А. Гидромониторщик на карьере. М., Недра, 1982.
5. Владимиров В. М., Трофимов В. К. Повышение производительности карьерных многоковшовых экскаваторов. М., Недра, 1980.
6. Войнич Л. К., Прикащиков Р. Г. Справочник молодого машиниста бульдозера, скрепера, грейдера. М., Высшая школа, 1979.
7. Домбровский Н. Г. Многоковшовые экскаваторы. М., Машиностроение, 1972.
8. Домбровский Н. Г., Панкратов С. А. Землеройные машины. М., Госстройиздат, 1961.
9. Домбровский Н. Г. Экскаваторы. М., Машиностроение, 1969.
10. Единые нормы и расценки. Сб. 2. Землеройные работы. М., Стройиздат, вып. 1, 1975.
11. Завьялов К. И. Конструктивные и эксплуатационные особенности промышленных тракторов. М., Машиностроение, 1975.
12. Катанов Б. А., Сафохин М. С., Астахов А. В. Конструкции горных машин для открытых работ. М., Недра, 1970.
13. Лешков В. Г. Теория и практика разработки россыпей многочерпаковыми драгами. М., Недра, 1980.
14. Навесное тракторное оборудование для разработки высокопрочных грунтов/Б. З. Захарчук, Г. А. Шлойдо, А. А. Яркин, В. Д. Телушкин. М., Машиностроение, 1979.
15. Оборудование для механизации производственных процессов на карьерах. Под ред. Виноградова В. С. М., Недра, 1974.
16. Плешков Д. И., Хейфиц М. И., Яркин А. А. Бульдозеры, скреперы, грейдеры. М., Высшая школа, 1980.
17. Подэрни Р. Ю. Горные машины и автоматизированные комплексы для открытых работ. М., Недра, 1979.
18. Рейш А. К., Борисов С. Н., Бондаков Б. Ф. Машины для земляных работ. Справочное пособие по строительным машинам. М., Стройиздат, 1981.
19. Ржевский В. В. Процессы открытых горных работ. М., Недра, 1978.
20. Ржевский В. В. Технология и комплексная механизация открытых горных работ. М., Недра, 1980.
21. Современные карьерные экскаваторы/Б. И. Сатовский, Г. М. Ярцев, П. И. Полищук и др. М., Недра, 1971.
22. Справочник по бурению на карьерах. Под ред. Симкина Б. А. М., Недра, 1981.
23. Станки, технология и экономика шарошечного бурения/Н. М. Трегубов, М. В. Равцов, В. Д. Сиротенко и др. М., Недра, 1975.
24. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин. Под ред. Гобермана Л. А., М., Машиностроение, 1979.
25. Уткин Г. П., Ивашкевич В. С. Драги глубокого черпания. М., Недра, 1981.
26. Фохт Л. Г. Машины и оборудование для погрузочно-разгрузочных работ. Справочное пособие по строительным машинам. М., Стройиздат, 1982.
27. Чулков Н. Н., Чулков А. Н. Расчет приводов карьерных машин. М., Машиностроение, 1979.
28. Шкундин Б. М. Машины для гидромеханизации земляных работ. Справочное пособие по строительным машинам. М., Стройиздат, 1982.

А

- Автоматизация производства 269
- Агрегат преобразовательный 127
 - силовой 127
- Агрегатирование скреперов 151
 - тракторов гусеничных 131
 - — колесных 131
 - тягачей двухосных 128
 - — многоосных 128
 - — одноосных 128

Б

- Бегучий такелаж 258
- Бронедиск 224
- Брус толкающий 135
- Бульдозер 130
 - классификация 130, 131
 - средние условия работы 133
- Бурение 12
 - взрывное 15
 - вращательное 15, 18
 - гидравлическое 15
 - комбинированное 15
 - термическое 15
 - ударно-вращательное 15, 19
 - ударное 13, 16
 - ультразвуковое 15
 - электрогидравлическое 15
- Буровой инструмент 22, 25, 26
 - — исполнительные механизмы 31
- Буровой станок 13
 - — назначение 16
 - — рабочее оборудование 22
 - — режим работы 270
 - — ходовое оборудование
 - — — гусеничное 40
 - — — пневмоколесное 40
 - — — шагающее 40

В

- Вертлюг 31, 33
- Водовод 236
- Вращатель 31
- Высота всасывания вакуумметриче-
ская 216
 - — геодезическая 216

Г

- Гидромеханизация 201
- Гидромонитор 201
 - ближнего боя 208
 - самоходный 207
 - управление гидравлическое 206
 - — электрогидравлическое 206

