

И. Б. БАРСКИЙ
д-р техн. наук профессор

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТРАКТОРОВ

ТРЕТЬЕ ИЗДАНИЕ, ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

*Допущено Министерством высшего и среднего
специального образования СССР в качестве
учебника для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Автомобили и тракторы»*



МОСКВА • МАШИНОСТРОЕНИЕ • 1980

~~ББК 40.721~~

Б26

УДК 629.114.2.001.2 (075.8)

Рецензенты: кафедра «Автомобили» Горьковского
политехнического института, д-р техн. наук проф. В. В. Гуськов

Барский И. Б.

Б26 Конструирование и расчет тракторов: Учебник для вузов
по специальности «Автомобили и тракторы». — 3-е изд.,
перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1980. — 335 с., ил.

1 р. 10 к.

В учебнике изложены порядок проектирования тракторов и методика оценки их конструкций с точки зрения технологичности и ремонтпригодности; рассмотрены тенденции развития тракторов и их отдельных механизмов, даны методики расчета сборочных единиц и деталей и характеристики используемых материалов. Приведены некоторые справочные данные, необходимые конструктору в практической деятельности.

В третьем издании учебника (2-е изд. 1968 г.) приведены новые рекомендации по методике конструирования и расчета тракторов.

Б $\frac{40203-193}{038(01)-80}$ 193-80. 3802040400

ББК 40.721
631.302

ВВЕДЕНИЕ

Сельскохозяйственное производство является одной из важнейших отраслей народного хозяйства СССР, обеспечивающей повышение материального уровня жизни народа и развитие промышленности.

Партия и Правительство проявляют большую заботу об укреплении материально-технической базы сельского хозяйства и переводе этой отрасли на прогрессивную индустриальную основу. Непрерывно растут капиталовложения в сельскохозяйственное и тракторное машиностроение.

Сокращение сроков выполнения трудоемких операций, возрастающие агротехнические требования, увеличение номенклатуры машин и орудий, агрегируемых с тракторами, вызывают необходимость постоянного совершенствования основного энергетического средства сельскохозяйственного производства — трактора.

По объему выпуска тракторов СССР занимает первое место в мире. В одиннадцатой пятилетке сельское хозяйство получит 1 млн. 870 тыс. тракторов. Увеличение выпуска машин сопровождается постоянным изменением качественного состава парка тракторов, устаревшие снимают с производства и заменяют более совершенными. Большую часть машин парка составляют колесные тракторы (61—64%), гусеничные используют в основном для проведения тяжелых пахотных работ.

Повышение производительности труда в сельскохозяйственном производстве неразрывно связано с интенсивным увеличением энергонасыщенности тракторов. Так, средняя мощность тракторов возросла с 43,55 кВт в 1965 г. до 59,5 кВт в 1979 г. И этот процесс продолжается. Мощность двигателей сельскохозяйственных тракторов достигает 220 кВт. В одиннадцатой пятилетке энергонасыщенные тракторы будут составлять 35% всего выпуска.

С ростом энергонасыщенности и скоростей тракторов повышается напряженность работы их систем и агрегатов, поэтому конструкторские и технологические разработки должны быть направлены на повышение надежности машин. С 1965 г. срок

службы двигателей и трансмиссий увеличился в 1,6—1,7 раза, ходовых систем гусеничных тракторов в 1,6 раза. Такие результаты достигнуты путем применения новых материалов, улучшения рабочих процессов, совершенствования конструкций, использования прогрессивных технологических методов обработки. Благодаря этим мероприятиям удельная металлоемкость двигателей уменьшилась на 18%, а тракторов в целом на 10%.

Для рационального использования мощностей создают тракторы, работающие на повышенных скоростях, сельскохозяйственные машины с активными рабочими органами, с приводом от двигателя трактора (через валы отбора мощности, электро- и гидроприводы), совмещают операции обработки.

Успешно решается и важнейшая задача унификации и стандартизации сборочных единиц и агрегатов как внутри одного класса машин, так и между классами, благодаря чему снижается себестоимость машин, ускоряется процесс модернизации моделей, увеличивается число модификаций, а также появляется возможность шире использовать специализированные предприятия по изготовлению агрегатов.

Еще длительное время будут применяться ступенчатые трансмиссии тракторов, но они также претерпевают изменения. Все более широкое использование находят коробки с переключением передач без разрыва потока мощности, что улучшает экономические показатели работы трактора и повышает производительность труда. Такие коробки передач являются переходными к бесступенчатым, работы над усовершенствованием и внедрением которых ведутся очень интенсивно.

Несмотря на относительно низкий КПД и более высокую стоимость уже сейчас в качестве приводов валов отбора мощности, передних ведущих колес, рабочих органов сельскохозяйственных машин, навесных орудий применяют гидрообъемные передачи. Ведутся работы по использованию гидродинамических трансформаторов в трансмиссиях сельскохозяйственных тракторов.

Совершенствуются ходовые системы колесных и гусеничных тракторов. Большинство колесных тракторов делают со всеми ведущими колесами, улучшают системы подвесок, устанавливают амортизаторы. В гусеничных тракторах также совершенствуют системы подвесок, внедряют ленточные гусеницы и гусеницы с резинометаллическими шарнирами.

Большое внимание уделяют улучшению условий труда трактористов, разработке мероприятий, повышающих безопасность, вопросам охраны природы и окружающей среды. Совершенствуется рабочее место тракториста — внедряются унифицированные сиденья с регулируемыми упругими элементами, удобно размещаются в кабине органы управления, приводы управления агрегатами оснащаются усилителями. Создаются и внедряются унифицированные кабины с хорошей вибро- и шумоизоляцией, устанавливаются кондиционеры, устройства для фильтрации воздуха,

кабины всех тракторов оснащаются прочными каркасами безопасности.

Для облегчения труда при обслуживании тракторов и уменьшения непроизводительных простоев увеличивают периодичность смазки, создают узлы с одноразовой смазкой при сборке агрегата. Уменьшается число агрегатов, требующих регулировок и упрощается их проведение.

Разрабатываются устройства для автоматического управления агрегатами и тракторами в целом.

Рассмотренные здесь пути совершенствования конструкций дают возможность создавать энергонасыщенные тракторы, отвечающие современному уровню мирового тракторостроения.

Глава I

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

§ 1. СТАДИИ РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКТОРСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

Создание новой машины или модернизация существующей является результатом труда коллектива различных специалистов: конструкторов, технологов, экономистов, испытателей и рабочих. Ведущая роль в этом процессе принадлежит конструктору.

В соответствии с Единой системой конструкторской документации (ГОСТ 2.103—68) разработка конструкции машины и подготовка ее к производству проходят несколько стадий.

Сначала разрабатывают **техническое задание**. Оно устанавливает основное назначение, технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемой машине, выполнение необходимых стадий разработки конструкторской документации и ее состава, а также специальные требования к машине.

После утверждения и согласования технического задания переходят к разработке **технического предложения** (документам присваивается литера «П»). При этом выявляют варианты возможных решений, устанавливают их особенности и прорабатывают конструкции, проверяют варианты на патентную чистоту и конкурентоспособность, дают сравнительную оценку рассматриваемых вариантов (если для этого необходимо проверить принцип работы машин различных вариантов, а также сравнить их по эргономическим и эстетическим показателям, то изготавливают макеты), выбирают оптимальный вариант, обосновывают этот выбор и определяют требования к машине и к последующей стадии ее разработки.

Если это предусмотрено техническим заданием или протоколом рассмотрения технического предложения, то разрабатывают **эскизный проект** (документам присваивается литера «Э»). На этой стадии выполняют работы, необходимые для обеспечения предъявляемых к машине требований и позволяющие установить принципиальные ее решения. При этом выполняют варианты возможных решений и прорабатывают их конструкции, изготавливают и испытывают макеты для проверки принципов работы машины, оценивают машину на технологичность, а также определяют

показатели стандартизации и унификации, соответствия машины требованиям эргономики и технической эстетики, прорабатывают основные вопросы технологии изготовления (при необходимости). На стадии эскизного проекта не повторяют работы, проведенные на стадии технического предложения, если они не дают дополнительных данных.

После рассмотрения и утверждения эскизного проекта приступают к разработке **технического проекта** (документам присваивается литера «Т»). Его разрабатывают для выявления окончательных технических решений, дающих полное представление о конструкции машины, когда это целесообразно сделать до составления рабочей документации. При этом выполняют работы, необходимые для обеспечения предъявляемых к машине требований, позволяющие оценить ее соответствие требованиям технического задания, определить технологичность, степень сложности изготовления, способы упаковки, возможности транспортирования и др.

В экспериментальных цехах изготавливают и испытывают макеты для проверки основных конструкторских решений по всей машине и ее составным частям и при необходимости вносят соответствующие изменения в конструкцию и чертежи.

После рассмотрения и утверждения технического проекта разрабатывают **рабочую документацию на опытный образец, установочную серию, установившееся серийное или массовое производство.**

Сначала разрабатывают документацию на изготовление опытного образца (партии), который подвергают всесторонним заводским испытаниям для выявления конструкторских и технологических дефектов с целью доводки машины. По результатам испытаний корректируют конструкторские документы, которым присваивается литера «О».

После доводки образца проводят ресурсные, государственные, межведомственные, приемочные и другие испытания. В случае необходимости каких-либо доработок, которые выявились в процессе испытаний повторных образцов, конструкторской документации присваиваются соответственно литеры «О₂», «О₃» и т. д. После доводки приступают к изготовлению установочной серии.

При разработке документации на установочную серию корректируют конструкторские документы по результатам изготовления и испытания ведущих составных частей машины, а также оснащения технологического процесса. Документам присваивается литера «А».

Затем изготавливают и испытывают головную (контрольную) серию и по результатам испытания корректируют конструкторские документы. Документам, окончательно отработанным и проверенным в производстве изготовлением машин по зафиксированному и полностью оснащенному технологическому процессу, присваивается литера «Б».

§ 2. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ И УСЛОВИЯ РАБОТЫ ТРАКТОРОВ

Для полного удовлетворения требований, предъявляемых народным хозяйством к тракторам, конструктор должен хорошо знать условия их работы, изучать передовой опыт эксплуатации и новейшие достижения в области конструирования, технологии изготовления, обслуживания и ремонта машин.

Показатели, по которым оценивают трактор, ориентировочно разделяют на три группы: агротехнические, технико-экономические и общетехнические.

К агротехническим (для сельскохозяйственных тракторов) относятся показатели, непосредственно влияющие на урожайность: проходимость, маневренность и плавность хода.

Проходимость зависит от устойчивости и управляемости, давления на почву, колеи, дорожного просвета, величины защитной зоны рабочих органов, габаритной ширины, высоты и типа движителя трактора. Маневренность характеризуется минимальным радиусом поворота, коэффициентом использования времени движения, устойчивостью прямолинейного движения, угловыми и линейными колебаниями остова трактора.

Технико-экономическими показателями являются производительность и экономичность работы тракторного агрегата.

Производительность оценивается почасовой выработкой, которая зависит от тяговой мощности, тягового усилия, запаса крутящего момента двигателя, величины буксования движителей, удобства агрегатирования, числа и диапазона передач, типа навесной или прицепной системы.

Экономичность работы зависит от расхода топлива и масла, стоимости трактора и его срока службы, периодичности обслуживания, стоимости ремонтов, удобства ремонта и т. д.

Общетехнические показатели дают возможность судить об удобстве и безопасности работы на тракторе. что зависит от типа кабины, числа мест для сидения, удобства и легкости управления, периодичности и простоты операций по уходу за трактором, критических углов продольной и поперечной устойчивости и эффективности работы тормозов.

Существенным показателем является также влияние трактора на природу и окружающую среду.

В настоящее время трактор стал одной из наиболее распространенных машин, применяемых во всех отраслях народного хозяйства. Разнообразие условий эксплуатации предъявляет специфические требования к конструкции, технологии производства, приспособленности к уходу и ремонту.

В нашей стране число моделей тракторов регламентируется типажом, разработка которого и принцип построения имеют большое народнохозяйственное значение. В типаже, утвержденном на 1971—1980 гг. предусмотрено 15 базовых моделей и 46 модифи-

каций сельскохозяйственных и промышленных (в том числе и лесохозяйственных) тракторов с тяговым усилием от 2 до 350 кН.

Каждая модификация машин характеризуется компоновкой и рабочим оборудованием, обеспечивающими наиболее производительную и экономичную работу в конкретных условиях эксплуатации.

Условия работы трактора определяют конструкцию и нагрузки, действующие на его механизмы. В некоторых случаях реальные нагрузки трансмиссии могут в несколько раз превысить номинальную нагрузку двигателя (например, при резком трогании трактора с места или наезде его на препятствие). Неоднородность состава почвы является причиной непрерывной пульсации нагрузки на прицепном приспособлении трактора.

Наиболее распространенными машинами, агрегатируемыми с промышленными тракторами, являются бульдозеры, скреперы, погрузчики. Характерной особенностью их работы является цикличность при значительном изменении диапазона нагрузок. Трелевочные тракторы, оборудованные механизмами для валки леса, расчистки делянок, погрузки древесины и вывозки ее на склады, а также проведения лесонасаждений также испытывают переменные нагрузки.

Следовательно, прежде чем приступить к расчету трактора, необходимо установить условия его эксплуатации, номенклатуру машин, с которыми он должен работать, особенности их конструкции и работы, скорости движения.

§ 3. МЕТОДИКА РАСЧЕТА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ДЕТАЛЕЙ ТРАКТОРА

Для создания конструкции, имеющей небольшую металлоемкость и обеспечивающей длительную и надежную работу машины, необходимо выявить нагрузочные режимы деталей и установить критерии работоспособности и методы их расчета.

В настоящее время в тракторостроении основным является метод расчета по напряжениям, определяемым по минимальному из действующих моментов: моменту двигателя M_d или моменту по сцеплению ходовой системы с почвой M_ϕ , приведенным к данной детали. При этом допускаемые напряжения при изгибе и кручении соответственно составляют

$$[\sigma] = \sigma_{\tau (вр)} / n_{\tau (вр)}; \quad [\tau] = \tau_{\tau (вр)} / n_{\tau (вр)},$$

где $\sigma_{\tau (вр)}$ и $\tau_{\tau (вр)}$ — предел текучести (прочности); $n_{\tau (вр)}$ — коэффициент запаса по текучести (пределу прочности), учитывающий конструктивные особенности детали, условия работы и т. д. (выбирают на основании экспериментальных данных).

Этот метод расчета является приближенным.

Анализ причин выхода машин из строя показывает, что иногда отдельные составные части и детали теряют работоспособность

из-за того, что при их расчете не были учтены действительные нагрузки, возникающие в реальных условиях эксплуатации. Поэтому при проектировании не следует ограничиваться расчетом деталей на статическую прочность. Расчеты, учитывающие специфику работы и реальные нагрузочные режимы, называют расчетами по предельным состояниям. Ориентировочно их разделяют на расчеты по максимальным нагрузкам, действующим на конструкцию ограниченное число раз, и на выносливость (усталостную долговечность) от многократно действующих нагрузок.

Расчеты по максимальным нагрузкам. Надежность работы трактора обеспечивается, в частности, учетом максимальных нагрузок, возникающих в наиболее тяжелых, редко встречающихся условиях — при резком трогании трактора с места, особенно при заглубленном орудии, при наезде на препятствие и разгоне.

Действующие на трансмиссию динамические нагрузки $M_{\text{дин}}$ обычно выражают через коэффициент динамичности k_d , который учитывает дополнительные нагрузки, обусловленные силами инерции при неравномерном движении:

$$k_d = M_{\text{дин}} / M_{\text{ст}},$$

где $M_{\text{ст}}$ — статическая нагрузка (момент), действующая на деталь.

Трансмиссия трактора представляет сложную многомассовую систему с упругими связями. Под действием внешних возмущающих моментов в этой системе возникают динамические нагрузки, величина которых зависит от конструкции трансмиссии, соотношений масс, жесткости элементов и других показателей.

В результате исследования процесса резкого трогания с места автомобиля, имеющего механическую трансмиссию, получили, что коэффициент динамичности последней $k_d = 2 \div 4$. При этом динамический момент превышает расчетный момент трения муфты сцепления более чем в 1,5 раза. Работами, проведенными на кафедре «Тракторы» МАМИ (Московский автомеханический институт), установлено, что при резком трогании колесного трактора с места $k_d = 5 \div 4$, что соответствует приблизительно двукратному превышению расчетного момента трения муфты сцепления.

В результате исследования наезда трактора на препятствие получили, что возникающие динамические нагрузки зависят от скорости наезда, высоты и формы препятствия, жесткости шин и элементов трансмиссии.

Теоретический и экспериментальный анализы показали, что при действии возмущающего момента со стороны колес момент в трансмиссии равен наименьшему из моментов: статическому моменту трения муфты сцепления M_m или моменту по сцеплению ведущих колес с почвой $M_{\text{ф}}$, приведенных к данной детали.

При переключении передач коэффициент динамичности нагрузок $k_d = 2,5 \div 3$, причем это имеет место только при работе на высших передачах. На низших передачах этот коэффициент уменьшается пропорционально увеличению передаточного отношения.

Расчет на выносливость. Анализ причин поломок деталей, работающих при переменных нагрузках, показывает, что часто они разрушаются при напряжениях меньших, чем статические. Происходит это в результате усталостных явлений, возникающих при циклическом изменении нагрузки.

Для некоторых деталей трактора расчет на выносливость является основным. Для его проведения надо знать следующие параметры: число циклов нагружения в единицу времени, необходимую долговечность детали, действующие напряжения и характер их изменения.

Установившийся режим работы. Среднее напряжение цикла

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2,$$

где $\sigma_{\max}$ и $\sigma_{\min}$ — соответственно максимальное и минимальное напряжения цикла.

Размах напряжений

$$2\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}.$$

Величину σ_a называют амплитудой напряжений цикла.

Характер нагружения детали определяется коэффициентом асимметрии цикла

$$R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}.$$

При определении σ_m , σ_a , R необходимо учитывать знаки напряжений.

При симметричном цикле (рис. 1, а) $R = -1$, при пульсирующем (рис. 1, б) $R = 0$ и при асимметричном (рис. 1, в) $R < 1$. Если напряжение статическое, то $R = 1$. Экспериментально установлено, что разрушение материала вследствие усталости практически не зависит от формы кривой, характеризующей изменение напряжений от $\sigma_{\max}$ до $\sigma_{\min}$.

С точки зрения долговечности детали наименее благоприятным является симметричный цикл напряжений.

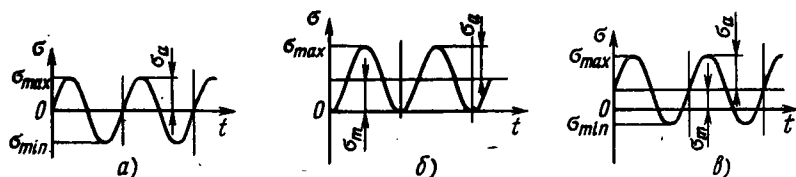


Рис. 1. Изменение напряжений в деталях при цикле:
а — симметричном; б — пульсирующем; в — асимметричном

Для различных материалов при заданном коэффициенте асимметрии цикла имеется свой предел выносливости σ_R .

Наибольшее значение максимального напряжения цикла, при котором образец не разрушается до базы испытания (число циклов напряжений; для металлов и сплавов, имеющих горизонтальный участок на кривой усталости, составляет обычно 10^7), называют пределом выносливости и обозначают через σ_R , где индекс R соответствует коэффициенту асимметрии цикла.

Предел выносливости определяют экспериментальным путем при испытании образцов. Согласно диаграмме предельных напряжений для изгиба и кручения можно пользоваться приближенными формулами

$$\sigma_{-1} = \frac{2\sigma_m\sigma_a}{(1-R)\sigma_m + (1+R)\sigma_a};$$

$$\tau_{-1} = \frac{2\tau_m\tau_a}{(1-R)\tau_m + (1+R)\tau_a}.$$

В некоторых случаях за плановый срок эксплуатации машины число циклов нагружения детали получается меньше базы испытаний. Тогда расчет ведут по ограниченным пределам выносливости

$$\sigma_{RN_0} = \sigma_R \left(\frac{N_6}{N_0} \right)^{1/m};$$

$$\tau_{RN_0} = \tau_R \left(\frac{N_6}{N_0} \right)^{1/m},$$

где N_6 и N_0 — базовое и фактическое число циклов соответственно; m — показатель кривой выносливости, зависящий от характера напряжений, свойств металла, технологических факторов и конструкции детали (для стальных деталей $m \approx 6 \div 10$).

Для испытаний на усталость характерен большой разброс экспериментальных точек. Поэтому для достоверного определения предела выносливости требуется испытать большое число образцов с последующей статистической обработкой результатов, что является трудоемкой операцией. В связи с этим были сделаны попытки связать эмпирическими формулами предел выносливости с известными механическими характеристиками материала.

Для сталей, применяемых в тракторостроении, эти формулы имеют вид:

при изгибе

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_{вр}; \quad \sigma_0 = 0,6\sigma_{вр};$$

при растяжении — сжатии

$$\sigma_{w-1} = 0,36\sigma_{вр}; \quad \sigma_{w0} = 0,5\sigma_{вр};$$

при кручении

$$\tau_{-1} = 0,22\sigma_{вр}; \quad \tau_0 = 0,3\sigma_{вр}.$$

В процессе эксплуатации детали чаще испытывают асимметричные циклы нагружения. Связь между пределами выносливости и механической прочностью материала для этих случаев нагружения мало изучена. Некоторые авторы для определения пределов выносливости образцов при асимметричных циклах напряжений рекомендуют формулы

$$\sigma_R = \frac{2\sigma_{-1}}{1 - R + \psi_\sigma(1 + R)}; \quad \tau_R = \frac{2\tau_{-1}}{1 - R + \psi_\tau(1 + R)},$$

где ψ_σ и ψ_τ — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла (для углеродистых сталей $\psi_\sigma = 0,05 \div 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$; для легированных $\psi_\sigma = 0,15$; $\psi_\tau = 0,1$).

Обычно пользуются методом приведения асимметричных циклов к эквивалентным симметричным. При этом предел выносливости

$$\sigma_{-1\beta} = \sigma_{R \max} [1 - R + \beta(1 + R)], \quad (1)$$

где $\sigma_{R \max}$ — максимальное напряжение асимметричного цикла; $\beta = \sigma_{-1}/\sigma_{\text{вр}}$ — коэффициент (для сталей $\beta \approx 0,4 \div 0,5$).

Пределы выносливости σ_{-1} , τ_{-1} , σ_{-w} определяют при испытаниях гладких образцов. Однако реальные детали имеют другие размеры и формы, иное качество поверхности, могут содержать концентраторы напряжений. Влияние этих факторов учитывают эмпирическими коэффициентами, что позволяет установить соответствующие допускаемые напряжения

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{RN_0} \varepsilon_\sigma \beta_\sigma}{n_{-1} K_\sigma}; \quad [\tau_{-1}] = \frac{\tau_{RN_0} \varepsilon_\tau \beta_\tau}{n_{-1} K_\tau}, \quad (2)$$

где ε_σ , ε_τ — коэффициенты, учитывающие размеры детали; β_σ , β_τ — коэффициенты, учитывающие состояние поверхности деталей; K_σ , K_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений; n_{-1} — запас прочности по пределу выносливости.

Неустановившийся режим работы. В большинстве случаев механизмы трактора работают при переменных по величине и времени действия нагрузочных режимах.

При этом для расчетов используют метод приведения действительного нагрузочного режима к эквивалентному, который вызывает разрушение детали при таком же числе циклов нагружения, что и реальный.

При обработке осциллограмм нагрузок можно установить их повторяемость во времени. Эти результаты представляют в виде ступенчатой гистограммы (рис. 2).

Предположим, что в процессе эксплуатации на деталь действуют силовые факторы M_1 , M_2 , M_3 ... и при этом она выдерживает N циклов нагружения. По гистограмме можно определить число циклов нагружения за эксперимент каждым из силовых факторов:

$$N_1 = \alpha N; \quad N_2 = \beta N, \dots$$

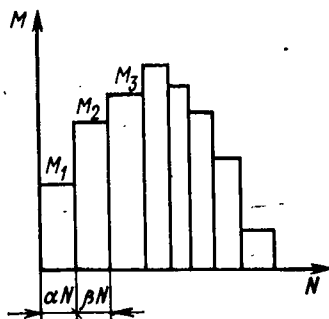


Рис. 2. Гистограмма силовых факторов, действующих на деталь

где $\alpha, \beta, \dots$ — доля от общего времени работы детали при действии данного силового фактора.

Связь силового фактора M_i и напряжения σ_i в детали в общем случае имеет вид

$$\sigma_i = (M_i D)^{1/s},$$

где D — коэффициент, зависящий от конструкции детали и структуры расчетной формулы, по которой определяется напряжение; s — величина, зависящая от вида деформации (для валов, работающих на кручение, $s = 1$; при определении контактных напряжений в зубьях шестерен $s = 2$; для шарикоподшипников $s = 3$).

Обозначим числа циклов, при которых происходит усталостное разрушение при действии каждого в отдельности силового фактора $N_{p1}, N_{p2}, N_{p3}, \dots$. На основании уравнения кривой выносливости имеем

$$N_{pi} = N_0 (\sigma_R / \sigma_i)^m = N_0 \sigma_R^m / [(M_i D)^{m/s}].$$

В результате воздействия всех силовых факторов, в соответствии с гипотезой Пальмгрэма, выносливость детали будет полностью исчерпана при условии

$$\frac{N_1}{N_{p1}} + \frac{N_2}{N_{p2}} + \dots + \frac{N_l}{N_{pl}} = 1.$$

После подстановки и упрощений получим

$$\frac{ND^{ms}}{N_0 \sigma_R^m} (\alpha M_1^{m/s} + \beta M_2^{m/s} + \dots) = 1. \quad (3)$$

Если на деталь действует постоянный по величине (эквивалентный) силовой фактор M_s , то

$$N = N_0 \left[\frac{\sigma_R}{(M_s D)^{1/s}} \right]^m. \quad (4)$$

Решая уравнения (3) и (4) относительно M_s , получаем

$$M_s = (\alpha M_1^{m/s} + \beta M_2^{m/s} + \dots)^{s/m}. \quad (5)$$

Таким образом детали, работающие с переменными нагрузками, надо рассчитывать на выносливость в следующем порядке.

1. На основании длительных испытаний и статистической обработки материалов выбрать обобщенные осциллограммы действительных нагрузочных режимов тракторов данного тягового класса и назначения.

2. Обработывая обобщенную осциллограмму, построить гистограмму нагрузочных режимов.

3. На основании полученной гистограммы найти эквивалентный силовой фактор M_s [формула (5)].

4. Определить напряжения асимметричного цикла при действии эквивалентного силового фактора:

$$\sigma_{R \max} = M_s/W,$$

где W — момент сопротивления сечения детали.

5. По формуле (1) найти эквивалентный предел выносливости при симметричном цикле.

6. Рассчитать допускаемые напряжения $[\sigma_{-1}]$ или $[\tau_{-1}]$ с учетом конструктивных особенностей детали [формула (2)].

Расчет на контактную прочность. Контактные напряжения возникают в местах соприкосновения деталей с малыми площадями контакта.

Возникающие нормальные контактные напряжения σ_n определяют по формуле Герца (для цилиндрических тел)

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{q E_{np} / \rho_{np}},$$

где q — нагрузка на единицу длины контактной линии; E_{np} — приведенный модуль упругости материала [$E_{np} = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$] (здесь E_1 и E_2 — модули упругости материалов контактирующих деталей); ρ_{np} — приведенный радиус кривизны поверхностей контакта [$1/\rho_{np} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2$ (здесь ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны контактирующих поверхностей; знак «+» ставится при внешнем и знак «—» при внутреннем контактах)].

Переменные контактные напряжения вызывают явление усталости поверхностных слоев материала. На поверхностях контакта возникают микротрещины, начинается выкрашивание материала (питтинг), и деталь выходит из строя. Это необходимо учитывать при расчете.

§ 4. ТЕХНОЛОГИЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ ТРАКТОРА

Новый образец трактора должен соответствовать не только современному уровню развития техники и требованиям эксплуатации, но и быть наиболее рациональным с точки зрения производства. Конструкция трактора должна быть технологичной, т. е. должна иметь свойства, проявляемые в возможности обеспечения оптимальных затрат труда, средств, материалов и времени при технической подготовке производства, изготовлении, эксплуатации и ремонте по сравнению с соответствующими показателями однотипных конструкций тракторов того же назначения.

Проектируя новый трактор, необходимо руководствоваться следующими положениями.

1. Усложнение конструкции, если оно не упрощает и не удешевляет эксплуатацию машины или не придает ей новых полезных качеств, недопустимо.

2. Точность и качество обработки деталей определяются назначением и условиями их работы в сборочной единице, а также условиями сборки и масштабами производства; необоснованное повышение точности и качества обработки удорожает и усложняет производство.

3. При выборе материала необходимо исходить из условия обеспечения необходимой прочности, долговечности, минимальной стоимости и простоты получения заготовки и обработки детали, недефицитности.

Надо учитывать, что с внедрением новой технологии стоимость обработки деталей уменьшается, но при этом увеличивается стоимость материала, которая достигает 50—60% стоимости изделия. Номенклатура используемых в изделии материалов по возможности должна быть наименьшей.

4. Число обрабатываемых поверхностей должно быть минимальным.

Надо стремиться заменять операции механической обработки детали для получения необходимой формы и размеров точным литьем, штамповкой, сваркой и т. п.

5. Сборка агрегата должна быть простой и по возможности выполняться без пригоночных работ.

Оценивая агрегат с точки зрения условий сборки, нужно рассматривать не только возможность монтажа и демонтажа сборочных единиц, но и сложность и трудоемкость сборки, определять число специальных приспособлений, доступность отдельных деталей. Перспективным конструктивным приемом является расчленение сложного агрегата на отдельные части, сборку которых проводят предварительно. Расчленение конструкции на части позволяет также модернизировать трактор, ремонтировать путем замены одной из частей, не затрагивая агрегат в целом.

Обязательным является условие обеспечения возможности механизации и автоматизации сборочных операций.

6. Необходимо стремиться как можно шире использовать унифицированные сборочные единицы и агрегаты, стандартные детали. При условии организации их производства на специализированных заводах удастся решить задачу максимального снижения себестоимости, поднять качество и значительно уменьшить сроки освоения новых моделей.

Особенностью производства трактора является то, что различные сборочные единицы и детали для него выпускает не один завод, а несколько предприятий различных отраслей. В настоящее время приблизительно 50% всей номенклатуры сборочных единиц и деталей завод получает от смежных предприятий, причем доля покупных изделий непрерывно растет. В связи с этим анализ себестоимости целесообразно проводить не по трактору в целом, а по его отдельным элементам.

Разнообразие условий эксплуатации требует большого количества тракторов разных типов, что в свою очередь создает труд-

ности в организации производства и особенно эксплуатации тракторов. Принципы, заложенные в типаже тракторов — получение модификаций путем широкого использования унифицированных как внутри каждого класса тракторов, так и между классами сборочных единиц и агрегатов — позволяют решить важную проблему: при небольшом числе базовых моделей удовлетворить разнообразные нужды народного хозяйства.

§ 5. ВЛИЯНИЕ ТРАКТОРА НА ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ И ОРГАНИЗМ ЧЕЛОВЕКА

Так как тракторы находят широкое применение во всех отраслях народного хозяйства, при конструировании необходимо продумать вопрос о сведении к минимуму их вредного влияния на природу и окружающую среду, а также организм человека.

Оснащенные двигателями внутреннего сгорания тракторы выделяют при работе большое количество токсических веществ, которые оказывают отрицательное действие на здоровье человека и природу. Необходимо совершенствовать рабочий процесс двигателей, оснащать их устройствами, обеспечивающими надежную очистку отработавших газов.

Отрицательно сказывается на здоровье человека и сильный шум, который создается при работе двигателя, а также ходовых систем гусеничных тракторов. Снижают уровень шума путем использования различных конструктивных мероприятий.

Большое внимание необходимо уделить созданию условий труда, исключающих возможность возникновения профессиональных заболеваний при длительной работе на тракторе.

Для сохранения деревьев и кустарников при машинной обработке необходимо обеспечивать минимальную поврежденность их крон, корневой системы и уплотнение почвы при работе трактора.

§ 6. ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ТРАКТОРОВ

Создавая новую машину, надо оценивать ее не только с точки зрения соответствия современному уровню развития техники, но и себестоимости. Эту оценку производят комплексно, помня, что стоимость машины определяется себестоимостью ее изготовления и расходами на эксплуатацию за весь период работы. В мировой практике средняя продолжительность производства одной модели 5—7 лет, средний возраст машины в парке 4,5—5,5 лет, а в эксплуатации 8—20 лет. По данным некоторых исследователей, затраты на все виды обслуживания трактора в период его эксплуатации более чем в 3 раза, а затраты на ремонт более чем в 14 раз превышают затраты на изготовление новой машины.

Высокоэкономичное и производительное использование тракторов и обеспечение их длительной и надежной работы возможно лишь при правильно организованной эксплуатации тракторного

парка, а также своевременном и качественном техническом обслуживании.

Время, необходимое на все виды технического обслуживания, составляет значительную часть времени эксплуатации тракторов. Увеличивая межремонтные пробеги, упрощая и удешевляя операции технического обслуживания и ремонта, можно значительно повысить эффективность использования трактора. В этом отношении от конструктора зависит многое.

Так, на долю смазочных работ за цикл обслуживания приходится 20—25% времени эксплуатации. Число точек смазки составляет приблизительно 29—95, из них ежедневного обслуживания требуют 20—30. При уменьшении числа точек смазки, применении новых, более стойких масел, уменьшении номенклатуры и стоимости используемых масел существенно сокращаются эксплуатационные расходы.

Таким образом, создавая механизмы, выбирая материалы и методы обработки, конструктор должен оценивать их также с точки зрения стоимости и удобства обслуживания, простоты ремонта и безопасности работы. Необходимо обеспечивать минимальную трудоемкость и простоту операций технического обслуживания трактора, т. е. доступность механизмов и деталей для регулировки и смазки; минимальное число точек смазки, мест регулировок, минимальную номенклатуру используемых масел; простоту монтажа и демонтажа механизмов без применения сложных приспособлений. Рабочее место тракториста должно быть удобным, защищенным от влияния атмосферных воздействий, а управление трактором простым, не вызывающим повышенной утомляемости, а также профессиональных заболеваний.

Трактор необходимо оснащать приспособлениями для контроля за состоянием механизмов в процессе эксплуатации. Размеры, материалы и формы деталей должны обеспечивать возможность их ремонта в мастерских на универсальных станках и т. д.

§ 7. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ТРАКТОРОВ

Повышение надежности и долговечности машин, в частности тракторов, — важнейшая государственная задача.

При недостаточной долговечности тракторов хозяйства вынуждены иметь в парке запас машин, что в свою очередь вызывает необходимость увеличения их выпуска. На ремонт и восстановление машин дополнительно расходуется рабочая сила и материальные средства.

Основным показателем долговечности является средний ресурс — математическое ожидание наработки объекта от начала эксплуатации или ее возобновления после среднего или капитального ремонта до наступления предельного состояния. Нарботка, в течение которой объект не достигнет предельного состоя-

ния с заданной вероятностью γ процентов, называется гамма-процентным ресурсом. Нормативом для тракторов является 80%-ный ресурс.

Обеспечение заданного ресурса работы трактора достигается всем комплексом работ на различных этапах его проектирования, изготовления и эксплуатации.

В перспективных разработках и направлениях совершенствования конструкций отечественных тракторов заложены мероприятия по увеличению надежности, а также их технического уровня.

С учетом тенденций развития мирового тракторостроения повышение технического уровня и совершенствование отечественных тракторов происходят в следующих направлениях:

- дальнейшее увеличение энергонасыщенности выпускаемых тракторов;

- окончание разработки и постановка на производство тракторов, работающих на повышенных скоростях (9—15 км/ч);

- освоение специальных сельскохозяйственных и промышленных тракторов;

- организация производства семейства унифицированных промышленных тракторов;

- повышение срока службы трактора до капитального ремонта;

- снижение удельной металлоемкости трактора и удельной массы дизелей;

- повышение частоты вращения вала двигателя;

- внедрение гидромеханической и механической трансмиссии с переключением на ходу;

- дальнейшее повышение уровня унификации;

- улучшение условий труда;

- снижение затрат на техническое обслуживание.

Глава II

МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ

§ 8. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ МУФТ

Муфты сцепления широко используют на современных тракторах в различных механизмах. Их устанавливают между двигателем и коробкой передач, в механизмах поворота, в коробках передач, в приводах к валам отбора мощности и т. д.

Правильно сконструированная и отрегулированная муфта кроме общих, предъявляемых ко всем механизмам требований, должна обеспечивать надежную передачу крутящего момента с ведущего на ведомый вал во всех условиях эксплуатации; «чистоту» выключения, т. е. быстрое и полное разобщение поверхностей трения; плавное включение, т. е. плавное нарастание момента на ведомом валу; хороший теплоотвод от трущихся деталей; надежное предохранение деталей трансмиссии от перегрузок; минимальный момент инерции ведомых деталей.

В зависимости от способа передачи крутящего момента с ведущего на ведомый вал муфты сцепления разделяют на фрикционные — крутящий момент передается при действии сил трения; гидравлические — крутящий момент передается энергией потока жидкости; электрические — используется взаимодействие электромагнитных полей.

§ 9. ФРИКЦИОННЫЕ МУФТЫ

Классификация. Фрикционные муфты сцепления, получившие наибольшее распространение на тракторах, разделяют на группы по следующим признакам: по форме поверхностей трения — дисковые (с одним, двумя и более дисками), конусные, цилиндрические, колодочные и ленточные; по числу потоков мощности — однопоточные и двухпоточные; по конструкции нажимного механизма — постоянно и непостоянно замкнутые; по условиям трения — с сухим трением и работающие в масле.

Выбор типа муфты определяется функциями, которые она должна выполнять, конструкцией механизма, в котором она

вмонтирована, типом и назначением трактора и условиями его эксплуатации. Муфты любого типа могут работать надежно длительное время, если правильно учтены условия эксплуатации, определен расчетный режим работы и подобраны соответствующие материалы.

Важным фактором, определяющим надежность работы муфты сцепления, является хороший теплоотвод от трущихся поверхностей и надежное предохранение деталей от попадания частиц абразива.

Однодисковые фрикционные муфты сцепления отличаются высокой «чистотой» выключения по сравнению со всеми другими муфтами. Необходимый для их выключения зазор между трущимися поверхностями невелик (0,8—1 мм) и его легко обеспечить.

Постоянно и непостоянно замкнутые муфты с компенсационными и тарельчатыми пружинами требуют более редких регулировок по сравнению с другими муфтами. В них обеспечивается приблизительно стабильная сила прижатия трущихся поверхностей, даже при некотором износе.

Сила и работа, которые необходимо затратить на управление муфтой, определяются конструкцией привода управления. Небольшой момент инерции ведомых деталей муфты сцепления способствует безударному включению шестерен в коробке передач. Такой момент можно обеспечить для однодисковых постоянно замкнутых муфт сцепления, для конусных и колодочных это сделать сложнее, поэтому они имеют в настоящее время ограниченное применение.

В непостоянно замкнутых муфтах сцепления в качестве механизмов управления часто используют системы ручных рычагов, на постоянно замкнутых — ножные педали. Муфты с ручным управлением облегчают маневрирование трактором при движении задним ходом во время подъезда к сельскохозяйственным орудиям и машинам. Управление при помощи ножной педали в этом случае затруднено, так как у тракториста, сидящего вполоборота, чтобы смотреть назад, нога может соскользнуть с педали. В этих условиях особенно усложняется работа на гусеничных тракторах с раздельным управлением, когда для крутого поворота гусеницы притормаживают ножной педалью. При выборе типа привода управления руководствуются назначением трактора и условиями его эксплуатации.

Определение основных размеров муфт и проверка их на износ и нагрев. Задачей расчета фрикционных муфт сцепления является определение числа и размеров поверхностей трения, необходимых для передачи крутящего момента, силы нажатия на них, передаточного числа привода управления и размеров деталей муфты.

Размеры муфты сцепления рассчитывают, исходя из возможности передачи ею крутящего момента, несколько превышающего момент двигателя. Это необходимо для обеспечения надежной передачи момента двигателя на трансмиссию при замасливании

дисков, некоторого износа поверхностей трения или потери упругости нажимных пружин. Расчетный момент трения муфты

$$M_m = \beta M_d, \quad (6)$$

где β — коэффициент запаса муфты; M_d — крутящий момент двигателя.

При расчете муфт сцепления сельскохозяйственных тракторов момент двигателя M_d принимается равным номинальному моменту M_n . К выбору значения коэффициента запаса β необходимо подходить осторожно. Недостаточный коэффициент запаса не может гарантировать надежной передачи крутящего момента, а при слишком большом его значении муфта сцепления перестает выполнять роль предохранительного устройства, предотвращающего перегрузку трансмиссии при резком изменении режима работы. Кроме того, при повышенном коэффициенте запаса требуется большая сила нажатия на диски, увеличение числа или размеров поверхностей трения. Первое влечет за собой рост силы, необходимой для управления муфтой сцепления, а второе — увеличение металлоемкости конструкции.

Фактический коэффициент запаса β не остается постоянным. Как уже говорилось ранее (гл. I, § 3), динамический момент трения муфты сцепления при резком включении в 2—3 раза может превысить расчетный момент.

Работы С. Г. Борисова, выполненные в НАТИ (научно-исследовательский тракторный институт), показали, что динамический коэффициент запаса муфты $\beta_{дин}$ при резком включении может быть выше или ниже статического β , что зависит от значения последнего. На это соотношение влияет также характер включения. Так, при резком включении муфты сцепления, если коэффициент $\beta < 2$, то $\beta_{дин} < \beta$, а если $\beta > 2$, то $\beta_{дин} > \beta$.

При разгоне трактора с прицепом динамический коэффициент запаса ориентировочно можно определить по эмпирической формуле

$$\beta_{дин} = 1,3\beta - 0,57.$$

При установившемся режиме работы трактора трансмиссия испытывает крутильные колебания, источниками которых является двигатель, шестерни, ходовая система, пульсация тяги на крюке. При передаче колебаний на муфту сцепления снижается коэффициент $\beta_{дин}$, что необходимо учитывать при расчете. При установившемся режиме

$$\beta_{дин} > (0,6 \div 0,7)\beta.$$

Конструируя муфту сцепления, необходимо иметь в виду, что даже у муфт, изготовленных на одном предприятии, коэффициент запаса β может быть разным. Выполненные в пределах допусков, детали муфты при сборке дают различные отклонения параметров, в результате чего коэффициент β отличается от расчетного

на $\pm(15-18\%)$. Допуски на изготовление нажимных пружин предусматривают отклонение нажимного усилия на $\pm 6\%$. Нестабильность коэффициента трения накладок в одной партии (например, в накладках из материала КФ-2) может вызвать отклонение коэффициента β до $\pm(15-30\%)$. В муфтах сцепления, прошедших ремонт, эти отклонения могут быть еще большими.

Учитывая сказанное, необходимо тщательно выбирать материалы и комплектовать детали, а также предусматривать проверку муфт сцепления на стендах.

До настоящего времени нет надежных аналитических методов определения коэффициента запаса β . Предлагаемые методики, в основу которых положены различные допущения, дают более или менее удовлетворительные результаты только для некоторых частных случаев.

При предварительных расчетах муфт сцепления коэффициент запаса β выбирают по аналогии с коэффициентами запаса применяемых муфт или используют следующие рекомендации:

для постоянно замкнутых муфт сцепления транспортных тракторов $\beta = 1,5 \div 2,5$; для используемых на сельскохозяйственных тракторах постоянно или непостоянно замкнутых муфт сцепления, имеющих компенсационные пружины, $\beta = 2,5 \div 3,5$; для непостоянно замкнутых муфт сцепления $\beta = 3,5 \div 4,5$.

Выразим расчетный момент трения через силу Q нажатия на поверхности трения:

$$M_m = \beta M_n = \mu Q R_{cp} i, \quad (7)$$

где μ — коэффициент трения; R_{cp} — радиус приложения равнодействующей сил трения; i — число пар поверхностей трения.

Из уравнения (7) определим необходимую для передачи момента силу Q нажатия на поверхности трения:

$$Q = \beta M_n / (\mu R_{cp} i). \quad (8)$$

Коэффициент трения зависит от многих факторов: материала и температуры трущихся поверхностей, их состояния и относительной скорости скольжения, формы и размеров. При расчетах условно принимают коэффициент трения зависящим только от материала (табл. 1).

Радиус приложения равнодействующей сил трения

$$R_{cp} = \frac{2}{3} \frac{R_2^3 - R_1^3}{R_2^2 - R_1^2},$$

где R_1 и R_2 — внутренний и наружный радиусы поверхностей трения соответственно.

Однако в практических расчетах с достаточной степенью точности (ошибка приблизительно 2—3%) этот радиус определяют по формуле

$$R_{cp} = (R_1 + R_2)/2.$$

**1. Коэффициент трения и допускаемое давление
для различных фрикционных материалов**

Материал одной из поверхностей трения (вторая — сталь)	Коэффициент трения		Допускаемое давление, МПа	
	Сухое трение	Работа в масле	Сухое трение	Работа в масле
Сталь или чугун . . .	0,15—0,18	0,03—0,07	0,2—0,25	До 1
Райбест	0,3—0,4	—	0,15—0,25	—
Асбокаучук	0,4—0,5	0,1—0,12	0—0,2	До 0,3
Асбобакелит	0,35—0,45	0,1—0,12	0,1—0,3	До 0,3
Металлокерамика . . .	0,4—0,5	0,1—0,12	0,4—0,6	До 3

Наружный радиус поверхностей трения R_2 ограничивается размерами маховика и должен быть согласован с ГОСТ 1786—74 на размеры фрикционных накладок. Обычно

$$R_1 \approx (0,5 \div 0,7) R_2.$$

Число пар поверхностей трения

$$i = m + n - 1,$$

где m и n — число ведущих и ведомых дисков.

Для расчета муфты сцепления при неизвестном числе дисков пользуются следующей методикой.

Момент трения муфты сцепления [формула (7)] выражают через давление на поверхности трения, число пар этих поверхностей и их размеры:

$$M_{\mu} = \beta M_n = 2\pi R_{\text{ср}}^2 b \mu q i, \quad (9)$$

где b — ширина поверхностей трения; q — допускаемое для данного материала давление (выбирают по табл. 1).

Из формулы (9) определяют

$$i = \beta M_n / (2\pi R_{\text{ср}}^2 q \mu b).$$

Износостойкость муфты сцепления нельзя оценивать только по давлению на поверхностях трения. Муфта сцепления, удовлетворительно работающая на одном тракторе, при установке ее на трактор большей массы может оказаться неработоспособной. Поэтому существенное значение имеет определение работы буксования при трогании тракторного агрегата с места:

$$A = \frac{\omega_n^2}{2 \left(1 - \frac{1}{\beta}\right) \left(\frac{1}{J_d} + \frac{1}{J_a}\right)},$$

где ω_n — номинальная угловая скорость вала двигателя; J_d — суммарный момент инерции маховика и других вращающихся и поступательно-движущихся частей двигателя, приведенный к валу

муфты; J_a — момент инерции тракторного агрегата, приведенный к тому же валу.

С достаточной степенью точности можно принять

$$J_d = 1,2J_m,$$

где J_m — момент инерции маховика.

Момент инерции тракторного агрегата определяют на основании равенства кинетической энергии эквивалентной массы и масс ею заменяемых по формуле (влиянием вращающихся масс агрегата пренебрегают, что дает ошибку около 5%)

$$J_a = m_a (r_k/u_T)^2, \quad (10)$$

где m_a — масса тракторного агрегата, равная сумме масс трактора и сельскохозяйственного орудия; r_k — радиус ведущих колес трактора; u_T — передаточное число трансмиссии на высшей передаче.

Массу орудия, с которым работает трактор, можно вычислить исходя из следующих соображений.

В формулу (10) входит передаточное число u_T при включенной высшей передаче, а это означает, что трактор используется на транспортных работах. Полагая, что трактор работает с прицепом, имеющим аналогичную ему ходовую систему, и зная из тягового расчета силу тяги на крюке $P_{кр\ min}$ при включении высшей транспортной передачи, можно определить массу прицепа

$$m_{пр} = P_{кр\ min}/(f_{пр}g),$$

где $f_{пр}$ — коэффициент сопротивления движению прицепа; g — ускорение свободного падения.

Абсолютная величина работы буксования A не определяет износостойкость муфт сцепления, имеющих разные размеры поверхностей трения, поэтому для получения сопоставимых результатов пользуются удельной работой буксования

$$l = A/(Fi),$$

где F — площадь одной поверхности трения.

Для надежно работающих муфт сцепления $l = 500 \div 600$ кДж/м². Для муфт сцепления с накладками из металлокерамики удельная работа буксования может быть приблизительно в 2 раза больше.

Помимо проверки износостойкости муфты следует проверить ее детали на нагрев. В однодисковых муфтах сцепления наиболее теплонагруженным является нажимной диск, в многодисковых — стальные диски без накладок.

Прирост температуры детали за одно включение муфты сцепления

$$\Delta t = \gamma A/(Cm_d), \quad (11)$$

где γ — доля общего количества выделяемой муфтой теплоты, расходуемая на нагрев данной детали; C — теплоемкость материала детали; m_d — масса нагреваемой детали.

Температура детали за одно включение не должна повышаться более чем на 10—15° С. Абсолютная температура при повторных включениях на поверхностях дисков не должна превышать 200—350°.

Доля теплоты γ , идущей на нагрев данной детали,

$$\gamma = i_d / i_z,$$

где i_d — число поверхностей трения у данной детали; i_z — число пар поверхностей трения муфты сцепления.

Если при проверке на износостойкость и нагрев окажется, что удельная работа трения или температура при нагреве дисков больше допустимых, то нужно изменить размеры муфты сцепления.

§ 10. КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ

диски. Для уменьшения габаритных размеров муфт сцепления, работающих без смазки, используют накладки из материалов, имеющих высокий коэффициент трения. Их крепят к дискам, штампованным из стального листа толщиной 1,5—2 мм. В многодисковых муфтах применяют диски как с фрикционными накладками, так и без них. Фрикционные накладки должны иметь достаточную механическую прочность, износостойкость и сохранять высокий коэффициент трения при резких повышениях температуры.

В настоящее время на тракторных муфтах сцепления используют асбосмоляные (асбокартон), асбокаучуковые, текстолитовые и из спеченных фрикционных материалов СФМ (металлокерамические) накладки. Материал накладок (кроме СФМ) состоит из груборазмельченного асбеста (25—50%), смешанного с органическим связующим веществом.

Для придания накладкам необходимых физико-механических качеств в смесь добавляют различные наполнители: барит, шлаковую вату, окись цинка, сурик, окись алюминия и др. Окись цинка и барит, например, повышают износостойкость и теплоустойчивость накладок, сурик увеличивает коэффициент трения, окись алюминия стабилизирует последний. Смесь предварительно формируют, а затем в специальных прессах при высоком давлении и температуре ей придается кольцеобразная форма, после чего накладки шлифуют. Размеры этих накладок нормированы ГОСТ 1786—74. Используют и другие методы изготовления накладок — прокатывание (вальцованные), плетение из нитей асбеста и др.

Для соединения накладок с металлическими дисками чаще всего применяют заклепки из красной меди, латуни или алюминия

диаметром 4—6 мм (рис. 3, а). В зависимости от диаметра и ширины диска заклепки располагают в два или три ряда в шахматном порядке. Чтобы избежать трения головок заклепок о металлические диски, их утапливают в накладку на глубину 1—2 мм.

Одним из серьезных недостатков приклепывания накладок является небольшой срок службы последних (1500—2000 ч). Толщина новой накладки составляет 3—4,5 мм, а выбирается она после того, как в результате износа начинается трение головок заклепок о диски. Таким образом, при этом способе крепления используется только 50—60 % всей толщины накладок. Кроме того, при этом расходуется много цветного металла и приклепывание занимает много времени.

Для устранения указанных недостатков применяют клеевое соединение накладок с дисками (клей ВС-10Т, ВК-32-200, ВС-350 и др.), что повышает межремонтный срок службы сцепления. Технология приклеивания накладок относительно сложная. Качество соединения зависит от способа наложения клея на поверхность детали, давления, температуры, продолжительности сушки, влажности воздуха и т. п.

Применяют также приформовывание накладки к диску (рис. 3, б). Сущность этого способа состоит в горячем формовании фрикционных колец непосредственно на предварительно обработанных стальных дисках. Фрикционная масса, заполняющая сквозные отверстия в стальных дисках (диаметром 18—20 мм), является связующим элементом и предотвращает смещение накладок относительно дисков. Применение такого способа увеличивает срок службы накладок в 1,5—2 раза. При ремонте заменяют весь диск в комплекте.

В некоторых конструкциях применяют фрикционные диски целиком из пластмассы.

Работниками НАТИ и ВИМа (Всесоюзный научно-исследовательский институт механизации сельского хозяйства) была предложена оригинальная конструкция диска муфты сцепления. В стальном диске 1 делают секторные сквозные отверстия, куда свободно вставляют соответствующей формы армированные элементы 2, выполненные из фрикционного материала (рис. 3, в). Трудоемкость ремонта дисков такой конструкции в 15—30 раз меньше трудоемкости ремонта дисков, имеющих приклепанные накладки, а срок службы первых благодаря увеличению использования материала фрикционного элемента повышен до 4000 ч.

В многодисковых муфтах сцепления иногда для уменьшения габаритных размеров применяют диски без фрикционных накладок

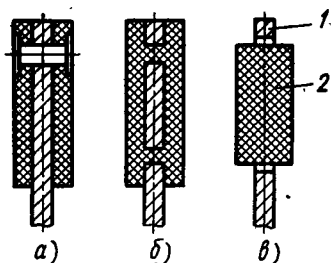


Рис. 3. Соединение накладок с металлическими дисками:

а — заклепками; б — приформовыванием; в — при помощи армированных элементов

док. В этом случае при одинаковых диаметрах и моменте трения муфт число дисков в 1,5 раза увеличивается (меньше коэффициент трения), но общая толщина комплекта дисков в 1,5—2 раза уменьшается, так как толщина стального диска (4—6 мм) в 2—3 раза меньше, чем толщина диска с накладками. Металлоемкость муфты увеличивается.

Для всех асбофрикционных накладок характерно уменьшение коэффициента трения с ростом температуры. Температура, вызывающая заметное снижение коэффициента трения и увеличение износа трущихся поверхностей (критическая), составляет, в зависимости от типа связующего вещества, 200—310° С. Работа муфты при достижении ее поверхностями трения критической температуры приводит к выгоранию связующих веществ и разрушению накладок. Этот фактор начинает играть все большую роль с ростом энергонасыщенности тракторов и большой теплонапряженностью их фрикционных элементов.

Успехи порошковой металлургии позволили создать новые, более тепло- и износостойкие фрикционные материалы, которые по сравнению с асбофрикционными обладают рядом преимуществ. Эти накладки более износостойки, теплопроводны, имеют более высокий и стабильный коэффициент трения, допускают работу при больших давлениях на поверхностях трения, могут работать в масле. По данным зарубежных источников, работоспособность муфт, оснащенных накладками из металлокерамики, в 2—5 раз выше, чем у муфт с асбофрикционными материалами.

Накладки из СФМ выполняют на медной (62—71 % меди) или на железной (60—65 % окиси железа) основе. В основном используют СФМ на медной основе.

Для придания накладкам необходимых свойств добавляют различные наполнители — сурьму, кремний, графит, алюминий и др. Смеси порошков прессуются в формах, после чего спекаются в печах. Накладки на медной основе прессуют под давлением 0,15—0,2 МПа (1,5—2 кгс/см²) и спекают под давлением 1,2—1,5 МПа (12—15 кгс/см²) и температуре 720—760° С. Накладки, выполненные на железной основе, прессуют под давлением 0,3—0,4 МПа (3—4 кгс/см²), а спекают при 1,5—2 МПа (15—20 кгс/см²) и температуре 1100—1200° С.

Накладка из СФМ обладает большой хрупкостью, поэтому ее приформовывают или припаивают к стальному диску. Обезжирен-

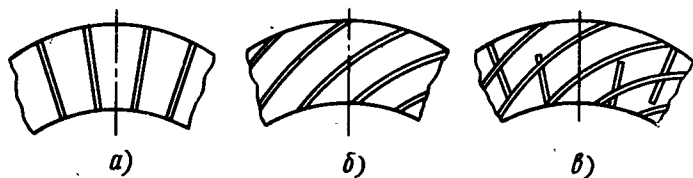


Рис. 4. Расположение канавок на дисках:

а — радиальное; б — спиральное; в — радиальное и спиральное

ный стальной диск покрывают гальваническим способом тонким слоем меди, а затем припаивают тугоплавким припоем или приформовывают при давлении 100—150 МПа (1000—1500 кгс/см²) и температуре 700—800° С.

Для муфт сцепления, работающих в условиях сухого трения, поверхности трения дисков выполняют гладкими. У муфт, работающих в масле, на поверхностях трения имеются канавки, которые изготавливают при формовке накладок, либо нарезают на готовом диске. Канавки обеспечивают смазку, охлаждение и удаление продуктов износа с поверхностей трения дисков.

Исследования показывают, что при радиальных канавках (рис. 4, а), из-за расклинивающего действия струи жидкости, уменьшается передаваемый муфтой момент. Вместо полужидкостного трения в таких конструкциях в определенных условиях возникает жидкостное трение.

Спиральные канавки (рис. 4, б) обеспечивают полужидкостное трение, но условия охлаждения трущихся поверхностей при них хуже.

Хорошие результаты дают диски при сочетании радиальных и спиральных канавок (рис. 4, в). При изготовлении дисков и монтаже необходимо предусмотреть, чтобы направление спиралей было противоположным направлению вращения диска.

Общая площадь канавок составляет приблизительно 30% общей поверхности трения диска. Канавки делают глубиной приблизительно 0,5 мм, шаг спирали 1,5—2 мм. Если изготовить накладки большого диаметра трудно, их выполняют в виде отдельных сегментов.

Стальные диски, работающие в масле, изготавливают из стали 40, 45, 65Г с твердостью после термообработки и термофиксации при температуре 500—570° С не менее HRC 40. Их поверхности трения выполняют гладкими.

В некоторых случаях для увеличения плавности нарастания момента трения делают так, чтобы при включении муфты касание трущихся поверхностей происходило постепенно, по мере увеличения силы нажатия. Для этого стальной диск делают разрезным, разводя отдельные секторы в разные стороны, а затем прикрепляют накладку. Поверхность накладки получается волнистой и площадь контакта при включении возрастает постепенно, по мере спрямления диска. Иногда между диском и накладкой устанавливают пружинки, или фрикционные накладки делают из отдельных секторов разной толщины. При этом площадь контакта также возрастает постепенно, по мере сжатия дисков и деформации накладок. Осевая податливость таких дисков составляет 1,8—2 мм, жесткость 6—7 кН/мм (для дисков с обычными накладками податливость 0,48—0,83 мм и жесткость 10—15 кН/мм).

Как показывает опыт, использование новых фрикционных материалов в муфтах сцепления сухого трения не является единственным путем повышения их долговечности и износостойкости

Можно использовать и снижение температуры поверхностей трения муфты. Для этого делают специальные приспособления, увеличивающие интенсивность охлаждения деталей.

В процессе работы трактора в трансмиссии возникают крутильные колебания. Поскольку трансмиссия представляет собой многомассовую колебательную систему, соединенную упругими валами, она обладает рядом собственных частот колебаний различных форм. Возникающие при определенных условиях резонансные явления могут привести к росту амплитуд напряжений в деталях.

Для снижения уровня крутильных колебаний в валах муфты сцепления или ведомых дисках устанавливают гасители. В гасителях крутильных колебаний имеется упругий элемент, смонтированный между ведомым диском муфты сцепления и валом. За счет деформации этого упругого элемента обеспечивается относительное перемещение ведущих и ведомых элементов. Возникающие при этом силы трения способствуют рассеиванию энергии колебательного процесса.

Наибольшее распространение получили пружинно-фрикционные механизмы, у которых роль упругих элементов играют цилиндрические или пластинчатые пружины, резиновые элементы, смонтированные между ведомым диском и фланцем вала муфты сцепления.

На рис. 5, а изображен ведомый диск муфты сцепления с гасителем крутильных колебаний (подобные конструкции применяют на тракторах МТЗ-50, МТЗ-80, Т-150 и Т-150К), снабженный несколькими цилиндрическими пружинами 4, а на рис. 5, б с упругими элементами 5, выполненными в виде резиновых блоков.

Рассеивание энергии крутильных колебаний происходит за счет трения между фланцем 1 ступицы и дисками 2. В некоторых конструкциях для увеличения сил трения и эффективности демпфирования устанавливают фрикционные накладки 3.

Расчет гасителей крутильных колебаний является сложной задачей, пока не получившей удовлетворительного решения. Проф. Б. В. Гольд предлагал, например, рассчитывать упругие элементы системы исходя из условия полного их сжатия при действии момента, равного 0,8 максимального момента двигателя. И. Ш. Чернявский (Харьковский тракторный завод) рекомендует применительно к трактору Т-150 следующие нормы: момент замыкания упругого элемента $M_s = 1,8 \div 2,0 M_n$, момент предварительной затяжки пружин $M_{пр} = 0,2 \div 0,3 M_n$, момент трения фрикционного элемента $M_f = 0,15 \div 0,25 M_n$ (здесь M_n — номинальный момент двигателя), угол относительного поворота ведущего и ведомого элементов $\varphi = 3 \div 4^\circ$. Жесткость пружин

$$c_{пр} = (M_s - M_{пр}) / (\varphi_{max} R_{пр}),$$

где $R_{пр}$ — радиус расположения пружин.

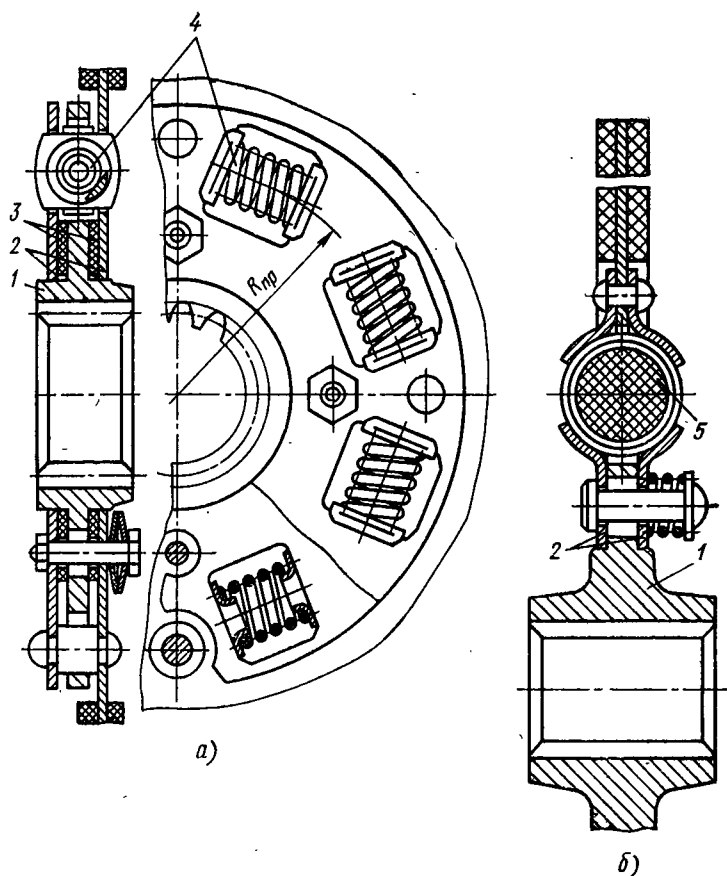


Рис. 5. Ведомые диски муфт сцеплений с гасителями крутильных колебаний:

а — с цилиндрическими пружинами; б — с резиновыми блоками

Для равномерного прилегания трущихся поверхностей нажимные диски муфт сцепления должны быть жесткими и обеспечивать хороший отвод тепла. Если пружины устанавливают без направляющих станков, то для предотвращения их прогиба под действием центробежных сил на нажимных дисках делают приливы. Для соединения с отжимными рычагами в нажимном диске выполняют отверстия под пальцы (см. рис. 10, а и б) или приливы с проушинами (см. рис. 10, в) для установки рычагов.

Нажимные диски являются ведущими элементами. Их соединяют с маховиком через его кожух или при помощи направляющих пальцев, шпилек, сухарей. Для улучшения теплоотвода нажимные диски делают достаточно массивными, по их торцевой поверхности иногда располагают радиальные или спиральные канавки для циркуляции воздуха. Требованиям хорошего отвода

тепла и достаточной жесткости должны удовлетворять также и средние ведущие диски двухдисковых муфт сцепления, теплонапряженность которых приблизительно вдвое выше, чем у нажимных дисков.

Важным условием для двухдисковых и многодисковых муфт сцепления является обеспечение «чистоты» выключения. В многодисковых муфтах трущиеся поверхности при выключении разъединяются под действием сил упругости самих дисков, в однодисковых муфтах — принудительно, с помощью нажимных рычагов, отчего «чистота» выключения последних выше. В двухдисковых муфтах для обеспечения «чистоты» выключения применяют специальные приспособления.

Нажимные и средние диски изготавливают обычно из серого или хромованадиевого чугуна. Толщину диска определяют из условий нагрева [см. формулу (11)]. Зная наружный и внутренний радиусы и задаваясь допуском температуры, можно найти толщину нажимного диска.

В многодисковых муфтах ведущие и ведомые диски соединяют с наружными или внутренними барабанами шлицами. Последние рассчитывают на смятие. Допускаемое напряжение смятия при действии номинального момента двигателя $[\sigma_{см}] = (3 \div 4) 10^3$ кПа.

Валы. Конструкции валов и нагрузки, которые они воспринимают, определяются типом муфты сцепления, условиями эксплуатации и общей компоновкой трактора. При расположении муфты на маховике отдельно от коробки передач ее вал должен быть соосен с валом двигателя. В большинстве случаев соосность обеспечивается установкой двух подшипников, один из которых монтируют в расточке маховика или коленчатого вала, а другой — в картере муфты сцепления. Для центрирования подшипников при соединении картеров муфты сцепления и маховика обычно устанавливают направляющие штифты. Несоосность валов не должна превышать 0,1—0,2 мм, что необходимо проверять после сборки.

На рис. 6 показаны способы установки передней опоры вала муфты сцепления относительно вала двигателя.

В большинстве случаев смазку переднего подшипника 1 (рис. 6, а, б) производят при монтаже муфты сцепления густой смазкой (солидолом). В некоторых случаях предусматривают возможность смазки этого подшипника в процессе эксплуатации трактора, для чего в маховике двигателя (рис. 6, г) высверливают специальный канал 4, через который подводят смазку. В конструкции, представленной на рис. 6, в для этой цели сделано осевое отверстие 3 в валу муфты сцепления. Задний подшипник вала (на схемах не показан), укрепленный в картере, периодически смазывают при помощи специальной масленки.

Валы муфты сцепления соединяются со ступицами дисков шлицами 2. В некоторых случаях их нарезают на переходной втулке, прикрепленной к фланцу вала (рис. 6, б).

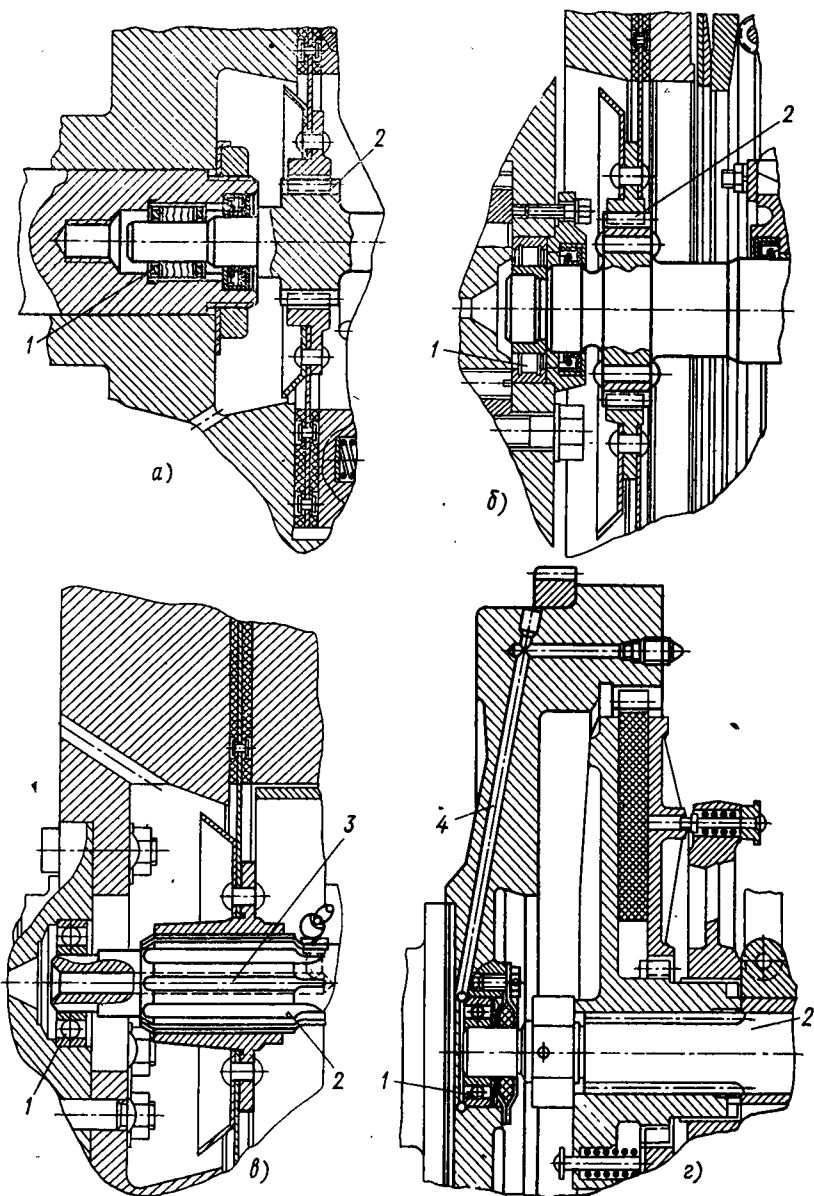


Рис. 6. Способы установки передней опоры вала муфты относительно вала двигателя при смазке переднего подшипника:

а, б — при монтаже муфты; в, г — в процессе эксплуатации через осевое сверление вала муфты и через канал в маховике двигателя соответственно

Валы муфт рассчитывают на кручение по номинальному моменту двигателя

$$\tau_k = M_n / (0,2d^3) \leq [\tau_k],$$

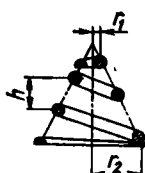
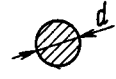
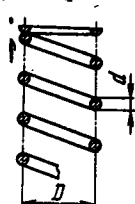
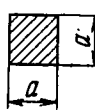
где d — диаметр наименьшего сечения вала.

Допускаемое напряжение $[\tau_k] = 8 \cdot 10^4 + 1 \cdot 10^5$ кПа обеспечивает примерно трехкратный запас по пределу текучести.

Шлицевые соединения рассчитывают на смятие. Допускаемое напряжение при этом не должно превышать $25 \cdot 10^3$ кПа. Обычно шлицы имеют эвольвентный профиль. Валы и шлицы следует проверять на кратковременные максимальные нагрузки. С учетом влияния упругости деталей расчетный момент принимают равным удвоенному моменту трения муфты сцепления. Допускаемое напряжение не должно превышать предела текучести.

Размеры переднего подшипника вала выбирают конструктивно. Наибольшее распространение получили шариковые и роликовые подшипники. Валы муфт сцепления изготавливают из углеродистых сталей с последующей термической обработкой

2. Формулы для расчета пружин муфт сцепления

Пружина	Сечение проволоки	Напря- жение τ_k	Деформация				
Коническая 		$\frac{16Pr_2}{\pi d^3}$	$\frac{16Pn(r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2)}{d^4G}$				
		$\frac{Pr_2}{\nu a^3}$	$\frac{2P \Delta n(r_1 + r_2)(r_1^2 + r_2^2)}{a^4G}$				
Цилиндрическая 		$\frac{8PD}{\pi d^3}$	$\frac{8PD^3n}{d^4G}$				
		$\frac{8PD}{\pi a^3}$	$2,32 \frac{PD^3n}{a^4G}$				
Примечание. P — сила, действующая на пружину; n — число рабочих витков; ν и Δ — коэффициенты, зависящие от отношения $a : b$:							
$a : b$ ν Δ	1 0,208 5,576	1,5 0,231 2,67	1,75 0,239 2,086	2 0,246 1,713	2,5 0,258 1,256	3 0,267 0,995	4 0,282 0,698

(сталь 40Х, HRC 35—40; сталь 45, HRC 40—50; сталь 33ХСА, HRC 48—56 и др.).

Пружины. В постоянно- и непостояннозамкнутых муфтах сцепления применяют цилиндрические, конические, тарельчатые и другие пружины. Они воздействуют на диски непосредственно или через рычажный механизм. При выключении муфты сцепления нажимные пружины дополнительно деформируются, отчего напряжение в них повышается. Дополнительная осадка пружин равна перемещению нажимного диска, необходимого для разобщения трущихся поверхностей.

Обычно осадка пружины при включении муфты сцепления возрастает приблизительно на 20%, поэтому за расчетную принимают силу $Q' = 1,2Q$. При выключении муфты зазор между соседними витками пружины должен быть не менее 1 мм. Число рабочих витков пружины

$$n = dG/(8D^3c),$$

где d — диаметр проволоки; G — модуль сдвига; D — средний диаметр пружины; c — жесткость пружины (для применяемых пружин $c = 50 \div 90$ Н/мм).

Обычно $n = 8 \div 12$.

Пружины изготавливают из углеродистой стали (85), марганцовистой, кремнистой или пружинной проволоки. Рассчитывают их на статические нагрузки по формулам, приведенным в табл. 2 ($[\tau_k] = 500 \div 600$ МПа).

На тракторах и автомобилях получают распространение муфты сцепления с тарельчатыми пружинами, выполненными в виде усеченного конуса (рис. 7, а). Часто они имеют прорезы вдоль образующей конуса (рис. 7, б, в) — лепестковые пружины. У некоторых пружин лепестки используются, как отжимные рычаги муфты. По сравнению с цилиндрическими пружинами они сложнее в производстве, но при их использовании упрощается конструкция муфты и достигаются некоторые эксплуатационные преимущества.

Особенностью тарельчатых пружин по сравнению с цилиндрическими (прямая 1, рис. 8) является их нелинейная характеристика (кривая 2). У полностью включенной муфты деформация пружины λ_2 соответствует номинальному нажимному усилию — точка Б. При износе поверхностей трения нажимное усилие сначала несколько возрастает, а потом уменьшается. Если допустимый износ трущихся поверхностей $\Delta f = \lambda_2 - \lambda_1$ (здесь λ_2 и λ_1 — деформации пружины включенной муфты при изношенных поверхностях трения и при отсутствии износа этих поверхностей соответственно) лежит в интервале между точками Б и А характеристики, то сила сжатия поверхностей трения остается практически стабильной. Точка В на характеристике соответствует осадке пружины λ_3 при полностью выключенной муфте сцепления.

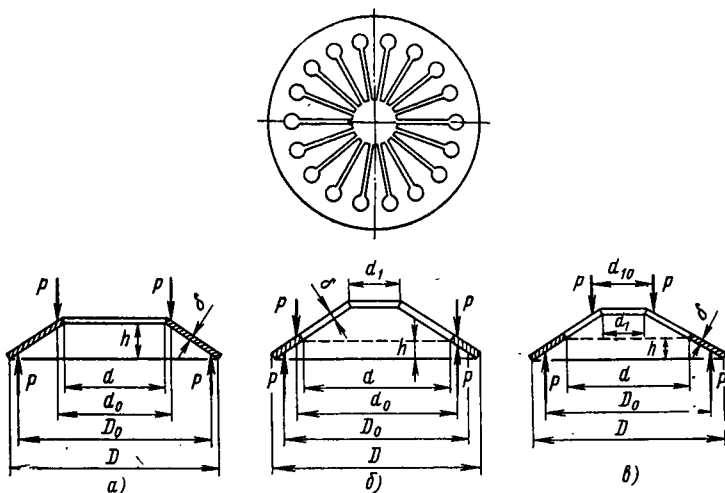


Рис. 7. Схема тарельчатой пружины:

a — диафрагменной; b , c — разрезной лепестковой (нагрузка P действует по внутреннему диаметру неразрезной части пружины и на концы лепестков соответственно)

Для расчета тарельчатых пружин можно пользоваться методикой, предложенной В. И. Чунихиным (Московский автомеханический институт), которая состоит в следующем.

1. Из конструктивных условий задают параметры пружины D , d или d_1 (см. рис. 7, a , b , c).

2. Находят опорные диаметры пружины

$$D_0 = 0,98D; d_0 = 1,01d; d_{10} = 1,01d_1.$$

3. Определяют толщину пружины δ

$$\delta^8 + \frac{(\Delta f)^2}{6i^2} \rho^6 - \frac{1}{2} \left(\frac{\Delta f}{3i} \right)^6 \delta^2 - C \left(\frac{\Delta f}{3i} \right)^3 \delta - \frac{C^2}{2} = 0,$$

где Δf — суммарный допустимый износ накладок фрикционных дисков; i — коэффициент [$i = (D_0 - d_0)/(D_0 - d)$ для пружин, показанных на рис. 7, a , b , и $i = 1$ для пружины, изображенной на рис. 7, c].

Коэффициент C находят по формуле

$$C = \frac{3P_n D_0^2 i (1 - \mu^2) (m_0 - 1)^2}{2\pi E m_0^2 \ln m_0},$$

где P_n — расчетное усилие нажатия на поверхности трения; μ — коэффициент Пуассона ($\mu \approx 0,3$); E — модуль

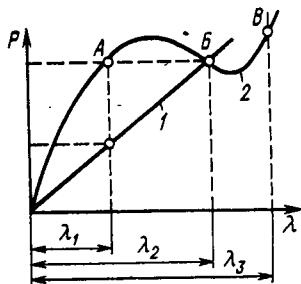


Рис. 8. Характеристики пружин

упругости первого рода; m_0 — коэффициент ($m_0 = D_0/d_0$ для пружины, показанной на рис. 7, а; $m_0 = D_0/d$ для пружин, показанных на рис. 7, б, в).

4. Определяют высоту неразрезной части конуса

$$h = \sqrt{2\delta^2 + (\Delta f)^2 / (3i^2)}.$$

5. Находят деформацию пружины

$$\lambda_2 = ih + \Delta f / 3.$$

6. Напряжение материала пружины

$$\sigma = \frac{4E\lambda_2}{(1-\mu^2)iD^3} \frac{m^2}{m-1} \left[\left(h - \frac{\lambda_2}{2i} \right) \frac{m-1-\ln m}{(m-1)\ln m} + \frac{\delta}{2} \right],$$

где $m = D/d$.

7. Строят характеристику пружины по формуле

$$P = \frac{4E\delta\lambda}{(1-\mu^2)i^2D_0^3} \frac{\pi}{6} \left(\frac{m_0}{m_0-1} \right)^2 \times \\ \times \ln m_0 \left[\left(h - \frac{\lambda}{i} \right) \left(h - \frac{\lambda}{2i} \right) + \frac{\delta}{2} \right].$$

Механизмы управления. Рекомендации по конструированию приводов управления механизмами тракторов приведены в гл. VI. В настоящей главе рассмотрим только некоторые, специфические вопросы проектирования приводов управления, связанные с конструкцией нажимного механизма муфты сцепления.

Постояннозамкнутые муфты. Связь между силой $P_{\text{в}}$ на нажимной втулке 1, которую надо приложить для выключения муфты сцепления, и силой Q , сжимающей диски, в общем случае определяется уравнением (рис. 9).

$$P_{\text{в}} = \hat{u}Q',$$

где $\hat{u}$ — силовое передаточное число рычажного механизма; Q' — суммарная сила нажимных пружин при выключенной муфте сцепления.

Полный ход нажимной втулки, необходимый для выключения муфты сцепления,

$$S_{\text{в}} = S_{\text{х}} + S_{\text{р}},$$

где $S_{\text{х}}$ — холостой ход, необходимый для выбора зазора между торцом нажимной втулки и концами рычагов выключения муфты; $S_{\text{р}}$ — рабочий ход, необходимый для разобщения трущихся поверхностей.

Зазор между нажимной втулкой 1 и концами рычагов выключения необходим для полного включения муфты при износе трущихся поверхностей, когда этот зазор уменьшается. В противном случае муфта не будет включаться полностью. Зазор определяется допустимым износом фрикционных накладок и в применяемых муфтах составляет 3—5 мм.

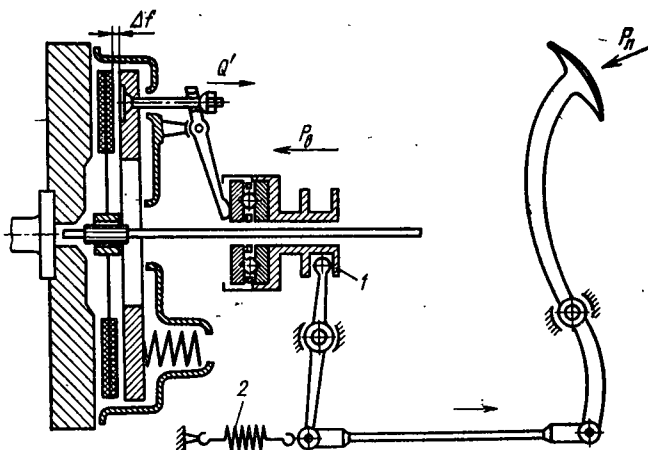


Рис. 9. Схема привода управления постоянно замкнутой муфты сцепления

Рабочий ход втулки зависит от конструкции муфты сцепления и определяется формулой

$$S_p = f i_t \hat{u},$$

где f — зазор между каждой парой поверхностей трения в выключенном положении муфты (в однодисковых муфтах $f = 0,8 \div 1$ мм, в многодисковых $f = 0,3 \div 0,4$ мм); i_t — число пар поверхностей трения.

Для того чтобы у включенной муфты нажимная втулка при вибрации не соприкасалась с рычагами выключения, в приводе устанавливают оттяжную пружину 2 прямо на втулке, или где-нибудь на промежуточном рычаге.

Для уменьшения трения между рычагом 3 выключения и нажимной втулкой 5 монтируют упорные, радиально-упорные или радиальные шарикоподшипники 6 (рис. 10, а, б, в). В некоторых случаях устанавливают прессованные из графитной массы и пропитанные маслом подпятники 7 (рис. 10, в), которые не надо смазывать в процессе эксплуатации.

Периодическую смазку подшипников нажимной втулки производят при помощи специальных масленок 4, установленных на нажимной втулке (рис. 10, в) или при помощи гибкого шланга, выведенного к люку картера (рис. 10, б).

Подшипники современных конструкций обычно заключают в герметичные кожухи, куда при сборке заправляется масло, запаса которого хватает на межремонтный период. Используют также подшипники с одноразовой тугоплавкой смазкой, не требующей пополнения в процессе эксплуатации.

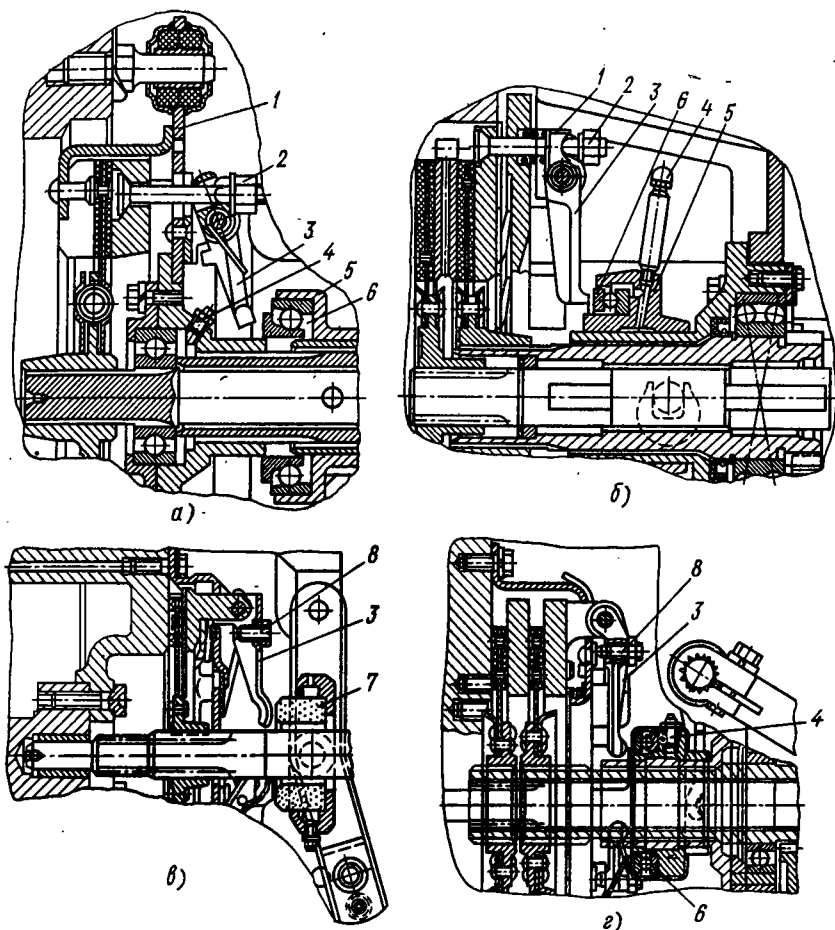


Рис. 10. Схемы установки рычагов управления постояннозамкнутых муфт:
а, б — на кронштейнах кожуха муфты; в, г — на приливах нажимного диска

! При выключении постояннозамкнутой муфты нажимные диски отводятся при помощи рычагов 3 выключения, устанавливаемых на кронштейнах, на кожухе 1 муфты (рис. 10, а, б) или на специальных приливах нажимных дисков (рис. 10, в, г). Для равномерного отвода нажимного диска внутренние концы рычагов должны находиться в одной плоскости, для чего предусматривается возможность их регулирования с помощью гаек 2, накрученных на шпильки (рис. 10, а, б), или регулировочных винтов 8 (рис. 10, в, г), ввернутых в отжимные рычаги.

Для предотвращения вибрации рычагов при включенной муфте сцепления применяют специальные пружинки, конструкция и метод установки которых определяются главным образом условиями компоновки. Чаще всего эти пружинки выполняют в виде

петель (рис. 10, а, в, г) или устанавливают цилиндрические пружинки прямо под рычажок (рис. 10, б). Они оттягивают рычаги выключения от нажимных втулок. Рычаги выключения должны быть достаточно жесткими, но вместе с тем их размеры и установка должны быть такими, чтобы центробежные силы, возникающие при работе, не превышали силу пружинок и рычаги не прижимались к нажимным втулкам.

Кожух муфты сцепления, крепящийся к маховику, служит основой для установки нажимных пружин, рычагов выключения и нажимного диска. Кожух должен обладать большой жесткостью. Его обычно штампуют из стали 10 или 20 толщиной 3—5 мм. В кожухе должно быть достаточное число отверстий, обеспечивающих хорошую вентиляцию и охлаждение деталей муфты. Картер, внутри которого монтируют детали муфты сцепления, отливают из чугуна или стали. При проектировании картера необходимо предусмотреть достаточное число люков, размеры и размещение которых обеспечивали бы удобный доступ к деталям муфты для осмотра, регулировки и смазки.

Ниже рассмотрены некоторые конструкции постояннозамкнутых муфт сцепления.

На рис. 11 представлены одно- и двухдисковые муфты сцепления с цилиндрическими нажимными пружинами. Ведущие и нажимные диски вращаются совместно с маховиком двигателя и могут в то же время перемещаться вдоль оси. В однодисковой

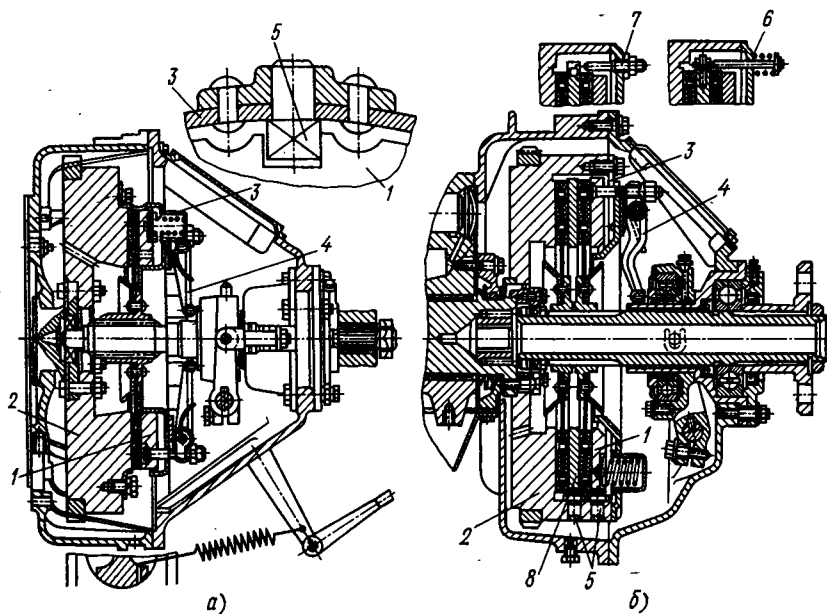


Рис. 11. Постояннозамкнутая муфта сцепления:

а — однодисковая; б — двухдисковая

муфте (рис. 11, а) это достигается применением ведущего пальца 5 с прямоугольной головкой, запрессованного в кожух 3 муфты. По периметру нажимного диска 1 сделано соответствующее число пазов (обычно три), куда свободно входят головки ведущих пальцев 5.

В двухдисковых муфтах сцепления (рис. 11, б) средний 8 и нажимной 1 диски соединяются пальцами 5 или болтами, свободно проходящими через отверстия дисков и ввернутыми в маховик 2. Рычаг 4 выключения, отводя нажимной диск 1, не воздействует на средний диск 8. В этом случае для отвода среднего диска устанавливают специальные выталкиватели 6 с пружинами. Они оттягивают средний диск, создавая необходимый зазор. Чтобы средний диск, перемещаясь в осевом направлении, не входил в контакт с правым ведомым диском, устанавливают ограничитель хода 7.

На рис. 12 изображены двухдисковые муфты с различными механизмами отвода среднего диска. В муфтах, показанных на рис. 12, а, б, средний диск 3 отводится пружинами 2, установленными в маховике 1 двигателя. Болт 5, ввернутый в кожух 4 муфты, ограничивает перемещение среднего диска 3. В муфте, показанной на рис. 12, в, средний диск 3 отводится и фиксируется пружинами 2 и 4, размещенными в маховике 1 двигателя и нажимном диске 5. В муфте, изображенной на рис. 12, г, средний диск 3 отводится упругими пластинчатыми пружинами 8 и стержнями 7, а фиксируется при выключении регулировочным болтом 6.

На рис. 13, а показана однодисковая муфта сцепления с тарельчатой нажимной пружиной 4, которая по внешнему диаметру опирается на выточку нажимного диска 5. Пружина центрируется кожухами 1 и 2, служащими одновременно опорой, относительно которой пружина перегибается при выключении муфты. При выключении усилие от нажимной педали передается на нажимную втулку 3, которая действует на разрезную (лепестковую) тарельчатую пружину и, деформируя ее, отводит нажимной диск 5.

На рис. 13, б представлена двухдисковая муфта сцепления, при работе которой на поверхности трения действует одна тарельчатая предварительно сжатая пружина 9, установленная между дисками 8 и 10. Во включенном положении муфты пружина прижимает ведомый диск 7 главной муфты сцепления к маховику 6 двигателя, а ведомый диск 11 привода ВОМ — к опорному диску 12.

Каждый из нажимных дисков соединен тягами с рычагами управления 13 и 14. При выключении муфты усилие от педали управления передается на нажимную втулку, которая, перемещаясь, последовательно нажимает на рычаг 13, отводя нажимной диск главной муфты сцепления, а затем на рычаг 14, отводя нажимной диск 10 ВОМа от опорного диска 12.

Непостояннозамкнутые муфты. Связь между ходом и усилием на нажимной втулке устанавливают по регулировочным характеристикам непостояннозамкнутой муфты сцепления. По этим

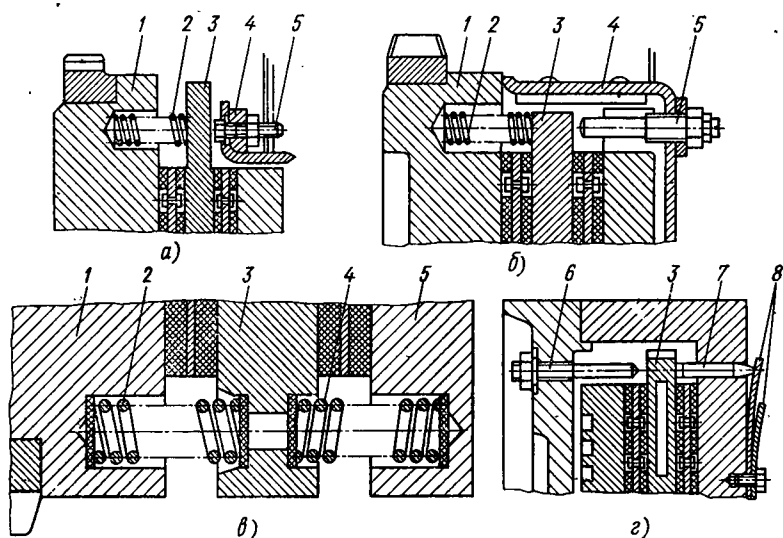


Рис. 12. Двухдисковые муфты, в которых для отвода среднего диска используются пружины:

а, б — установленные в маховике двигателя; в — расположенные в маховике двигателя и нажимном диске; г — пластинчатые, установленные на нажимном диске

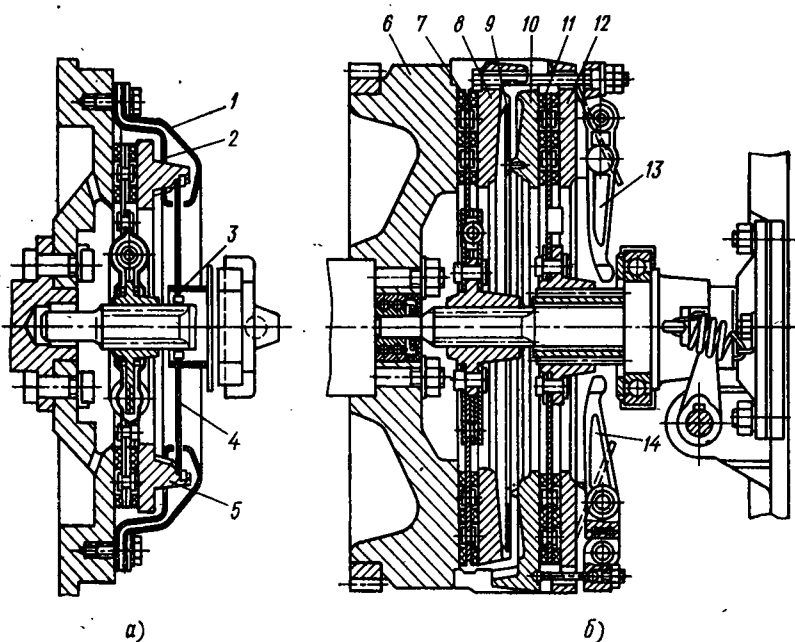


Рис. 13. Постояннозамкнутая муфта сцепления с тарельчатой пружиной:
а — однодисковая; б — двухдисковая

характеристикам судят об эксплуатационных качествах муфты. Для их построения необходимо выявить кинематические и силовые зависимости нажимного механизма.

Полный ход нажимной втулки состоит из холостого S_x , рабочего S_p хода и хода замыкания S_3 :

$$S_b = S_x + S_p + S_3.$$

В процессе холостого хода устраняются зазоры между рычагами и нажимным диском, а также зазоры между поверхностями трения при выключенной муфте. Рабочий ход следует за холостым и продолжается до тех пор, пока механизм не займет «мертвое» положение. При этом серьга рычажного механизма устанавливается вертикально (на рисунке изображено сплошной линией), детали рычажного механизма и диски деформируются. В «мертвом» положении нажимного механизма сила нажатия на диски максимальна.

При ходе замыкания нажимная втулка несколько продвигается за «мертвое» положение во избежание произвольного выключения муфты (при этом незначительно уменьшается сила нажатия на диски). Обычно ход замыкания составляет 2—3 мм. Он соответствует повороту звена рычажного механизма на 1—2°.

Полное перемещение нажимного конца рычага

$$f_n = f_{i_t} + f_{\text{деф}},$$

где f — зазор между поверхностями трения в выключенном положении муфты сцепления; i_t — число пар поверхностей трения; $f_{\text{деф}}$ — суммарная деформация дисков за время включения.

Связь между ходом S нажимной втулки от «мертвого» положения нажимного механизма до произвольного и ходом нажим-

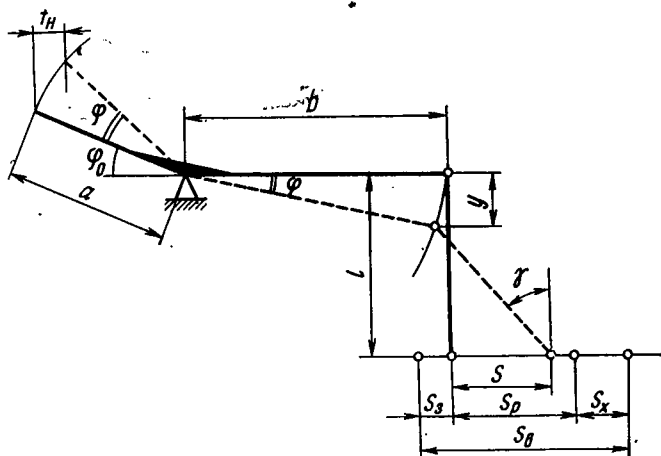


Рис. 14. Схема нажимного механизма непостояннозамкнутой муфты сцепления

ного конца рычага f_n можно выразить через углы поворота рычага (рис. 14):

$$\begin{aligned} f_n &= a \cos \varphi_0 - a \cos (\varphi_0 + \varphi) = \\ &= a [\cos \varphi_0 (1 - \cos \varphi) + \sin \varphi_0 \sin \varphi]. \end{aligned}$$

Так как угол φ мал (менее 10°), без большой погрешности можно принять $1 - \cos \varphi = 0$, $\sin \varphi = y/b$. Тогда

$$f_n = ay \sin \varphi_0 / b, \quad (12)$$

где $y = l (1 - \cos \gamma)$.

Кроме того, $\sin \gamma = S/l$. Тогда

$$y = \frac{S}{\sin \gamma} (1 - \cos \gamma) = \frac{S}{\sin \gamma} 2 \sin^2 \frac{\gamma}{2}. \quad (13)$$

Ввиду малости угла γ можно принять

$$\sin (\gamma/2) = \sin \gamma/2 = S/(2l).$$

Тогда уравнение (13) примет вид

$$y = \frac{aS^2}{2lb} \sin \varphi_0.$$

Подставляя значение y в выражение (12), получим

$$f_n = \frac{aS^2}{2lb} \sin \varphi_0 \text{ или } f_n = A_1 S^2, \quad (14)$$

где $A_1 = a \sin \varphi_0 / (2lb)$ — постоянная для данного механизма.

Выше отмечалось, что при замыкании нажимного механизма (после перехода «мертвого» положения) сила нажатия на диски, а следовательно, и их деформация несколько уменьшаются. Выразим деформацию дисков замкнутой муфты $f_{\text{деф}} = f_p - f_3$ (где f_p , f_3 — деформации дисков, соответствующие рабочему ходу втулки и ходу замыкания) через ход нажимной втулки:

$$f_{\text{деф}} = A_1 (S_p^2 - S_3^2).$$

При включении муфты сцепления вследствие упругого характера деформации деталей (дисков и рычажного механизма) сила нажатия на диски прямо пропорциональна деформации:

$$Q = c f_{\text{деф}}, \quad (15)$$

где c — жесткость пружины.

Подставив в формулу (15) значение $f_{\text{деф}}$ в соответствии с выражением (14), получим

$$Q = c A_1 S^2. \quad (16)$$

Для определения усилия P_v , которое должно быть приложено к нажимной втулке при включении муфты составим уравнение равновесия двуплечего рычага нажимного механизма (рис. 15) относительно шарнира O :

$$Qa \sin (\varphi_0 + \varphi) + \mu Qa \cos (\varphi_0 + \varphi) = bR,$$

где μ — коэффициент трения.

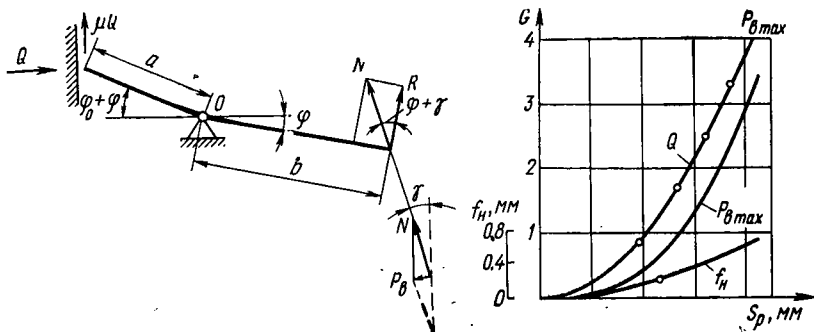


Рис. 15. Схема и регулировочная характеристика нажимного механизма непостояннозамкнутой муфты сцепления

Выразив силу R через усилие на нажимной втулке P_b , получим

$$Qa \sin(\varphi_0 + \varphi) + \mu Qa \cos(\varphi_0 + \varphi) = P_b \sin \gamma \cos(\varphi + \gamma).$$

Учитывая, что углы φ и γ малы ($1-2^\circ$), можно принять $\sin \gamma = S/l$, а $\cos(\varphi + \gamma) = 1$, $\sin(\varphi_0 + \varphi) = \sin \varphi_0$, $\cos(\varphi_0 + \varphi) = \cos \varphi_0$. Тогда сила, действующая на нажимную втулку механизма управления муфтой,

$$P_b = QS \frac{a}{lb} (\sin \varphi_0 + \mu \cos \varphi_0) = A_2 QS,$$

где A_2 — постоянный коэффициент, зависящий от конструкции нажимного механизма.

После подстановки выражения силы Q из формулы (16) находим

$$P_b = cA_1 A_2 S^3. \quad (17)$$

Жесткость c при конструировании нажимного механизма выбирают ориентировочно, а затем уточняют экспериментальным путем. Для муфт сцепления с жестким рычажным нажимным механизмом (трактор КД-35) $c = 50$ МН/м, с пружинными серьгами (трактор Т-100М) — $c = 25$ МН/м, с цилиндрическими компенсационными пружинами (трактор ДТ-20) — $c = 3$ МН/м.

Как следует из уравнения (17), сила P_b — величина переменная. В начале рабочего хода, когда $S = S_p$, $P_b = 0$, так как отсутствует нажимная сила ($Q = 0$). При дальнейшем перемещении втулки сила Q увеличивается, а затем уменьшается. В «мертвом» положении, когда $S = 0$, сила P_b снижается до нуля. При переходе через «мертвое» положение сила на нажимной втулке становится отрицательной. Определим, при каком положении нажимной втулки сила P_b достигает максимального значения. Подставив в формулу (16) вместо силы Q ее значение, соответствующее моменту, когда нажимная втулка не дошла до «мерт-

вого» положения на величину S [при этом $Q = cA_1 (S_p^2 - S^2)$], получим

$$P_b = cA_1 A_2 (S_p^2 - S^2) S. \quad (18)$$

Для того чтобы найти положение нажимной втулки, при котором сила P_b достигает максимального значения, возьмем первую производную dP_b/dS и приравняем ее нулю:

$$dP_b/dS = cA_1 A_2 (S_p^2 - 3S^2) = 0,$$

откуда

$$S = \sqrt{S_p^2/3} \approx 0,578S_p.$$

Подставив найденное значение S в уравнение (18), определим максимальную силу, действующую на нажимную втулку:

$$P_{b \max} \approx cA_1 A_2 [S_p^2 - (0,578S_p)^2] 0,578S_p$$

или

$$P_{b \max} \approx 0,385cA_1 A_2 S_p^2. \quad (19)$$

По приведенным выше зависимостям строят регулировочную характеристику (см. рис. 15), которая состоит из зависимостей максимальной силы $P_{b \max}$ [формула (19)], силы Q [формула (16)] и деформации дисков $f_{\text{деф}} = f_n$ [формула (14)] от рабочего хода нажимной втулки. По характеристике можно судить также об изменении коэффициента β запаса муфты по сцеплению.

Как показывает анализ регулировочных характеристик, муфты сцепления с жестким нажимным механизмом имеют ряд недостатков. Даже небольшое колебание хода S_p при установке крестовины во время регулирования приводит к значительному изменению коэффициента запаса β . Кроме того, муфту требуется часто регулировать, так как уже при незначительном износе поверхностей трения коэффициент запаса резко уменьшается. Для устранения указанных недостатков в нажимные механизмы современных непостояннозамкнутых муфт сцепления вводят компенсационные пружины, которые устанавливаются свободно (без предварительного сжатия) или с предварительным сжатием.

Процесс включения муфты этого типа можно разделить на два этапа. Первый — от начала нажатия на диски до момента, когда нажимная сила станет равной силе предварительного сжатия компенсационных пружин. В течение этого периода пружины не влияют на регулировочную характеристику. Второй этап — дальнейшее движение втулки, при котором сила сжатия становится больше силы предварительной затяжки пружин, и пружины включаются в цепь деформируемых деталей.

Регулировочная характеристика (см. рис. 16) имеет два участка, соответствующие этапам включения муфты сцепления. На первом этапе, когда компенсационные пружины не работают, сила Q нажатия на диски увеличивается быстро. Переходу ко второму

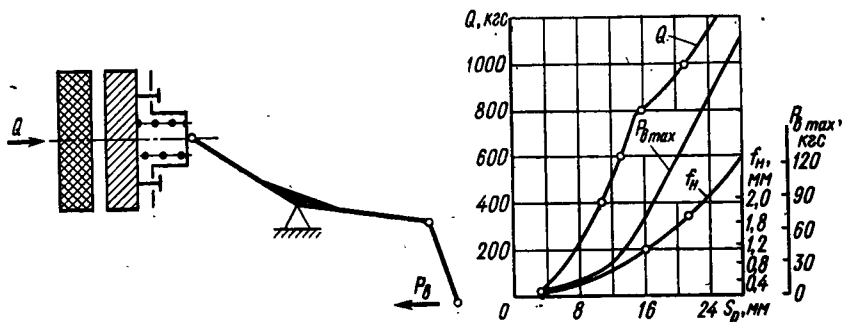


Рис. 16. Схема и регулировочная характеристика нажимного механизма постоянно замкнутой муфты сцепления с компенсационными пружинами

этапу соответствует перелом кривой, сила на втором этапе возрастает менее интенсивно.

Такой характер изменения силы нажатия на диски имеет следующие преимущества: а) существенно увеличивается межрегулировочный период работы муфты сцепления; б) обеспечивается малая чувствительность муфты сцепления к регулировкам. Даже при относительно большой ошибке при установке регулировочного элемента нажимного механизма коэффициент запаса муфты изменяется незначительно.

Большое влияние на регулировочную характеристику оказывает жесткость компенсационных пружин. При ее определении рекомендуется пользоваться следующим методом.

Приведенная жесткость $c_{пр}$ деформируемых деталей для второго этапа с учетом последовательной связи упругих деталей и компенсационных пружин

$$c_{пр} = c_1 c_2 / (c_1 + c_2),$$

где c_1 — жесткость деталей, деформируемых на первом этапе включения; c_2 — жесткость компенсационных пружин.

По сравнению с жесткостью рычажного устройства жесткость компенсационных пружин нажимного механизма мала, поэтому можно считать, что на втором этапе включения муфты деформируются только компенсационные пружины. Задаваясь минимальным и максимальным значениями коэффициента запаса муфты по сцеплению, определяют соответствующие силы Q_{min} и Q_{max} , а задаваясь максимально допустимым износом Δf_{max} накладок, находят жесткость компенсационных пружин

$$c_2 = (Q_{max} - Q_{min}) / \Delta f_{max}.$$

Сила предварительного сжатия компенсационных пружин должна быть равна Q_{max} .