- — электромеханическое 206
- Гидромониторный комбайн 208
- Гидроэлеватор 218
- Головка резцовая 18

Д

- Двигатель дизельный 183
 - — двухтактный 183
 - — четырехтактный 183
- Диффузор 222
- Долото буровое 25
 - буровое 25
 - — лопастное 25
 - — с вращающимися резцами 26
 - — шарошечное 25
- Днище 71
- Драга 253
 - континентальная 253
 - морская 254
 - суперструктура 257
- Драглайн 54
 - гусеничный 54
 - шагающий 54

Ж

- Желоб породный 80
- Желонка 42

З

- Загрузочный аппарат 232
- Задвижка 236
- Землесос 224
- Землесосный снаряд 232
 - — фреза 234

И

- Инжектирующее устройство 233
- Инжектор 222

К

- Кавитация 216
- Каретка 206
- Клапан воздушный 237
 - маятниковый 236
 - обратный 236
- Ковш 69, 74, 79
 - аروحный 74
- Комплекс 264
 - поточного действия 270
 - цикличного 270
 - циклично-поточного действия 270
- Комплексное извлечение 267
- Комплексный коэффициент 192
- Комплексная механизация 26

— — структура 263
Копание поперечное 57, 58
— продольное 57
— радиальное 57
— раздельное 160
— совмещенное 160
Коробка передач 184
— раздаточная 184

Л

Леер 261
Лопата 54
— гидравлический 54
— карьерная 54, 58
— карьерно-строительная 54
— механическая 54
— обратная 65
— прямая 65

М

Мачта бурового станка 24, 25
— — — механизм подъема и опускания 24
Механизм вращательно-подающий 18, 33
— исполнительный 31
Механизм напора 65
— поворота 91
— подачи 18, 31
— — гравитационный 32
— — зубчато-реечный 32
— — канатный (цепной) 32
— — канатно (цепно)-поршневой 32
— — поршневой 32
— свинчивания и развинчивания 25
— тяги 82
— шагания свайный 235
Муфта сцепления 184
— электромагнитная 186

Н

Наконечник 141
Насадок 203
Насос грунтовый 224, 225
— струйный 212, 218
— центробежный 212

О

Обойма 141
Оборудование технологическое 125
Оголовок гидромонитора 204
Отвал бульдозера 132
— — параметры 135
— — полусферический 132
— — профиль 137
— — прямой неповоротный 132, 135, 136
— сферический 132

П

Папильонирование 235
Параметры ВТМ базовые 167

— — главные 167
— — рекомендуемые 167
Передача гидромеханическая 184
— главная 184
— конечная 184
— электромеханическая 186
Пневмомашина 130
Пнеumoударник 19, 27
— — однопоршневой 27
— — многопоршневой 27
Погрузчик одноковшовый 125, 144
Подача цепная 35
Подвеска гусеничного хода балансирующая 129
— — — полужесткая 129
— — — торсионная 130
— — — торсионно-балансирующая 129
Подвеска ковша 71
— ковшовой рамы 79
— стрелы 79
Подшипник седловой 65
Понтон 259
Порода горная 5
— — классификации 6, 7, 8
— — свойства 5, 6
— — способ разрушения взрывной 9, 10
— — — — комбинированный 10
— — — — механический 9
— — — — физический 10
— — — — химический 10
Поточная технология 264
Поточный способ производства 264
Призма волоочения бульдозера 155
— — скрепера 162
Пульпа, консистенция 241
— критическая скорость 241
Пульповод 236

Р

Рабочее колесо 244
Рабочее оборудование ВТМ
— — бульдозера 135
— — ковшое 125
— — навесное 125
— — ножевое 125
— — погрузчика 144
— — полуприцепное 125
— — прицепное 125
— — рыхлителей 139
Рама ковшовая 79
Ребро-успокоитель 204
Редуктор колесный 184
Рукоять 71
Рыхлитель навесной 141
— — глубина рыхления 158
— — оптимальный шаг рыхления 157
— — подвеска 140
— — рама 141
— — стойка 141

С

Самоходная машина 128
Сепаратор 25
Скважина 12
Скорость закручивания 214
— частицы воды 212
Скрепер 148
— опорно-цепное устройство 154
— разгрузка ковшей 150
Став буровой 24
Стапер 257
Ствол гидромонитора 203
Стойка двуногая
Стрела 73, 75
— винтовая 75
— конвейерная 82
— роторная 81
Суспензия 242