Допустимый износ накладок Δf_{max} за межрегулировочный период не должен превышать 0,3 мм, так как в противном случае ход нажимной втулки может получиться чрезмерно большим.

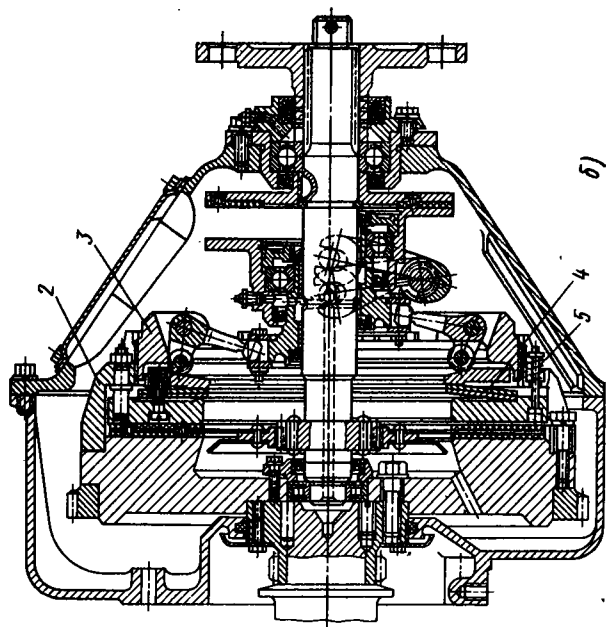
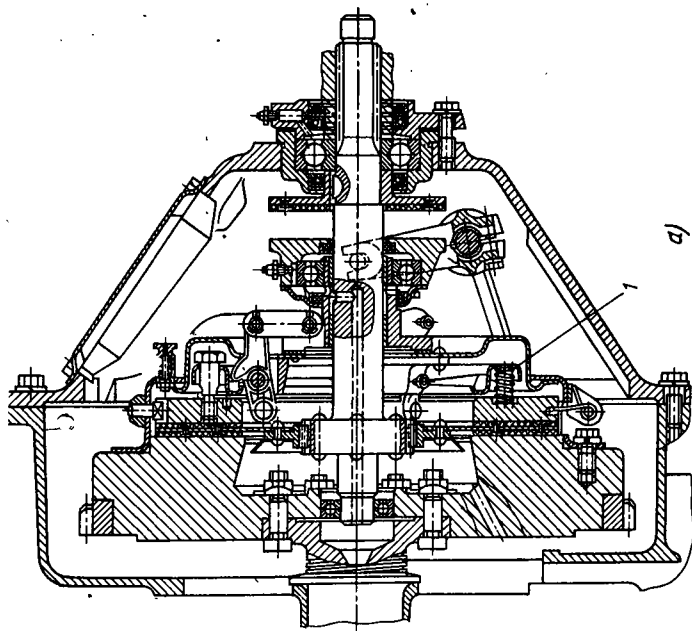


Рис. 17. Непостояннозамкнутая муфта сцепления с компенсационными пружинами:
а — цилиндрической; б — тарельчатой

В качестве компенсационных наибольшее распространение получили цилиндрические пружины, расположенные по периферии диска. Реже используют диафрагменные (тарельчатые) пружины.

Муфты сцепления с цилиндрическими, предварительно сжатыми пружинами 1 (рис. 17, а) с периферийной установкой отличаются относительно простой конструкцией и небольшим моментом инерции ведомых деталей. Реже применяют муфты сцепления с тарельчатой компенсационной пружиной 4 (рис. 17, б), предварительное сжатие которой осуществляется при помощи регулировочного кольца 3, ввернутого в корпус 2. Они также достаточно просты конструктивно и имеют небольшой момент инерции ведомых деталей.

Примером муфты со свободно установленной компенсационной пружиной в нажимном механизме является муфта трактора Т-100 (рис. 18). Одно звено рычажного нажимного механизма 4 заменено пружинной серьгой 5. Если пружинное звено сделать достаточно жестким, то для создания необходимой силы нажатия на трущиеся поверхности потребуется слишком большой ход нажимной втулки, который практически невозможно обеспечить. Чтобы уменьшить ход втулки, увеличивают жесткость пружинных серег. У применяемых муфт сцепления (в том числе и у муфты сцепления трактора Т-100М) регулировочные характеристики незначительно отличаются от характеристик муфт с жестким механизмом.

К недостаткам муфты сцепления с пружинной серьгой 5, установленной в нажимном механизме, относится также большая

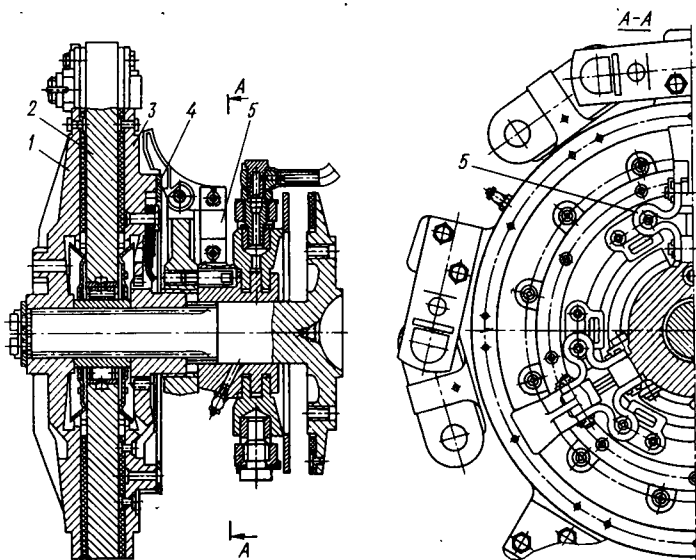


Рис. 18. Непостояннозамкнутая муфта сцепления с упругой серьгой

3. Параметры муфт сцепления тракторов

Параметр	T-16M	T-25	T-50	MT3-50	MT3-80
Номинальная мощность двигателя, кВт	11,7	13,2	16,4	36,8	58,6
Номинальная частота вращения, об/мин	1600	1600	1600	1700	2240
Тип муфты	Двойная	Одно- дисковая	Двойная	Однодисковая	
Диаметр поверхностей трения, мм:					
наружный	254; 220	254	275; 229	325	340
внутренний	150; 150	150	172; 146	200	200
Материал накладок	НСФ-7; НСФ-5	КФ-1		КФ-2	
Длина пружины в состоянии, мм:					
свободном	64,5	29	108	64,5	64,5
рабочем	48	24	82	48	48
Усилие всех пружин, Н	690	320	650	690	690
Коэффициент запаса по сцеплению (при $\mu = 0,3$)	2,8	2,83	2,78	2,8	2,55

Параметр	T-150	T-54B	T-74	ДТ-75	T-100M	T-4
Номинальная мощность двигателя, кВт	111	36,8	55	55	79	80
Номинальная частота вращения, об/мин	2000	1600	1700	1700	1090	1600
Тип муфты	Двух- дисковая	Двойная	Двух- дисковая		Одно- дисковая	Двух- дисковая
Диаметр поверхностей трения, мм:						
наружный	400	325	340	340	445	340
внутренний	220	200	210	210	200	210
Материал накладок		КФ-2			НСФ-7	КФ-2
Длина пружины в состоянии, мм:						
свободном	90	71	85	85	—	67
рабочем	56	48	48	48	—	48
Усилие всех пружин, Н	520	650	650	650	—	910
Коэффициент запаса по сцеплению (при $\mu = 0,3$)	3,6	2,09	3,1	3,1	4,5	3,46

Примечания. 1. Все муфты сцепления сухие, постоянно замкнутые (за исключением муфты трактора Т-100М)
2. Число нажимных пружин в муфтах трактора Т-16М равно 6, а в остальных 12.

металлоемкость, значительный момент инерции ведомых деталей и недостаточный отвод тепла от ведущего диска 2, так как фрикционные накладки закреплены на переднем 1 и заднем 3 дисках.

Для уменьшения отрицательного влияния центробежных сил муфты сцепления в сборе подвергают балансировке с точностью $(1-1,5) \cdot 10^{-3}$ Н·м при частоте вращения 1500—2000 об/мин. Уравновешивание деталей достигается снятием металла при сверлении отверстий. Для обеспечения чистоты выключения предусматривают пружинные выталкиватели 4 (см. рис. 12) или 5 (см. рис. 17, б). В табл. 3 представлены основные параметры муфт сцеплений некоторых отечественных тракторов.

§ 11. ОСОБЕННОСТИ УСТРОЙСТВА И РАСЧЕТА МУФТ СЦЕПЛЕНИЯ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ НАЖАТИЕМ

Для включения передач, блокирования планетарных механизмов и гидродинамических трансформаторов, а также в других случаях широко используют фрикционные муфты, у которых трущиеся поверхности прижимаются под действием давления масла. Ленточные тормоза для этих целей применяют реже, так как по конструктивным показателям они уступают дисковым муфтам.

Муфты, работающие в масле, обеспечивают по сравнению с сухими более стабильный коэффициент трения и тепловой режим деталей. Для управления ими обычно используют гидравлический привод. По конструкции различают муфты с зафиксированным от осевых перемещений (рис. 19, а) и с подвижным (рис. 19, б) цилиндрами.

На рис. 19, а представлена схема многодисковой муфты с неподвижным цилиндром для включения шестерен коробки передач. Фасонный барабан 8 закреплен на валу 1. Цилиндрическая расточка барабана используется в качестве гидроцилиндра, в котором перемещается поршень 4, фланец последнего является нажимным

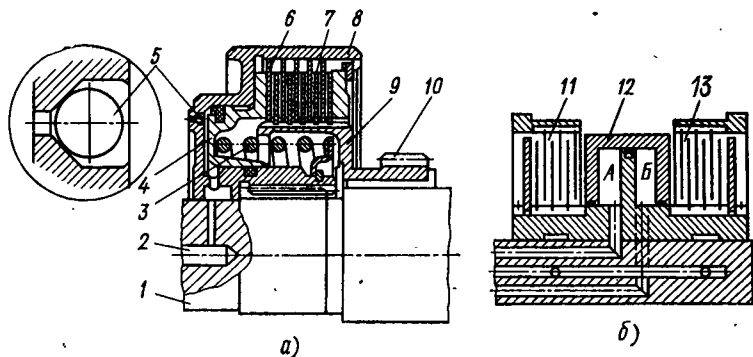


Рис. 19. Муфты сцепления с гидравлическим нажатием на трущиеся поверхности с цилиндром:

а — закрепленным; б — подвижным

диском муфты. На внутренней поверхности барабана 8 нарезаны шлицы, в них установлены ведущие диски 6. Ведомые диски 7 муфты расположены на шлицах ведомого барабана 9, выполненного заодно с шестерней 10 коробки передач.

При включении муфты масло по каналу 2 подается к поршню 4, который, перемещаясь вправо, сжимает пакет дисков. При выключении муфты канал 2 открывается «на слив» и под действием сжатой пружины 3 поршень возвращается в исходное положение. Оптимальное число дисков в муфтах коробок передач составляет четыре—шесть, при этом осевое усилие используется приблизительно на 90%. Давление на диски (без учета канавок) составляет 1,5—2 МПа.

На рис. 19, б изображена вдвоенная муфта сцепления, состоящая из муфт 11 и 13, каждая из которых включается одним общим подвижным в осевом направлении цилиндром 12. Цилиндр установлен свободно и перемещается вправо или влево под действием масла, нагнетаемого соответственно в полость А или Б. Для удержания цилиндра в нейтральном положении, когда обе муфты выключены, в этих полостях устанавливают центрирующие пружины (на схеме не указаны).

В трансмиссиях подобных конструкций муфту сцепления между двигателем и коробкой передач обычно не применяют, при этом продолжительность переключения передач сокращается от 1—5 до 0,2—0,5 с.

Силу давления масла в цилиндре, необходимую для создания заданного нажимного усилия, определяют из условия равновесия поршня при включении муфты:

$$Q = P_{\text{ст}} - P_{\text{пр}} + P_{\text{ц}}, \quad (20)$$

где Q — сила нажатия на трущиеся поверхности, необходимая для передачи заданного крутящего момента; $P_{\text{ст}}$ — сила статического давления масла на поршень; $P_{\text{пр}}$ — сила предварительного сжатия отжимной пружины; $P_{\text{ц}}$ — центробежная сила, развиваемая маслом, заключенным в поршневой полости и вращающимся вместе с муфтой.

Необходимое значение Q находят из уравнения (8). В этом случае принимают $R_2/R_1 = 1,2 \div 1,4$ и $\beta = 1,5 \div 1,8$.

Сила статического давления масла

$$P_{\text{ст}} = p_{\text{ст}} F_{\text{п}},$$

где $p_{\text{ст}}$ — статическое давление масла в системе (в муфтах тракторов $p_{\text{ст}} = 0,5 \div 1,5$ МПа, более высокое давление затрудняет уплотнение поршня, которое обычно выполняют в виде пружинных металлических колец либо колец из маслостойкой резины); $F_{\text{п}}$ — площадь поршня.

Центробежную силу $P_{\text{ц}}$, действующую на днище поршня, можно найти следующим образом.

Давление dp на цилиндрическую поверхность элементарного кольца шириной dR и толщиной, равной единице, расположенного на расстоянии R от оси вращения, находим по формуле

$$dp = \rho \omega^2 R dR,$$

где ρ — плотность масла; ω — угловая скорость вала муфты.

Проинтегрировав левую часть уравнения от 0 до p , а правую от R до R_0 , где R_0 — радиус расположения вводного отверстия масла в цилиндр, получим давление масла на радиусе R :

$$p = \rho \frac{\omega^2}{2} (R^2 - R_0^2). \quad (21)$$

Центробежная сила, действующая на элементарную площадку дна поршня,

$$dP_{\text{ц}} = p \cdot 2\pi R dR.$$

Подставляя вместо p его значение из уравнения (21) и учитывая, что в большинстве случаев масло к поршню подводится через осевое сверление вала (при небольшом диаметре сверления), можно принять $R_0 = 0$. Тогда

$$P_{\text{ц}} = \frac{\pi}{4} \rho \omega^2 (R_2^4 - R_1^4).$$

Уравнение (20) можно представить в виде

$$P_{\text{ст}} = p_{\text{ст}} F_{\text{п}} = Q + P_{\text{пр}} - P_{\text{ц}}.$$

Статическое давление масла в системе, необходимое для обеспечения передачи заданного крутящего момента,

$$p_{\text{ст}} = (Q + P_{\text{пр}} - P_{\text{ц}}) / F_{\text{п}}.$$

Центробежная сила $P_{\text{ц}}$ постоянно действует на поршень и диски во включенном и выключенном состоянии муфты.

Как уже говорилось, для обеспечения чистоты выключения в многодисковых фрикционных муфтах устанавливают отжимные пружины, которые должны при выключении муфты обеспечить разобщение трущихся поверхностей. Усилие $P_{\text{пр}}$, развиваемое отжимными пружинами, должно преодолеть силу трения в механизме и центробежную силу $P_{\text{ц}}$.

В применяемых фрикционных муфтах $P_{\text{пр}} = 1 \div 6$ кН. С учетом сил трения и «залипания» дисков, работающих в масле, силу пружины $P_{\text{пр}}$ можно принять равной

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{ц}} + (0,8 \div 1,0) \text{ кН}.$$

У муфт, установленных в коробках передач, диаметры поверхностей трения составляют: для тракторов Т-150 и Т-150К наружный диаметр 214 мм, для трактора К-700—280 мм, внутренние диаметры соответственно 165 и 230 мм; рабочее давление 0,9 МПа; коэффициент запаса (при $\mu = 0,08$) $\beta = 2,0$ и $2,2$.

При ограниченных габаритах муфт размещение мощных пружин вызывает затруднения, поэтому принимают различные меры для снижения усилия пружин. Одна из таких мер — установка промежуточного рычага между пружиной и нажимным диском (поршнем), однако из-за сложности в настоящее время ее применяют редко. У сдвоенных муфт с подвижными цилиндрами (см. рис. 19, б) центробежные силы масс жидкости, заключенных в полостях А и Б, взаимно уравниваются, поэтому отжимные пружины в них не устанавливают. Подобные конструкции не получили широкого распространения из-за сложности уплотнения деталей.

Наиболее перспективным является оснащение системы сливными (понижающими давление) устройствами. Для этого, например, в цилиндре делают три-четыре отверстия 1 диаметром 1—2 мм (рис. 20, а), которые постоянно сообщают поршневую полость с картером. Недостатком такого способа понижения давления является постоянная утечка масла, что требует повышенной подачи насоса. При выключении муфты масло выбрасывается из поршневой полости и центробежные силы перестают противодействовать отжимной пружине. Другим недостатком этого способа является замедленный процесс выключения муфты из-за небольшого размера сливных отверстий. Наличие сливных отверстий позволяет уменьшить усилие отжимных пружин приблизительно в 2 раза. Чтобы ускорить процесс выключения муфты, не повышая усилия отжимных пружин и питающего насоса, делают отверстия, которые открываются только в момент выключения муфты.

На рис. 20, б представлена муфта, в которой сливное отверстие 2 одним концом выходит в поршневую полость, а другим — в сторону дисков (диск, прилегающий к поршню, не имеет канавок). Когда муфта включена, диски прижаты к поршню и сливное отверстие закрыто. При выключении муфты диски отходят от торца поршня, отверстия открываются и масло под действием центробежных сил выбрасывается из поршневой полости.

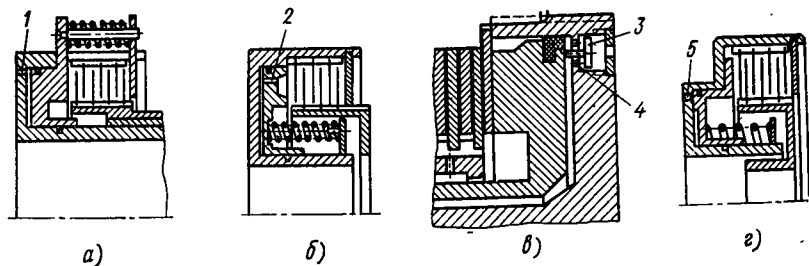


Рис. 20. Схемы сливных устройств муфт с гидравлическим нажатием на поверхности трения:

а — сливное отверстие открыто постоянно; б — сливное отверстие открыто при выключенной муфте; в — сливное отверстие перекрывается клапаном; г — с автоматически работающим шариковым клапаном

На рис. 20, в изображена муфта, у которой сливное отверстие 4 перекрывается клапаном 3. Между тарелкой клапана и днищем поршня установлен штифт. При включенной муфте клапан перекрывает сливное отверстие. При выключении поршень под действием отжимных пружин, отходя вправо, нажимает на штифт и клапан открывается.

На рис. 20, г и 19, а показаны муфты с автоматически работающим под действием центробежных сил шариковым клапаном 5. При включенной муфте под действием давления масла шариковый клапан прижимается к гнезду и перекрывает его. При выключении муфты, когда давление масла, создаваемое насосом, перестает действовать, центробежная сила шарика становится больше силы давления масла (созданного центробежными силами жидкости, прижимающими шарик к гнезду) и клапан открывается.

При наличии муфт сцепления в коробке передач во время работы трактора включена только одна из муфт, а остальные в это время выключены.

У многодисковых муфт сцепления, работающих в масле, несмотря на различные приспособления, трудно добиться полной чистоты выключения, что вызывает повышенное тепловыделение, износ поверхностей трения и снижение КПД. Для устранения указанного недостатка в большинстве муфт на поверхности тре-

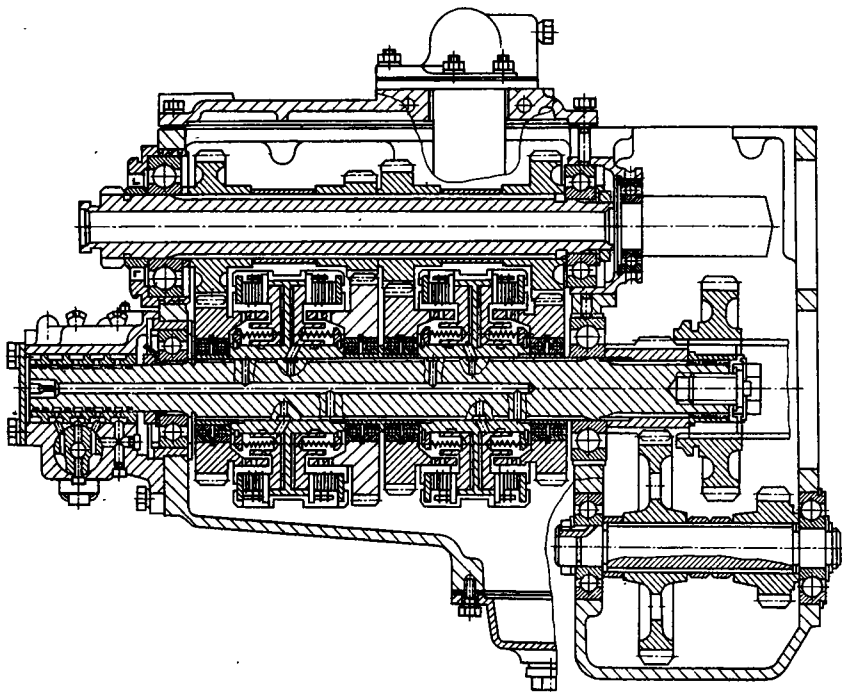


Рис. 21. Коробка передач с многодисковыми муфтами сцепления

ния подается масло, которое протекая по канавкам дисков, способствует размыканию муфты, ее охлаждению и удаляет продукты износа. Чтобы охлаждающее масло под действием центробежных сил не отжимало диски при включенной муфте сцепления, количество подаваемого масла ограничивают. Некоторые авторы на основе экспериментальных данных рекомендуют для образования устойчивой масляной пленки и охлаждения дисков обеспечивать удельный расход масла через канавки на поверхностях трения $10^{-4} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Однако эта рекомендация может быть принята как ориентировочная и обычно расход масла выбирают опытным путем при доводке конструкции.

На рис. 21 изображена коробка передач, где использованы многодисковые муфты сцепления с гидравлическим сжатием трущихся поверхностей, с помощью которых включаются нужные передачи (трактор Т-150К).

При работе муфты сцепления, особенно двух-и многодисковых, наблюдается неравномерный износ поверхностей трения: по мере удаления поверхности трения от нажимного диска износ возрастает.

Как свидетельствуют исследования кафедры «Тракторы» МАМИ, в процессе выключения имеют место значительные потери на трение в местах соединения дисков. В результате сила нормального давления на диски различна — по мере удаления от диска она становится меньше, а следовательно, разные и моменты, передаваемые дисками. Это приводит к уменьшению ресурса работы муфты сцепления в целом.

Глава III

КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

§ 12. НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКЦИЯ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Коробки передач, основным назначением которых является изменение тяговых усилий на ведущих колесах, должны обеспечивать достаточный диапазон их регулирования с рационально выбранным рядом передаточных отношений. Многолетним опытом установлено, что увеличение рабочих скоростей тракторных агрегатов повышает производительность труда, не ухудшая экономических и агротехнических показателей. На различных фонах почв и видах работы при определенных значениях тягового усилия и скорости движения КПД трактора достигает максимума, после чего начинает уменьшаться, так как более резко увеличивается сопротивление движению.

Выбирая скорости движения сельскохозяйственных и промышленных тракторов, необходимо исходить из всего комплекса технико-экономических и эксплуатационных показателей.

Наилучшие показатели работы агрегата обеспечивают бесступенчатые передачи, из которых наиболее совершенными являются гидродинамические. Они работают автоматически, имеют относительно простую конструкцию и могут полностью снимать динамические нагрузки в трансмиссии. Относительно малый КПД пока ограничивает их использование.

Гидрообъемные передачи не автоматические, но они обеспечивают более широкий диапазон регулирования скорости по сравнению с гидродинамическими. Их КПД также относительно низкий. Эти передачи находят все большее применение на сельскохозяйственных машинах.

Электрические передачи используют главным образом на машинах большой мощности. При малых мощностях они получаются тяжелыми и имеют низкий КПД. Для их изготовления расходуется довольно много цветных металлов.

Фрикционные бесступенчатые передачи из-за малой износостойкости и больших габаритных размеров имеют ограниченное применение на тракторах малой мощности и некоторых самоходных шасси.

Импульсные и другие бесступенчатые передачи из-за малой износостойкости тоже пока не получили распространения.

Наиболее широкое применение на сельскохозяйственных и промышленных тракторах нашли ступенчатые коробки передач, что объясняется отработанностью их конструкций, относительной простотой и высоким КПД. В основном используют коробки с неподвижными осями.

Главным недостатком любой ступенчатой коробки передач является разрыв потока мощности к ведущим колесам при переходе с одной передачи на другую, что вызывает остановку трактора и необходимость последующего разгона машины. Операция переключения передачи занимает 3—5 с, а последующее трогание с места и разгон трактора приводят к уменьшению экономичности работы двигателя. В итоге снижается экономичность и производительность работы агрегата. Для устранения указанных недостатков многие трансмиссии тракторов оснащают специальными устройствами — увеличителями крутящего момента (УКМ). Эти устройства, смонтированные в виде приставки или внутри коробки передач, позволяют увеличивать общее передаточное число трансмиссии на каждой передаче на ходу машины, без ее остановки. УКМ служит для преодоления кратковременных сопротивлений движению при трогании трактора с места и разгоне, при поворотах гусеничных тракторов без переключения передач.

Возможность включения и выключения УКМ без остановки трактора повышает производительность и экономичность работы агрегата на 5—10%. УКМ рассчитывают как на кратковременную, так и на длительную работу. В последнем случае включение УКМ обеспечивает возможность длительной работы трактора на пониженных скоростях движения. Существует много разнообразных конструкций УКМ, в которых используются как обычные с неподвижными осями валов, так и планетарные передачи.

На рис. 22 представлены схемы планетарных увеличителей крутящего момента, выполненных в виде приставок к коробкам передач. На рис. 22, а изображена схема УКМ, в котором использован планетарный ряд с внешним зацеплением шестерен.

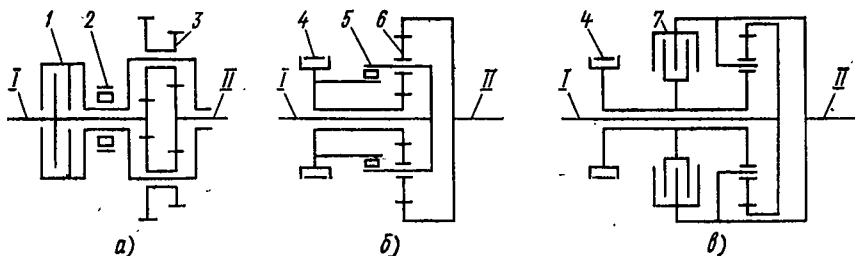


Рис. 22. Схемы увеличителей крутящего момента с планетарным рядом, имеющим зацепление:

а — внешнее; б, в — смешанное

На валу *I* муфты сцепления установлена дисковая блокировочная муфта *1* и солнечная шестерня планетарного механизма *3*. Водило планетарного механизма соединено с корпусом блокировочной муфты *1*. При ее включении планетарный механизм блокируется и система вращается, как единое целое ($u_1 = 1$). Крутящий момент с вала *I* непосредственно передается на вал *II* коробки передач. При выключении блокировочной муфты *1* водило, поворачиваясь в противоположную валу *I* сторону, заклинивает обгонную муфту *2* и планетарный механизм включается ($u_2 \neq 1$). Коробки передач, в которых в качестве блокировочных используют фрикционные муфты, не могут работать длительно в выключенном состоянии и применяются только для кратковременной работы.

На рис. 22, *б* изображен УКМ с планетарным рядом смешанного зацепления шестерен. Этот увеличитель момента компактнее, имеет более простую конструкцию и более высокий КПД. При затягивании тормоза *4* механизм включается ($u_2 \neq 1$), при растормаживании муфта *5* свободного хода заклинивается и механизм блокируется. Крутящий момент с вала *I* через заблокированный планетарный ряд *6* передается на вал *II* ($u_1 = 1$).

На рис. 22, *в* представлен вариант предыдущей конструкции, в которой вместо муфты свободного хода установлена блокировочная фрикционная муфта *7*. Широкое распространение на тракторах получили УКМ без планетарных механизмов, которые также монтируются внутри коробок передач.

На рис. 23, *а* изображена схема непланетарного увеличителя крутящего момента с двумя блокировочными фрикционными муфтами *2* и *4* и общим ведомым барабаном *3*, соединенным с валом *II* коробки передач. При включенной муфте *2* и выключенной муфте *4* крутящий момент с вала *I* непосредственно передается на вал *II* ($u_1 = 1$). При выключении муфты *2* и включении муфты *4* всту-

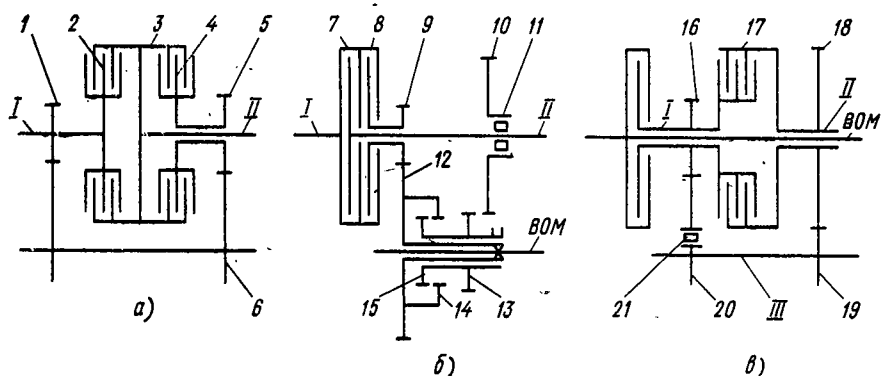


Рис. 23. Схемы непланетарных увеличителей крутящего момента:

а — с двумя блокировочными фрикционными муфтами и общим ведомым барабаном;
б — с двойной муфтой сцепления; *в* — с блокировочной и обгонной муфтами

пает в работу УКМ ($u_2 \neq 1$) и крутящий момент с вала I через шестерни $1, 6, 5$ и муфту 4 передается на вал II .

На рис. 23, *б* изображена схема УКМ с двойной муфтой сцепления — основной муфтой 7 и муфтой ВОМа 8 . При неработающем УКМ шестерни 15 и 14 не соединены. В этом случае крутящий момент с вала I двигателя, как обычно, через муфту сцепления 7 передается на вал II коробки передач. Для включения УКМ вводят зацепление шестерни 15 и 14 зубчатой муфты. При включенных муфтах 7 и 8 (высшая передача) вал II вращается быстрее шестерни 10 , обгонная муфта 11 включается и крутящий момент двигателя через муфту 7 передается непосредственно на вал II коробки передач ($u_1 = 1$). При выключении муфты 7 частота вращения вала II уменьшается, обгонная муфта 11 заклинивается и крутящий момент на вал II коробки передач передается через шестерни $9, 12, 13, 10$ ($u_2 \neq 1$).

Для включения ВОМа зубчатая муфта (шестерни 15 и 14) выключается и крутящий момент от двигателя передается двумя потоками: от муфты 7 на вал II , а от муфты 8 через шестерни $9, 12$ и трубчатый вал на ВОМ.

На рис. 23, *в* представлен увеличитель крутящего момента, работающий следующим образом. Ведомый диск муфты сцепления соединен с полым валом I , на котором закреплена шестерня 16 и ведущий барабан блокировочной муфты 17 . Ведомый барабан установлен на полом вала II , соединенном с коробкой передач. При включенной блокировочной муфте 17 крутящий момент с вала I через муфту сцепления непосредственно передается на вал коробки передач ($u_1 = 1$). При выключении блокировочной муфты 17 крутящий момент через шестерни 16 и 20 , обгонную муфту 21 (она заклинивается) передается на вал III и через шестерни 19 и 18 на вал II ($u_2 = 1$). Обычно $u_2 = 1,2-1,5$.

Использование УКМ коренным образом не решает проблемы повышения экономичности и производительности тракторного агрегата, так как переход с одной передачи на другую происходит с разрывом потока мощности к ведущим колесам трактора.

Следующим шагом в совершенствовании ступенчатых коробок передач было создание конструкций, позволяющих переключать передачи без разрыва или с малым разрывом потока мощности. Как показывает практика, если время разрыва потока мощности не превышает $0,1-0,15$ с, то даже на пахоте трактор не останавливается.

Коробки передач с переключением на ходу получили широкое распространение в нашей стране (тракторы МТЗ-80, Т-150, Т-150К, К-701) и за рубежом. В них используют многодисковые муфты сцепления, работающие в масле и смонтированные внутри коробки. Неразрывность потока мощности при переходе с одной передачи на другую достигается «перекрытием» передач, когда одновременно включены блокировочные муфты двух передач. Для упрощения конструкций коробок передач этот принцип используют только

на наиболее ходовых передачах. Безразрывность потока мощности можно достигнуть и в планетарных коробках передач. Коробки передач с неразрывным потоком мощности повышают экономичность и производительность работы агрегата (приблизительно на 15—20%) и являются переходным этапом к бесступенчатым коробкам передач.

§ 13. РАСЧЕТ СТУПЕНЧАТЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ ВАЛОВ

Проектирование коробок передач можно разделить на два этапа: определение передаточных чисел, обеспечивающих заданные тяговые и экономические показатели трактора; определение режимов нагружения и расчет основных размеров деталей.

Расчет производят в следующем порядке.

1. На основании технических и эксплуатационных требований, а также с учетом возможностей производства выбирают тип коробки передач и ее кинематическую схему. Для ступенчатых коробок передач задаются оптимальным числом передач.

2. На основании тягового расчета определяют общие передаточные числа трансмиссии трактора для различных передач.

3. Распределяют общие передаточные числа трансмиссии по механизмам трактора.

4. Находят передаточные числа коробки передач.

5. Устанавливают расчетные режимы и определяют основные размеры деталей коробки передач, одновременно производя компоновку и увязку размеров.

Тяговый расчет проводят методом, изложенным в курсе «Теория трактора», однако при уточнении передаточных чисел нужно иметь в виду, что у современных многоступенчатых коробок передач структура ряда передаточных чисел существенно не влияет на показатели работы трактора, так как эти коробки по своим возможностям приближаются к бесступенчатым. При уточнении передаточных чисел следует в первую очередь стремиться к обеспечению скоростей, обусловленных технологией сельскохозяйственного производства.

Скорости современных сельскохозяйственных тракторов разделяют на рабочие, резервные, пониженные и транспортные. При выборе диапазонов скорости движения исходят из следующих условий.

1. *Рабочие скорости* служат для выполнения основных сельскохозяйственных операций: пахоты, культивации, уборочных работ и др. При выборе передач исходной является расчетная скорость, при которой трактор развивает номинальное тяговое усилие на стерне нормальной влажности при максимально допустимом буксовании (17,5% для колесных тракторов и 5% для гусеничных).

Рабочие скорости современных сельскохозяйственных тракторов составляют 9—15 км/ч. По мере совершенствования сельскохозяйственных машин верхний предел рабочих скоростей возрастает. Число рабочих передач на современных тракторах равно 5—6. Передаточные числа внутри рабочего диапазона разбивают по геометрической прогрессии в соответствии с рекомендациями курса «Теория трактора».

2. *Резервные скорости* служат для получения повышенных значений силы тяги трактора. Их используют кратковременно для преодоления особо больших сопротивлений движению тракторного агрегата. При включении резервной передачи развивается максимально возможное по условиям сцепления тяговое усилие. Необходимо, чтобы резервная передача находилась в ряду геометрической прогрессии непосредственно после низшей рабочей передачи.

Поскольку передаточное число резервной передачи определяется из условия получения максимально возможного тягового усилия, предусматривают одну такую передачу. Если разрыв между резервной и первой рабочей передачей очень велик, то устанавливают промежуточную передачу.

3. *Пониженные скорости* характерны для многих машин (початкоделителей, рассадопосадочных машин, картофелеуборочных комбайнов и др.), рабочие скорости которых в соответствии с технологическими требованиями сельскохозяйственного производства составляют 0,2—3,6 км/ч.

Число пониженных скоростей определяется типом трактора и номенклатурой машин, с которыми он агрегатируется. На тракторах обычно имеется до четырех пониженных скоростей. Для упорядочения большого разнообразия характеристик машин, работающих на пониженных скоростях, НАТИ совместно с ВИСХОМом разработана отраслевая норма на пониженные скорости машинно-тракторных агрегатов (ОН-13-64), распределенных по тяговым классам тракторов, с которыми они работают (в числителе даны скорости трактора при работе двигателя с номинальной частотой вращения, в знаменателе — при использовании всережимного регулятора):

Тяговый класс трактора, тс	0,6	0,9—1,4	2	3—4	6—15
Диапазон скоростей, км/ч:					
первый	$\frac{1-1,6}{0,6-1,6}$	$\frac{0,35-1}{0,2-1}$	—	$\frac{0,5-1}{0,3-1,2}$	$\frac{0,1-0,28}{0,06-0,28}$
второй	—	$\frac{1,2-2,8}{0,7-2,8}$	$\frac{1,8-3,6}{1,1-3,6}$	$\frac{1,8-3,6}{1,1-3,6}$	$\frac{0,33-0,91}{0,2-0,91}$

В соответствии с рекомендацией, каждый из диапазонов тракторов тягового класса 0,9—1,5 тс должен быть обеспечен бесступенчатым регулированием или не менее чем тремя передачами, подобранными по ряду геометрической прогрессии. Для тракторов

класса 0,6 тс надо предусматривать не менее двух пониженных скоростей. Применение всережимного регулятора для маневрирования скоростями движения допускается только при условии, если машины, с которыми агрегируется трактор, не требуют в процессе работы использования всей мощности двигателя.

4. *Транспортные скорости* применяются при движении сельскохозяйственных тракторов по шоссейным и грунтовым дорогам. Транспортная скорость гусеничных тракторов составляет 10—12 км/ч и близка к высшей рабочей скорости, поэтому гусеничные тракторы имеют обычно только одну транспортную передачу.

У колесных тракторов разница между транспортной и высшей рабочей скоростью значительно больше. Транспортная скорость современного колесного трактора достигает 30 км/ч. В этом случае для движения по дорогам с плохим покрытием и для облегчения разгона трактора вводят дополнительно промежуточную передачу, обеспечивающую скорость 15—20 км/ч. Транспортные скорости также подбирают по геометрической прогрессии.

Общее передаточное число трансмиссии $u_{\text{общ}}$ является произведением передаточных чисел механизмов, из которых она состоит:

$$u_{\text{общ}} = u_k u_{\text{ц}} u_{\text{к.п.}}$$

где u_k , $u_{\text{ц}}$, $u_{\text{к.п.}}$ — соответственно передаточные числа коробки передач, центральной и конечной передач.

По аналогии с существующими тракторами или по конструктивным соображениям выбирают передаточные числа центральной и конечной передач, которые обычно составляют $u_{\text{ц}} = 2 \div 6$; $u_{\text{к.п.}} = 4 \div 7$.

Передаточные числа центральной и конечной передач зависят от габаритных размеров трактора и дорожного просвета. Целесообразно принимать их по возможности большими, что позволяет уменьшить размеры коробки передач.

Зная передаточные числа центральной и конечной передач, находят передаточные числа коробки передач. Следует иметь в виду, что некоторые передачи в коробке могут получиться повышающими.

§ 14. КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Шестерни. Габаритные размеры, металлоемкость и срок службы трансмиссии трактора в значительной мере определяются параметрами шестерен.

В тракторных трансмиссиях для изготовления шестерни применяют в основном цементуемые стали — 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 20ХН3А и др. После цементации и термической обработки твердость зубьев составляет HRC 56—63 при глубине слоя цементации 0,8—1,5 мм. Используют среднеуглеродистые стали 35ХГТ, 45Х и

другие, которые для придания поверхностной твердости нагревают токами высокой частоты с последующей закалкой и отпуском.

Форма и размеры элементов шестерен определяются кинематической схемой коробки передач, способом изготовления, а также силами, действующими на шестерни.

Большинство заготовок шестерен получают горячей штамповкой. До последних лет технологический процесс изготовления не предусматривал термической обработки ступиц шестерен, хотя одной из главнейших причин их выхода из строя был износ шлицев ступиц. Термическая обработка ступиц (до твердости HRC 60—63), предложенная НАТИ, повысила срок службы шлицевых соединений до 6000 ч.

Для всех конструкций тракторных коробок передач наблюдается тенденция уменьшения модуля шестерен, который для тракторов с двигателями мощностью до 15 кВт равен 2,5—3 мм, а 22—30 кВт — 3—4 мм. Значительно уменьшается и рабочая ширина венца зубьев шестерен, которая для трактора с двигателями малой мощности составляет 12—18 мм, а средней мощности — 20—30 мм.

Пары шестерен с большими передаточными числами обычно нарезают без смещения исходного инструмента.

При обычной компоновке трактора в большинстве случаев ведущую шестерню центральной передачи выполняют заодно целое со вторичным валом коробки передач.

До недавнего времени конические шестерни центральных передач изготавливали прямозубыми. В настоящее время их заменяют косозубыми шестернями, причем в большинстве случаев с нулевым средним углом наклона зуба. Передачи с косозубыми шестернями при тех же габаритных размерах имеют передаточное число приблизительно вдвое большее, чем передачи с прямозубыми шестернями. Кроме того, их срок службы превышает срок службы прямозубых конических передач. Подобные шестерни применяют при передаточных числах пары не менее трех.

Практика эксплуатации тракторов показывает, что иногда шестерни выходят из строя уже через 2000—3000 ч работы вместо нормированных 6000 ч. Причинами являются поломка зубьев, износ и выкрашивание их рабочих поверхностей.

Существует несколько методов расчета шестерен, однако наибольшее распространение получили следующие.

Расчет цилиндрических шестерен. Поломка зубьев шестерен, как правило, является следствием усталости материала под действием повышенных напряжений изгиба в основании зуба. При расчете шестерен на изгиб пользуются формулой Льюиса

$$\sigma_n = P/(b p_a y), \quad (22)$$

где P — окружная сила, действующая в полосе зацепления по начальной окружности ведущей шестерни; b — ширина венца зубчатого колеса; p_a — шаг зацепления; y — коэффициент формы

зуба, зависящий от эквивалентного числа зубьев, коэффициента высоты зуба и коэффициента смещения и угла зацепления.

Эквивалентное число зубьев для косозубых цилиндрических шестерен

$$z_v = z / \cos^3 \beta,$$

где z — действительное число зубьев; β — угол наклона линии зуба.

Допускаемое напряжение изгиба не должно превышать значения, определенного по формуле (22): для рабочих передач 250 МПа, а для редко работающих шестерен 400 МПа, что обеспечивает коэффициент запаса по пределу текучести, равный приблизительно 1,5.

Окружную силу определяют по формуле

$$P = 2M_1/d_{w1} = 2M_1/mz_1,$$

где M_1 — расчетный крутящий момент на ведущей шестерне; d_{w1} — начальный диаметр ведущей шестерни; m — модуль.

Зная шаг зацепления $p_\alpha = \pi m$ и ширину зубчатого венца $b = \psi_\alpha m$, находим

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_1}{\pi y \psi_\alpha z [\sigma_H]}},$$

где ψ_α — коэффициент длины зуба.

Причиной преждевременного износа шестерен может быть попадание частиц абразива, недостаточная смазка или ее низкое качество, большая нагрузка на зубья. Первые две причины можно устранить путем надежной герметизации картера и подбора соответствующей смазки.

Исследования показывают, что прогрессирующее изнашивание наступает в тех случаях, когда нагрузка q на единицу длины зуба превышает определенное критическое значение, зависящее от твердости поверхности зуба;

$$q = P/b \leq [q].$$

Для сталей твердостью HRC 56—63 критическая нагрузка $[q] = 7,5$ МН/см.

Основной причиной выкрашивания являются усталостные явления на поверхностях контакта зубьев шестерен. При проверке зубьев на выкрашивание за основу расчета принимают формулу Герца, которая применительно к зубчатой передаче имеет вид

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{PKE}{bd_{w1}} \frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_w} \frac{K_{пол}}{K_{\epsilon\alpha}} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H],$$

где K — коэффициент нагрузки; E — приведенный модуль упругости; β_b — основной угол наклона линии зуба; $K_{пол}$ — коэффициент концентрации нагрузки в полосе зацепления (при косо-

зубом зацеплении $\sim 1,2$); u — передаточное число передачи (знак «+» при внешнем зацеплении; «—» при внутреннем); $K_e \approx 1,6$ — коэффициент колебания суммарной длины контактных линий; $\varepsilon_\alpha \approx 0,9$ — коэффициент торцового перекрытия; $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение (1200—1500 МПа).

Модуль шестерни должен составлять

$$m = \frac{0,83 \cos \beta_w}{z_1} \sqrt{\frac{M_1 K_e}{\psi_\alpha} \frac{u \pm 1}{u} \frac{\cos \beta_b}{\sin 2\alpha_w}},$$

где β_w — угол наклона линии зуба по начальной окружности; z_1 — число зубьев ведущей шестерни.

В 1962 г. НАТИ была разработана отраслевая нормаль ОН 13-124—62 «Выбор геометрических параметров и расчет тяжело нагруженных шестерен тракторных трансмиссий». Эксплуатационная проверка экспериментальных образцов, изготовленных по этим рекомендациям, показала, что при уменьшении металлоемкости некоторых трансмиссий в 2 раза их срок службы составляет более 6000 ч, при этом ведущая и ведомая шестерни равнопрочны.

Работами НАТИ установлена зависимость предела выносливости при изгибе от напряжения в основании зуба, окружной силы, продолжительности зацепления и радиуса закругления ножки зуба. Установлено, что шестерни должны выдерживать до 10^7 циклов нагружений при нагрузке, превышающей на 30% ту, которая соответствует работе двигателя на номинальном режиме. Исследования показали также, что шестерни с уменьшенной высотой зуба имеют меньшую контактную и изгибную выносливость, меньшую продолжительность зацепления и плавность работы, поэтому при проектировании новых тракторов их применять не следует. Смещение исходного контура значительно увеличивает контактную выносливость.

Полюс зацепления и ножку зуба шестерни рекомендуется размещать в зоне двупарного зацепления. Это достигается смещением инструмента при изготовлении шестерен: положительным для ведущей и отрицательным для ведомой.

Применив рациональную форму зубьев, можно увеличить их прочность при изгибе и стойкость против выкрашивания.

Методика НАТИ рекомендует следующий порядок расчета.

1. Определение модуля. Заменяя в формуле (22) коэффициент y выражением

$$y = \frac{2}{3} \frac{X}{\rho_\alpha},$$

получим

$$\sigma_H = 1,5P/(bX),$$

где X — параметр прочности: $X = s_1^2/(4h_p)$, здесь s_1 — толщина зуба в опасном сечении; h_p — расчетное плечо приложения силы P .

Опасное сечение зуба расположено на некотором расстоянии от вершины зуба, приблизительно равном сумме высот головок парных шестерен:

$$h_p = h_{a1} + h_{a2}.$$

В отношении прочности зуба наиболее опасным является момент, когда при обкатке зубьев двупарное зацепление переходит в однопарное (начинает работать один зуб). Для этого положения и находят плечо h_p приложения силы при определении параметра прочности X .

Анализ поправочных коэффициентов, предложенных различными авторами для уточнения основной расчетной формулы (22) (коэффициента продолжительности зацепления, коэффициента, учитывающего динамическую нагрузку), показал, что основным фактором, определяющим прочность на изгиб, является концентрация напряжений в зоне закругления ножки зуба.

Проф. С. П. Тимошенко была предложена формула для определения эффективного коэффициента K_σ , учитывающего концентрацию напряжения у ножки зуба шестерни:

$$K_\sigma = 1 + 0,15s_1/\rho_f,$$

где ρ_f — радиус кривизны кривой зуба.

В дальнейшем эта формула была уточнена:

$$K_\sigma = H + (s_1/h_p)^L (s_1/\rho_f)^i,$$

где H и показатели степени L и i зависят от угла зацепления α_w .

В расчетную формулу по методике НАТИ вводится только коэффициент K_σ :

$$\sigma_n = 1,5PK_\sigma/(bX).$$

Подбирая рациональное смещение исходного контура, можно обеспечить размещение ножки зуба полностью в зоне двупарного зацепления и тем самым повысить параметр прочности X . Так как прочность шестерен на изгиб пропорциональна коэффициенту K_σ , подбирая радиус закругления ножки, зуб можно значительно усилить.

Если обозначить X/K_σ через C , то расчетная формула, предложенная НАТИ, окончательно примет вид

$$\sigma_n = 1,5P/(bCm), \quad (23)$$

где C — комплексный параметр, характеризующий прочность зуба шестерни.

При практических расчетах аналитически определить комплексный параметр C трудно, поэтому его устанавливают по номограмме (рис. 24). По оси абсцисс отложены числа зубьев, а по оси ординат — комплексный параметр C , подсчитанный для модуля, равного единице. Параметр C зависит от смещения исходного контура, а также от передаточного числа u и угла зацепления α_w .

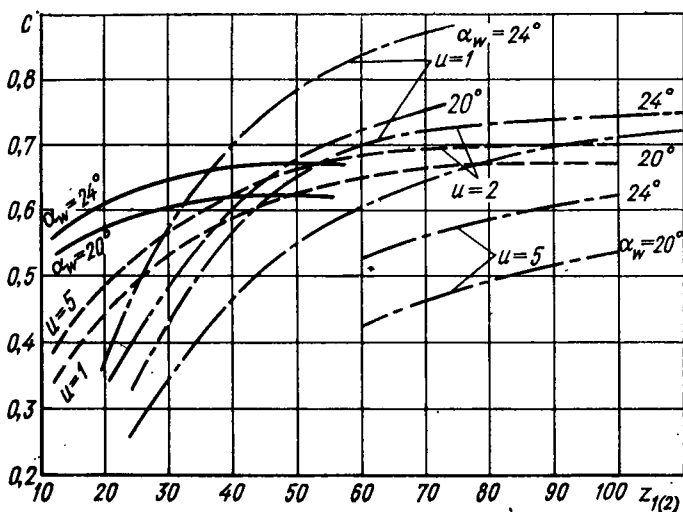


Рис. 24. Номограмма для определения комплексного параметра C : сплошные линии — корректирующая ведущая шестерня; штрихпунктирные линии — корректирующая ведомая шестерня; штриховые линии — некорректирующая ведущая шестерня

В проектном расчете из преобразованной формулы (23) определяют модуль

$$m = 1,435 \sqrt[3]{\frac{M_1}{z_1 C \psi [\sigma_H]}}, \quad (24)$$

где z_1 — число зубьев ведущей шестерни; C — комплексный параметр прочности; ψ — коэффициент ширины, который для коробок передач принимают равным 5,5—6.

При расчете допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_H]$ рекомендуется принимать равным 300 МПа, что обеспечивает приблизительно 25%-ный запас по пределу выносливости.

Для передач без смещения исходного контура ограничивающим фактором является контактная выносливость, поэтому условно рекомендуется выбирать модуль

$$m = 30,5 \sqrt[3]{\frac{M_1}{[\sigma_H] z_1^2 \psi \sin 2\alpha} \frac{u \pm 1}{u}}, \quad (25)$$

где $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение, равное 1200 МПа; α — профильный угол инструмента.

При практических расчетах модуль шестерни рекомендуется определить по формулам (24) и (25) и выбрать наибольший.

2. Расчет геометрических параметров. Угол зацепления выбирают в зависимости от числа зубьев шестерни. При числе зубьев $z = 12 \div 14$ рекомендуется принимать $\alpha_w = 22^\circ$, при $z = 15$ $\alpha_w = 24^\circ$.

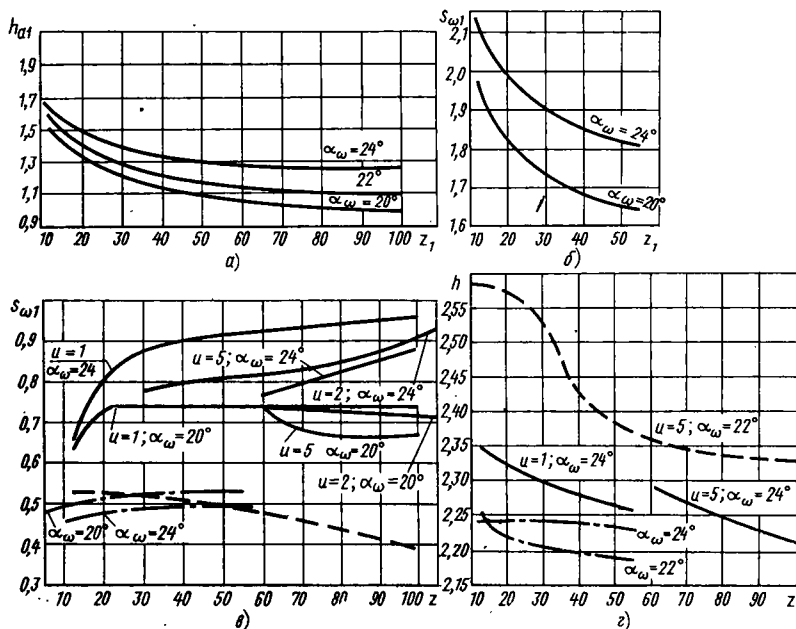


Рис. 25. Номограммы для определения:

а — высоты головки зуба; б — толщины зуба; в — радиуса кривизны переходной кривой зуба; г — высоты зуба (обозначения те же, что на рис. 24)

Высоту головки зуба ведущей шестерни h_{a1} определяют по номограмме (рис. 25, а) в зависимости от числа зубьев и угла зацепления¹.

Высота головки зуба ведомой шестерни

$$h_{a2} = 2m - h_{a1}$$

Толщину s_{w1} зуба ведущей шестерни по начальной окружности определяют по номограмме, изображенной на рис. 25, б, а для ведомой — по формуле

$$s_{w2} = \pi \cos \alpha / \cos \alpha_w - s_{w1}$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{m \cos \alpha_w}{\cos \alpha}$$

Начальные диаметры ведущей и ведомой шестерни

$$d_{w1} = \frac{m z_1 \cos \alpha}{z_2 \cos \alpha_w};$$

$$d_{w2} = a_w - 0,5d_{w1}$$

¹ Номограммы, изображенные на рис. 24, 25, даны для модуля $m = 1$. Для получения численного значения параметра при другом модуле необходимо найденную по номограмме величину умножить на модуль.

Ширина венца ведущей и ведомой шестерен первой передачи

$$b_1 = m\psi; \quad b_2 = b_1 C_1 / C_2,$$

где C_1 и C_2 — комплексные параметры соответственно ведущей и ведомой шестерен первой передачи (определяют по номограмме, изображенной на рис. 24).

Окончательно ширину колеса выбирают большей из двух рассчитанных.

Ширину венцов шестерен других передач определяют по формуле

$$b_i = b_1 C_1 z_1 / (C_i z_i),$$

где z_1 и z_i — числа зубьев ведущей шестерни первой передачи и ведущей шестерни данной передачи.

Радиус кривизны переходной кривой зуба выбирают по номограмме, изображенной на рис. 25, в. Высоту зуба находят по номограмме, показанной на рис. 25, г.

Геометрические параметры передач без смещения выбирают по рекомендации НАТИ следующим образом.

Угол зацепления принимают равным углу профиля инструмента: $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$. Высоту головки зуба ведущей и ведомой шестерен выбирают равной модулю:

$$h_{a1} = h_{a2} = m.$$

Толщину зубьев по начальной окружности ведущей и ведомой шестерен принимают одинаковой и определяют по формуле

$$s_{w1} = s_{w2} = \pi m / 2.$$

Остальные параметры шестерен определяют аналогично параметрам шестерен со смещением исходного контура, используя номограммы, изображенные на рис. 24, 25.

В 1975 г. утвержден ГОСТ 21354—75 для расчета цилиндрических шестерен с внешним зацеплением ($m \geq 1$ мм) на контактную выносливость и выносливость при изгибе.

В соответствии с ГОСТом поверочный расчет зубьев на выносливость при изгибе производится по зависимости

$$\sigma_H = Y_F Y_\epsilon Y_\beta w_{Ft} / m \leq [\sigma_H],$$

где Y_F , Y_ϵ , Y_β — коэффициенты, учитывающие форму зуба, перекрытие зубьев и угол наклона линии зуба соответственно; w_{Ft} — удельная расчетная окружная сила.

Удельная расчетная окружная сила

$$w_{Ft} = P_{Ft} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} / b_w,$$

где P_{Ft} — исходная расчетная окружная сила; $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv} — коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями, неравномерность нагрузки по длине контактных линий и динамическую нагрузку соответственно; b_w — рабочая ширина зубчатого венца.

Допускаемое напряжение изгиба устанавливают по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_F} Y_R Y_S K_{x_F},$$

где $\sigma_{H \text{ lim}}$ — предел выносливости зубьев при изгибе и заданном эквивалентном числе циклов нагружений; Y_R , Y_S , K_{x_F} — соответственно коэффициенты, учитывающие влияние шероховатости переходной поверхности зубьев, концентрацию напряжений и абсолютных размеров колес (приведены в ГОСТе); S_F — коэффициент безопасности.

В проектном расчете определяют потребный модуль

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{M_1 K_{F\beta} Y_F}{z^2 \psi_\alpha [\sigma_H]}},$$

где K_m — вспомогательный коэффициент (для прямозубых передач $K_m = 14$, для косозубых $K_m = 11,2 \div 12,5$).

Поверочный расчет на контактную выносливость производят по зависимости

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H],$$

где Z_H , Z_M , Z_e — коэффициенты, учитывающие соответственно форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, материал колес и суммарную длину контактных линий; w_{Ht} — удельная расчетная окружная сила; u — передаточное число; d_{w1} — начальный диаметр ведущей шестерни; $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение.

Удельная окружная расчетная сила

$$w_{Ht} = \frac{P_{Ht}}{b_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Входящие в эту формулу величины аналогичны величинам подобной формулы расчета на выносливость по изгибу.

Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_H} Z_R Z_v K_i K_{x_H},$$

где $\sigma_{H \text{ lim}}$ — предел контактной выносливости поверхности зубьев при заданном эквивалентном числе циклов нагружений; Z_R , Z_v , K_i , K_{x_H} — коэффициенты, учитывающие соответственно влияние шероховатости поверхностей зубьев, окружной скорости, смазки и абсолютных размеров колес (рекомендации по выбору коэффициентов приведены в ГОСТе); S_H — коэффициент безопасности.

В проектном расчете определяют начальный диаметр ведущей шестерни

$$d_{w1} = K_\alpha \sqrt[3]{\frac{M_1 K_{H\beta}}{\psi_\alpha [\sigma_H]^2} \frac{u \pm 1}{u}},$$

где вспомогательный коэффициент K_α для прямозубых передач принимают равным 770, для косозубых 675.

Если межосевое расстояние передачи a_w конструктивно обусловлено, расчетом устанавливают необходимую ширину зубчатого венца

$$b_w = \frac{M_1 K_{H\beta} K_\alpha^3}{4a_w^2 [\sigma_H]^2} \left(\frac{u \pm 1}{u} \right)^3.$$

Расчет конических шестерен. Конические передачи с прямыми зубьями рассчитывают по формулам, аналогичным формулам для цилиндрических передач. При расчете на изгиб применяют формулу

$$\sigma_H = P/(y_1 b p_{tm}),$$

где P — окружная сила, отнесенная к среднему начальному диаметру; y_1 — коэффициент формы зуба, выбираемый по числу зубьев z_{vb} эквивалентной ведущей шестерни; p_{tm} — средний окружной шаг.

Число зубьев эквивалентной конической ведущей шестерни

$$z_{vb} = z_1 / \cos \delta_1,$$

где δ_1 — угол делительного конуса ведущей шестерни.

Средний окружной модуль

$$m_{tm} = d_{wm1}/z_1,$$

где d_{wm1} — средний начальный диаметр колеса.

Средний окружной шаг

$$p_{tm} = \pi m_{tm}.$$

Внешний окружной модуль m_{te} связан с окружным модулем m_{tm} отношением

$$m_{tm} = m_{te} - b \sin \delta_1 / z_1.$$

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_H] = 400 \div 450$ МПа.

Расчет конических передач с круговым зубом проводят по отраслевой нормали ОСТ-23.4.59—73, в соответствии с которой

$$\sigma_H = 3000 M_1 / (z_1 m_{te}^2 b C' A),$$

где C' — комплексный параметр, рассчитываемый по эквивалентной цилиндрической шестерне (местодика определения приведена в нормали); A — коэффициент, учитывающий непостоянство сечения зуба по длине.

Коэффициент A определяют по формуле

$$A = 1 - \frac{b}{R_e} + \frac{1}{3} \left(\frac{b}{R_e} \right)^2,$$

где R_e — внешнее конусное расстояние.

Внешний окружной модуль

$$m_{te} \geq 2,2 \sqrt[3]{\frac{M_1}{C' z_1 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}} \text{ при } \beta_m \leq 18^\circ;$$

$$m_{te} \leq 2,2 \sqrt[3]{\frac{M_1}{C' z_1 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}} \text{ при } \beta_m \geq 18^\circ;$$

где z_1 и z_2 — число зубьев ведущей и ведомой шестерен соответственно; β_m — средний угол наклона линии зуба (в существующих конструкциях $\beta = 0 \div 21^\circ$).

В практике тракторостроения чаще используют зубья с нулевым средним углом наклона линии зуба $\beta_m = 0$. Так как обычно $b : R_e \approx 0,25$, справедливо равенство

$$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Тогда напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{31170 M_1}{m_{te}^3 C' z_1 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}.$$

Откуда внешний окружной модуль при $[\sigma_{\text{и}}] = 2,5$ МПа

$$m_{te} = 2,32 \sqrt[3]{\frac{M_1}{C' z_1 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}}.$$

При $\beta_m = 0$ комплексный параметр C' можно выбрать из табл. 4.

4. Комплексный параметр C' для конических шестерен с нулевым средним углом наклона линии зуба ($\beta_m = 0$)

Число зубьев	C' для шес- терни		Число зубьев	C' для шес- терни		Число зубьев	C' для шес- терни	
	веду- щей	ведо- мой		веду- щей	ведо- мой		веду- щей	ведо- мой
11	0,58	0,53	16	0,61	0,61	22	0,64	0,64
12	0,58	0,55	17	0,625	0,625	23	0,64	0,64
13	0,59	0,59	18	0,625	0,625	24	0,64	0,64
14	0,60	0,60	19	0,63	0,63	25	0,64	0,64
15	0,61	0,61	20	0,64	0,64	—	—	—
			21	0,64	0,65			

Валы коробок передач с подвижными каретками. Правильно подобранные размеры и материал валов коробок передач во многом определяют надежную работу шестерен и подшипников. Форма вала и нагрузки, которые он воспринимает, зависят от кинематической схемы коробки передач. Одним из основных требований, предъявляемых к валам, является жесткость. При недостаточ-

ной жесткости деформация вала вызывает нарушение зацепления и быстрый износ шестерен, а также разрушение подшипников.

Габаритные размеры тракторных коробок передач относительно невелики, поэтому можно обеспечить достаточную жесткость валов при двух опорах. Многоопорные валы на тракторах практически не применяют.

На рис. 26, а, б, в изображено несколько конструкций первичных валов трехвальных коробок передач. Консольное расположение шестерен 2 постоянного зацепления и прямой передачи, а также наличие внутренней полости для размещения опоры 3 вторичного вала 4 создают неблагоприятные условия для работы подшипников. Обычно первичный вал 1 устанавливают на подшипниках 5 и 6. Не меньшего внимания заслуживает обеспечение надежного уплотнения валов. Наибольшее распространение получили самоподжимные уплотнения, обеспечивающие хорошую герметичность подшипников.

На рис. 27, а, б, в, г показаны типовые конструкции вторичных валов 5 коробок передач которые, как правило, устанавливают на двух опорах — 2 и 3. В редких случаях для придания конструкции большей жесткости монтируют третью опору 6 (рис. 27, в).

Большинство тракторных коробок передач непосредственно примыкает к заднему мосту, поэтому на вторичном валу размещают ведущую шестерню 4 центральной передачи, изготовленную за одно с валом или отдельно от него. Опора вала, расположенная около конической шестерни, работает в тяжелых условиях и ее целесообразно разгрузить от действия осевых сил, воспринимаемых второй опорой вала.

Для правильного зацепления конических шестерен центральной передачи необходимо обеспечить возможность осевого перемещения вторичного вала на 5—6 мм, для чего под фланцами стаканов — валов устанавливают прокладки 1.

На рис. 28, а, б, в, г изображены конструкции промежуточных валов коробок передач. В большинстве случаев на них устанавливают неподвижные шестерни 3, вращающиеся вместе с валом 1. Соединение шестерен и валов шлицевое, реже шпоночное. Если диаметр шестерни 4 приблизительно равен диаметру вала, ее изготовляют за одно целое с валом (рис. 28, в).

Для осевой фиксации шестерен между ними устанавливают распорные втулки или ступицы 5 шестерен делают удлиненными (рис. 28, б, в, г), иногда для этого используют пружинные стопорные кольца 6. Если по условиям компоновки коробки передач на промежуточном валу должны быть смонтированы подвижные каретки 2 шестерен, то, как правило, их устанавливают на шлицах (рис. 28, а, г), обеспечивающих хорошее центрирование и высокую нагрузочную способность.

В тракторостроении применяют прямобочные шлицы с центрированием по наружному диаметру вала, что упрощает и удешев-

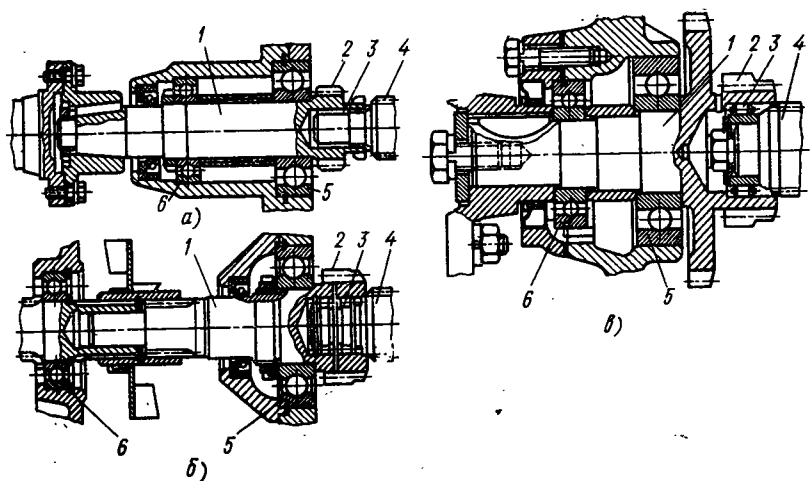


Рис. 26. Первичные валы коробок передач, установленные:
 а, б — в двух подшипниках, расположенных в стакане; в — в одном подшип-
 нике, закрепленном в стенке картера

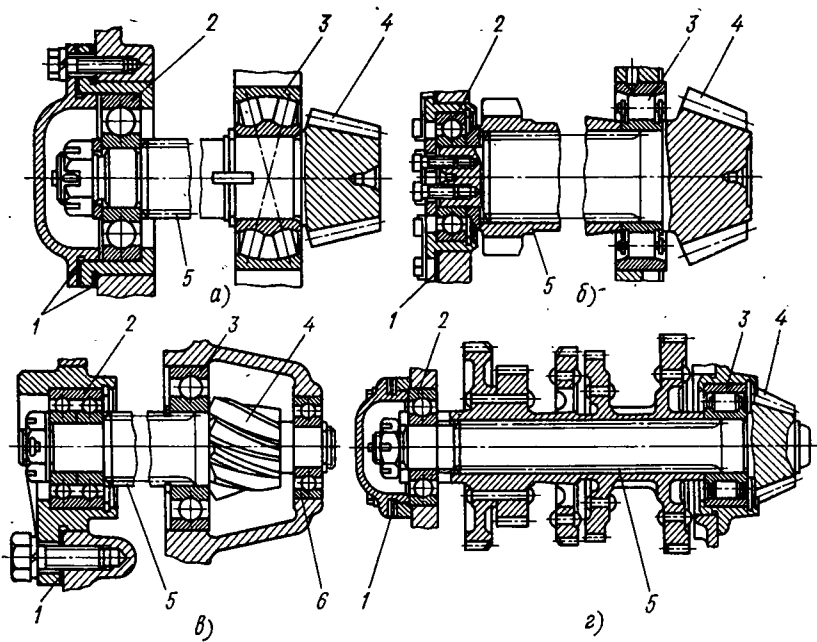


Рис. 27. Вторичные валы коробок передач, установленные:
 а, б, в — на двух опорах; г — на трех опорах

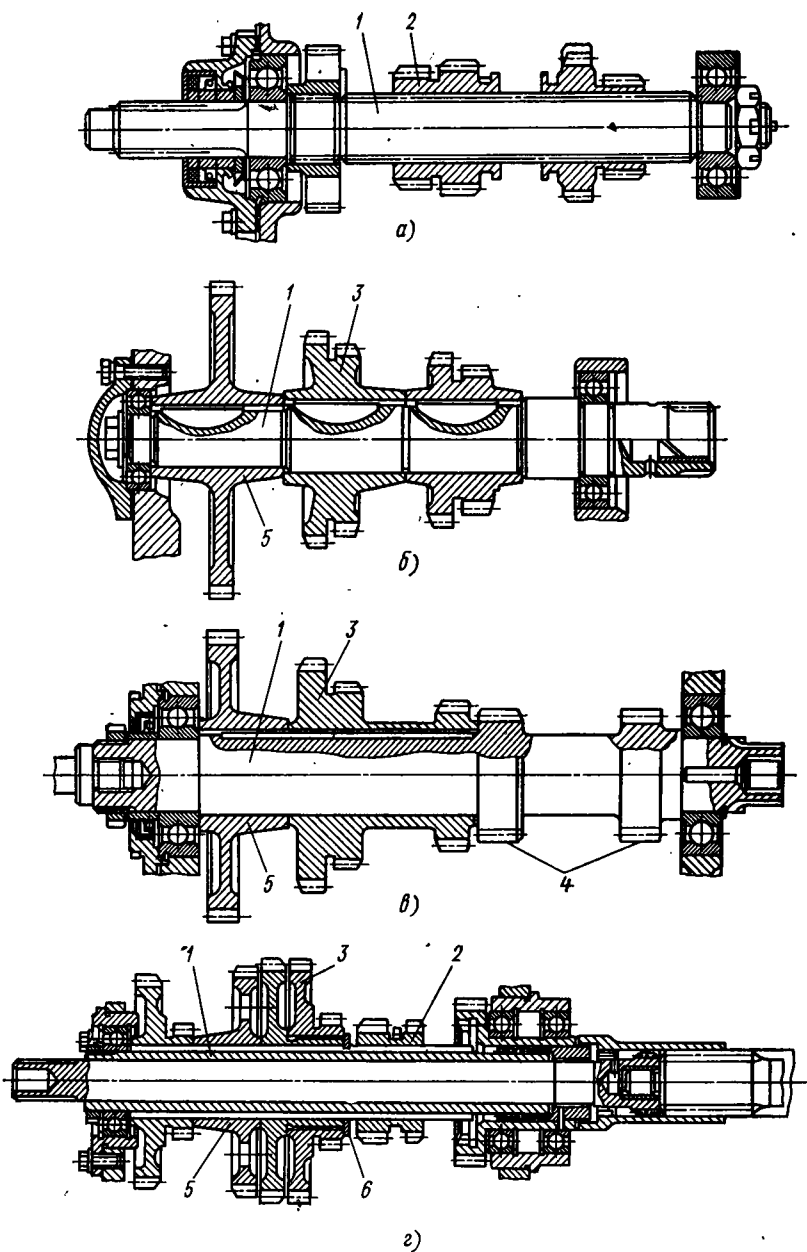


Рис. 28. Промежуточные валы коробок передач

а — с подвижными шестернями, установленными на шлицах вала; б — с неподвижными шестернями на сегментных шпонках; в — с неподвижными шестернями на призматической шпонке; г — с блоками шестерен

ляет механическую обработку, а также эвольвентные шлицы. Исследования НАТИ показывают, что повышенный износ шлицевых соединений объясняется недостаточной твердостью их поверхности. Неравномерный износ вызывает перекося шестерен и их разрушение. Увеличение твердости шлицев до *HRC* 60 и более повышает срок службы до 6000 ч.

Валы коробки передач передают крутящий момент и в большинстве случаев работают на изгиб. Крутящий момент зависит от кинематической схемы коробки передач. В общем случае (без учета КПД):

$$M_k = u M_d,$$

где u — передаточное число механизмов, расположенных между валом двигателя и данным валом.

Момент $M_{из}$, изгибающий вал, определяется величиной и направлением сил, действующих на этот вал. Если на вал действует несколько сил в разных плоскостях, то находят реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях, и по ним — результирующие изгибающие моменты.

Действующий на вал эквивалентный момент $M_э$ определяют по формуле

$$M_э = \sqrt{M_k^2 + M_{из}^2}.$$

На различных передачах эквивалентный момент получается разным, поэтому его находят для всех передач, а расчет ведут по наибольшему значению.

Напряжение изгиба вала

$$\sigma_{из} = M_э \max / (0,1 d^3),$$

где d — диаметр гладкого вала в опасном сечении (для шлицевого вала средний диаметр шлицев).

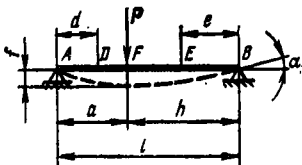
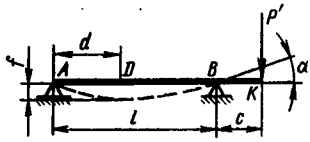
В существующих конструкциях допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{из}] = 50 \div 70$ МПа, что обеспечивает четырех — восьми-кратный запас прочности по пределу текучести материала.

В тракторостроении для расчета валов и осей на жесткость и выносливость принята отраслевая нормаль (ОСТ 23.1341—72). Формулы для определения угловых и линейных деформаций не регламентируются (можно пользоваться табл. 5).

Предельные углы поворота $\theta_{\max}$ валов, установленных на шарикоподшипниках (для посадочных диаметров подшипников от 30 до 90 мм) составляют: $\theta_{\max} = 0,1 \div 0,2^\circ$ — для легкой, $\theta_{\max} = 0,15 \div 0,25^\circ$ — для средней и $\theta_{\max} = 0,17 \div 0,3^\circ$ — для тяжелой серии.

Предельные углы поворота валов, установленных на цилиндрических роlikоподшипниках с короткими роликами (при частоте вращения валов 100 ... 600 об/мин), $\theta_{\max} = 0,4 \div 0,1^\circ$ и с длинными роликами $\theta_{\max} = 0,3 \div 0,15^\circ$.

5. Формулы для определения углов поворота θ и прогибов f осей двухопорных валов

Пара- метр	Схема нагружения	
		
θ_A	$\frac{Pah(l+h)}{6EJl}$	$\frac{P'cl}{6EJ}$
θ_B	$\frac{Pah(l+a)}{6EJl}$	$\frac{P'cl}{3EJ}$
θ_K	—	$\frac{P'c(2l+3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Ph(l^2-h^2-3d^2)}{6EJl}$	$\frac{P'c(3d-l^2)}{6EJl}$
θ_E	$\frac{Pa(l^2-a^2-3e^2)}{6EJl}$	—
θ_F	$\frac{Pah(h-a)}{3EJl}$	—
f_D	$\frac{Phd(l^2-h^2-d^2)}{6EJl}$	$\frac{P'cd(l^2-d^2)}{6EJl}$
f_E	$\frac{Pae(l^2-a^2-e^2)}{6EJl}$	—
f_F	$\frac{Pa^2h^2}{3EJl}$	—
Примечание. J — момент инерции сечения.		

Предельный суммарный угол поворота вала под шестерней при отношении ширины венца b к модулю m , равному 5—10, и комплексном параметре прочности (по ГОСТ 13—124—62) $C = 0,35 \div 0,5$ составляет $\theta_{\Sigma \max} = 0,5 \div 0,7^\circ$.

Расчетный суммарный угол поворота сечения вала $\theta_{\text{фак}}$ должен быть меньше предельного: $\theta_{\Sigma \text{ фак}} < \theta_{\Sigma \max}$.

Предельные относительные прогибы валов f_0 под шестернями (относительный прогиб валов равен отношению высоты головки зуба h_a шестерни к его модулю m). При $h_a : m = 1,0 \div 1,55$ $f_0 = 0,38 \div 0,47$. Расчет валов и осей на выносливость проводят по формулам, представленным в табл. 6.

В зависимости от конструкции валов для их изготовления используют различные материалы. Если валы не имеют шестерен,

6. Расчет осей и валов на выносливость

Параметр	Формула	Примечание
Напряжение	изгиба	$\sigma_H = M_{H.и}/W_H$ $M_{H.и}$ — номинальный изгибающий момент по двигателю W_H — момент сопротивления изгибу
	кручения	$\tau_K = M_{H.к}/W_K$ $M_{H.к}$ — номинальный крутящий момент по двигателю W_K — момент сопротивления кручению
Суммарный эффективный коэффициент концентрации	при изгибе	$K_\sigma D = (K_\sigma + K_n^\sigma - 1)/\varepsilon_\sigma$ $K_\sigma (K_\tau)$ — эффективный коэффициент концентрации напряжений (выбирают по справочникам) $K_n^\sigma (K_n^\tau)$ — коэффициент влияния размеров при изгибе (кручении); выбирают по справочнику
	при кручении	$K_\tau D = (K_\tau + K_n^\tau - 1)/\varepsilon_\tau$ $\varepsilon_\sigma (\varepsilon_\tau)$ — эффективный коэффициент влияния размеров при изгибе (кручении); выбирают по справочнику
Предел выносливости в расчетном сечении	при изгибе	$(\sigma_{-1})D = \sigma_{-1}/K_\sigma D$ $\sigma_{-1} (\tau_{-1})$ — предел выносливости при изгибе (кручении)
	при кручении	$(\tau_{-1})D = \tau_{-1}/K_\tau D$

Параметр	Формула	Примечание
Эквивалентный ресурс	при изгибе	$M_{н1}, \dots, M_{ни} (M_{к1}, \dots, M_{ки})$ — изгибающие (крутящие) моменты при работе на 1, ..., i -й передачах $h_1, \dots, h_i$ — время работы на 1, ..., i -й передачах u_m — передаточное число, при котором создается максимальный изгибающий момент $M'_{н \max}$ $(M'_{к \max})$ — максимальный изгибающий (крутящий) момент в расчетном сечении m — показатель степени кривой выносливости (в зависимости от материала и состояния поверхности $m = 6 \div 20$)
	при кручении	
Коэффициент запаса прочности в расчетном сечении	при изгибе	n_n — номинальная частота вращения двигателя a, b, g — коэффициенты, зависящие от вида деформации (при $m = 3 \div 14$ $a = 0,01 \div 0,58$, $b = 0,25 \div 0,26$, $g = 0,5$)
	при кручении	
Общий запас выносливости в расчетном сечении	при изгибе	
	при кручении	

выполненных с ними как одно целое, то применяют углеродистые стали 40; 50 и др.; если же какую-либо шестерню изготавливают вместе с валом, то применяют легированные стали 45Х; 18ХГТ; 12ХНЗА, 20Х.

Шлицевые и шпоночные соединения валов рассчитывают на смятие, а затем проверяют на срез. Твердость шлицев после термической обработки должна быть приблизительно $HRC\ 56-60$.

Для неподвижных соединений допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 50-100\text{ МПа}$, для подвижных $[\sigma_{см}] = 30\text{ МПа}$.

Подшипники коробок передач. В большинстве случаев в тракторных трансмиссиях устанавливают подшипники качения. Исключением являются передачи заднего хода и шестерни постоянного зацепления, для которых иногда устанавливают подшипники скольжения. Наибольшее распространение получили однорядные радиальные шарикоподшипники. Цилиндрические роликоподшипники применяют в тех случаях, когда шарикоподшипники не проходят по грузоподъемности или габаритным размерам.

Целесообразнее применять подшипники с короткими роликами, которые не так чувствительны к перекосам и деформациям валов. Цилиндрические роликоподшипники практически не воспринимают осевых нагрузок. Конические роликоподшипники могут воспринимать большие осевые и радиальные нагрузки, но они дороже шариковых и в процессе эксплуатации требуют систематического регулирования, поэтому по возможности их лучше не применять.

Практически по условиям компоновки не удастся добиться того, чтобы в коробке передач все подшипники имели одинаковую работоспособность. В существующих конструкциях срок службы подшипников колеблется в пределах от нескольких сотен до десятков тысяч часов. Такой широкий диапазон нежелателен, так как создает неудобства в процессе эксплуатации, когда приходится периодически менять часть подшипников.

При конструировании подшипниковых узлов нужно обеспечивать осевую фиксацию валов. Предпочтительнее фиксация в одной из опор, для чего один подшипник закрепляют в корпусе. Если нет каких-либо ограничивающих условий, то фиксировать следует тот конец вала, опора которого менее нагружена радиальными силами (в конструкции, показанной на рис. 28, например, вторичные валы закреплены на противоположном от конической шестерни конце). Короткие жесткие валы допускается фиксировать с двух сторон.

В соответствии с ГОСТ 18855—73 «Подшипники качения. Методы расчета динамической грузоподъемности и долговечности» подшипники подбирают по коэффициенту динамической грузоподъемности в следующем порядке.

1. Определяют реакции опор при работе на всех передачах.

2. Из анализа конструктивной схемы и нагруженности опор предварительно устанавливают типоразмер подшипника.

3. Для каждого подшипника на всех передачах находят эквивалентную динамическую нагрузку P_i .

4. Задаваясь временем работы трансмиссии на каждой передаче (общий срок службы трансмиссии 6000 ч, ходовой системы 4000 ч) определяют продолжительность работы L_{hi} подшипника на каждой передаче за весь срок службы. Обычно учитывают только рабочие передачи переднего хода (табл. 7).

7. Распределение времени (%) работы подшипников на рабочих передачах

Трактор	Число ступеней коробки передач	Передача				
		I	II	III	IV	V
Гусеничный	3	25	65	10	—	—
	4	20	40	30	10	—
	5	15	30	30	15	10
Колесный	3	15	70	15	—	—
	4	10	30	45	15	—
	5	10	30	30	20	10

5. Находят частоту вращения n_i валов на каждой передаче при номинальной частоте вращения вала двигателя n_n :

$$n_i = n_n / u,$$

где u — общее передаточное число механизмов, расположенных между валом двигателя и соответствующим валом трансмиссии.

6. Определяют число оборотов (в млн.) вала L_i на каждой передаче за весь период работы

$$L_i = 60 n_i L_{hi} / 10^6.$$

7. Рассчитывают долговечность подшипника (млн. оборотов) за весь период работы на всех передачах

$$L = \sum L_i.$$

8. Определяют коэффициент режима

$$K_p = \sqrt[3]{\sum \left(\frac{P_i}{P_I} \right)^3 \frac{L_i}{L}},$$

где P_I — эквивалентная динамическая нагрузка на I передаче.

9. Находят приведенную эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник

$$P_{пр} = P_I K_p.$$

10. Но необходимой долговечности подшипника L , используя табл. 17 или 18 (Подшипники качения. Справочник/Р. Д. Бей-

зельман и др. М.; Машиностроение, 1975), находят отношение C/P (где C — грузоподъемность подшипника).

11. Определяют необходимую динамическую грузоподъемность подшипника

$$C = P_{\text{пр}} (C/P).$$

12. По данным каталога проверяют приемлемость предварительно выбранного типоразмера подшипника. При этом должно соблюдаться условие: расчетное значение грузоподъемности меньше или равно значению, указанному в каталоге.

Эквивалентную динамическую нагрузку определяют следующим образом. Для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников

$$\begin{aligned} P_i &= (XV F_r + Y F_a) K_6 K_T \text{ при } F_a/F_r > e; \\ P_i &= V F_r K_6 K_T \text{ при } F_a/F_r < e, \end{aligned} \quad (26)$$

где X ; Y — безразмерные коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; V , K_6 , K_T — соответственно коэффициенты вращения, безопасности и температуры; F_r — расчетная радиальная нагрузка; F_a — расчетная осевая нагрузка, вычисляемая с учетом осевых составляющих радиальных нагрузок; e — параметр осевого нагружения.

Численные значения коэффициентов X , Y , e , V , K_T приводятся в каталоге подшипников качения; $K_6 = 1,3 \div 1,5$.

При отсутствии осевых нагрузок на радиальные шариковые подшипники эквивалентную нагрузку определяют по зависимости (26).

При действии осевых нагрузок на радиальные и радиально-упорные подшипники с углом контакта 9° эквивалентные нагрузки рассчитывают в следующем порядке.

1. Исходя из конструктивных условий, ориентировочно выбирают типоразмер подшипника и устанавливают для него по каталогу статическую грузоподъемность C_0 .

2. Определяют отношение F_r/C_0 и по каталогу находят ориентировочное значение параметра осевого нагружения e с применением при необходимости линейной интерполяции.

3. По параметру осевого нагружения вычисляют осевые составляющие $S = e F_r$, радиальных нагрузок и расчетную осевую нагрузку на подшипник F_a .

Для этого находят алгебраическую сумму внешних осевых сил F_x и осевых составляющих S радиальных нагрузок, действующих на вал, для каждого подшипника. При этом осевые силы, нагружающие подшипник (зажимающие тела вращения), считают положительными, а разгружающие — отрицательными. Если полученная сумма для данного подшипника положительна, то его расчетная осевая нагрузка равна алгебраической сумме внешних осевых сил F_x и осевой составляющей S парного подшипника.

Если полученная сумма отрицательна, то расчетная осевая нагрузка F_a равна осевой составляющей.

Предположим, что для одной из опор алгебраическая сумма всех осевых сил $F_x + S_1 - S_2 > 0$ (здесь S_1 и S_2 — осевые силы, составляющие от радиальных нагрузок на каждый подшипник). Тогда расчетная осевая нагрузка, действующая на подшипник

$$F_a = F_x + S_1.$$

В планетарных передачах, некоторых коробках передач с постоянным зацеплением шестерен и некоторых других механизмах используют игольчатые подшипники. Промышленность выпускает подшипники двух типов: комплектные, состоящие из наружного и внутреннего колец, между которыми заложены ролики (иглы), и с одним наружным кольцом, в этом случае иглы закладывают между наружным кольцом и осью.

Стандартные игольчатые подшипники подбирают по динамической грузоподъемности аналогично радиальным роликоподшипникам с короткими цилиндрическими роликами. Если из-за габаритов нельзя использовать стандартные игольчатые подшипники, то узел монтируют без колец, закладывая иглы между осью и вращающейся деталью. В этом случае придерживаются следующих рекомендаций.

Радиальный зазор Δ в подшипнике находят в зависимости от диаметра иглы d :

d , мм	20—30	30—50	50—80
Δ , мм	0,028—0,045	0,025—0,05	0,03—0,06

Суммарный боковой зазор между иглами в собранном подшипнике должен быть меньше диаметра иглы d и составляет 0,2—0,4 мм. Поверхность вала и внутренняя поверхность детали, по которым катятся ролики, должны иметь твердость не менее $HRC\ 60$.

Нестандартные игольчатые подшипники подбирают по динамической грузоподъемности. Фактическую динамическую грузоподъемность устанавливают по формуле

$$C = f_c i^{7/9} l^{9/23/4} D^{29/27},$$

где f_c — коэффициент, зависящий от геометрии подшипника (по данным каталога); i — число рядов тел качения; l — длина ролика без фасок; z — число роликов; D — диаметр ролика.

Подшипники скольжения рассчитывают по удельному давлению

$$q = Q/(bd) \leq [q],$$

где Q — радиальная нагрузка на подшипник; b — длина втулки; d — диаметр оси; $[q] = 4\div 6$ МПа — допускаемое давление из условия невыдавливания смазки.

Отношение b/d рекомендуется выбирать в пределах 1,3—1,7. Толщину втулок принимают равной 4—6 мм.

Привод управления ступенчатыми коробками передач с подвижными каретками. Приводы управления коробками передач служат для включения и выключения передач, предотвращения самопроизвольных включений и выключений и предохранения деталей коробок передач от поломок. Приводы управления имеют рычаги управления, фиксаторы и замки.

Рычаги управления. Рычаги управления предназначены для включения и выключения соответствующих шестерен или зубчатых муфт. Рычаги должны быть удобно расположены по отноше-

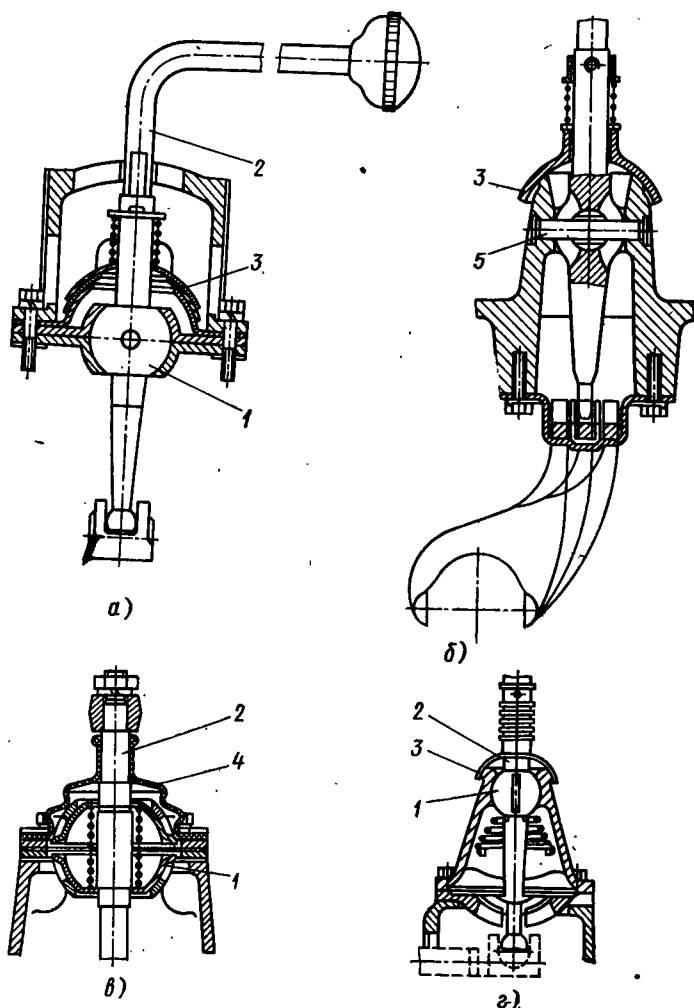


Рис. 29. Схемы установки рычагов управления коробками передач:
а, в, г — в крышке коробки передач; б — на крестовине

нию к трактористу. Их классифицируют по месту установки (непосредственно на коробке передач или отдельно от нее) и по способу крепления (в шаровой опоре или на крестовине).

У коробок передач, имеющих три—шесть ступеней, управление легко осуществить с помощью одного рычага. При большем числе ступеней устанавливают два рычага управления.

На многих тракторах рычаги 2 управления устанавливают на крышке коробки передач в шаровой опоре 1 (рис. 29, а, в, г), выполненной в виде сплошного (рис. 29, а, г) или полого (рис. 29, в) шара. Такая конструкция проще в изготовлении и дешевле по сравнению с установкой рычага на крестовине 5 (рис. 29, б). Установка рычага управления на крестовине распространения не получила.

Для предохранения от попадания влаги и пыли в картер коробки передач через шарнир рычага его герметизируют гофрированными чехлами 4 (рис. 29, в) или штампованными скользящими крышками-лабиринтами 3 (рис. 29, а, б, г). В практике широко используют обе конструкции. Размеры рычагов управления и их элементов выбирают из конструктивных соображений. В большинстве случаев рычаги отливают или штампуют из конструкционной стали.

Диаметр шарового шарнира 1 принимают равным 40—50 мм (рис. 30). Усилие пружины 2 выбирают в зависимости от массы

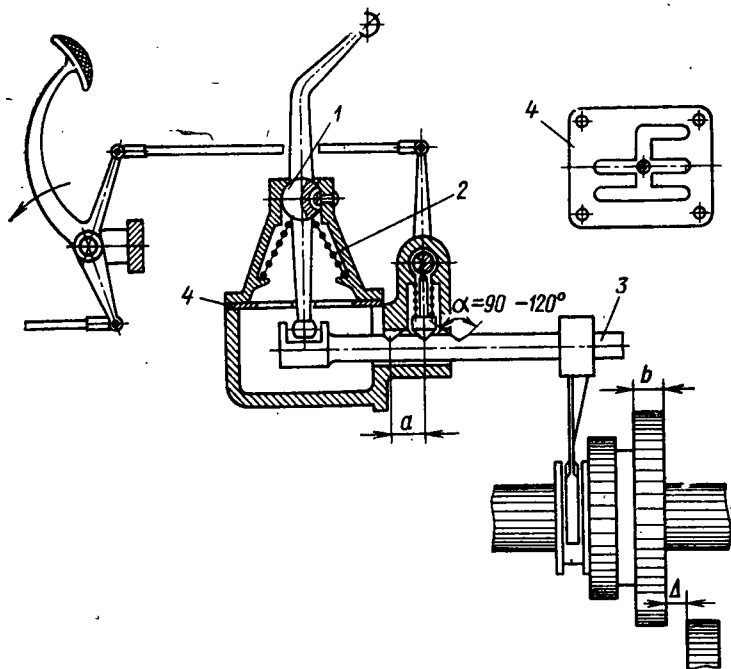


Рис. 30. Схема привода управления коробкой передач

рычага, но не менее 80—100 Н. Передаточное число рычагов управления составляет 1,2—2,5.

Фиксаторы. Фиксаторы служат для обеспечения включения шестерен на полную ширину зубчатого венца и для предотвращения произвольных включений и выключений шестерен. Основное требование, предъявляемое к фиксаторам, — надежная фиксация шестерен во включенном и выключенном положениях.

По форме стопорящего элемента фиксаторы разделяют на шариковые, стержневые и замковые. Наиболее распространены стержневые фиксаторы, хотя шариковые проще и дешевле в изготовлении. Нормальная работа шариковых фиксаторов нарушается при износе края лунок на ползунах. При установке блокировочного устройства, предотвращающего возможность переключения передач при включенной муфте сцепления, целесообразнее применять стержневые фиксаторы.

Верхние концы стержней фиксаторов, сопрягаясь с валиком блокировочного устройства, гарантируют переключение передач только при полностью включенной муфте сцепления. При установке шариковых фиксаторов необходимы промежуточные штыри, что усложняет конструкцию.

Замковые фиксаторы (подобно установленным на тракторе Т-100М) применяют на тракторах большой мощности. Осевые силы на шестернях возникают из-за износа их зубьев или шлицев валов и достигают больших величин, поэтому фиксация обычными методами не является надежной. Сложность и громоздкость замковых фиксаторов делают их применение нежелательным. Установка блокировочных устройств на тракторах большой мощности исключает необходимость использования сложных замковых фиксаторов. Обычные фиксаторы в сочетании с блокировочными устройствами работают вполне надежно на тракторах любой мощности.

Размеры элементов фиксаторов выбирают из конструктивных соображений. Сила, необходимая для передвижения ползуна 3, для тракторов малой и средней мощности составляет 100—150 Н, большой мощности 200—300 Н. Жесткость пружин фиксаторов существующих конструкций $c = 100 \div 150$ Н/мм. Пружины имеют обычно следующие размеры: диаметр проволоки $d = 2 \div 2,5$ мм, средний диаметр витка $D = 12 \div 14$ мм, число рабочих витков 11—13.

При использовании стержневых фиксаторов угол лунки на ползуне 3 (у конического конца фиксатора) равен $90 \div 120^\circ$. Лунки на ползунах цилиндрической формы целесообразнее делать в виде кольцевых проточек, так как это упрощает изготовление и исключает необходимость ориентации ползуна относительно фиксатора при сборке механизма.

Расстояние a между соседними лунками на ползуне выбирают из условия

$$a = b + \Delta,$$

где b — ширина зубчатого венца шестерен; Δ — зазор между торцами шестерен при выключении передач, равный 5—10 мм.

Замки. Замки служат для предотвращения одновременного включения двух передач. По конструкции замки разделяют на стержневые и кулисные. Те и другие вполне надежны в работе. При небольшом числе передач, когда в коробке имеется только два ползуна, стержневой замок имеет преимущества, так как он получается простым. Если число ползунов больше двух, то рекомендуется применять кулису. Стержневые замки в этом случае должны состоять из нескольких элементов, и появляется необходимость в дополнительной механической обработке деталей.

В последнее время все большее применение находят кулисные замковые устройства в виде пластин 4 с прорезями (см. рис. 30). Расчет замков сводится к определению размеров пазов по схеме коробки передач.

Управление коробками передач, переключаемых с помощью фрикционных муфт с гидравлическим сжатием трущихся поверхностей осуществляется гидросистемой, состоящей из гидронасоса, распределителя, гидроаккумулятора, гидроцилиндра управления муфтами.

Гидроаккумулятор поддерживает давление в гидроцилиндре включаемой муфты до его полного заполнения и некоторого увеличения давления в гидроцилиндре включаемой муфты.

Картер коробки передач. Картер (корпус) коробок передач должен при минимальной массе обладать высокой жесткостью, чтобы исключить возможность перекоса валов и подшипников при рабочих нагрузках. Конструктивно картеры коробок передач разделяют на разъемные (по осям валов) и неразъемные. Форма и размеры картеров определяются кинематической схемой коробки передач, расположением валов и размерами шестерен.

Картеры тракторных коробок передач преимущественно отливаются из чугуна СЧ 15—32 и СЧ 18—36 твердостью HV 170—230. Для снижения металлоемкости стенки картеров отливают толщиной 6—8 мм. Чтобы повысить жесткость картера, делают ребра. Большое влияние на жесткость конструкции оказывают способ и место разреза картера. Картеры с разъемом в плоскости расположения осей основных валов значительно труднее сделать жесткими, чем неразъемные картеры коробчатой формы с отъемной крышкой.

Расположение основных валов в вертикальной плоскости позволяет уменьшить размеры картеров и металлоемкость по сравнению с картерами, в которых валы расположены в горизонтальной плоскости. Кроме того, при размещении валов в вертикальной плоскости уменьшаются размеры и объем масляной ванны, вследствие чего повышается КПД коробки передач.

Иногда в тракторных трансмиссиях картер коробки передач отливают совместно с картером заднего моста. При изготовлении отдельного картера коробки передач его прикрепляют к картеру

заднего моста. Одноблочная отливка создает ряд технологических трудностей, так как деталь получается громоздкой и ее труднее устанавливать на станки для механической обработки. В то же время такая конструкция получается очень жесткой и обеспечивает неизменное положение валов и сопряженных шестерен центральной передачи. При раздельной отливке картеров предусматривают надежную фиксацию положения валов коробки передач относительно центральной передачи установочными штифтами или центрирующим буртиком.

Конфигурацию картера определяют после выявления размеров и компоновки коробки передач. При этом между вершинами зубьев шестерен и боковыми стенками картера должен быть зазор 5—8 мм, а между вершинами зубьев и днищем 15—20 мм. Ребра жесткости следует ориентировать в направлении линии действия максимальных усилий на опоры валов.

При эксплуатации наблюдается износ посадочных мест подшипников в корпусных деталях, что приводит к ухудшению работы подшипника, валов, шестерен и других деталей, к проворачиванию колец подшипника. Последнее устраняют применением стопорных приспособлений, но по условиям компоновки узла это не всегда возможно. Износ посадочных мест можно уменьшить, используя для изготовления картеров более прочные материалы, но они дороже и в тракторостроении их обычно не применяют.

Установка подшипников в промежуточные стаканы сохраняет гнезда картера и упрощает ремонт, поэтому если условия компоновки допускают размещение стаканов, то этот метод следует использовать.

Долговечность работы трущихся деталей коробки передач в значительной мере определяется способом и качеством смазки. Наибольшее распространение получило разбрызгивание смазки. Для этого при проектировании коробки передач предусматривают устройства для заливки и контроля уровня масла и возможности спуска отработавшего масла. Располагать заливные и сливные отверстия необходимо в наиболее доступных местах. Если заливное отверстие находится сбоку картера, то оно должно быть на уровне масляной ванны. При этом заливное отверстие можно использовать и в качестве контрольного. В противном случае устанавливают специальные масломерные линейки или контрольные пробки.

Спускные отверстия располагают в самой низкой части картера, а для более полного удаления продуктов износа предусматривают уклон в сторону сливного отверстия.

Использовать общий с задним мостом картер не целесообразно, так как при работе на склонах масло может сливаться в один из агрегатов, ухудшая условия смазки другого, увеличивается объем масла, затрудняется герметизация и т. д.

Повышение энергонасыщенности тракторов, применение фрикционных муфт для переключения передач приводит к повышению теплонапряженности коробки передач.

Исследования НАТИ и тракторных заводов свидетельствуют о том, что повышение долговечности и надежности агрегатов трактора в значительной степени зависит от способа подвода масла к трущимся поверхностям, качества масла, герметизации картеров, наличия системы фильтрации. Смазка деталей разбрызгиванием не обеспечивает необходимые условия, поэтому все большее распространение получает принудительная смазка.

Как показывает практика, принудительная смазка повышает срок службы шестерен приблизительно в 1,7, а подшипников до 2 раз. В соответствии с рекомендациями Алтайского тракторного завода, оптимальная подача масла в зону зацепления шестерен должна составлять 0,5—0,6 л/мин на 1 см ширины зубчатого венца.

Если в коробках передач отсутствуют муфты переключения с гидравлическим нажатием на трущиеся поверхности, то используют систему, состоящую из специального насоса, фильтра, манометра, радиатора и маслопроводов с соплами, подводящими масло к шестерням в зону выхода зубьев из зацепления. Подшипники смазываются разбрызгиванием. Отработавшее масло из картера подается в бак. От этой же системы может смазываться и центральная передача.

В коробках с переключением передач муфтами с гидравлическим нажатием на трущиеся поверхности смазка деталей производится гидросистемой привода управления.

§ 15. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Планетарные передачи широко используют в трансмиссиях тракторов. Их применяют в качестве редукторов в составных коробках передач для переключения передач на ходу трактора, в качестве дифференциального механизма в гидропередачах, в качестве механизмов поворота гусеничных тракторов, приводов валов отбора мощности, и т. д. По сравнению с механизмами, имеющими неподвижные в пространстве валы, планетарные передачи обладают рядом преимуществ.

Передачи в планетарных коробках переключаются дисковыми муфтами или ленточными тормозами, что значительно упрощает управление трансмиссий, так как не надо устанавливать за двигателем муфту сцепления. Эти механизмы позволяют переключать передачи на ходу машины без разрыва потока мощности к ведущим колесам. Управление планетарными коробками передач относительно легко можно автоматизировать.

По сравнению с обычными планетарные механизмы имеют большой КПД. При прочих равных условиях габаритные размеры и масса планетарных коробок меньше благодаря менее напряженной работе шестерен (так как окружная сила распределяется по нескольким сателлитам), вследствие уравновешенности системы большинство подшипников разгружено от радиальных сил, отсутствуют длинные валы. Меньшая загруженность деталей повышает

надежность и долговечность механизма, а также позволяет использовать материалы невысокого качества. К недостаткам планетарных передач относятся необходимость обеспечения высокой точности изготовления и большее число деталей.

Основу передач составляют планетарные ряды, которые выполняют с внутренним, внешним и смешанным зацеплением шестерен.

Наибольшее распространение получили ряды со смешанным зацеплением шестерен, позволяющие при небольших размерах получать большие передаточные числа. Подбирая сочетания планетарных рядов, можно спроектировать сложные коробки передач с различным числом передач.

Для выявления основных свойств планетарных рядов рассмотрим две схемы: одну со смешанным (рис. 31, а) и другую с внешним (рис. 31, б) зацеплением. Примем следующие обозначения: a — солнечная шестерня, b — водило, c — коронная шестерня; цифровые индексы: 1 — ведущий, 2 — ведомый, 3 — тормозной (регулируемый) элемент.

Таким образом, если дан планетарный ряд $a_1 b_3 c_2$, то это означает, что a_1 — солнечная шестерня является ведущей; b_3 — водило служит тормозным элементом; c_2 — коронная шестерня является ведомым элементом. Буквенные или цифровые индексы при обозначениях частоты вращения, угловых скоростях и других параметрах означают элемент, к которому этот параметр относится. Так, n_a — частота вращения солнечной шестерни, n_c — частота вращения коронной шестерни, r_b — радиус водила по осям сателлитов.

Кинематическая связь между элементами планетарного ряда. Для установления кинематической связи между элементами пла-

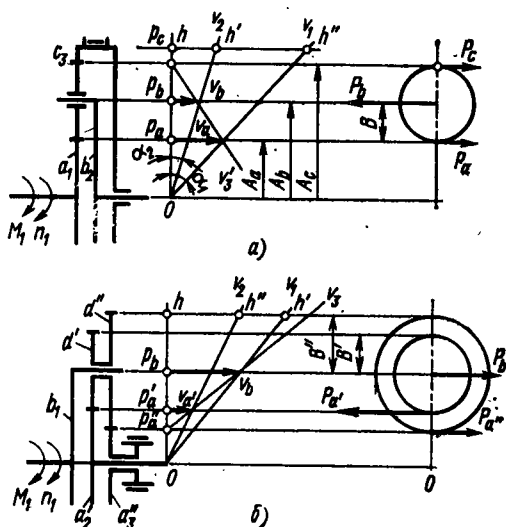


Рис. 31. Схема планетарного ряда с зацеплением шестерен:

а — смешанным; б — внешним

нетарного ряда можно пользоваться двумя способами: графическим и аналитическим. Графический метод, основанный на построении плана скоростей элементов, удобен для исследования структурных схем планетарных передач, но дает приближенные результаты при определении передаточных отношений системы.

Для построения плана скоростей ряда, например $a_1b_2c_3$ (см. рис. 31, а), вычертим в произвольном масштабе его схему. Проведем вертикаль из точки O и перенесем на нее полюса p_a, p_c, p_b . Отрезки A_a и A_c соответствуют радиусам начальных окружностей солнечной и коронной шестерен, отрезок A_b — расстоянию от оси вращения O до оси сателлитов (радиус водила), а отрезок B — радиусу сателлита.

Так как частота вращения ведущего вала n_1 известна, можно определить и окружную скорость солнечной шестерни v_a . Такую же скорость имеет и сателлит в полюсе зацепления p_c . Отложив от полюса зацепления p_a вектор v_a , соединим его конец с точкой O . Полученный луч v_1 является планом абсолютных скоростей точек солнечной шестерни. При полностью затянутом тормозе коронная шестерня не вращается, следовательно, скорость коронной шестерни v_c в полюсе равна нулю. Проведя из полюса зацепления p_c прямую через конец вектора v_a , получим луч v_3 — план абсолютных скоростей сателлита. Соединив точку O с концом вектора v_b , получим план скоростей водила — луч (при вращении его вокруг оси O).

Из приведенного плана скоростей находим

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = v_a/A_a = \pi n_1/30;$$

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = v_b/A_b = \pi n_2/30,$$

где n_2 — частота вращения, об/мин.

Отсюда следует, что отрезки hh' и hh'' , отсекаемые на произвольной горизонтальной прямой лучами v_1 и v_2 , пропорциональны частотам вращения. Таким образом, можно записать

$$u = n_1/n_2 = hh'/hh''.$$

При работе механизма сателлит совершает два движения: относительное (вокруг оси водила) и переносное (вместе с водилом вокруг оси вращения). Абсолютная скорость зуба сателлита в полюсе p_c равна окружной скорости v_a солнечной шестерни при вращении ее вокруг оси O . Относительная скорость сателлита v_{Bo} пропорциональна отрезку hh' . Разделив относительную скорость v_{Bo} сателлита на его радиус B , можно найти угловую скорость ω_B и частоту вращения сателлита. Частоту вращения определим следующим образом.

На основании изложенного

$$v_a = v_{\text{пер}} + v_o, \quad (27)$$

где $v_{\text{пер}}$ — переносная скорость сателлита (скорость водила); v_o — относительная скорость сателлита.