Т

Термобур 30
Трактор 126
— общего назначения 126
— сельскохозяйственный 126
— тяжелый промышленный 126
Трансмиссия 183, 184
Трубопровод 236
Турбокомпрессор 183
Турбоагнетатель 183
Турбонаддув 183
Тягач 126
— тяговые усилия 167
Тяговый двигатель гидравлический 186
— — электрический 186

У

Улавливание пыли сухое 42
Уплотнение сальниковое 236
Упряжь ковша 74
Установка гидротрансформаторная 227
Устройство опорно-поворотное 91, 94
— приемно-питающее 81
— разгрузочное 81

Х

Характеристика механическая двигателя 112, 113
Хвостовик 19
Ходовое оборудование бурового станка 39

— — — — гусеничное 39
— — — — пневмоколесное 40
— — — — шагающее 40
— — экскаватора 99
— — гусеничные 99, 100, 102
— — колесное на пневмошинах 99, 100, 101
— — плавучее 99, 101
— — рельсовое 100, 101
— — шагающее 99, 100, 105
— — шагающе-рельсовое 99, 100, 108

Ц

Цапфа центральная 94

Ч

Черпак 257
Черпаковая рама 256
— цепь 257

Ш

Шарнир двухколенный 238
— сальниковый 203
— шаровой 238
Шасси специальное 126
Шпур 12
Штанга концевая 18
— рабочая 24
— шнековая 18

Э

Эжектор 222
Электродвигатель 186
Экскаватор 53
— одноковшовый 53
— — вскрышной 56
— — карьерный 56
— — строительно-универсальный 53
— — шагающий 56
— многоковшовый 53, 57
— — карьерный 57
— — специальный 57
— — строительный 57
— роторный 54
— — вскрышной 54, 61
— — добычной 54, 61
— — цепной 54, 57—60
— — гусеничный 54
— — рельсовый 54

Предисловие	3
Раздел 1. Физико-механические свойства и способы разрушения горных пород	5
Глава 1. Свойства и способы разрушения пород. Классификация горных машин	5
§ 1. Основные физико-механические свойства горных пород	5
§ 2. Способы разрушения горных пород	9
§ 3. Общая классификация горных машин для открытых работ	10
Раздел 2. Буровые станки	12
Глава 2. Классификация и принцип действия буровых станков	12
§ 1. Общие сведения	12
§ 2. Классификация буровых станков	13
§ 3. Станки ударного бурения	16
§ 4. Станки вращательного бурения шарошечными долотами	18
§ 5. Станки вращательного бурения резцовыми коронками	18
§ 6. Станки ударно-вращательного бурения	19
§ 7. Станки комбинированного бурения	20
§ 8. Новые методы разрушения горных пород	21
Глава 3. Конструкции буровых станков и элементы теории рабочего процесса	22
§ 1. Рабочее оборудование	22
§ 2. Исполнительные механизмы	31
§ 3. Ходовое оборудование	39
§ 4. Силовое оборудование	40
§ 5. Гидро- и пневмосистемы	41
§ 6. Оборудование для удаления и улавливания продуктов разрушения	42
§ 7. Элементы теории рабочего процесса	43
Глава 4. Производительность и эксплуатация	47
§ 1. Производительность буровых станков	47
§ 2. Эксплуатация буровых станков	48
§ 3. Основные правила техники безопасности	51
Раздел 3. Выемочно-погрузочные машины	53
Глава 5. Классификация и принцип действия экскаваторов	53
§ 1. Общие сведения	53
§ 2. Принцип действия и область применения одноковшовых экскаваторов	53
§ 3. Принцип действия и область применения многоковшовых экскаваторов	57
§ 4. Основы теории рабочего процесса экскаваторов	63
Глава 6. Рабочее оборудование экскаваторов	64
§ 1. Рабочее оборудование механических лопат	64
§ 2. Рабочее оборудование драглайна	73
§ 3. Рабочее оборудование цепных экскаваторов	79
§ 4. Рабочее оборудование роторных экскаваторов	80
§ 5. Главные механизмы экскаваторов	82
§ 6. Определение мощности двигателей рабочего оборудования	84