Для полюса зацепления p_a

$$v_a = \pi n_a A_a / 30; v_{\text{пер}} = \pi n_b A_a / 30.$$

Относительную скорость сателлита v_{Bo} выразим через частоту его вращения n_{Bo} :

$$v_{Bo} = \pi n_{Bo} B / 30.$$

Подставляя в уравнение (27) значения v_a , $v_{\text{пер}}$, v_{Bo} , находим

$$n_{Bo} = (n_a - n_b) A_a / B. \quad (28)$$

Аналогичное выражение получим при рассмотрении полюса зацепления p_c :

$$n_{Bo} = (n_c - n_b) A_c / B.$$

Радиус сателлита

$$B = (A_c - A_a) / 2.$$

Так как $A_c : A_a = z_c : z_a = K$ (где z_c и z_a — числа зубьев коронной и солнечной шестерни), решая совместно уравнения (27) и (28), получим следующие зависимости:

$$\begin{aligned} n_{Bo} &= (n_a - n_b) \frac{2}{K-1}; \\ n_{Bo} &= (n_c - n_b) \frac{2K}{K-1}; \\ n_{Bo} &= (n_a - n_c) \frac{2K}{K^2-1}. \end{aligned} \quad (29)$$

Если направление вращения солнечной и коронной шестерен не совпадает с направлением вращения водила, то в скобках надо ставить знак «+» и наоборот.

Для планетарных рядов с внешним зацеплением порядок построения планов скоростей ничем не отличается от разобранных выше. Для определения кинематической зависимости элементов планетарного ряда можно также пользоваться известным аналитическим методом Виллиса.

Относительная частота вращения солнечной шестерни n_{ao} (относительно водила) (рис. 31, а)

$$n_{ao} = n_a - n_b.$$

При остановленном водиле передаточное число от элемента a к элементу c

$$u_{ac}^b = - (n_a - n_b) / (n_c - n_b).$$

Знак минус указывает на то, что солнечная и коронная шестерни вращаются в разные стороны.

Это уравнение можно представить в виде

$$n_a - n_b (1 + u_{ac}^b) + n_a u_{ac}^b = 0. \quad (30)$$

Отношение $u_{ac}^b = z_c/z_a$ называют характеристикой ряда и обозначают буквой K .

Характеристика планетарного ряда K при одинаковом модуле зависит от числа зубьев и радиусов шестерен. Она определяет кинематическое передаточное отношение ряда при остановленном водиле и равна передаточному отношению соответствующей передачи с неподвижными осями:

$$u_{ac}^b = K = \frac{z_c}{z_b} \frac{z_b}{z_a} = \frac{A_c}{A_a}.$$

Обычно для планетарных передач $K = 1,5 \div 4$. Уравнение (30) после преобразования можно представить в виде

$$n_a - n_b(1 + K) + n_c K = 0. \quad (31)$$

Оно является общим для определения взаимосвязи частот вращения элементов любого планетарного ряда с внешним и внутренним зацеплением шестерен. Так, для планетарного ряда $a_1 b_2 c_3$ (рис. 31, а) уравнение (31) примет вид ($n_c = 0$)

$$n_a - n_b(1 + K) = 0.$$

Кинематическое передаточное отношение для этого случая

$$u_{ab}^c = n_a/n_b = 1 + K.$$

Кинематическая зависимость для ряда с внешним зацеплением получается аналогично, но так как сателлиты вращаются в одну сторону, общее уравнение имеет вид

$$n_1 - n_b(1 + K) - n_2 K = 0.$$

Характеристика планетарного ряда для этого случая

$$K = \frac{A_d}{A_{a''}} \frac{A_{a'}}{A_{d'}} = \frac{z''}{z'} \frac{A_{a'}}{A_{a''}},$$

где z' и z'' — числа зубьев сателлитов, связанных соответственно с шестернями a' и a'' .

Анализ структурных схем планетарных рядов целесообразно проводить методом построения планов скоростей при полностью затянутых тормозах. В зависимости от способов соединения элементов планетарного ряда с ведущим, ведомым и тормозным (регулируемым) элементами можно получить шесть кинематических схем (число перестановок из трех элементов равно шести).

В табл. 8 приведены кинематические схемы рядов со смешанным зацеплением. Из анализа планов скоростей каждого ряда видно, что используя ту или иную комбинацию соединения элементов, можно получить:

а) две схемы, снижающие частоту вращения ведомого вала (редукторы);

б) две схемы, повышающие частоту вращения ведомого вала (ускорители);

Смена механизма и план скоростей	Пере- даточное число	Тормозной момент M_2
Внешнее зацепление		
$a_2'' a_3' b_1$ 	$\frac{1}{1-K}$	$M_1 \frac{1}{K-1}$
$a_1'' a_3' b_2$ 	$1-K$	$-M_1 K$
$a_1' a_2'' b_3$ 	K	$M_1 (1-K)$

в) две схемы получения заднего хода.

Аналогично планетарному ряду со смешанным зацеплением шестерен при различных соединениях элементов, для ряда с внешним зацеплением также можно получить шесть кинематических схем.

Расчет планетарных рядов. Силы и моменты, действующие при установившемся движении на элементы планетарного ряда, определяют из условия равновесия сателлита. Для сателлита ряда со смешанным зацеплением (см. рис. 31, а)

$$P_c + P_a = P_b.$$

Кроме того,

$$P_a B = P_c B_a$$

Тогда

$$P_b = 2P_a = 2P_c.$$

Для схемы $a_1b_2c_3$ окружную силу P_a в полюсе зацепления можно определить по моменту M_1 , подводимому к ведущему валу:

$$P_a = M_1/A_a = M_a/A_a. \quad (32)$$

Момент на водиле

$$M_b = P_b A_b = 2P_a (A_a + A_c)/2 = P_a (A_a + A_c).$$

Подставив вместо силы P_a ее значение из формулы (32), получим

$$M_b = M_a (1 + A_c/A_a) \text{ или } M_b = M_a (1 + K). \quad (33)$$

Момент, действующий на коронную шестерню,

$$M_c = P_c A_c = M_a A_c/A_a = M_a K. \quad (34)$$

Разделив почленно уравнения (33) и (34), получим

$$M_b = M_c (1 + K)/K. \quad (35)$$

В редукторах, приводах валов отбора мощности, механизмах поворота и других устройствах иногда необходимо применять прямую передачу. В большинстве случаев она осуществляется с помощью фрикционных муфт, которые выключают планетарный механизм. В зависимости от места расположения фрикционной муфты в механизме определяется момент, который передается через эту муфту. Можно подобрать такую компоновочную схему, при которой размеры фрикционной муфты окажутся наименьшими, при этом момент двигателя должен передаваться на ведомый вал двумя потоками: через шестерни планетарного ряда и фрикционную муфту, и так как через муфту передается только часть момента двигателя, ее размеры можно уменьшить.

Для каждого из шести вариантов схемы планетарного ряда возможны три способа установки блокировочной муфты: между ведущим или ведомым валами и коронной шестерней, между ведущим или ведомым валами и водилом, между ведущим и ведомым валами.

В табл. 9 (схема 1), например, представлен планетарный ряд $a_1b_2c_3$ с блокировочной фрикционной муфтой, установленной между элементами a_1 и c_3 . При переходе на прямую передачу включается муфта и валы 1 и 2 соединяются. При этом момент с вала 1 передается на вал 2 двумя потоками: солнечная шестерня — сателлит и фрикционная муфта — коронная шестерня — сателлит. С водила крутящий момент одним потоком передается на ведомый вал 2. Таким образом, при включении блокировочной фрикционной муфты моменты M_1 и M_2 равны и $u = 1$.

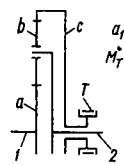
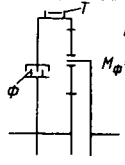
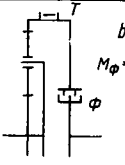
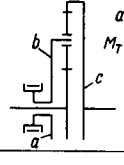
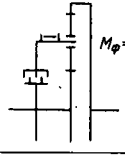
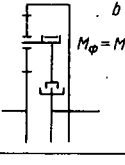
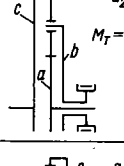
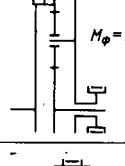
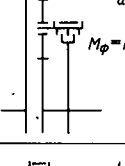
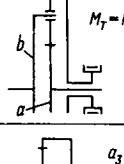
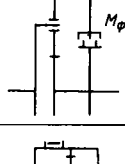
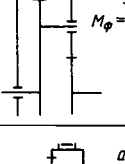
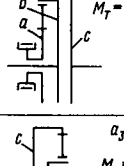
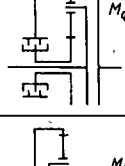
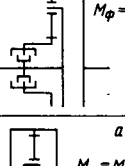
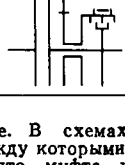
Для данной схемы момент на водиле $M_b = M_1 = M_2$, а момент на коронной шестерне M_c равен моменту M_ϕ , передаваемому через фрикционную муфту. В рассматриваемом случае формула (35) примет вид

$$M_c = M_\phi = M_1 K/(1 + K).$$

9. Включение фрикционных муфт в планетарные ряды

Схема ряда и момент M_T на тормозе T

Схема компоновки блокировочной муфты Φ и передаваемый ею момент

 $a_1 b_2 c_3$ $M_T = M_1 K$	 $a c$ $M_\Phi = M_1 \frac{K}{K+1}$	 $b c$ $M_\Phi = M_1 K$
 $a_1 b_2 c_2$ $M_T = M_1 (K+1)$	 $a b$ $M_\Phi = M_1 \frac{K+1}{K}$	 $b c$ $M_\Phi = M_1 (K+1)$
 $a_2 b_3 c_1$ $M_T = M_1 \frac{K+1}{K}$	 $c b$ $M_\Phi = M_1 (K+1)$	 $a b$ $M_\Phi = M_1 \frac{K+1}{K}$
 $a_2 b_1 c_3$ $M_T = M_1 \frac{K}{K+1}$	 $a c$ $M_\Phi = M_1 \frac{K}{K+1}$	 $b c$ $M_\Phi = M_1 K$
 $a_3 b_1 c_2$ $M_T = M_1 (K+1)$	 $a c$ $M_\Phi = M_1 \frac{1}{K+1}$	 $a b$ $M_\Phi = M_1 \frac{1}{K}$
 $a_3 b_2 c_1$ $M_T = M_1 \frac{1}{K}$	 $a b$ $M_\Phi = M_1 \frac{1}{K}$	 $a c$ $M_\Phi = M_1 \frac{1}{K+1}$

Примечание. В схемах компоновки отношением указаны элементы, между которыми установлена муфта (например, $a:c$ означает, что муфта установлена между элементами a и c).

Следовательно, для данной схемы момент, передаваемый через фрикционную муфту, меньше ведущего момента.

Если блокировочную муфту установить между коронной шестерней и водилом, то в соответствии с формулой (34) получим

$$M_{\phi} = M_1 K.$$

В табл. 9 приведены различные варианты установки блокировочных фрикционных муфт и передаваемые ими моменты. Вариант установки блокировочной муфты непосредственно между первичным и вторичным валом не рассматривается, так как при этом $M_{\phi} = M_1$.

При определении числа зубьев шестерен учитывают условия соосности, сборки и соседства.

Для обеспечения соосности элементов передачи необходимо, чтобы, например, для ряда, показанного на рис. 31, а, соблюдалось равенство

$$mz_c = mz_a + mz_b. \quad (36)$$

При одинаковом модуле шестерен

$$z_c = z_a + z_b,$$

где z_c , z_a , z_b — число зубьев коронной, солнечной шестерен и сателлита соответственно.

Для того чтобы при сборке механизма все зубья шестерен свободно входили в зацепление, необходимо, чтобы числа зубьев солнечной и коронной шестерен были кратны числу сателлитов:

$$z_a + z_c = \gamma d,$$

где γ — коэффициент кратности (целое число); d — число сателлитов.

Чтобы зубья сателлитов не касались друг друга, должно выполняться условие соседства: минимальное расстояние Δ между венцами соседних сателлитов должно быть не меньше 5—8 мм.

Указанные зависимости для различных планетарных рядов приведены в табл. 10.

При симметричном расположении сателлитов валы и подшипники солнечной и коронной шестерен не испытывают радиальных нагрузок от передаваемого момента. В этом случае подшипники выбирают, исходя из конструкции. Если на этих валах установлены тормозные барабаны, то в зависимости от конструкции тормоза могут возникать радиальные нагрузки, которые необходимо учитывать при расчете валов и подшипников.

Подшипники и оси сателлитов в планетарных передачах сильно нагружены, их необходимо рассчитывать по приведенному моменту тем же методом, что и подшипники коробок передач.

Независимо от конструкции КПД любой передачи (без учета центробежной силы)

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2}{M_1} \frac{n_2}{n_1} \quad \text{или} \quad \eta = \frac{\hat{u}}{u}.$$

10. Условия соосности, сборки и соседства планетарных рядов

Условие	Зацепление шестерен		
	Внешнее и внутреннее (рис.32, а)	Внешнее (рис. 31, б)	Внутреннее
Соосности	$z_c = z_a = 2z_b$	$m_a(z_a + z_{b1}) = m_c(z_c + z_{b2})$	$m_a(z_a - z_{b1}) = m_c(z_c + z_{b2})$
Сборки	$z_a + z_c = \gamma d$	$z_c z_{b1} - z_a z_{b2} = \gamma dz_{b1}$	$z_c z_{b1} - z_a z_{b2} = \gamma dz_{b1}$
Соседства	$(z_c - z_b) \sin \frac{\pi}{d} - z_b > 2\Delta$	При $z_{b1} > z_a$ $z_{b2} > z_{b1}$ $(z_c - z_{b2}) \sin \frac{\pi}{d} - z_{b1} > 2\Delta$	$(z_a + z_{b1}) \times \sin \frac{\pi}{d} - z_{b1} > 2\Delta$
Примечание. z_a, z_c, z_b — соответственно числа зубьев солнечной, коронной шестерен и сателлита; m_a, m_c — модули солнечной и коронной шестерен; z_{b1}, z_{b2} — числа зубьев сателлитов в рядах с внешним и внутренним зацеплениями соответственно.			

В планетарной передаче энергия передается двумя потоками: при переносном движении — при вращении всей системы вместе с водилом, при относительном движении — при вращении отдельных звеньев механизма внутри системы относительно водила.

При передаче энергии в переносном движении потери имеются только в подшипниках, но так как они малы, ими можно пренебречь. Поэтому чем большая мощность передается этим потоком, тем выше КПД передачи. Относительное движение сопровождается вращением шестерен. Потери в полюсах их зацепления значительно больше потерь в подшипниках. Следовательно, чем меньше энергии передается этим путем, тем выше КПД передачи.

При определении КПД учитывают лишь потери при относительном движении звеньев, пренебрегая потерями при переносном движении.

Рассмотрим два случая работы планетарного ряда.

1. Ведущим элементом является солнечная шестерня a_1 . Мощность на ведомом звене c_2

$$M_a(n_a - n_b)\eta_0 = -M_c(n_c - n_b), \quad (37)$$

где η_0 — КПД механизма при остановленном водиле (учитываются потери при относительном движении).

Знак минус при моменте на ведомом валу означает, что моменты M_a и M_c противоположны по направлению (на ведомом валу действует момент сопротивления).

2. Ведущим элементом является коронная шестерня c_1 . В этом случае мощность на ведомом валу a_2

$$M_c(n_c - n_b)\eta_0 = -(n_a - n_b)M_a. \quad (38)$$

Уравнения (37) и (38) можно переписать в виде

$$M_a(n_a - n_b)\eta_0 + M_c(n_c - n_b) = 0;$$

$$M_a(n_a - n_b)\frac{1}{\eta_0} + M_c(n_c - n_b) = 0.$$

Таким образом, связь моментов на ведущем и ведомом валах можно представить уравнением

$$M_a = (n_a - n_b)\eta_0^x + M_c(n_c - n_b) = 0. \quad (39)$$

Для планетарного ряда показатель степени x при КПД зависит от того, какой элемент является ведущим. Если ведущей будет солнечная шестерня, то $x = +1$, если она является ведомой, то $x = -1$.

При установившемся движении уравнение равновесия элементов планетарного ряда имеет вид

$$M_a - M_b + M_c = 0.$$

Если учесть потери в зацеплении, то выражение (34) можно представить так:

$$M_c = M_a K \eta_0^x.$$

Тогда

$$M_a - M_b + M_a K \eta_0^x = 0,$$

откуда

$$M_a = M_b / (1 + K \eta_0^x).$$

Связь между моментами, действующими на элементы ряда, определяется общим уравнением

$$M_a = \frac{M_c}{K \eta_0^x} = \frac{M_b}{1 + K \eta_0^x}. \quad (40)$$

Определим КПД простого планетарного ряда, например ряда $a_1 b_2 c_3$ (рис. 31, а). Общий КПД ряда

$$\eta = \hat{u}/u.$$

Для данного случая силовое передаточное число $\hat{u}$ равно отношению момента на ведомом валу к моменту на ведущем: $\hat{u} = M_b/M_a$.

Подставляя из уравнения (40) вместо момента M_a его выражение через M_b , получаем

$$\hat{u} = 1 + K \eta_0^x.$$

Так как ведущим элементом является солнечная шестерня, показатель степени при КПД $x = +1$.

Кинематическое передаточное отношение u находят из уравнения (31), которое для данного случая имеет вид

$$n_a - n_b(1 + K) = 0,$$

откуда кинематическое передаточное отношение

$$u = 1 + K.$$

Полный КПД ряда

$$\eta = \hat{u}/u = (1 + K\eta_0)/(1 + K).$$

КПД η_0 планетарного ряда при остановленном водиле учитывает потери в полюсах зацепления шестерен, поэтому

$$\eta_0 = \eta_c \eta_a,$$

где η_c и η_a — КПД пар шестерен с внутренним и внешним зацеплениями соответственно (обычно $\eta_c = 0,985$, $\eta_a = 0,975 \div 0,96$).

Таким образом, общий КПД планетарной передачи при $K = 2$

$$\eta = \frac{1 + 2 \cdot 0,96}{1 + 2} \approx 0,973.$$

Для обычной, не планетарной передачи, состоящей из трех шестерен и имеющей внутреннее и внешнее зацепление, $\eta = 0,975 \cdot 0,985 = 0,96$. Следовательно, в данном случае КПД планетарной передачи выше.

§ 16. ВЫБОР И ПОСТРОЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Для выбора кинематических схем планетарных коробок передач используют два метода: подбора и синтеза. В первом случае схему составляют, сочетая элементарные планетарные ряды. Этот метод неудобен тем, что приходится исследовать много вариантов, прежде чем удастся получить схему, отвечающую заданным условиям, и нет гарантии, что выбран лучший вариант.

Метод синтеза, предложенный проф. М. А. Крейнсом, основан на решении аналитических уравнений, позволяющих относительно просто выбрать оптимальный вариант схемы. Ниже рассматривается этот метод.

Некоторые свойства уравнений кинематики планетарных рядов. Уравнение кинематики элементарного планетарного ряда со смешанным зацеплением, выраженное через угловые скорости его элементов, имеет вид

$$\omega_a - \omega_b(1 + K) + \omega_c K = 0. \quad (41)$$

Уравнение записано в общем виде. При угловых скоростях не поставлены индексы, так как любой из элементов может быть ведущим, ведомым или тормозным.

Из уравнения (41) следует первое свойство уравнения планетарного ряда: *для любого планетарного механизма характерна линейная зависимость между угловыми скоростями его элементов.* Таким образом, уравнение (41) можно записать в виде

$$\Delta_a \omega_a + \Delta_b \omega_b + \Delta_c \omega_c = 0, \quad (42)$$

где Δ_a , Δ_b , Δ_c — коэффициенты при угловых скоростях соответственно солнечной шестерни, водила и коронной шестерни.

Отсюда же вытекает и второе свойство: *уравнение кинематики любого планетарного ряда не имеет свободного члена.* Так как уравнение справедливо для любых скоростей, оно справедливо и для $\omega_a = \omega_b = \omega_c = \omega \neq 1$. Тогда

$$\omega (\Delta_a + \Delta_b + \Delta_c) = 0,$$

но так как $\omega \neq 0$,

$$\Delta_a + \Delta_b + \Delta_c = 0. \quad (43)$$

Третье свойство уравнения кинематики планетарного ряда формулируется так: *алгебраическая сумма коэффициентов при угловых скоростях звеньев равна нулю.*

Для определения, к каким звеньям планетарного ряда относится каждый из коэффициентов, пользуются следующим методом. Рассмотрим, например, схему $a_1 b_3 c_2$, где тормозным элементом является водило (этому звену соответствует угловая скорость ω_b с коэффициентом Δ_b). При полной затяжке тормоза ($\omega_b = 0$) уравнение (42) имеет вид

$$\Delta_a \omega_a + \Delta_c \omega_c = 0.$$

Кинематическое передаточное число в этом случае

$$u = \omega_a / \omega_c = -\Delta_c / \Delta_a = -K.$$

Так как характеристика планетарного ряда $K > 1$, то $\Delta_c / \Delta_a > 1$. Отсюда следует, что $\Delta_c > \Delta_a$.

Из уравнения (43) находим $\Delta_b = -(\Delta_c + \Delta_a)$.

Таким образом, получаем, что

$$\Delta_b > \Delta_c > \Delta_a. \quad (44)$$

Отсюда следует четвертое свойство уравнения кинематики планетарного ряда: *наибольший по абсолютной величине коэффициент Δ находится при угловой скорости водила; средний — при угловой скорости коронной шестерни; наименьший — при угловой скорости солнечной шестерни.*

При тяговом расчете определяют передаточные числа u_1 , u_2 , ..., u_m , которые должна обеспечить коробка передач. Характеристики рядов, входящие в уравнения кинематической связи планетарных рядов, пока неизвестны.

Для решения задачи необходимо преобразовать уравнение (41) так, чтобы характеристики K были выражены для каждого пла-

дачи от угловой скорости ведущего и ведомого звеньев представляют обобщенный план угловых скоростей (рис. 32). При помощи плана можно определить угловые скорости тормозных элементов $\omega_{3(m)}$ на любой передаче и при нейтральном положении коробки передач, найти оптимальные варианты установки блокировочных фрикционов.

Для построения обобщенного плана угловых скоростей решают уравнение (45) относительно ω_m :

$$\omega_{3(m)} = \frac{u_m}{u_m - 1} \omega_2 - \frac{1}{u_m - 1} \omega_1. \quad (47)$$

Приняв угловую скорость ведущего элемента $\omega_1 = 1$, получим

$$\omega_{3(m)} = \frac{u_m}{u_m - 1} \omega_2 - \frac{1}{u_m - 1} = \frac{u_m \omega_2 - 1}{u_m - 1}. \quad (48)$$

План угловых скоростей представим в прямоугольной системе координат. Как следует из уравнения (48), график угловой скорости тормозного элемента ω_3 является прямой, для построения которой нужны две точки. Одну точку можно найти, если рассмотреть режим работы при заблокированном планетарном механизме, когда все его звенья вращаются как единая система, т. е. $\omega_1 = \omega_2 = \omega_3 = 1$. В этом случае графики угловых скоростей всех тормозных элементов пересекаются в точке $H(1, 1)$.

Вторую точку можно найти для условия включения какой-либо передачи u_m . В этом случае угловая скорость тормозного элемента данной передачи $\omega_{3(m)} = 0$. Из уравнения (48) определим $\omega_2 = 1/u_m$. Отсюда следует, что прямые, представляющие графики угловых скоростей $\omega_{3(m)}$ тормозных элементов, отсекают на оси абсцисс отрезки, пропорциональные угловой скорости ведомых элементов передач: OO_{-1} ; OO_1 , OO_2 и т. д.

На основании сказанного можно рекомендовать следующий порядок построения плана угловых скоростей.

1. В первом квадранте наносим точку H с координатами $1, 1$ и через нее проводим линию, параллельную оси абсцисс — график угловой скорости ведущего звена ω_1 (было принято, что $\omega_1 = 1$).

2. В соответствии с заданным числом передач на оси абсцисс наносим точки $O_1, O_2, O_3, \dots, O_m$, отстоящие на расстоянии $1/u_1, 1/u_2, \dots, 1/u_m$ от начала координат.

3. Через точку H и точки $O_1, O_2, \dots, O_m$ проводят лучи, являющиеся графиками угловых скоростей тормозных элементов $\omega_{3(m)}$ при включении различных передач.

4. В точках $O_1, O_2, \dots, O_m$ восстанавливают перпендикуляры $I; II$ и т. д. Угловая скорость тормозных элементов определяется отрезками (в выбранном масштабе), расположенными между осью абсцисс и соответствующими лучами $\omega_{3(m)}$.

Так, например, при включении первой передачи угловая скорость ее тормозного элемента $\omega_{3(1)} = 0$, для второй $\omega_{3(2)}$ пропорциональна отрезку O_1E , m -й $\omega_{3(m)}$ — отрезку O_1K и т. д.

При установке коробки передач на «нейтраль» $\omega_2' = 0$, а угловая скорость тормозных элементов пропорциональна отрезкам AO , BO , OC , OD . Абсолютные частоты вращения центральных звеньев на первой передаче

$$n_{2(1)} = n_1 \frac{OO_1}{OF}, \quad n_{3(1)} = 0,$$

$$n_{3(2)} = -n_1 \frac{O_1E}{OF}, \dots, \quad n_{3(m)} = n_1 \frac{O_kK}{OF};$$

на передаче заднего хода

$$n_{2(1)} = -n_1 \frac{OO_1}{OF}, \quad n_{3(1)} = -\frac{O_1m}{OF} n_1, \quad n_{3(2)} = -n_1 \frac{O_{-1}n}{OF},$$

$$n_{3(-1)} = 0.$$

Из приведенного графика видно, что угловые скорости звеньев планетарного механизма зависят от передаточных чисел коробки и не зависят от выбранной кинематической схемы.

Относительные скорости звеньев при работе коробки передач на «нейтрали» определяются отрезками, отсекаемыми на оси ординат лучами $\omega_{3(1)}$, ..., $\omega_{3(m)}$. Моменты блокировочных фрикционов, связывающих эти звенья, обратно пропорциональны этим отрезкам. Так, например, для блокировки звеньев, имеющих угловую скорость $\omega_{3(-1)}$ и $\omega_{3(2)}$ фрикцион должен иметь момент, обратно пропорциональный отрезку BD , а для блокировки звеньев с угловой скоростью $\omega_{3(m)}$ и $\omega_{3(2)}$ — отрезку AD .

Во втором случае потребуется меньший момент. Пользуясь планом скоростей, нельзя непосредственно определить относительные частоты вращения сателлитов, так как они зависят от кинематической схемы коробки передач.

Основные положения синтеза коробок передач. Одним из классификационных признаков планетарных передач является число степеней свободы. Для получения определенного передаточного числа коробка должна иметь одну степень свободы, все остальные должны быть сняты путем наложения связей. Таким образом, число степеней свободы данной коробки передач равняется числу связей, которые должны быть наложены, плюс единица. Если для включения передачи необходимо затянуть один тормоз или включить один фрикцион, т. е. наложить одну связь, то эта коробка имеет две степени свободы.

Для составления схемы коробки передач с двумя степенями свободы, имеющей m передач (среди которых нет прямой передачи $u = 1$), необходимо иметь m тормозных звеньев и по одному ведущему и ведомому звену. Таким образом, общее число звеньев такой коробки передач должно быть $m + 2$.

Допустим, что заданы следующие передаточные числа $u_1, u_2, \dots, u_m$, но ни одно из них не равно единице. Тогда на основании уравнений (46) можно написать следующую систему:

$$\begin{aligned}\omega_1 (1) + \omega_3 (1) (u_1 - 1) - \omega_2 u_1 (1) &= 0; \\ \omega_1 (2) + \omega_3 (2) (u_2 - 1) - \omega_2 (2) u_2 &= 0; \\ \omega_1 (m) + \omega_3 (m) (u_m - 1) - \omega_2 (m) u_m &= 0.\end{aligned}$$

Общее число звеньев передач, как было установлено выше, должно быть $m + 2$, но в образовании одной передачи участвуют только три звена: тормозное, ведущее, ведомое. Однако каждый планетарный ряд может вместе с другими образовать одну или несколько передач, поэтому общее число уравнений, характеризующих данную коробку передач, обеспечивающую m передаточных чисел, значительно больше числа уравнений, записанных по передаточным отношениям.

Общее число уравнений равно числу сочетаний из $m + 2$ по 3. Таким образом, при $m = 3$ число уравнений

$$C_{(m+2)}^3 = \frac{(m+2)(m+1)m}{1 \cdot 2 \cdot 3} = 10,$$

при $m = 4$

$$C_6^4 = \frac{6 \cdot 5 \cdot 4}{1 \cdot 2 \cdot 3} = 20.$$

Следовательно, к исходным уравнениям (46) необходимо найти дополнительные, характеризующие данную коробку передач. Методику определения дополнительных уравнений и построения структурных и кинематических схем планетарных коробок передач покажем на следующем примере.

Предположим, что необходимо найти оптимальную схему планетарной коробки передач, имеющую три передачи переднего хода с передаточными числами $u_1 = 2,3$; $u_2 = 1$; $u_m = u_3 = 0,6$ и одну передачу заднего хода $u_{(-1)} = 2,2$. Частота вращения ведущего вала 2000 об/мин. Ведущий и ведомые валы должны быть соосны.

На основании уравнения (46) запишем систему исходных уравнений без учета $\omega_2 = 1$:

$$\text{первая передача: } \omega_1 + 1,3\omega_3 (1) - 2,3\omega_2 = 0;$$

$$\text{третья передача: } \omega_1 - 0,4\omega_3 (3) - 0,6\omega_2 = 0;$$

$$\text{передача заднего хода: } \omega_1 - 3,2\omega_3 (-1) + 2,2\omega_2 = 0.$$

Во втором уравнении два коэффициента при угловых скоростях получились меньше единицы. Для приведения этого уравнения к простейшему виду (с наименьшим коэффициентом, равным единице), разделим все его члены на 0,4 и поставим в порядке возрастания коэффициентов. Тогда система примет вид

$$\begin{aligned}\omega_1 + 1,3\omega_3 (1) - 2,3\omega_2 &= 0; \\ \omega_3 (3) + 1,5\omega_2 - 2,5\omega_1 &= 0; \\ \omega_1 + 2,2\omega_2 - 3,2\omega_3 (-1) &= 0.\end{aligned}\tag{49}$$

Как было указано, число уравнений, характеризующих эту коробку передач, равно 10. Следовательно, необходимо найти еще семь уравнений. Для определения решим уравнение (49) относительно угловой скорости ведомого вала. Исключая ω_2 , получаем еще три уравнения:

$$1,3\omega_{(2)} - 2,83\omega_1 + 1,53\omega_{3(1)} = 0;$$

$$2,05\omega_1 + 1,3\omega_{3(1)} - 3,35\omega_{3(-1)} = 0;$$

$$1,27\omega_1 - 0,4\omega_{3(2)} - 0,87\omega_{3(-1)} = 0.$$

Решая совместно уравнения (49) и исключая угловую скорость ведущего вала ω_1 , получаем

$$0,4\omega_{3(3)} + 1,3\omega_{3(1)} - 1,7\omega_2 = 0;$$

$$1,2\omega_{3(1)} + 3,2\omega_{3(-1)} - 4,5\omega_2 = 0;$$

$$3,2\omega_{3(-1)} - 0,4\omega_{3(1)} - 2,8\omega_2 = 0.$$

Недостающее десятое уравнение находим из выражения (47) методом исключения ω_1 и ω_2 :

$$1,06\omega_{3(3)} + 2,14\omega_{3(1)} + 3,2\omega_{3(-1)} = 0.$$

После составления дополнительных уравнений приведем их к простейшему виду (с наименьшим коэффициентом, равным единице). Располагая все члены в порядке возрастания абсолютной величины коэффициентов, сведем их в табл. 11.

Из имеющихся десяти уравнений необходимо выбрать наиболее подходящие для построения кинематической схемы коробки передач. При этом надо учитывать следующее:

в уравнения должны входить угловые скорости каждого звена коробки передач;

значения характеристик ряда K должны лежать в пределах, допустимых по условиям компоновки;

частота вращения ведомого звена должна находиться в допустимых пределах;

выбранная схема должна обеспечивать возможность компоновки коробки передач.

Ниже приведены некоторые указания по заполнению таблицы.

В графе «Уравнение кинематики» записывают уравнения в порядке возрастания коэффициентов при угловых скоростях.

Если решено использовать только однорядные планетарные механизмы со смешанным зацеплением шестерен, то по условиям компоновки характеристика планетарного ряда K должна составлять 1,4—4. Соответственно этому уравнения 1, 4, 9 использовать нельзя.

В графе «Схема ряда» вычерчивают условные структурные схемы планетарных рядов: горизонтальной линией обозначают водило, соответствующий индекс указывает к какому элементу в данной схеме оно относится (ведущий элемент — 1, ведомый — 2, тормозной — 3).

11. Анализ структурных схем рядов

№ по пор.	Уравнение кинематики ряда	K	Частота вращения сателлита n_{Bo} , об/мин	Схема ряда	Параметр, по которому исключается уравнение
1	$\omega_1 + 1,3\omega_3^{(1)} - 2,3\omega_2 = 0$	1,3	—	$\frac{\downarrow 3^{(1)}}{\uparrow 1} 2$	K
2	$\omega_3^{(3)} + 1,5\omega_2 - 2,5\omega_1 = 0$	1,5	8 800	$\frac{\downarrow 2}{\uparrow 3^{(3)}} 1$	n_{Bo}
3	$\omega_1 + 2,2\omega_2 - 3,2\omega_3^{(-1)} = 0$	2,2	5 000	$\frac{\downarrow 2}{\uparrow 1} 3^{(-1)}$	Уравнение не исключается
4	$\omega_3^{(1)} + 1,18\omega_3^{(3)} - 2,18\omega_1 = 0$	1,18	—	$\frac{\downarrow 3^{(3)}}{\uparrow 3^{(1)}} 1$	K
5	$\omega_3^{(1)} - 1,57\omega_1 - 2,57\omega_3^{(-1)} = 0$	1,57	12 000	$\frac{\downarrow 1}{\uparrow 3^{(1)}} 3^{(-1)}$	n_{Bo}
6	$\omega_3^{(3)} - 2,18\omega_3^{(-1)} - 3,18\omega_1 = 0$	2,18	7 300	$\frac{\downarrow 3^{(-1)}}{\uparrow 3^{(3)}} 1$	Уравнения не исключаются
7	$\omega_3^{(3)} + 3,25\omega_3^{(1)} - 4,25\omega_2 = 0$	3,25	5 300	$\frac{\downarrow 3^{(1)}}{\uparrow 3^{(3)}} 2$	
8	$\omega_3^{(1)} + 2,16\omega_3^{(-1)} - 3,46\omega_2 = 0$	2,16	3 300	$\frac{\downarrow 3^{(-1)}}{\uparrow 3^{(1)}} 2$	
9	$\omega_3^{(3)} + 7\omega_2 - 8\omega_3^{(-1)} = 0$	7	—	$\frac{\downarrow 2}{\uparrow 3^{(3)}} 3^{(-1)}$	K
10	$\omega_3^{(3)} + 2,02\omega_3^{(1)} - 3,02\omega_3^{(-1)} = 0$	2,02	14 000	$\frac{\downarrow 3^{(1)}}{\uparrow 3^{(3)}} 3^{(-1)}$	n_{Bo}

Стрелкой над горизонтальной линией обозначают коронную шестерню, а под ней — солнечную.

В планетарных механизмах лимитирующим является частота вращения сателлитов, которая не должна превышать при работе на холостом ходу 10 000, под нагрузкой 6000, при использовании специальных подшипников 8000 об/мин. Частоту вращения сателлитов относительно их осей для планетарных рядов со смешанным зацеплением определяют из зависимостей (29).

Относительную частоту вращения центральных звеньев определяют по обобщенному плану скоростей, построенному для заданных передаточных отношений. В зависимости от того, частота вращения каких звеньев известна, используют одно из приведенных выше уравнений. При этом необходимо учитывать знак плюс или минус.

Частота вращения сателлитов при различных схемах приведена в табл. 11.

Для примера рассмотрим уравнение 2 (табл. 11):

$$\omega_3 (3) + 1,5\omega_2 - 2,5\omega_1 = 0.$$

Ведущим элементом является водило, а ведомым — коронная шестерня, частота вращения которых нам известна. Для определения частоты вращения сателлита используем формулу (29), связывающую частоты вращения сателлитов, водила и коронной шестерни:

$$n_{Bo} = (n_c - n_b) \frac{2K}{K-1}.$$

В соответствии с планом скоростей (см. рис. 32) частота вращения ведомого звена ω_2 имеет знак плюс (отрезок OO_m), угловая скорость ведущего звена ω_1 всегда положительна (OF), поэтому выражая частоту вращения ведомого звена через частоту вращения ведущего, получаем

$$n_{Bo} = \frac{2K}{K-1} (1,47 - 1) n_1 \approx 4,4 n_1 \approx 8\,800 \text{ об/мин.}$$

По этому признаку исключают уравнения 2, 5 и 10 (табл. 11). Полностью удовлетворяют требованиям уравнения 3, 8, 7, а при использовании специальных подшипников — также уравнение 6.

Из оставшихся уравнений составляют группы по три уравнения в каждой для составления структурных схем. При этом необходимо учитывать следующее: в каждую группу должны входить частоты вращения всех элементов коробки: тормозных элементов, ведущих и ведомых звеньев; характеристики K планетарных рядов, входящих в одну группу, должны быть близкими по величине.

Из оставшихся четырех уравнений составляют четыре группы по три уравнения в каждой:

$$C_4^3 = \frac{(m+2)(m+1)m}{1 \cdot 2 \cdot 3} = \frac{4 \cdot 3 \cdot 2}{1 \cdot 2 \cdot 3} = 4.$$

Составим группы уравнений: 1) 3—6—7; 2) 3—6—8; 3) 3—7—8; 4) 6—7—8. После построения структурных схем рядов, описываемых всеми группами уравнений (см. табл. 11), исключаем уравнения, которые не удовлетворяют условиям компоновки коробки передач (табл. 12).

12. Анализ возможности использования рядов

Группа уравнений	Последовательность расположения рядов	Примечание	Возможность реализации уравнений при построении схем
I	3—7—6 7—3—6 3—6—7	Ведущий и ведомый валы перпендикулярны	Невозможно
II	3—6—8 6—8—3	Валы перпендикулярны	Возможно
	8—3—6	Валы соосны	
III	3—7—8 8—3—7	Не компонуются	Невозможно
	7—8—3	Валы соосны	
IV	6—7—8 8—6—7	Не компонуются	Невозможно
	7—8—6	Валы перпендикулярны	

Порядок построения структурных схем.

1. Вычерчивают структурные схемы рядов, составляющих данную группу (при этом пользуются принятыми выше обозначениями) уравнений в различной последовательности соединения рядов.

2. Соединяют одноименные звенья так, чтобы они имели выход к ведущему и ведомому валам, при этом пересечение линий связи не допускается.

В данном случае указанным требованиям удовлетворяют схемы из II (8—3—6) и III (7—8—3) группы.

На рис. 33 приведены структурные схемы, построенные по уравнениям II и III групп.

После вычерчивания структурных схем их анализируют и выбирают наилучший вариант.

1. Проверяют соответствие схемы техническому заданию (расположение ведущего и ведомого валов и т. п.).

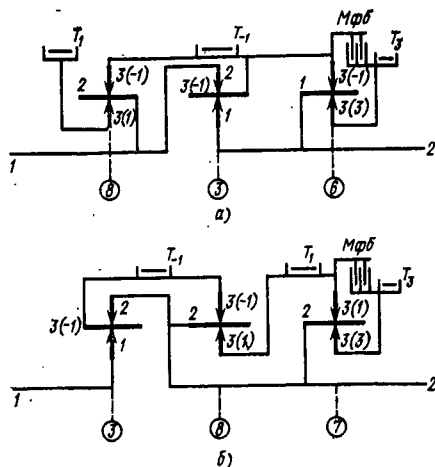


Рис. 33. Структурная схема планетарного ряда, построенная по уравнениям:
а — II группы; б — III группы

2. Оценивают «слоистость» валов. Предпочтение отдается схемам с меньшей «слоистостью» валов.

3. Определяют оптимальное место установки блокировочного фрикциона и его момент. Для этого используют обобщенный план скоростей. Блокировочную муфту целесообразно располагать между тормозными элементами 1 и 3 передачи.

Момент трения блокировочного фрикциона в этом случае приблизительно равен $0,35M_1$ ($OF/AC \approx 0,35$). Такую установку обеспечивает III группа уравнений (см. рис. 33, б), II группа уравнений позволяет установить фрикцион между тормозными элементами третьей передачи и заднего хода ($M_{\phi} \approx 0,4M_1$).

4. Окончательно выбирают схему по максимальному КПД, который обеспечивает эта передача.

Для определения КПД коробки передач пользуются методом проф. М. А. Крейнса, сущность которого заключается в следующем.

КПД любой передачи, в том числе и планетарной,

$$\eta = \frac{\hat{u}}{u}.$$

Таким образом, для решения задачи надо найти кинематическое u и силовое $\hat{u}$ передаточные отношения.

Для этого необходимо сделать следующее.

1. Выразить кинематическое передаточное отношение для каждой ступени как функцию характеристик планетарных рядов, работающих на данной передаче:

$$u = f(K_1, K_2, \dots, K_m).$$

2. Определить Sign — знак показателя степени КПД при установленном водиле для каждого планетарного ряда по формуле

$$\text{Sign } x = \text{Sign } \frac{u_p}{u_m} \frac{\partial u_m}{\partial u_p},$$

где u_p — кинематическое передаточное отношение данного планетарного ряда.

3. Найти силовое передаточное число $\hat{u}$ при включении данной передачи. Силовое передаточное число ряда $\hat{u}_p$ (при остановленном водиле) связано с кинематическим передаточным отношением зависимостью $\hat{u}_p = u_p \eta_o^*$, а $u_o = K = z_2/z_1$; следовательно,

$$\hat{u}_o = K \eta_o^*.$$

Таким образом, общее силовое передаточное отношение коробки при включении данной передачи можно найти из ранее полученного выражения кинематического передаточного отношения u_m путем умножения характеристики каждого ряда на КПД этого ряда при остановленном водиле:

$$\hat{u}_m = f(K_1 \eta_{o1}^*, K_2 \eta_{o2}^*, \dots).$$

Показатель степени $x = \pm 1$.

Полный КПД коробки при включении данной передачи

$$\eta_m = \hat{u}_m / u_m = f(K_1 \eta_{o1}^*, K_2 \eta_{o2}^*, \dots) / f(K_1, K_2, \dots).$$

Полный КПД планетарной коробки передач определяют обычно только для наиболее часто используемой в эксплуатации передачи.

В данном примере такой передачей будет третья. Рассмотрим схему, описываемую уравнениями 7, 8, 3. Общий КПД на данной ступени найдем на основании общего уравнения кинематической связи элементов планетарного ряда:

$$\omega_a - \omega_b(1 + K) + \omega_c K = 0.$$

Составим такие уравнения для каждого ряда при затянутом тормозе:

$$\begin{aligned}\omega_{a3} + K_3 \omega_{c3} - (1 + K_3) \omega_{b3} &= 0; \\ \omega_{a8} + K_8 \omega_{c8} - (1 + K_8) \omega_{b8} &= 0; \\ \omega_{a7} + K_7 \omega_{c7} - (1 + K_7) \omega_{b7} &= 0,\end{aligned}$$

где цифры в индексах означают номер уравнения в табл. 11.

Из схемы следует, что

$$\begin{aligned}\omega_{a3} &= \omega_1; \quad \omega_{c3} = \omega_{b8} = \omega_{b7} = \omega_2; \\ \omega_{b3} &= \omega_{c8}; \quad \omega_{a8} = \omega_{a7}; \quad \omega_{a7} = 0.\end{aligned}$$

Тогда можно записать

$$\omega_1 + K_3 \omega_2 - (1 + K_3) \omega_{b3} = 0; \quad (50)$$

$$\omega_{c7} + K_8 \omega_{b8} - (1 + K_8) \omega_2 = 0; \quad (51)$$

$$K_7 \omega_{c7} - (1 + K_7) \omega_2 = 0. \quad (52)$$

Определив из уравнения (52) значение ω_{c7} и подставив его в уравнение (51), после преобразования получим

$$\omega_{b3} = \frac{\omega_2 [1 + K_8 - (1 + K_7)/K_7]}{K_8}.$$

13. Параметры шестерен

Параметры	T-25	T-40	T-50	MT3-50
Коробка передач				
Число зубьев шестерен:				
ведущих	18—30	15—35	14—35	20—28
ведомых	27—66	22—59	22—59	35—45
Модуль	4	4; 4,5	4; 4,5	4,5
Диапазон передаточных чисел	0,9—3,47	0,63—3,5	0,63—3,5	0,78—2,2
Ширина венца шестерен, мм:				
ведущих	18—35	15—40	15—40	17—38
ведомых	16—30	15—40	15—40	20—26
Материал	18ХГТ	20ХН3А	20ХН3А	20ХНР
Центральная передача				
Число зубьев шестерен:				
ведущих	20	20	20	12
ведомых	35	30	30	41
Торцовый модуль, мм	4	—	—	8
Передаточное число	1,75	1,5	1,5	3,41
Ширина венца шестерен, мм:				
ведущих	41	—	—	41
ведомых	40	—	—	40
Материал	18ХГТ	—	—	20ХНР
Конечная передача				
Число зубьев шестерен:				
ведущих	12	12	12	13
ведомых	57	74	74	69
Модуль, мм	6	—	—	6,5
Передаточное число	4,75	—	—	5,3
Ширина венцов шестерен, мм:				
ведущих	40	—	—	54
ведомых	35	—	—	42
Материал	20ХГР	—	—	20ХГР
Примечание. Твердость материала HRC 56—63.				

Подставив выражение ω_{b3} в уравнение (50), найдем

$$\omega_1 = \omega_2 \left\{ \frac{(1 + K_3) [1 + K_8 - (1 + K_7)/K_7]}{K_8} - K_3 \right\},$$

откуда кинематическое передаточное отношение

$$u_3 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{(1 + K_3) [1 + K_8 - (1 + K_7)/K_7]}{K_8} - K_3.$$

Подставляя значения характеристик планетарных рядов: $K_3 = 2,2$; $K_7 = 3,25$; $K_8 = 2,46$, получим $u_3 = 0,6$. Силовое передаточное число

$$\hat{u}_3 = \frac{(1 + K_3 \eta_o^{*3}) \left(1 + K_8 \eta_o^{*8} - \frac{1 + K_7 \eta_o^{*7}}{K_7 \eta_o^{*7}} \right)}{K_8 \eta_o^{*8}}. \quad (53)$$

трансмиссий тракторов

МТЗ-80	Т-150	Т-150К	Т-4	Т-130	ДТ-75	К-700
20—36 28—44 4,5 0,78—2,2	29—35 33—38 5 0,94—1,32	25—37 32—46 5 0,89—1,3	17—27 23—35 6 1,1—1,67	16—28 17—28 7 0,63—1,75	24—37 13—46 7 1,4—2,95	1,0—5,0
22—30 22—28 25ХГТ	27—40 30—38 25ХГТ	30—41 25—34 20ХГТ	25—34 25—34 20ХГНР	37—50 37—49 18ХГТ		
10 42 8 4,2	9 40 9,25 4,7	9 40 9,25 4,7	14 51 8 3,64	13 40 9 3,07	18 57 6 3,2	13 38 11,8 2,9
48 45 20ХНР	50 50 25ХГТ	50 50 25ХГТ	55 55 20ХГНР	59 60 20ХГНР	38 38 18ХГТ	62 55 20ХГНР
13 69 6,5 5,3	17 61 5,0 1,23	17 61 5,0 1,23	13 67 8,0 4,38	12; 12 27; 53 9,0; 10,5 2,3; 4,7	13 71 6,5 5,46	15 29 6,0 2,58
58 50 20ХГР	65 60 —	65 60 —	85 80 20ХНЗА	74; 100 72; 102 20ХГНР	72 65 20ХНЗА	65 65 20ХГНР

Знак показателя степени

$$\text{Sign } x = \text{Sign} \frac{u_p}{u_m} \frac{\partial u_m}{\partial u_p}.$$

Таким образом, знак показателя степени x для каждого ряда составляет

$$\begin{aligned}
 x_3 &= \text{Sign} \frac{K_3}{u_3} \frac{\partial u_3}{\partial K_3} = \\
 &= \text{Sign} \frac{K_3}{u_3} \left(\frac{1+K_6}{K_8} - \frac{1+K_7}{K_7 K_8} - 1 \right) = -1; \\
 x_7 &= \text{Sign} \frac{K_7}{u_3} \frac{\partial u_7}{\partial K_7} = \text{Sign} \frac{K_7}{u_3} \left(\frac{1+K_3}{K_8} \frac{1}{K_7^2} \right) = +1; \\
 x_8 &= \text{Sign} \frac{K_8}{u_3} \frac{\partial u_8}{\partial K_8} = \text{Sign} \frac{K_8}{u_3} \left(\frac{1+K_2}{K_7 K_8^2} \right) = +1.
 \end{aligned}$$

Таким образом, уравнение (53) принимает вид

$$\hat{u} = \frac{\left(1 + K_3 \frac{1}{\eta_0}\right) \left(1 + K_8 \eta_0 - \frac{1 + K_7 \eta_0}{K_7 \eta_0}\right)}{K_8 \eta_0} - K_3 \frac{1}{\eta_0}. \quad (54)$$

Для планетарного ряда со смешанным зацеплением, состоящим из пары шестерен внешнего зацепления и пары шестерен с внутренним зацеплением, можно принять $\eta_0 = \eta_c \eta_a = 0,985 \times 0,975 = 0,96$.

После подстановки значений K и η_0 в уравнение (54) получим $\hat{u} = 0,55$.

Общий КПД на третьей передаче

$$\eta_3 = \hat{u}_3 / u_3 \approx 0,92.$$

В дальнейшем для выбранной схемы для каждой передачи аналитически определяют частоту вращения центральных звеньев и сателлитов и моменты, действующие на солнечные шестерни и фрикционные элементы. Затем рассчитывают детали планетарной коробки передач по общеизвестной методике.

В табл. 13 приведены параметры шестерен некоторых тракторных трансмиссий.

Глава IV

ГИДРОПРИВОДЫ

§ 17. ОБЪЕМНЫЙ ГИДРОПРИВОД. ПРИНЦИП РАБОТЫ И УСТРОЙСТВО

Объемный гидропривод представляет совокупность устройств, в число которых входят один или несколько объемных гидродвигателей, предназначенных для приведения в действие механизмов посредством рабочей среды под давлением.

В трансмиссиях тракторов и приводах к рабочему оборудованию и сельскохозяйственным машинам используют насосные гидроприводы, в которых рабочая жидкость подается в объемный гидродвигатель насосом.

Часть насосного гидропривода, предназначенная для передачи движения от приводного двигателя к машинам и механизмам, называется объемной гидропередачей. Последняя может быть в нераздельном (все устройства оформлены в одно целое) или раздельном (отдельные устройства смонтированы в разных узлах) исполнениях.

По возможности регулирования частоты вращения выходного звена различают регулируемые и нерегулируемые передачи. Регулирование может выполняться разными способами.

В гидроприводе с объемным регулированием частота вращения выходного звена изменяется регулируемым насосом или мотором или и тем и другим одновременно.

Мощность (кВт), потребляемая гидромашиной объемного типа,

$$N = pVn/1000,$$

где p — давление в системе, Па; V — объем рабочих камер, м³,
 n — частота вращения вала, об/с.

Полагая давление для насоса и мотора одинаковым ($KПД = 1$), находим кинематическое передаточное число объемного гидропривода

$$u = n_1/n_2 = V_2/V_1.$$

Таким образом, для изменения кинематического передаточного числа объемного гидропривода необходимо изменять суммарный объем рабочих камер в насосе V_1 или моторе V_2 , или и в том и другом одновременно.

Вид А

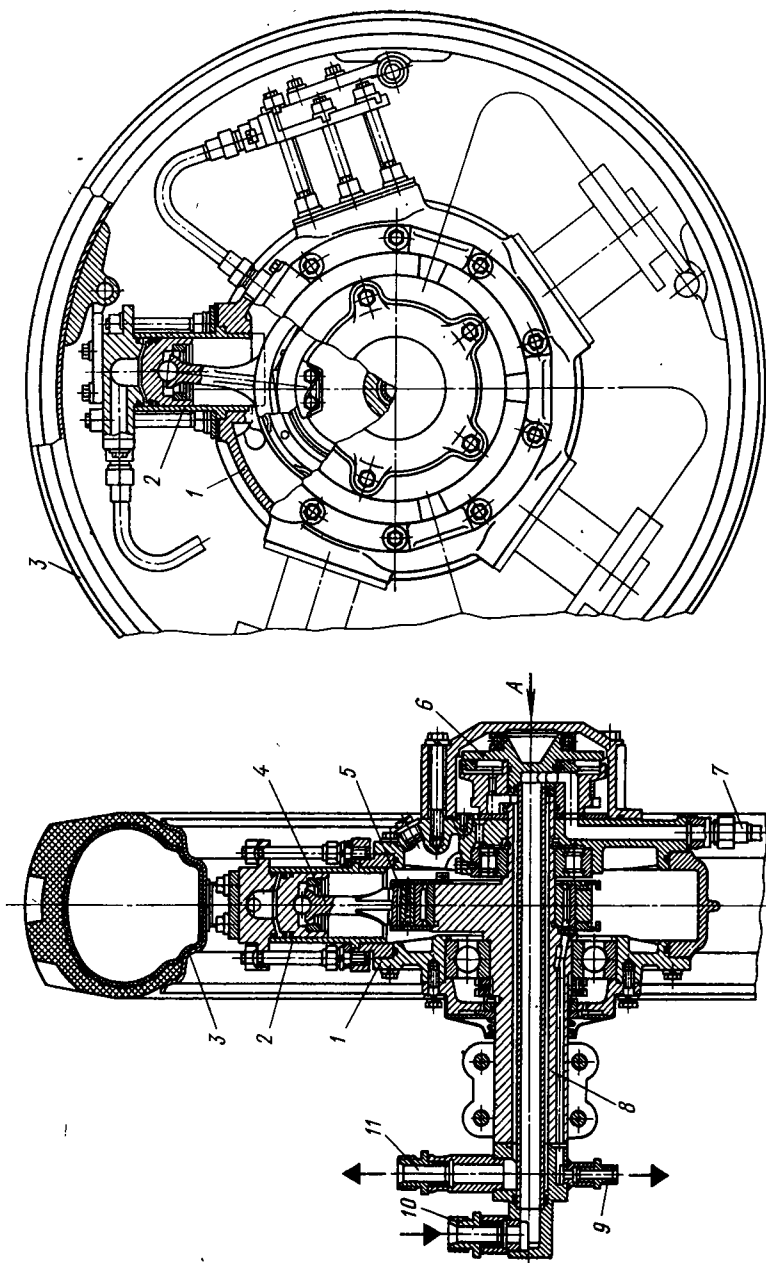


Рис. 34. Кривошипный гидромотор, встроены в ведущее колесо

В гидроприводе с дроссельным регулированием частота вращения выходного звена изменяется при помощи регулирующего гидроаппарата.