Глава 7. Опорно-повторные устройства экскаваторов	91
§ 1. Конструктивные схемы	91
§ 2. Определение мощности приводов механизмов поворота экскаваторов	95
Глава 8. Ходовое оборудование экскаваторов	99
§ 1. Общие сведения	99
§ 2. Колесное ходовое оборудование	101
§ 3. Гусеничное ходовое оборудование	102
§ 4. Шагающее ходовое оборудование	105
§ 5. Шагающе-рельсовое ходовое оборудование	108
§ 6. Определение мощности приводов ходового оборудования	109
Глава 9. Силовое оборудование экскаваторов	111
§ 1. Общие сведения	111
§ 2. Электрическое силовое оборудование	112
§ 3. Комбинированное силовое оборудование	114
§ 4. Системы управления	115
Глава 10. Производительность и эксплуатация экскаваторов	116
§ 1. Производительность экскаваторов	116
§ 2. Монтаж, демонтаж и обслуживание экскаваторов	118
§ 3. Правила безопасности при эксплуатации экскаваторов	122
Раздел 4. Выемочно-транспортирующие машины	125
Глава 11. Классификация и принцип действия	125
§ 1. Общие сведения	125
§ 2. Базовые тракторы и тягачи ВТМ	126
§ 3. Ходовое оборудование ВТМ	128
Глава 12. Рабочее оборудование ВТМ	130
§ 1. Бульдозеры	130
§ 2. Рыхлители	139
§ 3. Одноковшовые погрузчики	144
§ 4. Скреперы	148
Глава 13. Основы рабочих процессов ВТМ	154
§ 1. Рабочий процесс бульдозера	154
§ 2. Рабочий процесс рыхлителя	157
§ 3. Рабочий процесс одноковшового погрузчика	160
§ 4. Рабочий процесс скрепера	161
§ 5. Конструктивные и технологические параметры ВТМ	165
§ 6. Примеры расчетов ВТМ	175
Глава 14. Силовое оборудование и системы управления	181
§ 1. Силовое оборудование	181
§ 2. Системы управления рабочими органами	186
Глава 15. Производительность и эксплуатация ВТМ	189
§ 1. Производительность ВТМ	189
§ 2. Обслуживание и правила техники безопасности при эксплуатации ВТМ	196
Раздел 5. Оборудование гидромеханизации и драги	201
Глава 16. Классификация и принцип действия	201
§ 1. Общие сведения	201
§ 2. Гидромониторы	201
§ 3. Насосы	212
§ 4. Грунтовые насосы (землесосы)	224

§ 5. Гидротранспортные установки и загрузочные аппараты . . .	227
§ 6. Земснаряды . . .	232
§ 7. Трубопроводы и арматура трубопроводов . . .	236
§ 8. Силовое оборудование . . .	247
§ 9. Производительность установок гидромеханизации . . .	249
§ 10. Драги . . .	253
§ 11. Правила безопасности при эксплуатации оборудования гидро-механизации . . .	260
Раздел 6. Комплексы открытых горных работ и принципы их автоматизации . . .	263
Глава 17. Комплексы открытых горных работ . . .	263
§ 1. Общие сведения . . .	263
§ 2. Принципы формирования комплексов . . .	266
§ 3. Производительность комплексов . . .	268
Глава 18. Автоматизация горных машин и комплексов . . .	269
§ 1. Общие сведения . . .	269
§ 2. Автоматизация буровых станков . . .	270
§ 3. Автоматизация экскаваторов . . .	272
§ 4. Автоматизация выемочно-транспортующих машин . . .	277
§ 5. Автоматизация оборудования гидромеханизации, земснарядов и драг . . .	279
§ 6. Автоматизация комплексов непрерывного действия . . .	280
Список литературы . . .	282
Предметный указатель . . .	286

Валентин Алексеевич Бритарев
Владимир Федорович Замышляев

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

Редактор издательства О. Н. Кожина
 Переплет художника В. И. Казаковой
 Технический редактор Н. С. Гришанова
 Корректор Р. Я. Ускова

ИБ № 4659

Сдано в набор 27.02.84. Подписано в печать 02.08.84. Т-17225. Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 1. Гарнитура «Литературная». Печать высокая. Усл. п. л. 18,0. Усл. кр.-отт. 18,0. Уч.-изд. л. 19,95. Тираж 9700 экз. Заказ № 704/8603—12. Цена 90 коп.

Ордена «Знак Почета» издательство «Недра», 103633, Москва, К-12,
 Третьяковский проезд, 1/19

Ленинградская типография № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.

В.А.БРИТАРЕВ, В.Ф.ЗАМЬЦЛЯЕВ

ГОРНЫЕ МАШИНЫ И КОМПЛЕКСЫ

СРЕДНЕТЕХНИЧЕСКОЕ ОБРАЗОВАНИЕ