Применяют и комбинированный из двух приведенных способов метод регулирования.

По сравнению с механическим гидрообъемный привод имеет следующие преимущества:

возможность получения большого диапазона бесступенчатого изменения передаточных чисел;

простота и удобство компоновки трактора (рабочая жидкость от насоса, соединенного с двигателем, может передаваться к моторам, расположенным в любом месте трактора или прицепной машины, с помощью гибких шлангов);

легкость и удобство монтажа и демонтажа оборудования;

возможность использования энергии насоса для привода навесных и прицепных машин;

легкость, удобство и простота управления передачей.

К недостаткам гидроприводов относятся повышенные требования к уплотнениям сопряженных деталей, качеству обработки и материалам из-за высоких давлений в системе; зависимость КПД передачи от температурных условий; большая удельная масса гидropередач по сравнению с удельной массой механических передач.

В качестве гидродвигателей применяют объемные гидромашины: поршневые гидроцилиндры одностороннего и двустороннего действия, шестеренные, пластинчатые, аксиально-поршневые с наклонным блоком или диском, кривошипные, винтовые и другие моторы.

Рассмотрим некоторые объемные гидромашины, применяемые на тракторах (табл. 14).

В табл. 14 (поз. а) изображена схема кривошипного гидромотора, цилиндры 4 которого располагаются звездообразно в одной плоскости. Для сокращения габаритных размеров и обеспечения более равномерной работы число цилиндров в блоке выбирают нечетным (обычно 5—13). Для повышения мощности в некоторых случаях применяют многорядные звездообразные блоки. Внутри цилиндров 4 размещены поршни 3, связанные шатунами 2 с кривошипом 1. Рабочая жидкость, поступающая под давлением в поршневую полость, через кривошипный механизм воздействует на неподвижный эксцентрик и цилиндры вращаются.

При значительных диаметрах цилиндров (100 мм и выше) эти гидромашины получаются большого размера и массы, их используют для передачи больших моментов при малой частоте вращения, располагая в ведущих колесах тракторов.

На рис. 34 показан кривошипный гидромотор, смонтированный в ободу ведущего колеса трактора. Звездообразный блок состоит из пяти цилиндров 2, прикрепленных кронштейнами к ободу 3 ведущего колеса трактора. Внутри цилиндров размещены поршни,

14. Схемы гидромашин и их параметры

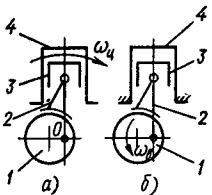
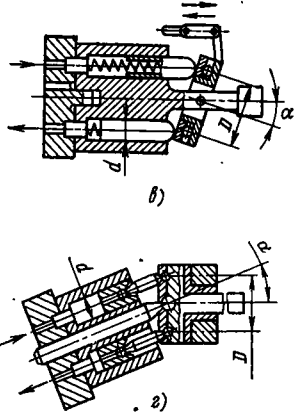
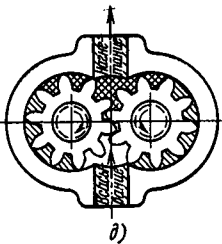
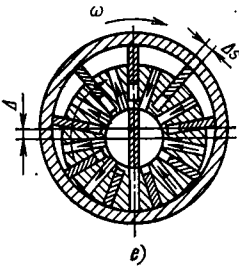
Схема	Параметр
Кривошипный гидромотор 	Расход $Q = \frac{\pi d^3}{4} \Delta z' n m' \eta_{об}$ Общий КПД $\eta_{\Sigma} = \eta_m \eta_{об} \approx 0,9$ Частота импульсов подачи жидкости $\delta = 360/z$
Аксиально-поршневой гидромотор 	$Q = \frac{\pi d^3}{4} z' n D \eta_{об} \sin \alpha$ $\eta_{\Sigma} = \eta_m \eta_{об} \approx 0,95$ $\delta = 360/z'$
Шестеренная гидромашина 	$Q = 2\pi D_0 m b n \eta_{об}$ $\eta_{\Sigma} = \eta_m \eta_{об} \approx 0,87 \div 0,9$ $\delta = 360/z$

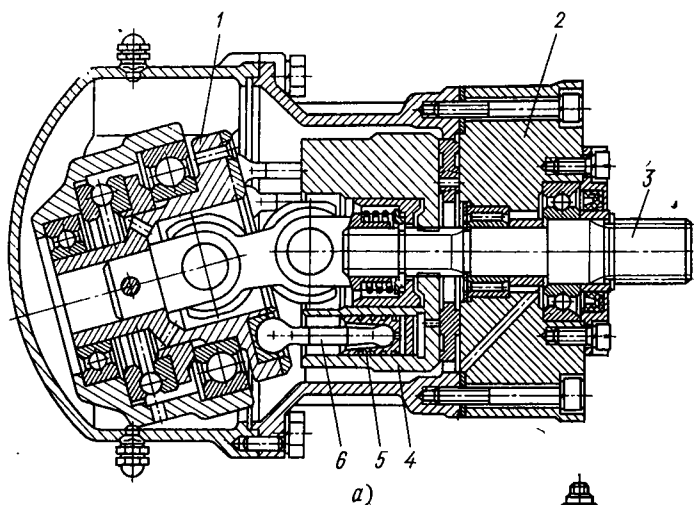
Схема	Параметр
Пластиначатый гидромотор 	$Q = 2 \Delta b (\pi D - \Delta s z) \eta_{об}$ $\eta_{\Sigma} = \eta_m \eta_{об} \approx 0,7 \div 0,75$ $\delta = 360/z$
Условные обозначения: b — ширина зуба шестерни или статора; d — диаметр цилиндра; D — диаметр шайбы или статора; D_0 — диаметр начальной окружности шестерни; m — модуль шестерни; m' — число рядов цилиндров; n — частота вращения вращающегося элемента; z — число зубьев шестерни или число лопастей; z' — число цилиндров; t — шаг винта; F — площадь сечения потока жидкости; Δ — эксцентриситет; $\eta_{об}$ и η_m — объемный и механический КПД; α — угол наклона диска или блока цилиндров; Δs — толщина лопасти.	

шатуны 4 которых нижними головками опираются на беговое кольцо 5, надетое на эксцентрик неподвижной оси 8. Рабочая жидкость от насоса по напорной линии 10, каналу в неподвижной оси 8 и далее по трубопроводу 7 поступает в поршневую полость цилиндров 2 и перемещает поршни. Головки шатунов, скользя по неподвижному эксцентрику оси, приводят во вращение блок 1 цилиндров, а вместе с ним и ведущее колесо трактора.

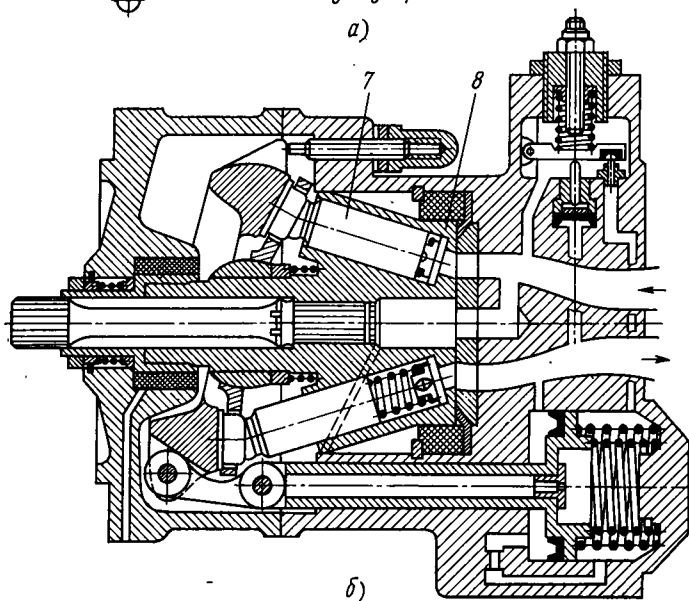
Отработанная жидкость возвращается по сливной линии 11 к насосу. По трубопроводу 9 в бак отсасывается просочившееся масло. Очередность работы цилиндров определяется торцовым распределителем 6.

Из-за больших размеров и массы гидромотора создаются значительные динамические нагрузки на детали, что ограничивает возможности повышения рабочих скоростей машины. Для устранения этого недостатка используют моторы, у которых блок цилиндров неподвижно укреплен на кожухе оси трактора (табл. 14, б). При этом вращается только ось, на которой установлено ведущее колесо.

В настоящее время в тракторных гидрообъемных трансмиссиях наибольшее распространение получили аксиально-поршневые гидромоторы, в которых цилиндры небольшого диаметра (до 25 мм), образующие блок, размещают по окружности. Регулирование подачи осуществляется изменением хода поршней в цилиндрах путем наклона диска (табл. 14, в) или блока (табл. 14, г) цилиндров на угол до 30° .



a)



b)

Каждый агрегат имеет семь — девять цилиндров. Благодаря их небольшим размерам поршни можно выполнять в виде плунжеров, уплотнение которых обеспечивается только путем точного подбора размеров. Машины работают при давлениях до 40 кПа, при частоте вращения 1600—2200 об/мин и выше, имеют при диапазоне регулирования 2,5—3 объемный КПД $\eta_o = 0,97 \div 0,98$ и механический $\eta_m = 0,92 \div 0,95$.

На рис. 35, а изображен аксиально-поршневой насос с наклонным диском, у которого блок цилиндров 4 укреплен на входном валу 3. Вал при помощи шарнирной муфты соединен с диском 1,

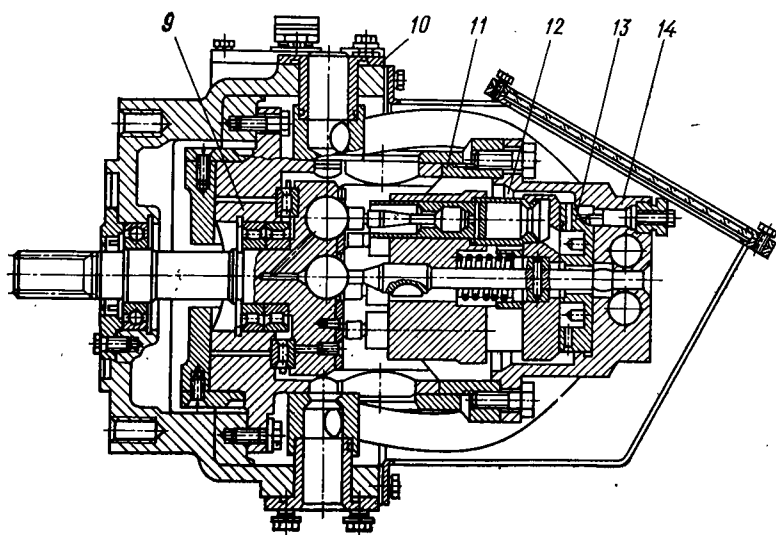


Рис. 35. Аксиально-поршневой насос

а — с наклонным диском; б — с цилиндрами, оси которых расположены под углом к оси блока; в — с наклонным блоком

угол наклона которой может изменяться. Входной вал 3, блок 4 цилиндров и наклонный диск 1 вращаются совместно.

На торце диска 1 шарнирно закреплены головки шатунов 6. При вращении вала 3 поршни 5 насоса движутся возвратно-поступательно, совершая за каждый оборот два хода: всасывающий и нагнетательный. Ход поршней, а следовательно, и подача насоса, зависят от угла наклона диска 1 относительно вала 3. Изменяя наклон диска 1 относительно вертикальной плоскости, можно реверсировать выходной вал при неизменном направлении вращения входного. Напорная линия (канал в крышке 2) насоса соединена с полостью гидромотора. Всасывающая и сливная линии мотора соединены с масляным баком.

В некоторых случаях оси цилиндров 7 гидромашин размещают не параллельно, а под углом к оси блока 8 (рис. 35, б). Это делают для того, чтобы использовать силы инерции для выталкивания поршня из цилиндра при ходе всасывания.

На рис. 35, в представлен аксиально-поршневой насос с наклонным блоком цилиндров. Блок цилиндров 11 гильзами 12 соединен с распределительной головкой 14, диском 13 и трубопроводами. Блок цилиндров вращается на цилиндрических поверхностях неподвижной колонки 9 и осей. Для изменения подачи насоса блок цилиндров поворачивается относительно осей цапф 10 на угол 15—20°. Насосы с наклонным блоком или диском получили большое распространение на тракторах.

Для насоса с наклонным диском относительно просто осуществляется подвод и отвод рабочей жидкости к распределителю, так как положение оси вращения блока относительно остова трактора не изменяется. Однако в нем необходимо иметь силовую связь блока цилиндров с входным валом через кардан, что увеличивает габаритные размеры насоса.

У насосов с наклонным блоком из-за изменения положения блока цилиндров относительно остова машины усложняется система подвода рабочей жидкости к распределителю. Обычно маслопроводы этих насосов монтируют в цапфах, относительно которых вращается блок цилиндров. Так как крутящий момент с входного вала на блок цилиндров не передается, карданы в насосах с наклонным блоком не применяют или если их используют, то они имеют небольшие размеры.

✓ Шестеренные насосы (см. табл. 14, *д*) компактные, имеют малую металлоемкость (удельная масса 1,3—2 кг/кВт), простую конструкцию и надежны в работе, легко komponуются внутри картеров основных агрегатов трактора. Их используют при рабочих давлениях до 15 кПа и частоте вращения до 3000 об/мин. Большие давления вызывают трудности в создании надежных уплотнений шестерен. КПД этих насосов несколько ниже, чем поршневых. Этим, в частности, объясняется ограниченное их применение в основных агрегатах трансмиссии. Шестеренные насосы используют для привода навесных систем тракторов, бульдозерного, экскаваторного и другого рабочего оборудования.

Пластинчатый гидромотор (табл. 14, *е*) имеет вытеснители в виде лопаток, установленных в пазах ротора. Объем рабочих полостей этих машин ограничивается пространством между соседними лопатками и поверхностями статора и ротора.

Попытки применения гидрообъемных передач на тракторах и автомобилях начались уже давно, но из-за недостаточной износостойкости, небольшого КПД, больших размеров и массы они не выдерживали конкуренции с механическими трансмиссиями. Однако благодаря большим преимуществам объемных передач продолжают работы над их усовершенствованием.

Создание гидромашин, работающих при повышенных давлениях, значительно снизило металлоемкость, а совершенствование технологии увеличило их работоспособность. Стоимость гидрообъемной трансмиссии современного трактора незначительно (приблизительно на 10%) превышает стоимость соответствующей механической передачи. Так как трактор с гидрообъемной трансмиссией по сравнению с механической обеспечивает более высокую производительность агрегата (за счет бесступенчатого регулирования), гидрообъемные трансмиссии получили широкое распространение.

В зависимости от типа и назначения трактора используют самые разнообразные компоновочные схемы.

Например, гидрообъемную передачу устанавливают непосредственно за двигателем вместо муфты сцепления и коробки передач,

Рис. 36. Гидравлическая схема объемной трансмиссии трактора

остальные механизмы трансмиссии сохраняют без изменений. Эта схема удобна тем, что переход на трактор с гидрообъемной трансмиссией может быть осуществлен без существенных переделок базовой модели.

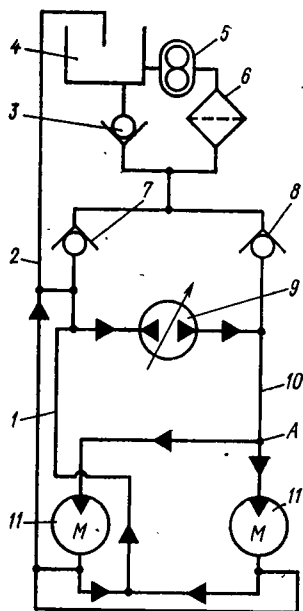
При другой компоновке насос, установленный непосредственно за двигателем, подает рабочую жидкость в гидромоторы, встроенные в ведущие колеса или связанные с ними через конечные передачи. В этом случае механическая трансмиссия полностью заменяется гидравлической, что уменьшает металлоемкость конструкции и открывает большие возможности компоновки рабочего и другого оборудования на тракторе.

У трактора с четырьмя ведущими колесами имеется два насоса, каждый из которых соединен с двумя гидромоторами, расположенными на передних и задних колесах. Соединение насосов и моторов может быть различным — часть моторов в процессе работы может отключаться, насосы могут переключаться, соединяясь последовательно или параллельно.

При компоновке гусеничных машин также можно использовать один или два насоса, соединенных с моторами, встроенными в ведущие колеса.

На рис. 36 показана схема объемной трансмиссии колесного трактора. Аксиальный насос 9 с наклонным диском приводится от двигателя трактора. По напорной линии 10 жидкость подается к неподвижным осям ведущих колес трактора. В диски ведущих колес вмонтированы кривошипные гидромоторы 11, цилиндры которых вращаются вместе с ведущими колесами. Из гидромотора жидкость по линии 1 возвращается к насосу 9. Утечки рабочей жидкости из картера по линии 2 поступают в гидробак 4, из которого вспомогательным насосом 5 подаются через фильтр 6 в основную линию. Редукционные клапаны 3, 7, 8 поддерживают заданное давление на соответствующих участках.

Такой гидропривод на тракторе имеет дифференциальное действие. При недостаточном сцеплении одного из ведущих колес с дорогой оно начинает буксовать. Для устранения этого явления у тракторов с механическими трансмиссиями дифференциалы снабжают блокировочными устройствами. Подобные устройства надо предусматривать и при использовании гидрообъемной трансмиссии. При буксовании одного из ведущих колес трактора с транс-



миссией, представленной на рис. 36, поток жидкости от насоса идет по линии 10. В точке А он разветвляется и направляется к правому и левому колесам. Сопротивление в линии, идущей к буксующему колесу, резко падает, что может вызвать прекращение подачи рабочей жидкости второму колесу, и трактор остановится. Чтобы этого не происходило, необходимо во всасывающей или напорной линии установить автоматические или управляемые клапаны, которые бы отключали буксующее колесо, направляя поток жидкости на небуксующее колесо.

Кроме дифференциального действия гидрообъемная трансмиссия, схема которой показана на рис. 36, имеет еще один недостаток. В замкнутой объемной трансмиссии кинематическая связь гидроагрегатов относительно жесткая. Трактор с такой трансмиссией не может двигаться «с накатом», по инерции, его нельзя буксировать. Так как насосы и моторы обратимы, при буксировании трактора и движении по инерции надо разъединять его ведущие колеса с мотором, иначе он оказывается заторможенным. Для устранения этого недостатка используют различные методы: механическое разъединение с помощью передвижных шестерен в приводе, соединение между собой напорного и всасывающего трубопроводов, установку муфты свободного хода в приводе насоса и др.

На рис. 37 изображена гидрообъемная трансмиссия трактора «Фармолл 656» (США), состоящая из двух аксиально-поршневых гидравлических машин, смонтированных вместо муфты сцепления, и механической коробки передач. Рабочий объем насоса 4 несколько меньше, чем объем мотора 3. Насос и мотор регулируемые. Угол наклона дисков 2 и 5 изменяется при помощи гидроцилиндров 8 и 7. Вал 6 насоса связан с двигателем трактора, а вал 1 мотора — с центральной передачей.

В последнее время в нашей стране и за рубежом объемные гидropередачи на тракторах стали использовать не только в качестве основных трансмиссий, а и вспомогательных устройств — ходоуменьшителей для получения рассадочных скоростей, когда требуемая для передвижения агрегата скорость очень мала. В этом

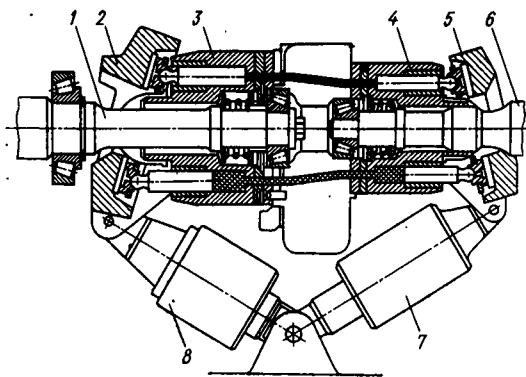


Рис. 37. Гидрообъемная трансмиссия трактора «Фармолл 656»

случае существенно упрощается механическая трансмиссия, так как для получения скорости движения 0,01—3,5 км/ч необходимое передаточное число трансмиссии получается слишком большим.

В предложенных схемах тракторов объемная передача небольшой мощности включается параллельно основной механической трансмиссии. На ведущие колеса крутящий момент передается только одним потоком, причем на рабочих передачах — через механическую трансмиссию, а на технологических — через гидравлическую.

На тракторе «Интернационал» (США), например, установлена объемная гидропередача с шестеренным мотором и насосом. Мощность насоса 3,6 кВт. От мотора движение передается на двухступенчатый редуктор, вал отбора мощности и далее через трансмиссию (как обычно) на ведущие колеса. При включении гидропередачи муфта сцепления выключается.

§ 18. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Гидродинамическая передача состоит из лопастных колес с общей рабочей полостью, в которой крутящий момент передается за счет изменения количества движения рабочей жидкости. Гидродинамическую передачу, преобразующую крутящий момент, называют гидротрансформатором, а не преобразующую — гидродинамической муфтой.

Гидродинамические муфты. Гидромуфта (рис. 38, а) состоит из двух основных элементов: насосного колеса 2, установленного на входном валу 1, и турбинного колеса 4, закрепленного на выходном валу 5.

Рабочие колеса тракторных и автомобильных гидродинамических муфт изготовляют обычно с радиальными лопастями. Пространство, ограниченное поверхностями межлопастных каналов лопастных колес и другими поверхностями, направляющими движение рабочей жидкости между венцами лопастей, называют рабочей полостью. Сечение рабочей полости плоскостью, проходящей

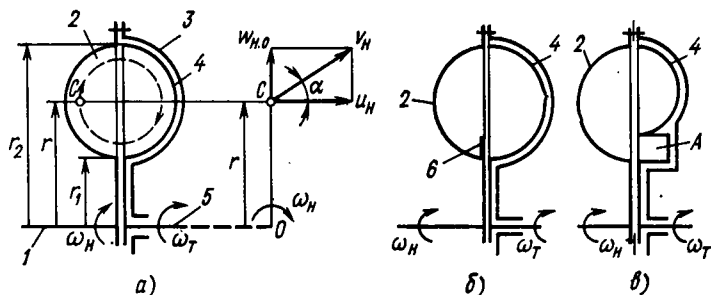


Рис. 38. Схема гидромуфты:

а — принципиальная с планом скоростей; б — с кольцевой перегородкой в меридиональном сечении; в — с камерой опоражнивания

через ось вращения гидромуфты, называют меридиональным сечением рабочей полости.

Насосное колесо соединяют с кожухом 3, охватывающим турбинное колесо, насосное колесо, приводимое в движение двигателем; оно сообщает жидкости, заключенной в рабочей полости, кинетическую и потенциальную энергию и направляет ее от центра к периферии — к входу в турбинное колесо. В каналах, образуемых лопастями турбинного колеса, энергия потока превращается в механическую работу на выходном валу. Затем жидкость вновь поступает в насосное колесо и цикл повторяется. Когда насосное колесо вращается, частицы жидкости, находящиеся в его полости, участвуют в двух движениях: относительном — по лопастям и переносном — вместе с лопастями.

Поток жидкости движется от насосного колеса к турбинному с относительной скоростью $w_{но}$, направление которой приближенно можно считать совпадающим с профилем лопасти. Относительная скорость зависит от размеров гидродинамической муфты и режима ее работы. При прочих равных условиях она определяется площадью S межлопаточных проходных сечений и находится из условия неразрывности движения струи жидкости:

$$w_{но} = Q/S,$$

где Q — расход жидкости через данное сечение.

Переносная скорость u_n частицы жидкости изменяется пропорционально ее удалению r от центра вращения. В результате частицы жидкости движутся в меридиональном сечении рабочей полости с абсолютной скоростью u_n по траектории вихревого кольца.

В процессе перемещения жидкости по межлопаточным каналам насосного колеса возрастают скорость движения и напор, при этом создаются условия непрерывной циркуляции потока. Выходящий из насосного колеса поток рабочей жидкости поступает на лопасти турбинного колеса и движется по ним от периферии к центру, заставляя турбинное колесо вращаться.

Если бы угловые скорости насосного ω_n и турбинного ω_t колес были равны, то отсутствовало бы движение жидкости, так как центробежные силы, развиваемые в колесах, взаимно уравновешивались. Следовательно, для обеспечения движения рабочей жидкости в меридиональном сечении рабочей полости гидродинамической муфты, необходимо соблюдать неравенство $\omega_n \neq \omega_t$. Это означает, что при работе гидродинамической муфты турбинное колесо всегда проскальзывает относительно насосного. При трогании трактора с места, когда угловая скорость турбинного колеса $\omega_t = 0$, проскальзывание будет наибольшим, при установившейся работе оно составляет 2—4%.

По сравнению с фрикционными гидродинамические муфты имеют следующие преимущества.

1. Значительно снижают динамические нагрузки трансмиссии и двигателя при резких изменениях режима работы, что повышает надежность и долговечность конструкции. По данным некоторых исследований, при использовании гидродинамических муфт динамические нагрузки в трансмиссии уменьшаются при резком трогании машины с места в 1,5—4,5 раза, разгоне — в 3 раза, наезде на неровности — в 2—3 раза.

2. Допускают длительную работу с большой пробуксовкой входного и выходного звеньев.

3. Не требуют регулирования в процессе эксплуатации, так как детали муфты практически не изнашиваются.

4. Упрощают управление машиной.

5. Повышают проходимость тракторного агрегата.

Однако гидродинамические муфты имеют и недостатки. Они не обеспечивают «чистоты» выключения. Муфта всегда «ведет», что затрудняет переключение передач. Кроме того, даже на самых выгодных режимах муфта всегда работает со скольжением 2—4%, что снижает экономичность и производительность машины.

Гидродинамические муфты целесообразно применять на машинах, работающих при переменных режимах, когда требуется часто изменять направление движения, переключать передачи при резком колебании рабочего сопротивления (бульдозеры, дорожно-строительные машины, трелевочные тракторы и т. д.). Используют гидромуфты и на энергонасыщенных сельскохозяйственных тракторах, улучшая их тяговую динамику.

Недостатки, свойственные гидродинамическим муфтам, устраняются различными способами. Например, мероприятия, улучшающие «чистоту» выключения гидродинамической муфты, можно разделить на две группы: полностью обеспечивающие «чистоту» выключения и частично улучшающие ее.

Если трансмиссия трактора имеет механическую ступенчатую коробку передач с неподвижными осями валов, то для обеспечения «чистоты» выключения гидродинамической муфты перед ней или за ней устанавливают обычную фрикционную муфту сцепления. При переключении передач предварительно выключают фрикционную муфту, полностью разъединяя валы. По сравнению с обычной такая конструкция получается сложнее и металлоемкость трансмиссии увеличивается. Если в трансмиссии за гидродинамической муфтой установлена планетарная коробка, то ее фрикционные элементы выполняют роль муфты сцепления.

Среди мероприятий, улучшающих «чистоту» выключения муфты, следует отметить установку кольцевой перегородки в меридиональном сечении рабочей полости в месте выхода потока жидкости из турбинного колеса (рис. 38, б).

При большой частоте вращения центробежные силы велики и циркулирующий поток располагается ближе к периферии меридионального сечения рабочей полости, поэтому перегородка не мешает его движению. При уменьшении частоты вращения вала

двигателя центробежные силы уменьшаются и поток жидкости приближается к центру меридионального сечения. Перегородка в этом случае препятствует циркуляции потока, что уменьшает «остаточный» момент. С этой же целью лопасти насосного и турбинного колес делают разной длины и под ними выполняют специальную полость *A* — камеру опоражнивания (рис. 38, в). При понижении частоты вращения камера заполняется и количество циркулирующей рабочей жидкости уменьшается.

Для повышения экономичности и производительности тракторов применяют блокирование гидродинамической муфты, которое заключается в том, что при установившейся работе входной и выходной валы соединяются в одно целое. Блокирование может быть принудительным или автоматическим. В качестве блокировочных устройств используют фрикционные элементы различных конструкций.

При работе может возникнуть вибрация лопастей рабочих колес. Чтобы избежать резонанса, число лопастей турбинного и насосного колес делают различными. Кроме того, при работе повышается температура рабочей жидкости, что приводит к увеличению ее объема. Чтобы не вызвать перегрузки уплотняющих устройств и утечки, полость муфты заполняют жидкостью приблизительно на 9/10 объема.

Характерной особенностью гидромукты (рис. 39), установленной на колесных тракторах «Альгайер» (ФРГ), является то, что насосное колесо 2, отлитое из серого чугуна, имеет укороченные лопасти, а турбинное 1, изготовленное из алюминиевого сплава —

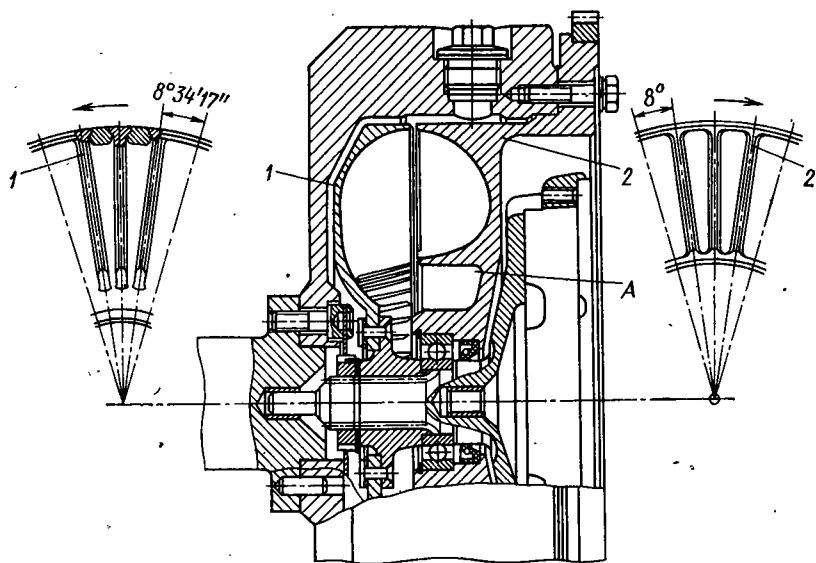


Рис. 39. Гидромукта с укороченными лопастями насосного колеса и удлиненными турбинного

удлиненные. Насосное колесо состоит из 45 лопастей, турбинное из 42. Гидромуфта имеет камеру A опоражнивания. Последовательно за гидромуфтой в трансмиссии трактора установлена однодисковая фрикционная муфта сцепления. Зазор между торцами насосного и турбинного колес составляет 2—3 мм.

Для оценки пробуксовки гидромуфты вводят понятие скольжение гидромуфты

$$s = (n_n - n_t)/n_n,$$

где n_n и n_t — частоты вращения насосного и турбинного колес.

При этом

$$s + \eta = 1,$$

где η — полный КПД гидродинамической муфты.

Момент, передаваемый насосом,

$$M = \rho \lambda n_n^2 D^5, \quad (55)$$

где ρ — плотность рабочей жидкости; λ — коэффициент пропорциональности или коэффициент момента; D — активный диаметр гидромуфты (наибольший диаметр рабочей полости).

Зависимость момента M , передаваемого гидродинамической муфтой, ее полного КПД η и скольжения s от отношения n_t/n_n называется внешней характеристикой гидромуфты (рис. 40). Для простоты принято строить эти зависимости при постоянной частоте вращения насосного вала.

КПД гидромуфты не может быть равным единице, так как при равенстве угловых скоростей валов гидромуфта перестает работать. После достижения максимального значения КПД ($\eta_{\max} = 0,97$) кривая резко падает до нуля. При наибольшей разнице частот вращения валов ($n_t = 0$) скольжение достигает максимального значения ($s_{\max} = 1$).

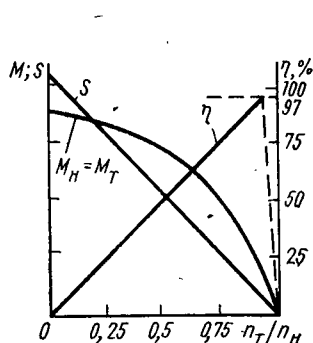


Рис. 40. Внешняя характеристика гидромуфты

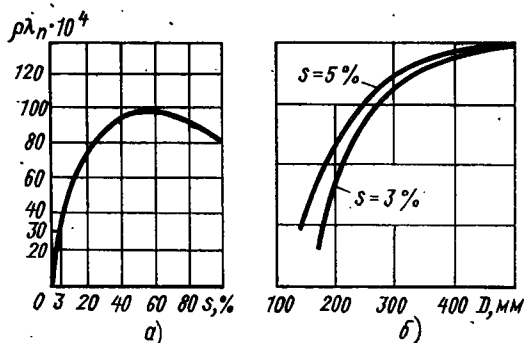


Рис. 41. Зависимости, используемые при проектировании гидромуфты:

$$a = \rho \lambda \cdot 10^4 = f(s); \quad b = \lambda = f(D)$$

При проектировании гидродинамических муфт наибольшее распространение получил принцип подобия с использованием какой-либо из применяемых гидромуфт, принимаемой за прототип. В соответствии с этим, прежде чем приступить к расчету, необходимо подобрать прототип гидромуфты, дающей удовлетворительные результаты при работе в аналогичных для проектируемого образца условиях, и рабочую жидкость, плотность которой приблизительно равна плотности жидкости, используемой в гидромуфте-прототипе.

Закон подобия основывается на том, что если скольжение s и плотность ρ рабочей жидкости у прототипа и проектируемой муфты одинаковы, то их коэффициенты моментов λ равны.

При проектировании гидромуфты рекомендуется следующий порядок.

1. По данным испытаний гидромуфты, принятой за прототип, строят график зависимости $\rho\lambda_{\text{п}}$ (индекс «п» означает, что параметр относится к прототипу) от скольжения s . Так как абсолютные значения $\rho\lambda_{\text{п}}$ получаются очень маленькими, для удобства пользования умножают $\rho\lambda_{\text{п}}$ на 10^4 или 10^6 . Величина $\lambda_{\text{п}}$ и характер ее изменения определяются геометрическими размерами, формой рабочей полости и другими факторами.

На основании формулы (55) можно записать

$$\rho\lambda_{\text{п}} = M_{\text{п}} / (n_{\text{п}}^2 D_{\text{п}}^5) = f(s),$$

где индекс «п» относится к параметрам прототипа.

При построении безразмерной характеристики прототипа предполагают, что его параметры известны. Для удобства расчета увеличивают масштаб графика, умножая параметры на 10^4 .

2. Задаваясь скольжением s на номинальном режиме (обычно $s = 3\%$), определяют соответствующее значение коэффициента $\rho\lambda_{\text{п}} \cdot 10^4$ по безразмерной характеристике прототипа (рис. 41, а).

Применение принципа подобия при расчете гидромуфт дает удовлетворительные результаты при активном диаметре прототипа $D_{\text{п}} = 500$ мм. В противном случае при расчетах вводят поправку к коэффициенту $\rho\lambda_{\text{п}}$, которую определяют по графику, изображенному на рис. 41, б (за 100% принимается значение коэффициента, соответствующее активному диаметру прототипа).

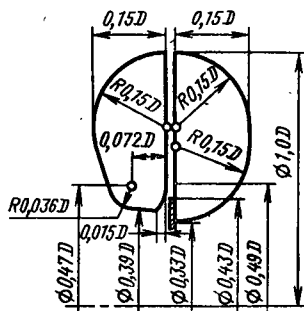
Подставляя найденное значение $\rho\lambda_{\text{п}} \cdot 10^4$ ($\lambda = \lambda_{\text{п}}$) в формулу (55), определяют активный диаметр D проектируемой гидромуфты:

$$D = \sqrt[5]{\frac{M \cdot 10^4}{\rho \lambda \cdot 10^4 n_{\text{п}}^2}}.$$

3. Вычерчивают меридиональное сечение проектируемой гидродинамической муфты, сохранив соотношения всех размеров прототипа, выраженные в долях активного диаметра (рис. 42).

Гидродинамические трансформаторы. В отличие от гидромуфт гидротрансформатор имеет два подвижных (насосное I и тур-

Рис. 42. Соотношения размеров гидромфуты



бинное 2) и одно неподвижное (реактор) колеса (рис. 43). Реактор изменяет направление движения протекающей жидкости и воспринимает реактивный момент от корпуса.

На схеме, показанной на рис. 43, а, реактор 3 установлен в зоне максимальных скоростей потока — при выходе жидкости из насосного колеса 1. Гидротрансформатор, выполненный по такой схеме, обеспечивает высокие передаточные числа, но вследствие значительных потерь в меридиональном сечении имеет низкий КПД.

На схеме, изображенной на рис. 43, б, реактор расположен при выходе рабочей жидкости из турбинного колеса, в зоне низких скоростей, в результате КПД этой передачи получается несколько большим, чем предыдущей. Эта схема получила наибольшее распространение в автотракторостроении.

Для лучшего формирования потока рабочей жидкости в гидротрансформаторах устанавливают внутренний тор — кольцеобразное тело, наружная поверхность которого является границей рабочей полости.

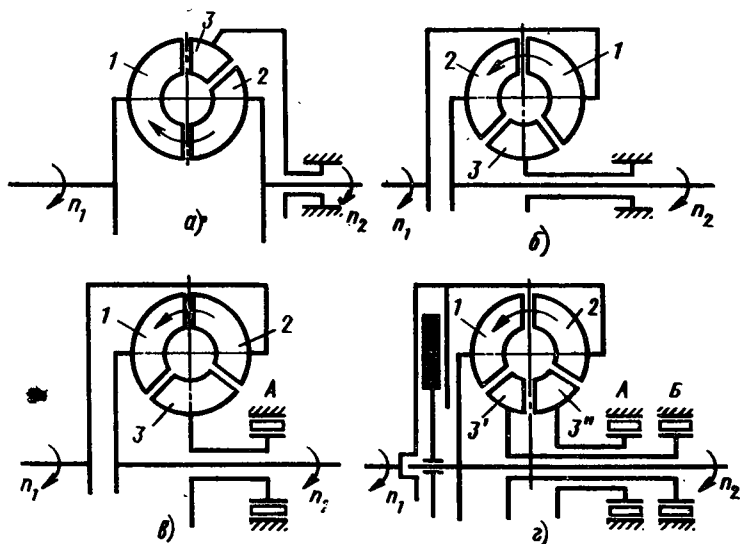


Рис. 43. Схема гидротрансформатора:

а, б — реактор расположен на выходе жидкости из насосного и турбинного колес соответственно; в, г — комплексного одно- и двухреакторного соответственно

Если в гидродинамических муфтах лопасти рабочих колес, как правило, прямые и радиальные, то в гидротрансформаторах они изогнуты в пространстве или плоскости. В большинстве случаев рабочие колеса вместе с лопастями отливают как одно целое из алюминиевых сплавов (реже из стали), иногда лопасти изготовляют отдельно, а затем припаивают, приваривают или приклепывают к колесам.

Для более наглядного представления принципа работы гидротрансформатора рассмотрим схему взаимодействия струи жидкости с лопастью рабочего колеса.

Как известно из курса гидравлики, при циркуляции рабочей жидкости по лопасти создается момент, равный алгебраической разности секундных моментов количества движения при выходе из лопасти и входе в нее.

На рис. 44, а представлена схема действия струи жидкости на лопасть, закрепленную на оси O . Когда колесо не вращается ($\omega = 0$), переносная скорость u струи жидкости равна нулю. Абсолютная скорость струи жидкости v_2 ; стекающей с лопасти, по величине и направлению равна относительной скорости w_0 . Для простоты предположим, что относительная скорость постоянна по величине и направлена вдоль лопасти.

Момент, стремящийся повернуть лопасть,

$$M_n = -Q\rho(v_2r_2 \cos \alpha_2 + v_1r_1 \cos \alpha_1),$$

где Q — секундный расход жидкости через меридиональное сечение рабочей жидкости; ρ — плотность рабочей жидкости; v_1 , v_2 — абсолютные скорости потока жидкости на выходе и входе в лопастное колесо соответственно; r_2 , r_1 — расстояния от оси вращения до выходной и входной кромок лопасти соответственно;

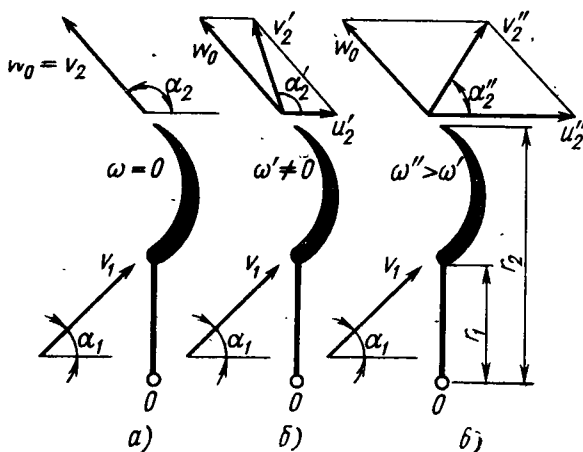


Рис. 44. Схема действия струи жидкости на лопасть колеса:

а — остановленного; б, в — вращающегося

α_2 и α_1 — углы выхода жидкости из рабочего колеса и входа в него соответственно.

Предположим, что этого момента достаточно, чтобы лопасть преодолела сопротивление, препятствующее ее вращению, и начала поворачиваться с угловой скоростью ω' (или далее $\omega'' > \omega'$) (рис. 44, б, в). Появляется переносная скорость u_2' и величина и направление абсолютной скорости u_2'' струи, стекающей с лопасти, изменяется.

Таким образом, даже при постоянстве абсолютной скорости u_1 и направления движения потока жидкости, подводимой к лопасти, величина и направление абсолютной скорости потока u_2 , стекающего с нее, изменяются в зависимости от угловой скорости лопасти ω , а следовательно, изменяется и момент, действующий на лопасть.

Рассмотрим изменение крутящего момента на лопастях рабочих колес гидротрансформатора при перетекании по ним рабочей жидкости.

На рис. 45, а изображена схема гидротрансформатора, где через r_H' , r_T' , r_P' обозначены расстояния от оси вращения колес до точек 1, 2, 3 (соответственно насосного H , турбинного T колес и реактора P) элементарной струи потока рабочей жидкости, подводимой к соответствующим колесам; через r_H'' , r_T'' , r_P'' — соответствующие расстояния до элементарной струи потока жидкости, стекающей с этих колес. Направление движения потока жидкости показано стрелками на штриховой линии. На рис. 45, б приведена условная развернутая схема лопастей колес гидротрансформатора и векторами указаны скорости движения потока жидкости, перетекающего по ним.

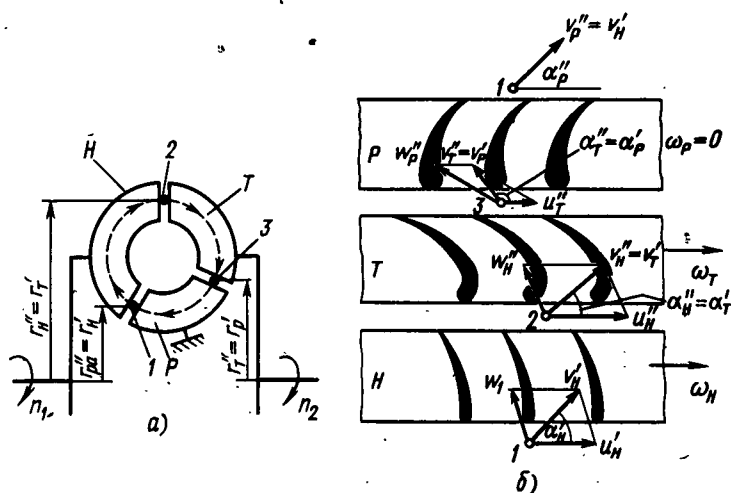


Рис. 45. Принцип работы гидротрансформатора:
а — схема гидротрансформатора; б — изменение скоростей при прохождении потока через колеса

Моменты, действующие на лопасти насосного $M_{л.н}$ турбинного $M_{л.т}$ колес и реактора $M_{л.р}$, определяются уравнениями

$$M_{л.н} = Q\rho (v''_н r''_н \cos \alpha''_н - v'_н r'_н \cos \alpha'_н);$$

$$M_{л.т} = Q\rho (v''_т r''_т \cos \alpha''_т - v'_т r'_т \cos \alpha'_т);$$

$$M_{л.р} = Q\rho (v''_р r''_р \cos \alpha''_р - v'_р r'_р \cos \alpha'_р).$$

При постоянной угловой скорости насосного колеса ω_n и неподвижном реакторе ($\omega_p = 0$) угловая скорость турбинного колеса ω_t постоянно изменяется в зависимости от сопротивления движению машины, а следовательно, автоматически изменяется в зависимости от условий движения машины момент на турбинном колесе: с уменьшением его частоты вращения (при увеличении сопротивления движению машины) момент $M_{л.т}$ увеличивается, с увеличением частоты вращения — уменьшается.

Сумма моментов, действующих на элементы передачи,

$$M_n + M_t + M_p = 0.$$

На рис. 46, а изображена внешняя характеристика гидротрансформатора при постоянных моменте и частоте вращения насосного колеса. Из анализа характеристики можно сделать следующие выводы.

1. Крутящий момент M_t на валу турбинного колеса имеет максимальное значение при трогании трактора с места (при этом $\omega_t = 0$ и КПД трансформатора $\eta_{тр} = 0$). При разгоне агрегата момент на турбинном колесе изменяется обратно пропорционально

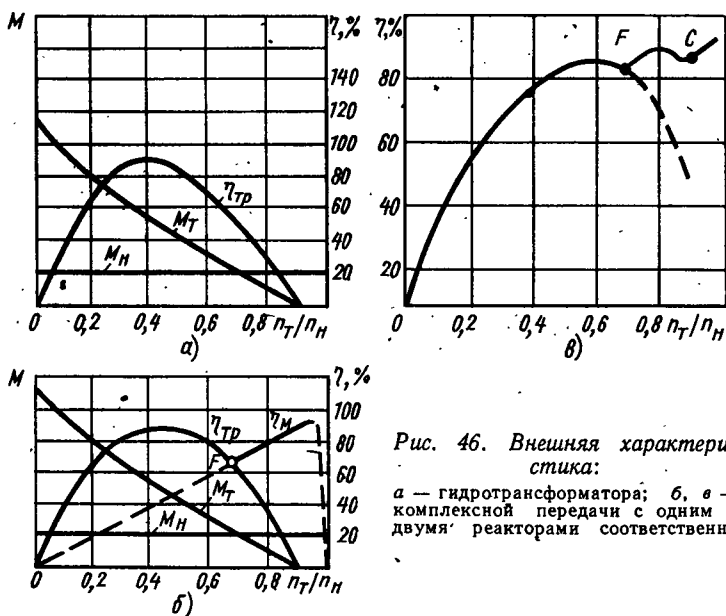


Рис. 46. Внешняя характеристика:

а — гидротрансформатора; б, в — комплексной передачи с одним и двумя реакторами соответственно

частоте n_t его вращения во второй степени. Когда нагрузка на валу турбинного колеса становится равной нулю ($M_t = 0$), КПД трансформатора $\eta_{тр} = 0$.

2. Силовое передаточное число гидротрансформатора имеет максимальное значение при трогании трактора с места.

3. При $n_t/n_n = 0,6 \div 0,7$ передаточное число $\hat{u}_{тр} = 1$. При дальнейшем увеличении частоты вращения турбинного колеса момент M_t становится меньше момента M_n на валу насосного колеса.

4. КПД гидротрансформатора достигает максимального значения приблизительно в середине рабочего диапазона, резко снижаясь по краям.

5. При совмещении характеристик гидротрансформатора с графиком КПД η_m гидромуфты (рис. 46, б) получим точку F , для которой $\eta_{тр} = \eta_m$. Если точки, характеризующие режим, лежат левее точки F , то характеристика гидротрансформатора является более благоприятной в отношении КПД, а если точки лежат правее, — то более благоприятной является характеристика гидромуфты.

Расширение диапазона высокого КПД гидротрансформатора привело к созданию передач, которые в зависимости от режима работают как гидротрансформаторы и как гидромуфты, что обеспечивается установкой между реактором и корпусом механизма свободного хода. При работе на режимах, характерные точки которых расположены левее точки F (рис. 46, в), момент на лопастях реактора направлен так, что механизм свободного хода A (см. рис. 43, в) заклинивается (реактор блокируется с корпусом). При режимах, характерные точки которых расположены правее точки F , момент на реакторе направлен в обратную сторону, механизм свободного хода расклинивает реактор и гидротрансформатор работает как гидромуфта. Такие передачи называют комплексными.

Для расширения диапазона высокого КПД в некоторых передачах применяют два независимых реактора $3'$ и $3''$, каждый из которых имеет свой механизм свободного хода — A и B (см. рис. 43, г). Реакторы отличаются формой лопастей.

При малых частотах вращения турбинного колеса оба реактора заклинены. При увеличении частоты вращения (рис. 46, в) сначала расклинивается один реактор (точка F), а затем и второй (точка C).

На рис. 47 представлен гидротрансформатор конструкции НАТИ, имеющий реакторы 2 и 3, блокировочную муфту 1 с гидравлическим поджатием трущихся поверхностей. Муфта соединяет напрямую валы насосного и турбинного колес. Принципиальная схема установки блокировочной муфты изображена и на рис. 43, г.

Различают гидротрансформаторы с прозрачной и непрозрачной характеристиками, с прямой и обратной прозрачностью.

Гидротрансформатор, у которого при изменении крутящего момента выходного звена изменяется момент и на входном звене, называют гидротрансформатором с прозрачной характеристикой

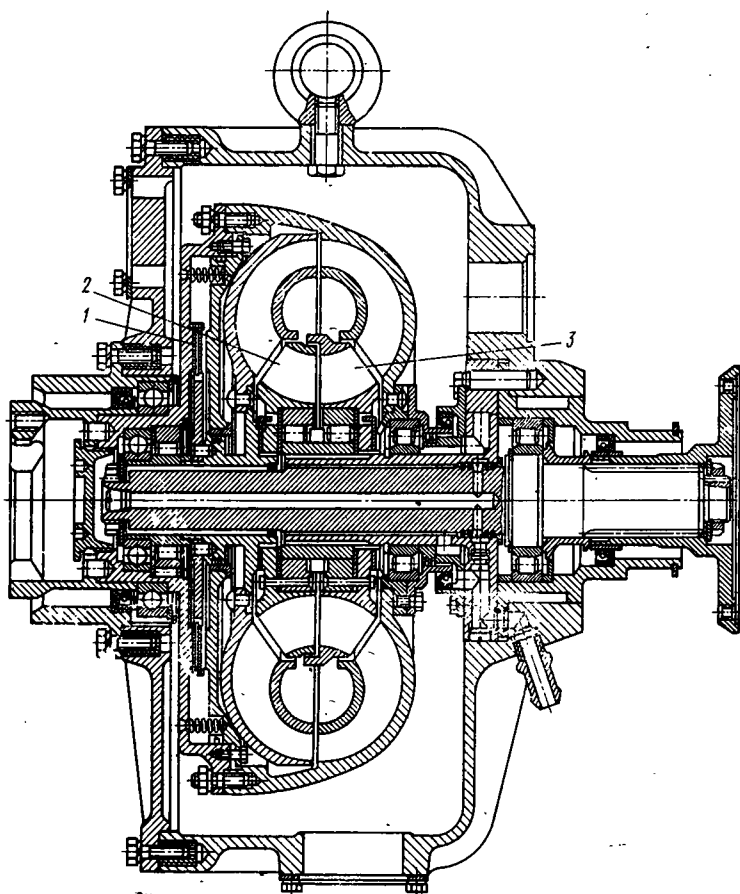


Рис. 47. Гидротрансформатор конструкции НАТИ

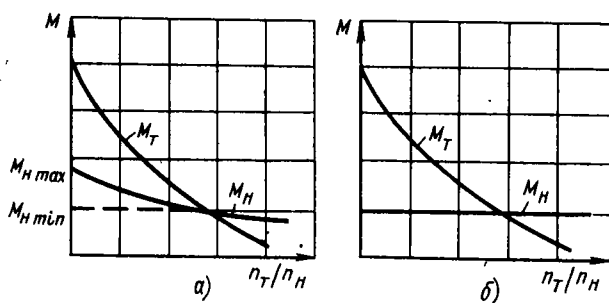


Рис. 48. Характеристика гидротрансформатора:
а — прозрачная; б — непрозрачная

(рис. 48, а). Если же при изменении крутящего момента на выходном звене момент на входном звене не изменяется, то такой трансформатор имеет непрозрачную характеристику (рис. 48, б).

Если у трансформатора с прозрачной характеристикой при увеличении момента на выходном звене увеличивается момент и на входном звене, то его называют гидротрансформатором с прямой прозрачностью, а если момент уменьшается — то гидротрансформатором с обратной прозрачностью.

Степень прозрачности гидродинамического трансформатора оценивают коэффициентом прозрачности Π , равным отношению максимального крутящего момента на входном звене на тяговом режиме $M_{н \max}$ к крутящему моменту $M_{н \min}$ входного звена при режиме работы с коэффициентом трансформации, равным единице (т. е. $M_n = M_r$), и постоянной частоте вращения входного звена:

$$\Pi = M_{н \max} / M_{н \min}.$$

При коэффициенте прозрачности $\Pi = 1$ трансформатор называют прозрачным, при $\Pi > 1$ — непрозрачным.

Гидротрансформаторы, используемые на тракторах, обычно имеют коэффициент прозрачности $\Pi = 1,2 \div 2,0$.

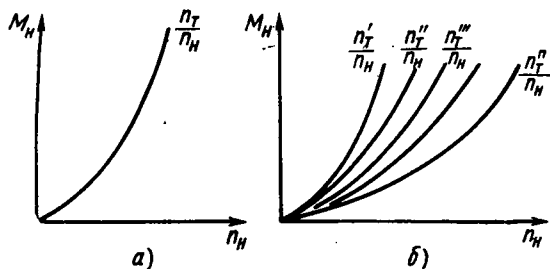
Коэффициент прозрачности определяет также характер нагрузки приводящего входное звено гидротрансформатора двигателя. Свойство гидротрансформатора нагружать приводящий двигатель называют нагружающим.

Характеристика нагружающих свойств гидротрансформатора представляет график изменения кривой M_n от частоты вращения входного звена n_n . Для ее построения внешнюю характеристику гидротрансформатора (см. рис. 48) представляют в виде графика, на котором по оси ординат откладывают не моменты, а коэффициенты λ_n . Как видно из уравнения (55), получатся аналогичные графики (в другом масштабе).

У трансформатора с прозрачной характеристикой $\lambda_n = \text{const}$ при любом отношении n_r/n_n , поэтому при подстановке в уравнение (55) значения λ_n при различной частоте вращения n_n на графике получим одну кривую (рис. 49, а). У прозрачного трансформатора каждому значению n_r/n_n соответствует свой коэффициент λ_n , поэтому при подстановке для каждого из них получим свою кривую M_n (рис. 49, б).

Рис. 49. Нагрузочная характеристика гидротрансформатора с внешней характеристикой:

а — непрозрачной; б — прозрачной



Так как момент на насосном колесе равен моменту на входном звене трансформатора и моменту приводного двигателя, то приведенный график характеризует изменение загрузки приводного двигателя гидротрансформаторами, имеющими различную степень прозрачности.

По числу ступеней турбинного колеса гидротрансформаторы разделяют на одноступенчатые и многоступенчатые.

Кроме того, гидротрансформаторы могут быть m -насосными (с m -насосными колесами), n -турбинными (с n -турбинными колесами); l -реакторными (с l -реакторами).

В зависимости от числа ступеней лопастных колес различен коэффициент трансформации, коэффициент прозрачности и КПД гидротрансформатора.

На тракторах получили распространение одноступенчатые, одно- и двухреакторные гидротрансформаторы.

При проектировании гидротрансформаторов используют закон подобия с применением какого-либо из существующих гидротрансформаторов, принимаемого за прототип.

Закон подобия основывается на том, что если КПД и плотность ρ рабочей жидкости у прототипа и проектируемого трансформатора одинаковы, то их коэффициенты моментов равны: $\lambda_n = \lambda$.

Порядок проектирования следующий.

1. Подбрав прототип, опытным путем строят его внешнюю характеристику.

2. Используя уравнение (55) строят зависимости $\rho\lambda_n$ и $\rho\lambda_t$ от n_t/n_n (рис. 50). Так как для гидротрансформатора $M_n \neq M_t$, $\rho\lambda_n \neq \rho\lambda_t$.

Связь между $\rho\lambda_n$ и $\rho\lambda_t$ можно найти из следующих соотношений:

$$M_n = \rho\lambda_n n_n^2 D^5; \quad M_t = \rho\lambda_t n_t^2 D^5,$$

откуда

$$\frac{M_t}{M_n} = \frac{\lambda_t}{\lambda_n} \frac{1}{u^2}.$$

Кроме того,

$$M_t/M_n = \hat{u} = \eta_{тр} u.$$

Окончательно

$$\rho\lambda_n = \rho\lambda_t / \eta_{тр} u^3.$$

3. Находят по уравнению (55) активный диаметр D из условия обеспечения максимального КПД (коэффициент момента λ_n должен соответствовать точке C на рис. 50).

4. Аналогично тому, как это делалось для гидромукты, вычерчивают меридиональное сечение проектируемого гидротрансформатора.

Прежде чем приступить к проектированию остальных деталей передачи — подшипников, уплотнений и т. п., необходимо проверить возможность совместной работы проектируемой передачи

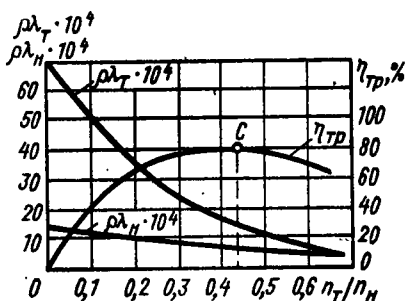


Рис. 50. Безразмерная характеристика гидротрансформатора

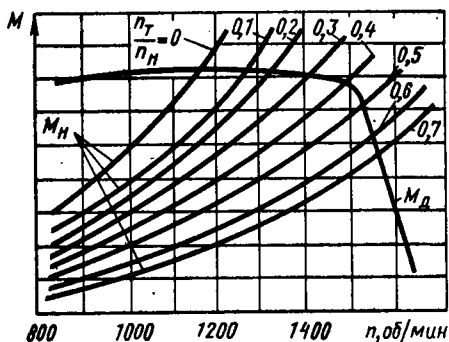


Рис. 51. Совмещенные характеристики гидродинамического трансформатора и двигателя

с двигателем трактора. Для этого на регуляторную (или скоростную) характеристику тракторного двигателя ($M_d = f(n_1)$) наносят входные характеристики гидротрансформатора (рис. 51). Число парабол входных характеристик определяется степенью прозрачности передачи.

Для получения наибольших тяговых усилий необходимо, чтобы парабола нагрузочной характеристики пересекала максимум кривой момента двигателя, а для работы на максимальной мощности двигателя — в зоне минимальных удельных расходов топлива. При выполнении этих условий может возникнуть необходимость смещения семейства парабол в сторону максимального момента или момента при максимальной мощности. Его можно выполнить двумя способами.

1. Изменением активного диаметра в соответствии с формулой (55) (его увеличение приведет к смещению кривых влево в сторону $M_{\max}$ и наоборот).

2. Установкой между валом двигателя и трансформатором механического редуктора с передаточным числом u_p . При этом уравнение (55) примет вид

$$M_n = \rho \lambda_n (n_d / u_p)^2 D^5.$$

С увеличением передаточного числа редуктора параболы смещаются вправо и наоборот.

Рабочий процесс в гидротрансформаторе сопровождается изменением скоростей движения и давлений в различных зонах. При этом могут образоваться пространства, заполненные парами рабочей жидкости, и возникнуть кавитация — ухудшатся характеристики трансформатора, появится вибрация и т. д.

Чтобы кавитации не возникало, используют подачу рабочей жидкости в трансформатор под избыточным давлением, значение

которого зависит от места подвода жидкости, типа трансформатора и режима работы. Это давление составляет 150—700 кПа.

Для улучшения показателей, условий и контроля работы гидротрансформатора его оснащают дополнительными приборами: радиаторами для охлаждения рабочей жидкости, фильтрами, манометрами и другими устройствами, входящими в систему питания гидротрансформатора. Последняя обычно включается в общую систему гидроуправления трансмиссией трактора.

На рис. 52 показаны конструкция гидротрансформатора и схема системы питания.

Для тракторов различных тяговых классов и назначений применяют гидротрансформаторы с различными нагружающими и преобразующими свойствами, работающие с двигателями различной мощности. Этим объясняется то, что гидротрансформаторы не выпускают в массовом производстве. Для снижения себестоимости и повышения качества проводят работы по их унификации и стандартизации.

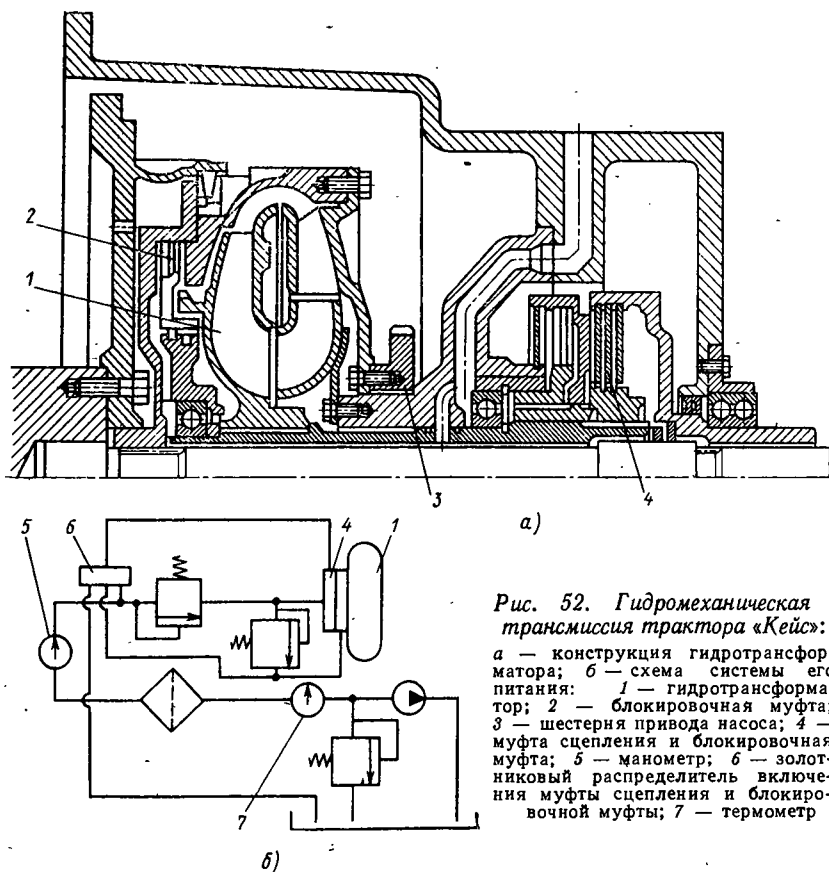


Рис. 52. Гидромеханическая трансмиссия трактора «Кейс»:

а — конструкция гидротрансформатора; б — схема системы его питания: 1 — гидротрансформатор; 2 — блокировочная муфта; 3 — шестерня привода насоса; 4 — муфта сцепления и блокировочная муфта; 5 — манометр; 6 — золотниковый распределитель включения муфты сцепления и блокировочной муфты; 7 — термометр

15. Типаж (типоразмерный ряд) тракторных гидротрансформаторов на 1968—1980 гг.

Базовая модель	Модификация по энергоемкости	Тракторы	Активный диаметр, мм	Допустимое значение			Коэффициент		Дополнительное оборудование, поставляемое по требованию заказчика
				передаточной мощности, л. с.	частоты вращения двигателя, об/мин	прозрачности в рабочей зоне	момента $\lambda \cdot 10^{-6}$, мин ² /м		
ГТР-3500	ГТР-3501 ГТР-3502 ГТР-3503	Сельскохозяйственные универсально-пропашные тяговых классов 0,9—2,5 и их модификации	350	200	2900	1,2	1,3 1,5	Центральный независимый вал отбора мощности, муфта свободного хода, блокирующая насосное и турбинное и турбинное колеса, блокирующая муфта	
						1,4	1,7 2,0		
						1,2	1,3 1,5		
ГТР-3900	ГТР-3901 ГТР-3902 ГТР-3903	Сельскохозяйственные общего назначения (пахотные) тяговых классов 3,0—4,0 и их модификации	390	270	2700	1,2	1,3 1,5		
						1,4	1,7 2,0		
						1,2	1,3 1,5		
ГТР-4300	ГТР-4301 ГТР-4302 ГТР-4303	Сельскохозяйственные тягового класса 5 и промышленные тракторы тяговых классов 5—10 и их модификации	430	360	2200	1,2	1,3 1,5		
						1,2	1,7 2,0		
						1,2	1,3 1,5		
ГТР-4800	ГТР-4801 ГТР-4802 ГТР-4803	Промышленные тяговых классов более 15—35 и их модификации	480	700	2200	1,2	1,3 1,5	Муфта свободного хода, блокирующая насосное и турбинное колеса	
						1,4	1,7 2,0		
						1,2	1,3 1,5		
ГТР-5300	ГТР-5301 ГТР-5302 ГТР-5303	Промышленные тяговых классов более 35	530	800	2000	1,2	1,3 1,5		
						1,4	1,7 2,0		
						1,2	1,3 1,5		

Примечания. 1. Модификации гидротрансформаторов, выделенные светлым шрифтом, разрешается применять в технических обоснованных случаях и по специальному разрешению НАТИ.
2. Степень унификации с базовой моделью составляет 98%.

Примечания. 1. Модификации гидротрансформаторов, выделенные светлым шрифтом, разрешается применять в технических обоснованных случаях и по специальному разрешению НАТИ.
2. Степень унификации с базовой моделью составляет 98%.

Гидротрансформатор состоит из двух основных элементов: собственно трансформатора и комплектующих изделий (насосов, питания, подшипников, фильтров, радиаторов и т. п.).

Для комплектующих изделий налажено массовое производство и их унифицируют в соответствии с существующими ГОСТами и ОСТАми. Для унификации собственно гидротрансформаторов применяют различные методы: используют комплекты рабочих колес одних размеров, но с разными активными диаметрами, применяют одинаковые по размерам рабочие колеса, но с различным числом лопастей и т. д.

НАТИ разработан типаж тракторных гидродинамических трансформаторов, согласованный с типажом тракторов и их двигателей (табл. 15). В соответствии с этим типажом для каждой группы однотипных тракторов рекомендуется гидротрансформатор одного размера, работающий со всеми двигателями, используемыми на этих машинах. -

§ 19. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Диапазон силового регулирования гидродинамических трансформаторов относительно мал и не обеспечивает полностью требования тракторного агрегата. Для увеличения диапазона изменения тягового усилия сочетают гидродинамические и механические передачи, соединяя их между собой последовательно или параллельно. Такие передачи получили название гидромеханических.

Для гидромеханических передач с последовательным соединением агрегатов КПД кинематическое и силовое передаточные числа равны произведению КПД и передаточных чисел соответствующих механизмов. Эти передачи имеют большой диапазон регулирования, но низкий КПД.

Более высоким КПД обладают параллельные (дифференциальные) гидромеханические передачи, у которых мощность передается двумя потоками через механические и гидравлические звенья. Такая передача обычно состоит из гидротрансформатора и дифференциального звена, выполненного в виде планетарного механизма со смешанным или внешним зацеплением. Комбинируя различные методы соединения звеньев планетарных рядов, получают большое число вариантов схем.

В зависимости от расположения дифференциального звена по отношению к гидротрансформатору различают гидромеханические передачи с дифференциальным звеном на входе или на выходе.

В схемах передач с дифференциальным звеном на выходе после разделения подводимого момента двигателя M_d часть момента передается гидравлическим звеном, а часть — механическим (дифференциальный механизм).

Схемы установки дифференциального звена на входе и выходе изображены в табл. 16. У этих передач имеются замкнутые сило-

16. Параметры гидромеханических передач

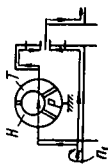
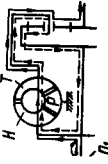
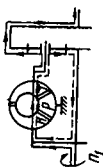
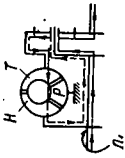
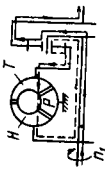
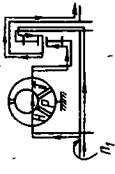
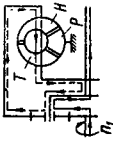
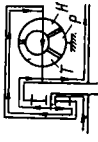
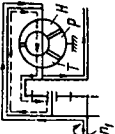
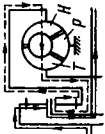
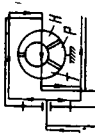
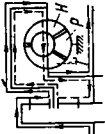
Схема	Параметр	Схема	Параметр
Дифференциальное звено на выходе			
	$u_{гм} = \frac{(1+K)u_r}{u_r + K}$ $\hat{u}_{гм} = \frac{\hat{(1+K)u_r}}{u_r + K}$ $\eta_{гм} = \frac{(1+K)u_r}{(\hat{u}_r + K)u_r}$ $N_{гм} = 0$		$u_{гм} = \frac{u_r}{1+K - \hat{K}u_r}$ $\hat{u}_{гм} = \frac{\hat{u}_r}{1+K - \hat{K}u_r}$ $\eta_{гм} = \frac{(1+K - \hat{K}u_r)u_r}{(1+K - \hat{K}u_r)\hat{u}_r}$ $N_{гм} \neq 0$
	$u_{гм} = \frac{Ku_r}{1+K - u_r}$ $\hat{u}_{гм} = \frac{\hat{Ku_r}}{1+K - \hat{u}_r}$ $\eta_{гм} = \frac{(1+K - \hat{u}_r)u_r}{(1+K - \hat{u}_r)\hat{u}_r}$ $N_{гм} \neq 0$		$u_{гм} = \frac{1}{1+K - \frac{K}{u_r}}$ $\hat{u}_{гм} = \frac{1}{1+K - \frac{\hat{K}}{\hat{u}_r}}$ $\eta_{гм} = \frac{(1+K - \hat{K})u_r}{(\hat{u}_r + K - \hat{K})u_r}$ $N_{гм} \neq 0$

Схема	Параметр	Схема	Параметр
	$u_{гм} = \frac{Ku_r}{Ku_r + u_r - 1}$ $\hat{u}_{гм} = \frac{\hat{Ku}_r}{\hat{Ku}_r + \hat{u}_r - 1}$ $\eta_{гм} = \frac{(Ku_r + u_r - 1) \hat{u}_r}{(Ku_r + u_r - 1) u_r}$ $N_{гм} \neq 0$		$u_{гм} = \frac{(1 + K) u_r}{Ku_r + 1}$ $\hat{u}_{гм} = \frac{(1 + K) \hat{u}_r}{\hat{Ku}_r + 1}$ $\eta_{гм} = \frac{(Ku_r + 1) \hat{u}_r}{(Ku_r + 1) u_r}$ $N_{гм} = 0$
	$u_{гм} = 1 + K - Ku_r$ $\hat{u}_{гм} = 1 + K - Ku_r$ $\eta_{гм} = \frac{1 + K - Ku_r}{1 + K - Ku_r}$ $N_{гм} \neq 0$		$u_{гм} = \frac{u_r + K}{1 + K}$ $\hat{u}_{гм} = \frac{\hat{u}_r + K}{1 + K}$ $\eta_{гм} = \frac{u_r + K}{u_r + K}$ $N_{гм} = 0$

Дифференциальное звено на входе

Схема	Параметр	Схема	Параметр
	$u_{гм} = (1 + K) u_r - K$ $\hat{u}_{гм} = (1 + K) \hat{u}_r - K$ $\eta_{гм} = \frac{(1 + K) u_r - K}{(1 + K) u_r - K}$ $N_{ц} \neq 0$		$u_{гм} = \frac{1 + K - u_r}{K}$ $\hat{u}_{гм} = \frac{1 + K - \hat{u}_r}{K}$ $\eta_{гм} = \frac{1 + K - u_r}{1 + K - u_r}$ $N \neq 0$
	$u_{гм} = \frac{K u_r + 1}{1 + K}$ $\hat{u}_{гм} = \frac{K \hat{u}_r + 1}{1 + K}$ $\eta_{гм} = \frac{K u_r + 1}{K u_r + 1}$ $N_{ц} = 0$		$u_{гм} = \frac{(1 + K) u_r - 1}{K}$ $\hat{u}_{гм} = \frac{(1 + K) \hat{u}_r - 1}{K}$ $\eta_{гм} = \frac{(1 + K) \hat{u}_r - 1}{(1 + K) u_r - 1}$ $N_{ц} \neq 0$

Примечания. 1. Через H , T , P обозначены насосное, турбинное колеса и реактор соответственно.
2. Штриховой линией указана циркулирующая мощность.

вые контуры, в которых может появиться циркулирующая мощность $N_{\text{ц}}$. По этому признаку параллельные гидромеханические передачи разделяют на передачи, имеющие и не имеющие циркулирующую мощность.

В передачах с циркулирующей мощностью мощность двигателя одним потоком передается на выходной вал, а циркулирующая в замкнутом контуре мощность дополнительно нагружает гидравлическое или механическое звено передачи. Вследствие этого мощность, передаваемая механическим $N_{\text{м}}$ или гидравлическим $N_{\text{г}}$ звеном передачи оказывается больше мощности двигателя $N_{\text{д}}$ на величину циркулирующей в контуре мощности:

$$N_{\text{д}} < N_{\text{г}} + N_{\text{м}} \text{ или } N_{\text{д}} < N_{\text{м}} + N_{\text{ц}}.$$

При этом КПД $\eta_{\text{гм}}$ гидромеханической передачи меньше КПД $\eta_{\text{г}}$ гидравлического звена ($\eta_{\text{гм}} < \eta_{\text{г}}$) и общее силовое передаточное число больше силового передаточного числа гидравлического звена:

$$\hat{u}_{\text{гм}} > \hat{u}_{\text{г}}.$$

Таким образом, передачи с циркулирующей мощностью, по существу, не являются дифференциальными, так как мощность на входной вал передается одним потоком. Эти передачи используют, если необходимо получить большое передаточное число.

Основными показателями дифференциальных передач являются КПД, кинематическое и силовое передаточные числа. Для пояснения методики их определения рассмотрим две схемы гидромеханических передач с дифференциальным звеном на выходе без циркулирующей мощности (рис. 53, а) и с циркулирующей мощностью (рис. 53, б)

Силовой поток от двигателя в передаче, изображенной на рис. 53, а (сплошная линия со стрелками), разветвляется. Часть потока направляется через гидропреобразователь на коронную шестерню планетарного ряда и водило, другая часть попадает на водило через солнечную шестерню. На водиле оба потока суммируются и затем поступают на выходной вал.

Кинематическое передаточное число передачи определяют из уравнения кинематики планетарного ряда

$$n_a - n_b(1 + K) + n_c K = 0.$$

В данном случае $n_a = n_{\text{н}} = n_1$, $n_b = n_2$, $n_c = n_{\text{т}}$ (здесь $n_{\text{м}}$, n_2 , $n_{\text{т}}$ — частоты вращения насосного колеса, водила и турбинного колеса соответственно).

Кинематические передаточные числа гидропередачи $u_{\text{г}}$ и всего механизма $u_{\text{гм}}$

$$u_{\text{г}} = n_{\text{н}}/n_{\text{т}}; \quad u_{\text{гм}} = n_1/n_2.$$

Следовательно, уравнения кинематической связи элементов передачи можно представить в виде

$$n_1 - n_2(1 + K) + n_{\text{т}}K = 0$$

или

$$n_1 - n_2(1 + K) + (n_r/n_n)n_n K = 0,$$

откуда

$$n_1(1 + K/u_r) - n_2(1 + K) = 0.$$

Окончательно получаем

$$u_{ГМ} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{u_r(1 + K)}{u_r + K} = \frac{1 + K}{1 + K/u_r}.$$

Силовое передаточное число $\hat{u}_{ГМ}$ определяют, пользуясь методом расчленения схемы передачи.

Сущность метода заключается в следующем. Отдельно рассматривают равновесие каждого из элементов, составляющих пере-

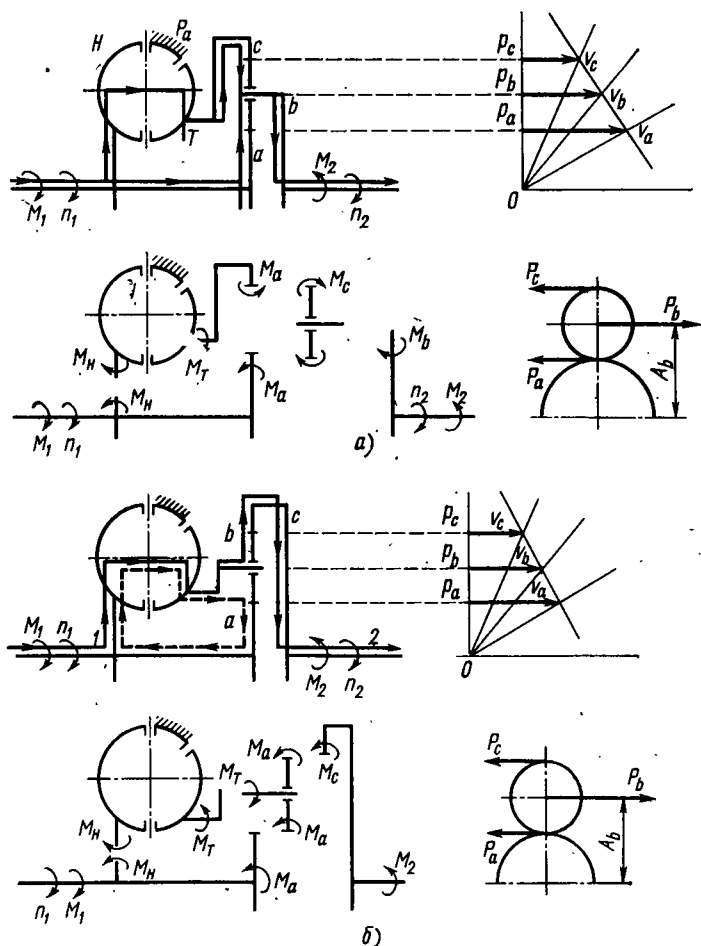


Рис. 53. Схемы дифференциальных передач:

а — без циркулирующей мощности; б — с циркулирующей мощностью

дачу (входной вал, гидротрансформатор, сателлит, выходной вал) при установившемся движении. Если окажется, что на какой-либо из элементов действует не активная сила, а сила реакции, то, значит, в данном звене имеется циркулирующая мощность.

В передаче, изображенной на рис. 53, б, известны направление и частота n_1 вращения входного вала, а также величина и направление действующего на него момента M_1 (предположим, что они направлены по часовой стрелке). Известно также, что в этом направлении вращается и выходной вал с частотой n_2 . На выходном валу действует момент сопротивления M_2 , который всегда направлен против вращения вала. Учитывая сказанное, наносим на элементы схемы действующие моменты. На все элементы в направлении их вращения действуют активные силы, а не реакции, следовательно, в механизме отсутствует циркулирующая мощность.

Входной вал находится в равновесии, если

$$M_1 = M_n + M_a,$$

где M_n , M_a — моменты, подводимые от входного вала к валу насоса и к солнечной шестерне соответственно.

Из условия равновесия сателлита следует

$$P_c = P_a = P_b/2 = M_b/(2A_b).$$

Так как

$$P_c = M_c/A_c; \quad P_a = M_a/A_a; \quad A_b = (A_a + A_c)/2,$$

получим

$$M_b = M_2,$$

где индексы a , b , c указывают на то, что параметр относится к солнечной шестерне, водилу и сателлиту соответственно.

Моменты на солнечной и коронной шестернях соответственно составляют

$$M_a = M_2 \frac{A_a}{A_a + A_c} = M_2 \frac{1}{1 + K};$$

$$M_c = M_2 \frac{A_c}{A_a + A_c} = M_2 \frac{K}{1 + K}.$$

Момент, передаваемый насосным колесом гидротрансформатора,

$$M_n = M_r/\hat{u}_r = M_c/\hat{u}_r = M_2 K/[\hat{u}_r (1 + K)].$$

Из условия равновесия ведущего вала получаем

$$M_1 = M_2 \frac{K}{\hat{u}_r (1 + K)} + M_2 \frac{1}{1 + K}.$$

Таким образом, силовое передаточное число

$$\hat{u}_{гм} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{\hat{u}_r (1 + K)}{\hat{u}_r + K} = \frac{1 + K}{1 + K/\hat{u}_r}.$$

$$\eta_{\text{гм}} = \hat{u}_{\text{гм}}/u_{\text{гм}},$$

откуда следует, что $\eta_{\text{гм}} \geq \eta_{\text{г}}$.

На рис. 53, б показана схема передачи, аналогичная изображенной на рис. 53, а и отличающаяся только методом соединения элементов дифференциального звена. В данном случае водило планетарного механизма соединено с турбинным колесом, а коронная шестерня — с выходным валом.

Как и в предыдущем примере (рис. 53, а), известны величина и направление моментов M_1 и M_2 , а также частоты вращения n_1 и n_2 (рис. 53, б).

Из условия равновесия сателлитов видно, что сила и момент, действующие со стороны сателлита на солнечную шестерню, направлены в ту же сторону, что и момент на входном валу и, следовательно, сателлит ведет солнечную шестерню. При этом механическое звено передает и циркулирующую мощность (на схеме поток циркулирующей мощности изображен штриховой линией со стрелками).

Из табл. 16 следует, что для каждого случая из шести кинематических схем дифференциальных передач получаются две, в которых циркулирующая мощность $N_{\text{ц}}$ отсутствует. Две — циркулирующая мощность нагружает гидравлическое звено и две — циркулирующая мощность нагружает механическое звено.

Гидромеханические трансмиссии на тракторе komponуют в одном, двух и многих блоках (картерах). Широкое распространение получила компоновка, при которой гидротрансформатор и муфта сцепления (если она имеется) образуют общий блок с двигателем. При помощи карданного вала выходной вал гидротрансформатора соединяют с коробкой передач и задним мостом, выполненными в одном или отдельных картерах. В других случаях гидродинамический трансформатор в одном блоке с механической коробкой передач крепят на двигателе и при помощи карданного вала соединяют с задним мостом трактора. До настоящего времени нет твердо установившихся компоновочных схем, все зависит от типа трактора (колесный или гусеничный), его назначения и условия работы.

При выборе типа гидротрансформатора и механической коробки передач учитывают требования, необходимые для обеспечения технико-экономических показателей машины.

Тяговые и экономические показатели трактора зависят от метода изменения передаточных чисел в коробке, числа ступеней (если использована ступенчатая коробка передач) и КПД трансмиссии.

При выполнении работ со стабильными тяговыми сопротивлениями повысить КПД трансмиссии можно блокировкой гидротрансформатора, при этом трактор будет работать как с обычной механической трансмиссией. У таких машин число ступеней в ко-

робке передач должно быть по возможности большим (обычно число рабочих передач в этом случае 6—8).

Гидромеханические передачи получили большое распространение на колесных и гусеничных тракторах промышленного назначения различных тяговых классов. Используют механические коробки передач с числом передач 2—4.

На тракторах всех типов применяют обычные коробки передач с разрывом потока мощности при переключении и без разрыва потока мощности, обеспечивающие переключение передач на ходу.

В настоящее время конструкции гидромеханических передач уже достаточно отработаны. По зарубежным данным, стоимость

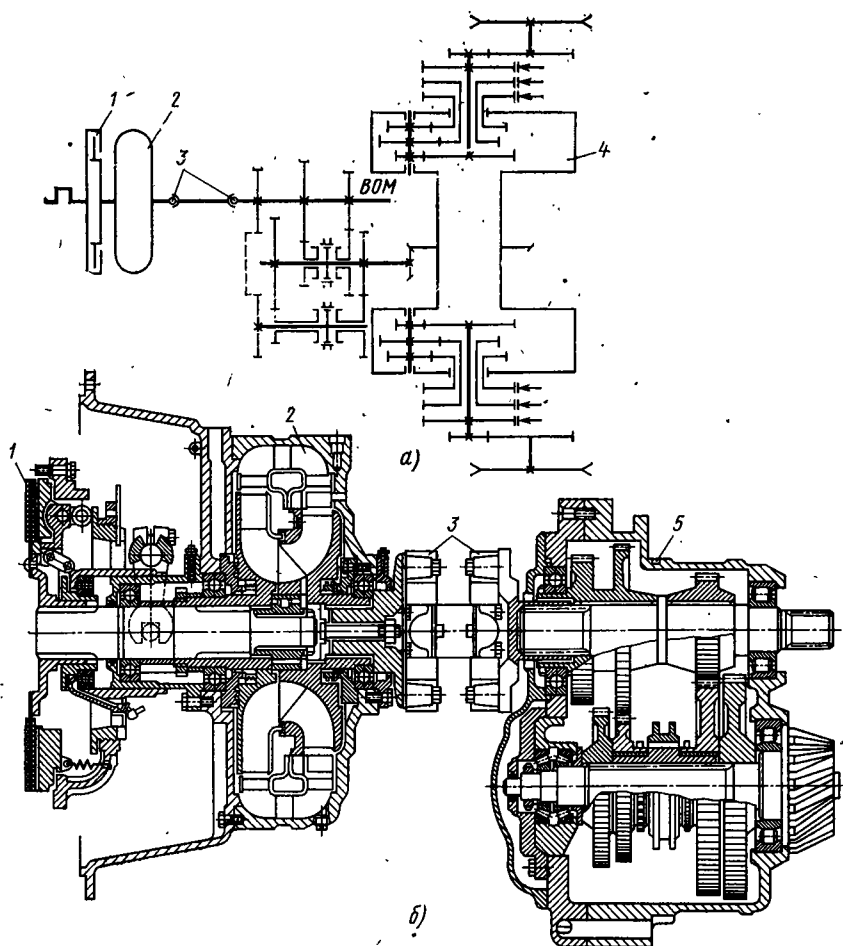


Рис. 54. Гидромеханическая трансмиссия трактора «Интернационал ТД-24-ТС»:

а — кинематическая схема; б — конструкция

такой трансмиссии для промышленного трактора большой мощности только на 7% превышает стоимость, а масса приблизительно на 2% больше массы обычной механической трансмиссии.

На рис. 54, а представлена кинематическая схема, а на рис. 54, б — конструкция трансмиссии трактора «Интернационал ТД-24-ТС» промышленного назначения.

Трансмиссия имеет однодисковую постоянно замкнутую муфту сцепления, 1 трехступенчатый гидромеханический трансформатор 2, турбинное колесо которого через двойную шарнирную муфту 3 приводит во вращение вал механической коробки передач 5, последняя обеспечивает по две передачи переднего и заднего хода. В качестве механизма поворота использован двухступенчатый планетарный механизм 4 с внешним зацеплением шестерен. В сочетании с механизмом поворота коробка передач обеспечивает по четыре передачи переднего и заднего хода. Управление планетарным механизмом поворота осуществляется гидравлической системой.

Тракторные гидropередачи работают в тяжелых условиях с большими нагрузками, поэтому температура рабочей жидкости может достигать 120° С. Рабочая жидкость имеет контакт с различными металлами при резких колебаниях температуры и большом диапазоне изменения скорости. От правильного ее выбора во многом зависит работоспособность и КПД передачи.

Рабочие жидкости должны удовлетворять следующим основным требованиям: не вызывать коррозии металлов и разрушения материала уплотнений; незначительно изменять вязкость при колебаниях температуры; не образовывать эмульсии; иметь хорошую смазывающую способность и сохранять физико-химические свойства в процессе эксплуатации.

Обычно для тракторов используют минеральные и синтетические масла, причем преимущество отдается первым.

Для гидродинамических передач применяют смеси густых и маловязких масел (вязкость $\nu = (7 \div 10) 10^{-6}$ м²/с при 100° С). В качестве маловязких используют индустриальные и турбинные, густых — авиационные и дизельные масла.

Глава V

СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ

§ 20. НАЗНАЧЕНИЕ, КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКЦИИ МУФТ

Соединительные муфты служат для компенсации угловых, радиальных и осевых смещений валов агрегатов трактора. Кроме общих, предъявляемых ко всем механизмам требований, соединительные муфты должны обеспечивать равномерное, без вибрации вращение ведомого вала.

По конструкции соединительные муфты разделяют на жесткие, полужесткие, упругие и шарнирные. Выбор типа муфты определяется конструкцией трактора и агрегата, в котором устанавливают муфту, и условиями эксплуатации.

Наибольшее распространение на тракторах получили упругие и шарнирные муфты.

В упругих муфтах угловые смещения соединяемых валов компенсируются путем деформации резиновых или металлических упругих элементов. Они просты по конструкции и, обладая демпфирующими свойствами, снижают динамические нагрузки трансмиссии. Муфты работают при перекосах валов до 3° .

На рис. 55 изображены упругие соединительные муфты трех вариантов. В муфте, представленной на рис. 55, а, деформируются резиновые втулки 2 и 8, привулканизированные к металлическим сеткам. Такой комплект напрессовывают на металлические втулки 4 и 9, элементы в сборе надевают на пальцы 5 и 6, укрепленные в вилках 1 и 7, установленных на концах соединяемых валов. Вилки соединены штампованным, металлическим каркасом 3, в гнездах которого помещены резиновые втулки.

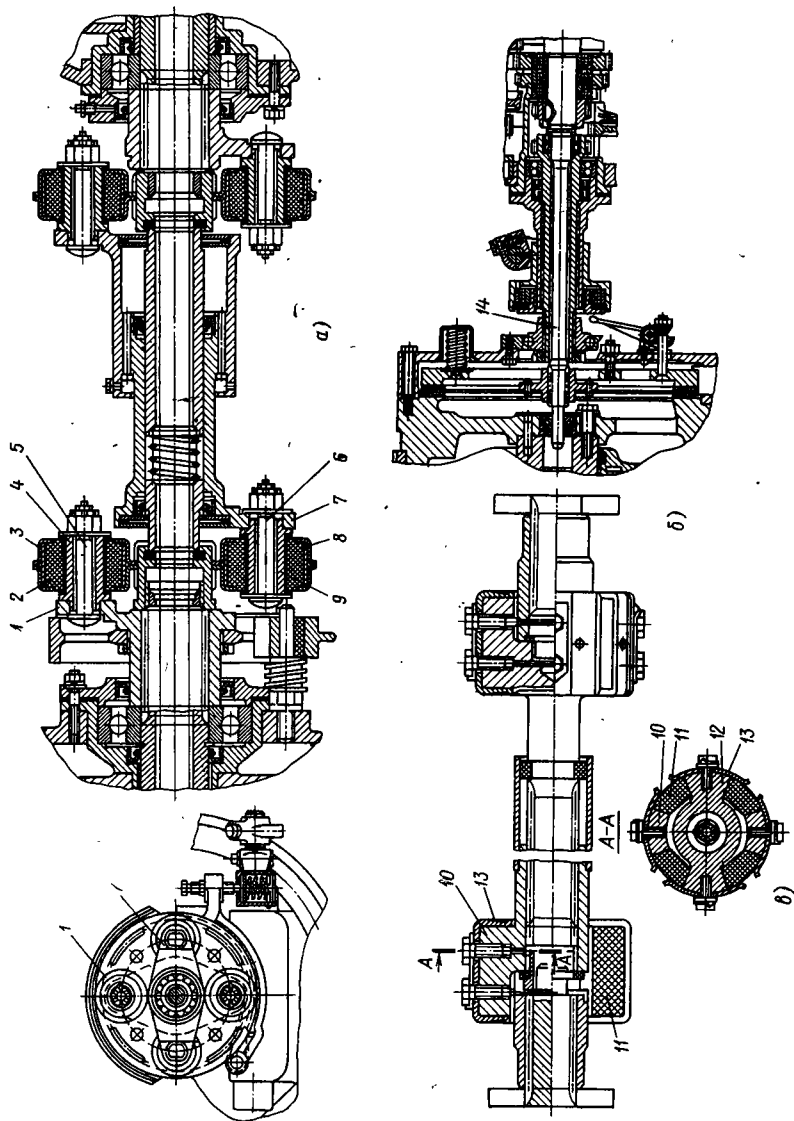
Возможные осевые сдвиги валов компенсируются путем перемещения ступиц вилок по шлицам относительно валов.

На рис. 55, б показана муфта с резиновыми элементами призматической формы. Каждая вилка муфты имеет два кулака — 10 или 12. При сборке муфты между кулаками с предварительным натягом закладывают резиновые блоки 11. Для предотвращения выпадания блоки закрыты крышками 13.

На рис. 55, в представлена муфта, в которой смещения компенсируются за счет деформации упругого вала 14. Она имеет

Рис. 55. Соединительные муфты:

а — упругая с резиновыми втулками; б — упругая с резиновыми элементами призматической формы; в — с упругим металлическим валом



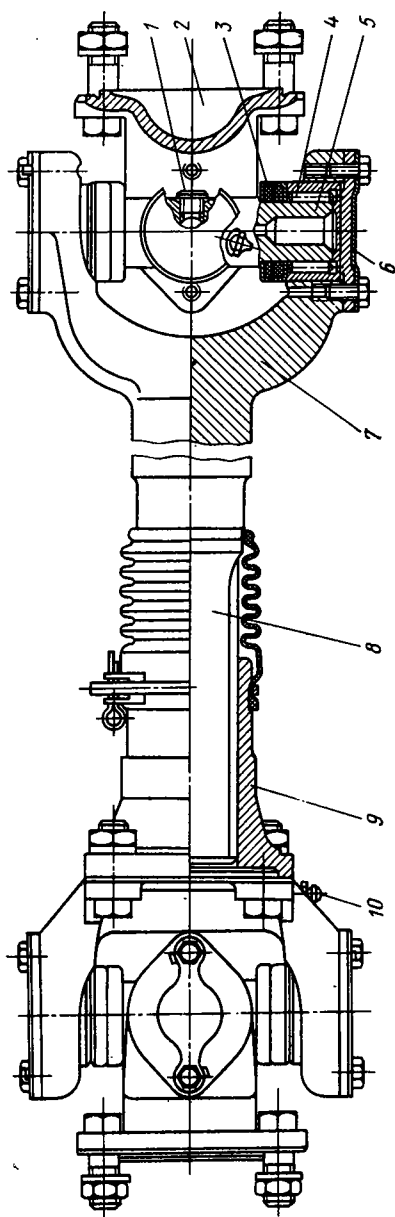


Рис. 56. Вал с шарнирными соединительными муфтами

малую металлоемкость, надежна в работе. Такие муфты применяют на тракторах малой мощности.

Если при монтаже агрегатов или в процессе эксплуатации угол между валами превышает $3-5^\circ$, то используют шарнирные соединительные муфты (карданы), которые по кинематике разделяют на муфты равной и неравной угловой скорости. Характерной особенностью работы соединительных муфт неравных угловых скоростей является периодическая неравномерность угловой скорости ведомого вала. При использовании муфт равных угловых скоростей угловые скорости ведущего и ведомого валов равны при любом угловом смещении. Такие муфты применяют главным образом в приводах к ведущим управляемым колесам. Они могут работать при перекосах валов до 25° . Компенсация осевого смещения валов агрегатов обеспечивается телескопическим шлицевым соединением.

Обычно угловые смещения валов агрегатов трансмиссии (в зависимости от типа остова трактора) составляют $1-4^\circ$, а осевые — до 5 мм.

На рис. 56 показан вал с двумя шарнирными соединительными муфтами, состоящими из двух вилок — 2, 7 и крестовины 5, на цапфах которой установлены игольчатые подшипники 4, удерживаемые крышками 6. Подшипники смазываются

через масленку 10, утечка масла предотвращается уплотнениями 3. Для предотвращения вытекания масла при нагревании в процессе работы в крестовине установлен предохранительный клапан 1. Ступицы 9 одной из вилок каждой муфты соединены с валом 8 шлицами, что обеспечивает возможность их осевого смещения.

Связь между углами поворота валов, соединенных шарнирной муфтой, описывается зависимостью

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \alpha_1 \cos \gamma, \quad (56)$$

где α_1 и α_2 — углы поворота ведущего и ведомого валов соответственно; γ — угол между осями валов.

Для выявления связи между угловой скоростью ведущего ($\omega_1 = d\alpha_1/dt$) и ведомого ($\omega_2 = d\alpha_2/dt$) валов продифференцируем уравнения и произведем преобразования. Получим

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_2 \cos^2 \gamma}. \quad (57)$$

Из выражения (57) следует, что степень неравномерности вращения ведомого вала определяется углом γ , при его уменьшении неравномерность вращения ведомого вала уменьшается.

Неравномерность вращения валов приводит к циклическим динамическим нагрузкам в трансмиссии. Для устранения этого явления там, где позволяют условия компоновки, последовательно устанавливают две шарнирные соединительные муфты (рис. 57), связанные промежуточным валом 3.

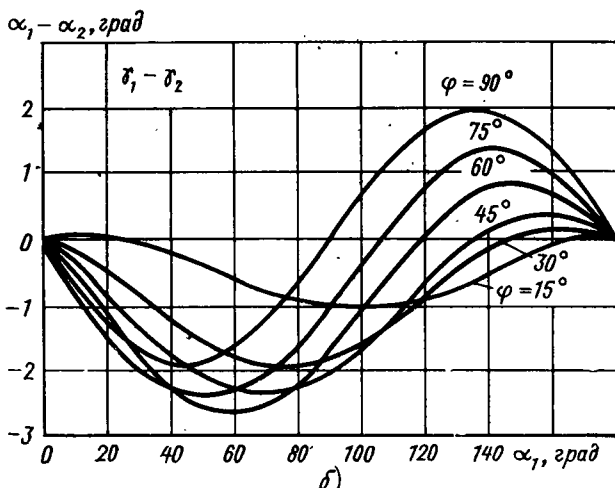
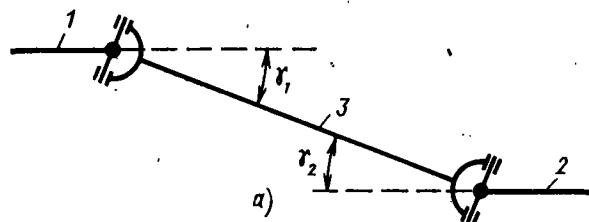


Рис. 57. Схема последовательной установки двух соединительных муфт:

а — схема; б — зависимость угла поворота вала от относительного положения вилок

При повороте вала 1 на угол α_1 промежуточный вал 3 повернется на угол α_3 . При этом в соответствии с уравнением (56)

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \operatorname{tg} \alpha_3 \cos \gamma_1.$$

В свою очередь, вал 2 повернется на угол α_2 ,

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \alpha_3 \cos \gamma_2.$$

Связь между углами поворота валов 1 и 2 можно найти из зависимости

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} (\cos \gamma_2 / \cos \gamma_1).$$

При равенстве углов γ_1 и γ_2 угловые скорости ω_1 и ω_2 равны. При монтаже двух шарнирных соединительных муфт вилки на валу 3 должны быть установлены в одной плоскости. Изменение относительного положения вилок на угол φ приводит к неравномерному вращению. Связь между углами α_1 , α_2 , γ_1 , γ_2 и φ выражается уравнением

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_1 \cos \gamma_2 (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi)}{\cos \gamma_1 (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi \cos^2 \gamma_1) - \sin^2 \gamma_2 \operatorname{tg} \alpha_1 \operatorname{tg} \varphi}.$$

При последовательной установке двух соединительных муфт увеличивается масса и стоимость конструкции. Кроме того, не всегда имеется место для их размещения.

Соединительные муфты равных угловых скоростей значительно сложнее и дороже муфт неравных угловых скоростей. Однако небольшие габаритные размеры и масса в определенных условиях оправдывают их использование.

На рис. 58, а изображена схема шарнирной соединительной муфты равных угловых скоростей, у которой имеются по две симметричных канавки. Линии канавок соединяются на окружности с центром на оси (рис. 58, б). В канавках заложены шарики, передающие крутящий момент; шарики всегда располагаются в плоскости, делящей угол между осями соединяемых валов пополам.

Работа шариковой муфты аналогична работе пары конических шестерен с передаточным числом, равным единице (рис. 58, в). Полус сцепления шестерен располагается на одинаковом расстоянии от осей валов и лежит в биссекторной плоскости. Естественно, что угловые скорости валов в этом случае будут всегда равны.

При вращении валов траектории движения канавок образуют две сферические поверхности, взаимно пересекающиеся в плоскости $I-I$ (рис. 58, б), которая при любых перекосах валов делит угол между ними пополам. В этой же плоскости лежит траектория движения шариков. У таких муфт даже при небольшом смещении вилок или износе канавок изменяется кинематика механизма. Муфты работают надежно только при относительно небольших углах перекосов валов (до 20°).

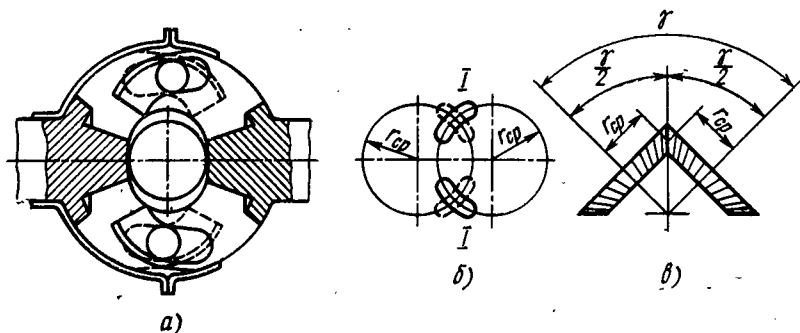


Рис. 58. Шарнирная соединительная муфта равных угловых скоростей:

а — конструкция; б — расположение канавок; в — принцип работы

В муфте, изображенной на рис. 59, а, шарики принудительно устанавливаются в нужное положение. На сферической втулке 7, надетой на вал 8, по наружной поверхности выполнены продольные канавки для размещения шариков 6; аналогичные канавки имеются и на внутренней поверхности чашки 5 вала 1.

Сепаратор 4, в котором размещены шарики, с помощью делительного рычага 3 принудительно устанавливает их в нужное по-

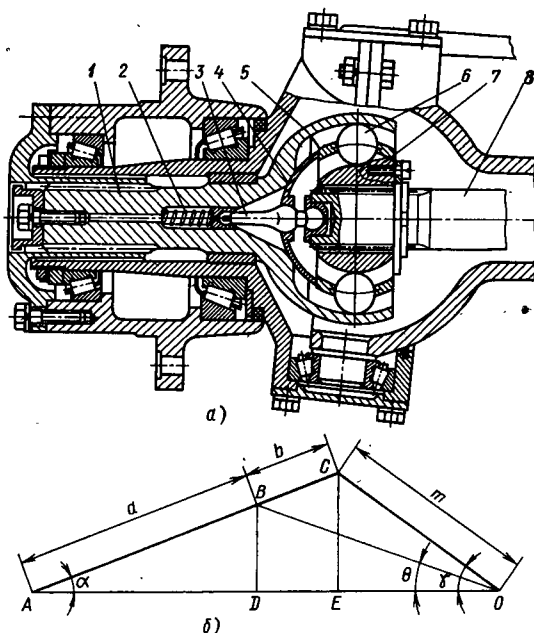


Рис. 59. Шарнирная соединительная муфта равных угловых скоростей с принудительной установкой шариков:

а — конструкция; б — расчетная схема

ложение при угловом смещении валов. Делительный рычаг 3 пружиной 2 прижат к валу 8. При работе муфты средняя часть рычага скользит в отверстии сепаратора 4.

На рис. 59, б показано расположение делительного рычага 3 (линия AC) при смещении валов 1 и 8 на угол γ . При этом угол поворота сепаратора α при угловом смещении валов γ определяется из соотношения

$$CE = m \sin \gamma = (a + b) \sin \alpha.$$

Так как $BD/CE = a/(a + b)$, получаем

$$BD = m \frac{a}{a + b} \sin \gamma.$$

Отрезки

$$DO = DE + EO; \quad DE = b \cos \alpha;$$

$$EO = m \cos \gamma.$$

Тогда

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{BD}{DO} = \frac{m \frac{a}{a + b} \sin \gamma}{m \cos \gamma + b \cos \alpha}.$$

Угол α можно выразить через угол γ следующим образом:

$$(a + b) \sin \alpha = m \sin \gamma.$$

Тогда

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{m \frac{a}{a + b} \sin \gamma}{m \cos \gamma + b \sqrt{1 - \left(\frac{m \sin \gamma}{a + b} \right)^2}}.$$

§ 21. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ МУФТ

На элементы соединительных муфт действуют переменные нагрузки, вызванные неравномерностью работы двигателя, шестерен, ходовой системы и т. д. Из-за отсутствия обобщенных экспериментальных данных их рассчитывают по приведенным статическим нагрузкам, компенсируя это допущение выбором соответствующих допускаемых напряжений.

Валы соединительных муфт рассчитывают на кручение по минимальному из двух моментов, приведенных к данной детали: моменту двигателя или моменту по сцеплению ходовой системы с почвой. Запас прочности по пределу текучести при этом берут равным 3—3,5. Допустимая угловая деформация вала не должна превышать 6—8° на 1 м длины.

Практика показывает, что даже при незначительном отклонении оси вала возникают центробежные силы и появляется поперечный изгиб, вызывающий изгибные колебания, которые при

определенной частоте вращения приводят к резонансу. Критическая частота зависит от размеров, конструкции и типа опор вала.

При относительно коротких валах (длиной до 1 м), ограничиваются расчетом вала на прочность, при больших размерах необходима проверка на критическую частоту вращения $n_{кр}$ (об/мин).

Критическая угловая скорость вала

$$\omega_{кр} = \frac{\pi n_{кр}}{30} = \sqrt{\frac{CEJ}{mL^3}},$$

где C — коэффициент, зависящий от характера нагружения и типа опор; при равномерном распределении нагрузки (от массы вала) для свободно лежащего на опорах вала $C = 77$, для закрепленного в опорах вала $C = 384$; J — момент инерции сечения вала, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; m — масса вала, кг ; L — длина вала, м .

Выразив массу вала m через его объем и плотность ρ ($m = FL\rho$, здесь F — площадь поперечного сечения), получим для свободно лежащего на опорах сплошного вала

$$n_{кр} \approx 12 \cdot 10^3 D_n / L^2,$$

для полого вала

$$n_{кр} \approx 12 \cdot 10^4 \sqrt{(D_n^2 + d_b^2) / L^2},$$

где D_n и d_b — соответственно наружный и внутренний диаметры вала.

Критическая частота вращения вала должна быть в 1,5—2 раза меньше максимальной частоты вращения. Изменить частоту $n_{кр}$, можно, изменив диаметр или длину вала.

Соединительный вал с муфтами должен обязательно подвергаться динамической балансировке. Допустимый дисбаланс не должен превышать 50—100 г·см, биение вала не должно быть больше 1 мм.

В шарнирных соединительных муфтах рассчитывают крестовину на изгиб ($[\sigma_n]$), срез ($[\tau_{ср}]$) и смятие ($[\sigma_{см}]$) по силе

$$P_{ш} = M / (2r \cos \gamma),$$

где M — расчетный момент; r — расстояние от оси вала до середины шипа крестовины; γ — угол перекося валов.

Допускаемые напряжения составляют: $[\sigma_n] = 150 \div 250$ МПа; $[\tau_{ср}] = (40 \div 50)$ МПа; $[\sigma_{см}] = (20 \div 30)$ МПа.

Игольчатые подшипники рассчитывают по динамической грузоподъемности [см. формулу (26)] с последующей проверкой статической грузоподъемности по максимальной нагрузке.

Резиновые втулки упругих соединительных муфт работают на смятие и сдвиг. Предварительный их расчет производят по формуле

$$\sigma_{см} = M / (RzF) \leq [\sigma_{см}],$$

где M — расчетный момент (тот же, что и при расчете вала); R — радиус расположения осей втулок; z — число втулок, работающих одновременно, обычно $z = 2$; F — площадь смятия втулки под пальцем; $F = dl$ (здесь d — диаметр пальца, l — длина втулки).

Для существующих муфт $[\sigma_{см}] = 8$ МПа.

Приближенный расчет резиновых блоков упругих соединительных муфт на смятие проводят по формуле

$$\sigma_{см} = M/(rzF_0) \leq [\sigma_{см}],$$

где r — расстояние от оси вала до центра масс боковой поверхности блока; z — число одновременно работающих блоков (обычно $z = 2$); F_0 — площадь боковой поверхности блока.

Допускаемое напряжение смятия составляет 8—10 МПа.

Предварительный натяг блока при сборке муфты выбирают опытным путем из условия нераскрытия стыка, т. е. чтобы стенки гнезда блока при нагрузке не отходили от резинового элемента.

Валы соединительных муфт обычно выполняют из трубы, к кольцам которой приваривают или с помощью телескопического шлицевого соединения прикрепляют вилки муфты. Последние изготовляют из среднеуглеродистых сталей, подвергая их термической обработке до твердости HRC 56—60. Крестовины шарнирных соединительных муфт делают из легированных, малоуглеродистых сталей 20Х, 18ХГТ, 20Х3А и др.

После цементации и термической обработки твердость шипов составляет HRC 56—63.

Для упругих соединительных муфт используют морозоустойчивые и маслостойкие резиновые смеси с пределом прочности на разрыв не менее 15 МПа и относительным удлинением не менее 350%.

Глава VI

ЗАДНИЕ МОСТЫ

§ 22. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Конструкции задних мостов и входящих в них механизмов определяются назначением трактора, его компоновкой и типом остова. В большинстве случаев корпуса задних мостов являются частью остова, воспринимающей значительные нагрузки.

Одним из существенных требований, предъявляемых к задним мостам, является высокая жесткость корпусных деталей. Учитывая это, коробку передач, задний мост и конечную передачу часто выполняют в виде моноблочной отливки или нескольких узлов, соединенных корпусами.

Задний мост состоит из механизмов, передающих крутящий момент от вторичного вала коробки передач к ведущим колесам трактора: центральной передачи, дифференциала (у колесных тракторов), механизма поворота, тормоза.

На рис. 60 и рис. 61 изображены наиболее распространенные кинематические схемы задних мостов колесных и гусеничных тракторов.

Центральная передача расположена между коробкой передач и дифференциалом у колесных тракторов и механизмами поворота у гусеничных. Изменяя общее передаточное число трансмиссии, центральная передача обеспечивает передачу крутящего момента на валы, расположенные под углом.

В большинстве случаев центральная передача состоит из пары конических или цилиндрических шестерен; если необходимо получить большое передаточное число, то применяют двухступенчатые передачи.

Конические шестерни имеют прямые или круговые зубья, обычно с нулевым углом спирали. Долговечность и надежность работы центральных передач, помимо технологических факторов, в значительной мере определяется правильным зацеплением шестерен. Зацепление конических шестерен может нарушиться из-за погрешностей сборки или смещений в процессе эксплуатации. Первую причину можно устранить улучшением технологических методов, вторую — увеличением жесткости конструкции и обеспечением возможности периодических регулировок.

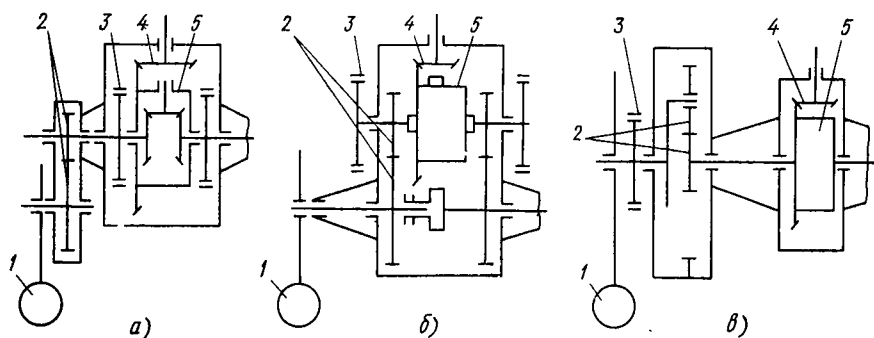


Рис. 60. Кинематические схемы задних мостов колесных тракторов:

1 — ведущее колесо; 2 — конечная передача; 3 — тормоз; 4 — центральная передача; 5 — дифференциал

Регулировку зацепления конических шестерен производят обычно путем осевого перемещения ведущего и ведомого валов при помощи прокладок 11 (рис. 62), 9 (рис. 63) или гаек, установленных на стаканах подшипников.

Ведущую шестерню центральной передачи, как правило, выполняют заодно со вторичным валом коробки передач и размещают консольно. При этом радиальная деформация опор вала составляет приблизительно 0,01—0,05 мм, а смещение ведущей шестерни 0,06—0,075 мм. Жесткость ведущей шестерни в основном определяется жесткостью картера коробки передач, типом и расположением подшипников.

Хорошие результаты дает размещение опор по обе стороны конической шестерни. По сравнению с консольным расположением шестерни прогиб в этом случае уменьшается в 20—30 раз. Однако по условиям компоновки и обработки гнезд размещение дополни-

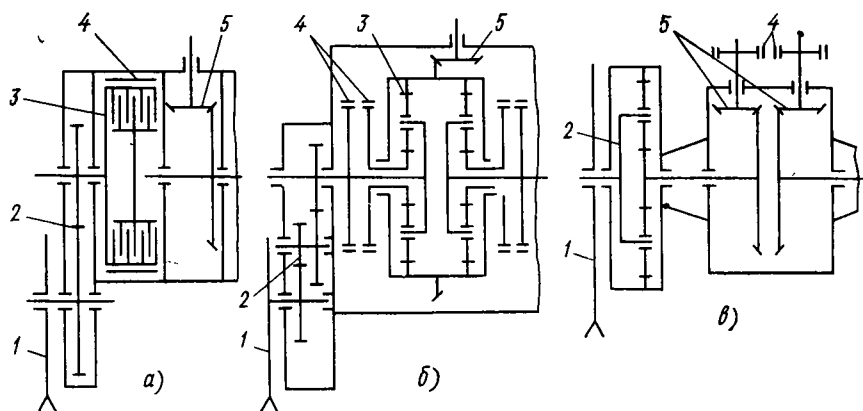


Рис. 61. Кинематические схемы задних мостов гусеничных тракторов:

1 — ведущее колесо; 2 — конечная передача; 3 — механизм поворота; 4 — тормоз; 5 — центральная передача

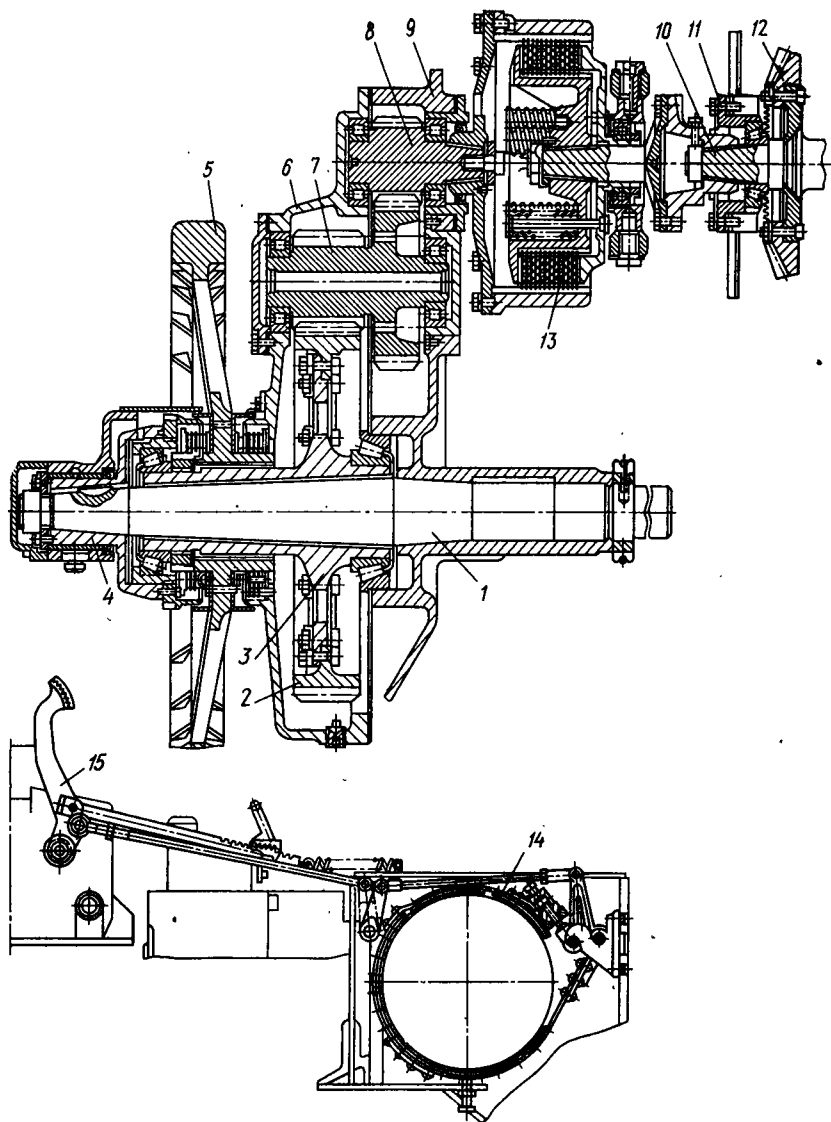


Рис. 62. Задний мост трактора Т-100М;

1 — полуось; 2 — ведомая шестерня конечной передачи; 3 — фланец ступицы; 4 — подшипник оси тележки гусеницы; 5 — ведущее колесо; 6 — картер конечной передачи; 7 — спаренная промежуточная шестерня конечной передачи; 8 — ведущая шестерня конечной передачи; 9 — корпус заднего моста; 10 — ведомый вал центральной передачи; 11 — регулировочные прокладки центральной передачи; 12 — ведомая шестерня центральной передачи; 13 — муфта поворота; 14 — тормоз; 15 — педаль управления тормозом

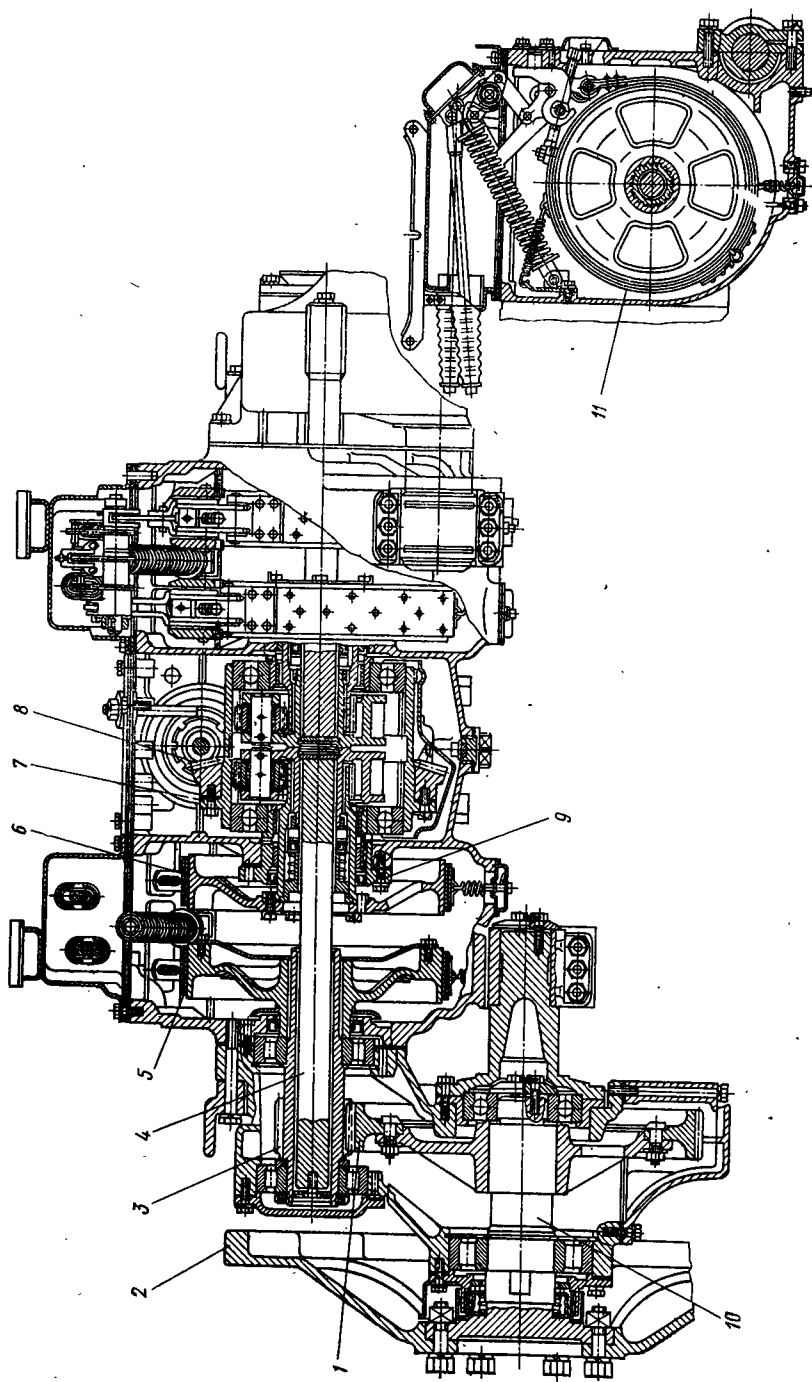


Рис. 63. Задний мост трактора ДТ-75:

1 — ведомая шестерня конечной передачи; 2 — ведущее колесо; 3 — ведущая шестерня конечной передачи; 4 — полуось; 5 — стояночный тормоз; 6 — тормоз планетарного механизма поворота; 7 — планетарный механизм поворота; 8 — ведущая шестерня центральной передачи; 9 — регулировочные прокладки; 10 — ось ведущего колеса

тельной опоры оказывается не всегда возможным. При консольном расположении вала необходимо расстояние между подшипниками принимать возможно большим.

Немаловажную роль играет также тип подшипника. Наибольшую радиальную жесткость имеют роликовые и двухрядные шариковые подшипники.

Для увеличения осевой жесткости применяют предварительный натяг подшипников при сборке узла.

Осевое смещение шестерен при наличии предварительного натяга подшипников уменьшается приблизительно в 2 раза. Однако при чрезмерном предварительном натяге долговечность подшипников снижается. Натяг контролируют по моменту, необходимому для проворачивания вала, который принимают равным 2—4 Н·м.

§ 23. МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Кроме общих требований механизм поворота должен обеспечивать поворот гусеничной машины в любых условиях эксплуатации, не оказывать влияния на прямолинейное движение машины и минимально загружать двигатель на повороте.

В настоящее время применяют механизмы с одинарным потоком мощности к ведущим колесам, которые разделяют на механизмы с одной и двумя степенями свободы.

Механизмы поворота с одной степенью свободы — муфты поворота и планетарные механизмы — создают относительно небольшую дополнительную загрузку двигателя при повороте и не влияют на устойчивость прямолинейного движения машин, поэтому они наиболее распространены на гусеничных тракторах.

Муфты поворота относительно просты по конструкции, технологии изготовления и ремонта, но их срок службы мал и составляет 1500—2000 ч. Планетарные механизмы сложнее, но не требуют регулировок и долговечны.

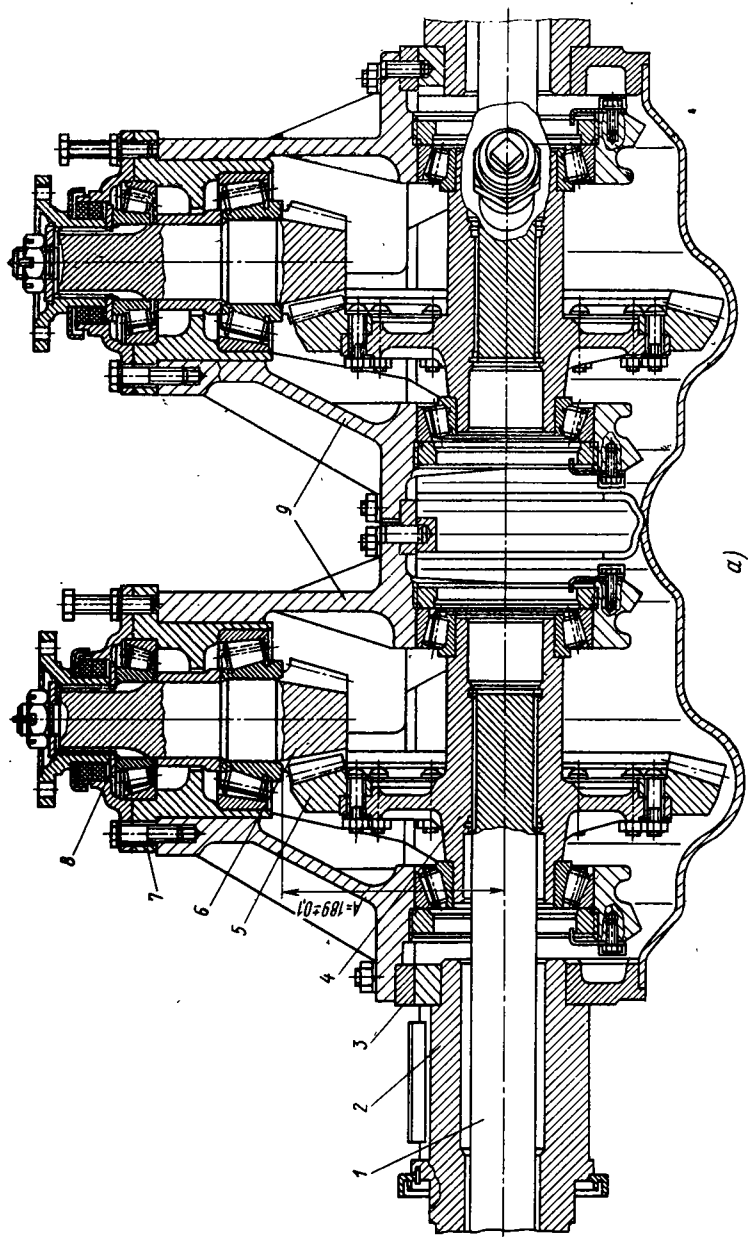
Механизмы с двумя степенями свободы в настоящее время распространения не получили.

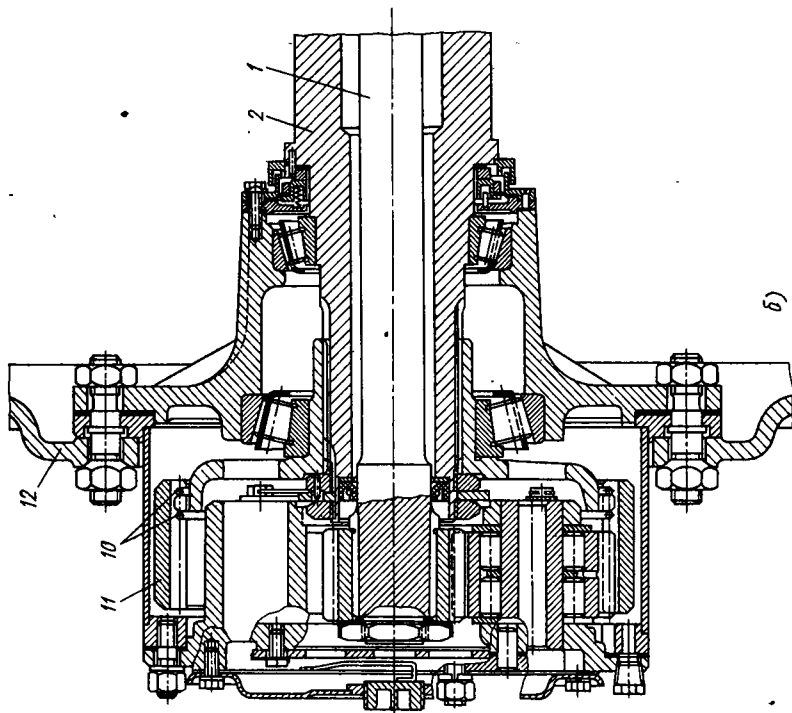
На некоторых отечественных тракторах (Т-150 и Т-330) используют механизмы (рис. 61, в и 64), разделяющие момент двигателя на два потока, каждый из которых с помощью своей коробки передач и центральной передачи подводится к ведущему колесу.

Варьируя передачами, изменяют соотношение частот вращения ведущих колес, что позволяет осуществлять поворот трактора с различными фиксированными радиусами.

§ 24. ТОРМОЗА КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Тракторы, прицепы и полуприцепы оборудуют тормозами, обеспечивающими удержание машины при стоянке на подъемах и уклонах, поворот трактора, а также, при необходимости, снижение скорости движения.





б)

Рис. 64. Задний мост трактора Т-150.

а — задний мост; б — конечная передача; 1 — полуось; 2 — ступица ведомой шестерни конечной передачи; 3 — корпус заднего моста; 4 — ступица ведомой шестерни центральной передачи; 5 — ведомая шестерня; 6 — ведущая шестерня центральной передачи; 7, 8 — регулировочные прокладки; 9 — картер заднего моста; 10 — регулировочная гайка; 11 — планетарная конечная передача; 12 — диск ведущего колеса

Тормоза по назначению разделяют на стояночные и рабочие. Последние воздействуют на тормозные элементы агрегатов при работе трактора. В некоторых случаях один тормоз используют как для удержания трактора на склонах, так и для управления агрегатами.

Стояночный тормоз должен удерживать колесный трактор в состоянии покоя на сухой дороге с твердым покрытием при уклоне 20° , гусеничный — при уклоне 30° , прицеп — при уклоне 12° .

Тормозная система тракторного поезда должна обеспечивать на ровном горизонтальном участке замедление движения не менее чем на $4,4 \text{ м/с}^2$, а также остановку машины на сухом горизонтальном участке дороги. Ниже приведена зависимость тормозного пути от массы трактора и его начальной скорости.

Масса трактора, т	До 4		4—6	
Начальная скорость движения, км/ч	20	30	20	30
Тормозной путь: м:				
без прицепа	6	11	6,5	11,5
с одним прицепом	6,5	12	7,5	13
с двумя прицепами	7,5	13,5	9,0	15

Для машин, имеющих массу более 6 т, тормозной путь устанавливается техническим заданием.

Тормоза прицепов и полуприцепов должны обеспечивать торможение прицепов на ходу. При отсоединении прицепа от трактора тормоза должны автоматически включаться.

По форме трущихся поверхностей тормоза разделяют на ленточные, колодочные и дисковые.

Ленточные тормоза. Ленточные тормоза широко распространены на тракторах благодаря простоте конструкции и компактности. Для их установки используют барабаны фрикционных и планетарных механизмов поворота.

Эффективность ленточных тормозов зависит от способа закрепления концов тормозной ленты. По этому принципу тормоза разделяют на простые — без серводействия и с серводействием, двойные и плавающие.

В простом ленточном тормозе без серводействия (рис. 65, а) оба конца тормозной ленты крепят к рычагу, при повороте которого концы ленты перемещаются в противоположных направлениях, осуществляя включение и выключение тормоза.

Момент трения тормоза при вращении по часовой стрелке определяют из уравнения равновесия тормозного барабана:

$$M_T = (S_1 - S_2) R. \quad (58)$$

Связь между силами S_1 и S_2 , действующими на концы тормозной ленты, описывается уравнением Эйлера

$$S_1 = S_2 e^{\mu \alpha},$$

где e — основание натурального логарифма ($e=2,72$); μ — коэффициент трения ленты по барабану; α — угол обхвата барабана тормозной лентой.

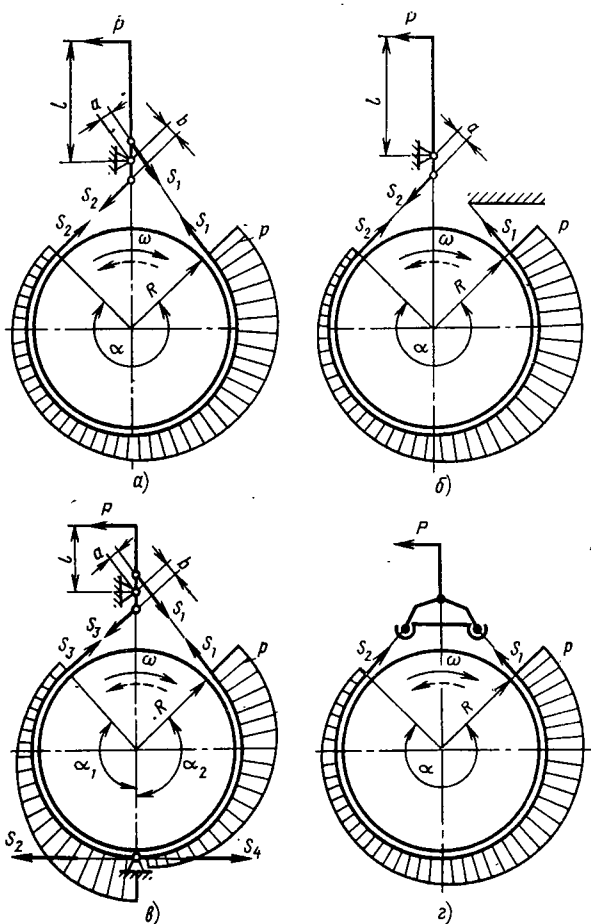


Рис. 65. Схема ленточного тормоза:

а — простого без серводействия; б — простого с серводействием; в — двойного; г — плавающего

Из условия равновесия тормозного рычага следует

$$Pl = S_1 a + S_2 b.$$

Обычно плечи a и b выбирают одинаковыми, тогда с учетом формулы Эйлера

$$Pl = S_2 (e^{\mu\alpha} + a/b) a. \quad (59)$$

Решая совместно уравнения (58) и (59), находим связь между силой замыкания P и моментом трения тормоза:

$$P = \frac{M_T (e^{\mu\alpha} + 1)}{(e^{\mu\alpha} - 1) bR/a}.$$

Для сравнительной оценки тормозов примем $\mu = 0,3$, $\alpha = 59,4$ рад (тогда $e^{\mu\alpha} = 5,63$), отношение $l : a$ — передаточное число рычагов — обозначим через u . Тогда усилие замыкания

$$P = M_T / (1,4Ru).$$

Преимуществами тормозов этого типа является то, что эффективность торможения не зависит от направления вращения тормозного барабана и отсутствует самозатягивание (серводействие) тормозной ленты при торможении.

У простого ленточного тормоза с серводействием один конец тормозной ленты закрепляется неподвижно, а второй, подвижный, связан с рычагом управления (рис. 65, б).

В этом случае тормозной момент

$$M_T = (S_1 + S_2) R.$$

Связь между силой на тормозном рычаге и тормозным моментом описывается формулой

$$P = \frac{M_T}{(e^{\mu\alpha} - 1) uR}.$$

По аналогии с предыдущим связь между моментом трения тормоза и силой замыкания на тормозном рычаге находят из уравнения

$$P = M_T / [(e^{\mu\alpha} - 1) Ru] \quad (60)$$

или для тех же значений α и μ

$$P = M_T / (4,63Ru).$$

При изменении направления вращения тормозного барабана уравнение (60) примет вид

$$P = \frac{M_T e^{\mu\alpha}}{(e^{\mu\alpha} - 1) Ru} \quad \text{или} \quad P = \frac{M_T}{0,8Ru}.$$

В отличие от тормоза, изображенного на рис. 65, а, эффективность торможения зависит от направления вращения тормозного барабана. При изменении направления вращения для получения того же момента трения необходимо приложить к рычагу усилие приблизительно в 6 раз больше.

Двойной ленточный тормоз (рис. 65, в) представляет собой два сдвоенных простых с серводействием ленточных тормоза. Тормозная лента крепится неподвижно к кронштейну в средней части.

Момент трения тормоза не зависит от направления вращения тормозного барабана:

$$M_T = (S_1 - S_2 + S_3 - S_4) R,$$

где S_1 и S_3 — натяжение набегающих ветвей тормозной ленты.

По аналогии с простым ленточным тормозом

$$M_T = P \left[u_1 \frac{e^{\mu \alpha_1} - 1}{e^{\mu \alpha_1}} + u_2 (e^{\mu \alpha_2} - 1) \right] R,$$

где u_1 и u_2 — передаточные числа рычажной системы.

Обычно $u_1 = u_2$, $\alpha_1 = \alpha_2 \approx 0,5\alpha$. Тогда

$$P = \frac{M_T e^{\mu \alpha/2}}{(e^{\mu \alpha} - 1) R u}.$$

У этого тормоза при прочих равных условиях эффективность торможения приблизительно в 1,5 раза меньше, чем у простого с закрепленной набегающей ветвью ленты.

В плавающем тормозе (рис. 65, з) отсутствует жесткое закрепление ленты. В зависимости от направления вращения тормозного барабана пальцы на концах тормозной ленты упираются в кронштейн и этот конец ленты становится неподвижным — тормоз превращается в простой. Эффективность торможения не зависит от направления вращения тормозного барабана.

Существенным недостатком всех ленточных тормозов является неравномерный износ фрикционных накладок из-за неодинакового давления по дуге обхвата, которое пропорционально натяжению ленты.

В соответствии с уравнением Эйлера давление на тормозной барабан в любой части ленты

$$P = S_x / (RB),$$

где S_x — сила натяжения тормозной ленты; B — ширина тормозной ленты.

Таким образом, максимальное давление получается под набегающим концом ленты, а минимальное под сбегающим:

$$p_{\max} = S_1 / (RB); \quad p_{\min} = S_2 / (RB).$$

Кроме того, на ось тормозного барабана действует осевая сила, равная геометрической сумме сил S_1 и S_2 .

Колодочные тормоза. На рис. 66, а представлена схема двухколодочного тормоза с колодками, шарнирно установленными на одном общем или двух жестких пальцах.

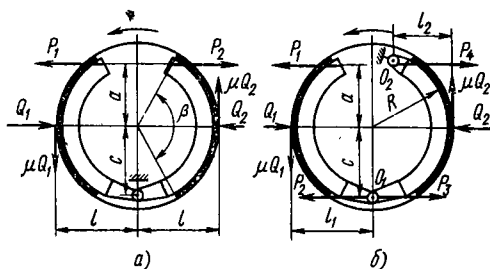


Рис. 66. Схема двухколодочного тормоза:

а — простого; б — с серводействием

При работе в зависимости от направления вращения одна из колодок дополнительно прижимается к барабану силами трения, а другая отталкивается (аналогично тому, как это происходит в двойном ленточном тормозе). Силовое воздействие колодок одной на другую отсутствует.

Элементарная сила давления колодок на тормозной барабан

$$dy = qbR d\beta,$$

где q — давление на колодку; b — ширина тормозной колодки; R — радиус тормозного барабана; β — центральный угол элементарной площадки.

Момент трения тормоза

$$M_{\tau} = \mu b R^2 \int_0^{\beta} q d\beta,$$

где μ — коэффициент трения тормозной колодки о барабан.

Чтобы найти интеграл, необходимо знать закон распределения давления по длине колодок в зависимости от угла обхвата $q = f(\beta)$, который определяется конструкцией тормоза.

При предварительных расчетах принимают, что давление q по длине колодки распределено равномерно, а его равнодействующая приложена в середине накладки.

Равнодействующие Q_1 и Q_2 нормального давления (для случая, представленного на рис. 66, а) определяют из условия равновесия колодок:

$$Q_1 = P_1 \frac{a+c}{c-\mu l}; \quad Q_2 = P_2 \frac{a+c}{c+\mu l}. \quad (61)$$

Момент трения тормоза равен сумме моментов трения колодок:

$$M_{\tau} = \mu R (Q_1 + Q_2) = \mu R (a+c) \left(\frac{P_1}{c-\mu l} + \frac{P_2}{c+\mu l} \right).$$

Среднее давление на колодки

$$q'_{\text{ср}} = Q_1 / (R\beta_1 b); \quad q''_{\text{ср}} = Q_2 / (R\beta_2 b),$$

где β_1 и β_2 — углы обхвата колодок.

Из уравнений (61) следует, что при одинаковых силах P_1 и P_2 разведения колодок силы Q_1 и Q_2 прижатия получаются различными. Для равенства этих сил, а следовательно, и давлений (при одинаковых размерах колодок) необходимо, чтобы силы P_1 и P_2 были разными, что может обеспечиваться конструкцией разжимного устройства (например, с помощью кулачков, имеющих различные плечи).

Для обеспечения равенства давлений на поверхностях трения можно варьировать углом обхвата и шириной накладок тормозных колодок.

На рис. 66, б изображена схема тормоза с серводействием за счет сил трения. Тормозные колодки оказывают силовое воз-

действие одна на другую через шарнирную связь, благодаря чему на правую колодку действует не только сила P_1 , но и сила P_3 , равная силе P_2 . Из условия равновесия левой колодки относительно оси O_1 находим

$$Q_1 = P(a + c)/(c - \mu l_1).$$

Проектируя на ось абсцисс действующие силы, получаем

$$P_2 = Q_1 - P_1 = P_1 \left(\frac{a + c}{c - \mu l_1} - 1 \right).$$

Из условия равновесия правой колодки относительно оси O_2 находим

$$Q_2 = P_3 \frac{a + c}{a - \mu l_2}$$

или

$$Q_2 = P_1 \left(\frac{a + c}{c - \mu l_1} - 1 \right) \frac{a + c}{a - \mu l_2}.$$

Таким образом, момент тормоза

$$M_T = (Q_1 + Q_2) \mu R = P_1 \mu R \times \\ \times \left[\frac{a + c}{c - \mu l_1} + \left(\frac{a + c}{c - \mu l_1} - 1 \right) \frac{a + c}{a - \mu l_2} \right],$$

где R — радиус тормозного барабана.

Дисковые тормоза. Дисковые тормоза применяют на колесных и гусеничных тракторах. На рис. 67 показан дисковый тормоз колесного трактора. При воздействии на тормозную педаль 1 при помощи системы рычагов 2, 3, 4 нажимные диски 7 и 11 поворачиваются в противоположные стороны на некоторый угол. Под действием сил трения они увлекаются в направлении вращения вала 9 трансмиссии трактора. В зависимости от направления вращения выступ 6 на одном из нажимных дисков упирается в кронштейн 5 корпуса тормоза. Другой диск при этом может поворачиваться на некоторый угол относительно неподвижного диска. Благодаря нажимному устройству, состоящему из шариков 10, заложенных в лунки 8 (с наклонными поверхностями) на торцах нажимных дисков, последние раздвигаются в осевом направлении и прижимают ведомые диски 12 и 13 к поверхностям 14 и 15 неподвижного корпуса тормоза.

На рис. 68 показаны силы, действующие на элементы дискового тормоза: P — сила, необходимая для включения тормоза (условно повернута на 90°); Q_1 и Q_2 — реакции со стороны корпуса тормоза на диски; μQ_1 и μQ_2 — силы трения на тормозных дисках (здесь μ — коэффициент трения дисков); H — реакция со стороны выступа корпуса на нажимной диск (условно повернута на 90°); $\mu_1 H$ — сила трения между нажимным диском и выступом корпуса (здесь μ_1 — коэффициент трения); N — нормальная реакция шариков нажимного устройства на стенки канавок (условно повернута на 90°).

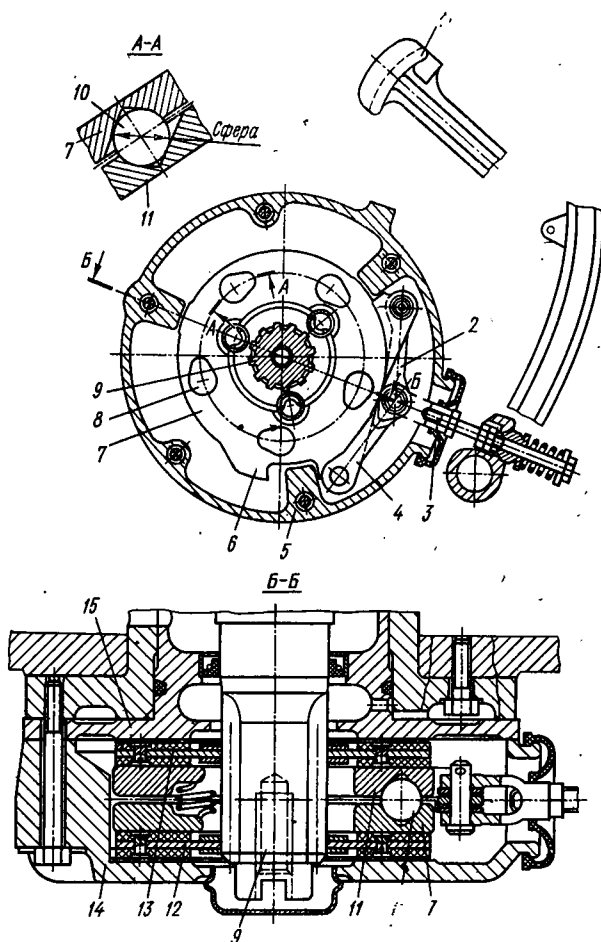


Рис. 67. Дисковый тормоз

Через выступ на корпус передается половина суммарного момента трения тормоза, поэтому

$$H = M_T / (2r),$$

где r — расстояние от оси тормоза до выступа корпуса.

Из условия равновесия сил правого нажимного диска следует

$$Q_1 - N \cos \alpha = 0; \quad (62)$$

$$P - N \sin \alpha + \mu Q_1 = 0, \quad (63)$$

откуда сила, необходимая для проворачивания дисков,

$$P = Q_1 (\operatorname{tg} \alpha - \mu).$$

Рис. 68. Силы, действующие на дисковый тормоз

Из условия равновесия левого нажимного диска имеем

$$Q_2 - N \cos \alpha + \mu_1 M_T / (2r) = 0; \quad (64)$$

$$P - N \sin \alpha + M_T / (2r) - \mu Q_2 = 0.$$

У данного тормоза четыре пары поверхностей трения, поэтому суммарный момент

$$M_T = 2\mu Q_1 R_T + 2\mu Q_2 R_T, \quad (65)$$

где R — радиус трения тормозных дисков.

Подставляя из уравнения (62) вместо $N \cos \alpha$ его значение в уравнение (64), получаем

$$Q_1 - Q_2 = \mu_1 M_T / (2r). \quad (66)$$

Решая совместно уравнения (65) и (66), находим

$$Q_2 = \frac{M_T}{4\mu R_T} \left(1 + \mu\mu_1 \frac{R_T}{r} \right);$$

$$Q_1 = \frac{M_T}{4\mu R_T} \left(1 - \mu\mu_1 \frac{R_T}{r} \right).$$

Подставляя значение силы Q_1 в уравнение (63), определяем силу, необходимую для замыкания тормоза:

$$P = \frac{M_T}{4\mu R_T} \left(1 + \mu\mu_1 \frac{R_T}{r} \right) (\operatorname{tg} \alpha - \mu).$$

Тормоз имеет свойство самоторможения при условии $\operatorname{tg} \alpha / \mu \leq 1$.

Самоторможения не будет, если $\operatorname{tg} \alpha > \mu$. В существующих конструкциях $\alpha = 30 \div 40^\circ$.

Вследствие неравенства Q_1 и Q_2 давление на поверхностях трения также будет различным:

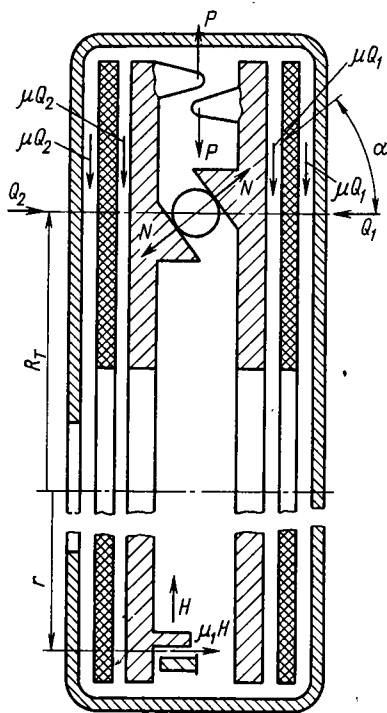
$$q_1 = \frac{Q_1}{2\pi R_T b}; \quad q_2 = \frac{Q_2}{2\pi R_T b},$$

где b — ширина тормозного диска.

Возникновение даже небольшой осевой силы, равной разности $Q_1 - Q_2$, является недостатком тормоза, так как при этом необходимо применять упоры.

Тормозной эффект дискового тормоза не зависит от направления вращения, вал разгружен от радиальных нагрузок, и износ фрикционных накладок равномерный по ширине.

Расчет тормозов. Момент трения тормоза определяется назначением и условиями работы.



Для удержания машины на склонах необходимо на колесах трактора создать тормозной момент

$$M_{T\Sigma} = G_T r_k (\sin \alpha_{\max} - f \cos \alpha_{\max}) \leq M_{T\Phi},$$

где G_T — вес трактора (агрегата); r_k — радиус качения колеса; $\alpha_{\max}$ — максимальный угол наклона пути, на котором должен стоять заторможенный трактор.

В зависимости от числа и места установки тормозов каждый из них должен развивать момент трения

$$M_T = M_{T\Sigma} / (n u_T) \leq M_{T\Phi} / (n u_T),$$

где n — число одновременно работающих тормозов; u_T — передаточное число передач, расположенных между колесом и тормозом; $M_{T\Phi}$ — момент по сцеплению ходовой системы с почвой.

Для снижения скорости движения и остановки трактора тормозной момент на колесах должен удовлетворять условию сцепления ходовой системы трактора с почвой. Для гусеничного трактора момент трения каждого из одновременно работающих тормозов по условиям сцепления с почвой на горизонтальном участке

$$M_T = \Phi G_T r_k \frac{1}{n u_T},$$

где Φ — коэффициент сцепления гусениц с почвой (обычно $\Phi = 1$).

Для колесного трактора наибольший по условию сцепления с почвой момент трения каждого из одновременно работающих тормозов передней оси

$$M'_T = \frac{\Phi r_{k1} G_T}{n u'_T L} (a + \Phi h),$$

где r_{k1} — радиус передних колес; a и h — горизонтальная и вертикальная координаты центра масс трактора; u'_T — передаточное число между передними колесами и тормозами; L — база трактора.

Наибольший по условию сцепления с почвой тормозной момент на каждом из одновременно работающих тормозов задней оси

$$M''_T = \frac{\Phi r_{k2} G_T}{n u''_T L} (L - a - \Phi h),$$

где r_{k2} — радиус задних колес; u''_T — передаточное число между задними колесами и тормозами.

Для обеспечения крутого поворота пропашного колесного трактора полной блокировкой одного из ведущих колес момент трения соответствующего тормоза определяют из условия

$$M_T = \frac{M_{\text{рез}}}{0,5B} \frac{r_k}{u_T} \leq 0,5 \Phi b \frac{r_k}{u_T},$$

где $M_{\text{рез}}$ — результирующий момент сопротивления повороту; B — колея трактора.

Тормозной момент, необходимый для получения отрицательной касательной силы тяги на отстающей гусенице при повороте трактора, определяется конструкцией механизма поворота.

Полный путь торможения

$$s_{\Sigma} = v^2/(2j_T) + vt_T,$$

где t_T — время срабатывания тормозов (при механическом приводе 0,1 с, гидравлическом 0,3 с, пневматическом 0,6 с); j_T — замедление, м/с^2 ; v — скорость трактора в начале торможения.

Замедление трактора при торможении

$$j_T = (M'_T + M''_T)/(\delta m_T r_K),$$

где M'_T и M''_T — моменты трения тормозов соответственно передней и задней оси; δ — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс ($\delta = 0,9 \div 0,95$); m_T — масса трактора.

Ширина тормозной ленты ленточных тормозов не должна превышать 100 мм. Если по расчету ширина ленты получается больше, то для лучшего прилегания к тормозному барабану применяют две параллельные ленты.

Максимальное давление на поверхностях трения не должно превышать следующих величин (МН/м^2): накладки на асбестовой основе по стали или чугуну 0,4—0,8, металлокерамика по стали 1—1,2, для тормозов, работающих в масле, 2—2,5.

Тормозные накладки имеют толщину 4—8 мм при толщине стальной ленты 1,5—2,5 мм.

Ленту следует проверять на разрыв по наименьшему сечению при допуске напряжении $[\sigma_p] = 40 \div 90 \text{ МН/м}^2$. Тормозные ленты обычно делают из стали 40.

Во избежание износа поверхностей трения в выключенном положении между лентой и барабаном предусматривают зазор: для лент без накладок 1—1,5 мм, для лент с фрикционными накладками 2—2,5 мм. Для обеспечения зазора устанавливают оттяжные пружины. Угол обхвата тормозной ленты выбирают в зависимости от конструктивного исполнения.

Колодочные тормоза. Размеры тормозного барабана находят из условия износостойкости

$$q = M_T/(2\mu R^2 b \beta),$$

где q — давление на тормозной барабан; μ — коэффициент трения тормозного элемента; R — радиус тормозного барабана; b — ширина тормозной накладки; β — угол обхвата одной тормозной колодки ($\beta = 90 \div 120^\circ$).

Допускаемое давление выбирают так же, как для ленточного тормоза. Зазор между колодкой и тормозным барабаном при выключенном тормозе должен быть 0,8—1,5 мм. Оттяжные пружины подбирают по усилию 200—300 Н.

Тормозной барабан имеет толщину 6—10 мм. Для увеличения жесткости и улучшения теплоотвода на наружных поверхностях

барабана выполняют ребра. Тормозные барабаны отливают из чугуна или стали. При конструировании (как и в ленточных тормозах) необходимо предусмотреть возможность регулировки тормоза. Ход соответствующего элемента при регулировке определяется допускаемым износом фрикционных накладок.

Дисковые тормоза. Их рассчитывают, как и фрикционные муфты сцепления.

Износостойкость тормозов определяется температурой нагрева и удельной мощностью трения N_y

$$N_y = \mu qv,$$

где μ — коэффициент трения; q — давление на фрикционных поверхностях тормоза; v — средняя окружная скорость тормозного барабана.

Для тормозов с накладками на асбестовой основе при сухом трении $N_y = 1,5 \text{ МН}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, при накладках из СФМ $N_y = 3 \text{ МН}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, при работе в масле $N_y = 6 \div 7 \text{ МН}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. При редком использовании тормозов удельная мощность трения может быть больше в 1,5—2 раза.

Повышение температуры деталей тормоза за одно включение

$$\Delta t = m_t v^2 / (2m_6 C),$$

где m_t — масса трактора; m_6 — масса тормозного барабана; C — теплоемкость материала тормозного барабана (для стали или чугуна $C = 500 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$).

§ 25. ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Дифференциалы используют в задних и передних мостах колесных тракторов. Они обеспечивают качение ведущих колес без проскальзывания на поворотах и при движении по неровностям.

Кроме общих, предъявляемых ко всем механизмам требований, дифференциалы должны препятствовать буксованию одного из колес, попавшего на почву со слабыми сцепными свойствами.

По конструкции дифференциалы разделяют на простые (одинарные), двойные, а также конические, цилиндрические червячные.

Наиболее распространены на тракторах простые конические симметричные (с одинаковыми размерами полуосевых шестерен) дифференциалы, которые, вследствие малых внутренних потерь на трение, распределяют подводимый крутящий момент M по полуосям практически поровну.

Пренебрегая КПД, можно записать

$$M = M' + M''; M' = M'' = 0,5M, \quad (67)$$

где M' и M'' — крутящие моменты на левой и правой полуосях.

Если при работе одно из ведущих колес трактора попадает на почву с небольшим коэффициентом сцепления ϕ' , то касатель-

ная сила тяги P'_ϕ , а следовательно, и крутящий момент, которые могут быть реализованы этим колесом, ограничены:

$$M' = P'_\phi r_k = \varphi' G_k r_k,$$

где G_k — нормальная нагрузка на колесо, принимаемая равной грузоподъемной силе баллона; r_k — радиус качения колеса.

В соответствии с выражением (67) момент на втором колесе, независимо от его коэффициента сцепления с почвой, определяется крутящим моментом на буксующем колесе:

$$M' = M'' = \varphi' G_k r_k.$$

Суммарный крутящий момент на обоих ведущих колесах в этих условиях ($M = 2M'$) может оказаться недостаточным для движения и трактор остановится.

Для повышения тяговых показателей колесных тракторов применяют дифференциалы повышенного трения, существенно влияющие на распределение крутящего момента по полуосям.

На рис. 69, а изображена схема конического дифференциала повышенного трения. Концы полуосей связаны пакетом сжатых дисков. При разных угловых скоростях полуосей диски, поворачиваясь, создают момент трения M_τ . Когда одно из колес начинает пробуксовывать и проворачиваться относительно второй полуоси, момент трения препятствует проворачиванию и помогает вращению отстающей полуоси:

$$M' = 0,5M - M_\tau; \quad M'' = 0,5M + M_\tau.$$

В результате при повышении трения в дифференциале увеличивается также момент M'' , который может быть реализован на небуксующем колесе.

На рис. 69, б показан дифференциал повышенного трения. Внутри разъемного корпуса 1 установлены наборы фрикционных дисков 4. Крестовина 2 сделана в виде двух самостоятельных осей сателлитов 3, которые могут перемещаться одна относительно другой. Корпус 1 дифференциала ведет оси сателлитов через скосы, сделанные под углом β в их верхней части. Торцы полуосевых шестерен 6 упираются в нажимные диски 5. Между последними и корпусом дифференциала установлены фрикционные диски 4.

При равенстве крутящих моментов на полуосях система вращается как единое целое. Если $M' \neq M''$, то полуоси поворачиваются одна относительно другой, наличие скосов на осях 3 вызывает осевые силы, сжимающие диски 4. Поэтому возникающий момент трения M_τ пропорционален передаваемому крутящему моменту.

Кулачковые дифференциалы (рис. 69, в) также относятся к дифференциалам повышенного трения. На концах полуосей 7 и 12 вместо шестерен установлены шайбы 8 и 11 с профильными

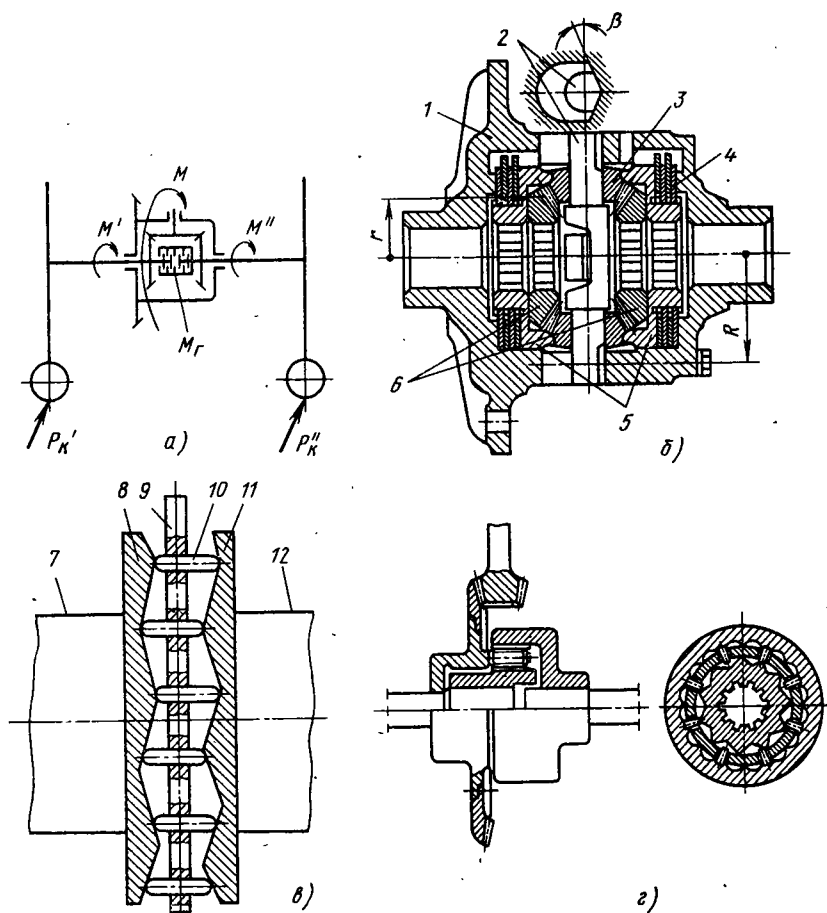


Рис. 69. Схема дифференциала повышенного трения:

а — с тормозом между полуосями; б — фрикционного; в — кулачкового; г — фрикционного с автоматическим включением

кулачками на торцах. Между кулачками расположены сухари 10, смонтированные в сепараторе 9. К последнему подводится крутящий момент. При относительном поворачивании полуосей сухари, перемещаясь по наклонным плоскостям, нажимают на кулачки другой полуоси, ускоряя ее вращение. Число выступов на торцевых поверхностях шайб должно быть различным.

Кулачки дифференциала могут располагаться в осевом (рис. 69, в) или радиальном (рис. 69, г) направлении.

Червячные дифференциалы, которые также относятся к механизмам повышенного трения, на тракторах распространения не получили.

Потери на трение в дифференциале оценивают коэффициентом блокировки, представляющим отношение момента трения в дифференциале к подводимому крутящему моменту:

$$K_6 = M_T / M.$$

Для применяемых дифференциалов $K_6 = 0,25 \div 0,4$.

Дифференциалы повышенного трения только частично улучшают динамику трактора, не решая проблемы в целом; кроме того, при их установке снижается общий КПД трансмиссии, что является существенным недостатком.

На рис. 70 изображены схемы блокирующихся дифференциалов, позволяющих в необходимых случаях передавать весь крутящий момент на небуксующее колесо трактора.

На рис. 70, а показана конструкция самоблокирующегося дифференциала с муфтами свободного хода. На концах полуосей 1 и 5 установлены звездочки 2 и 4, в тангенциальные вырезы которых заложены ролики 6. Снаружи ролики захватываются корпусом 3. Сепараторы каждого из рядов роликов могут поворачиваться один относительно другого на ограниченный угол, необходимый для расклинивания одного из рядов роликов.

Наклоненные плоскости вырезов звездочек 2 и 4 направлены в противоположные стороны, что обеспечивает работу механизма при переднем и заднем ходе трактора.

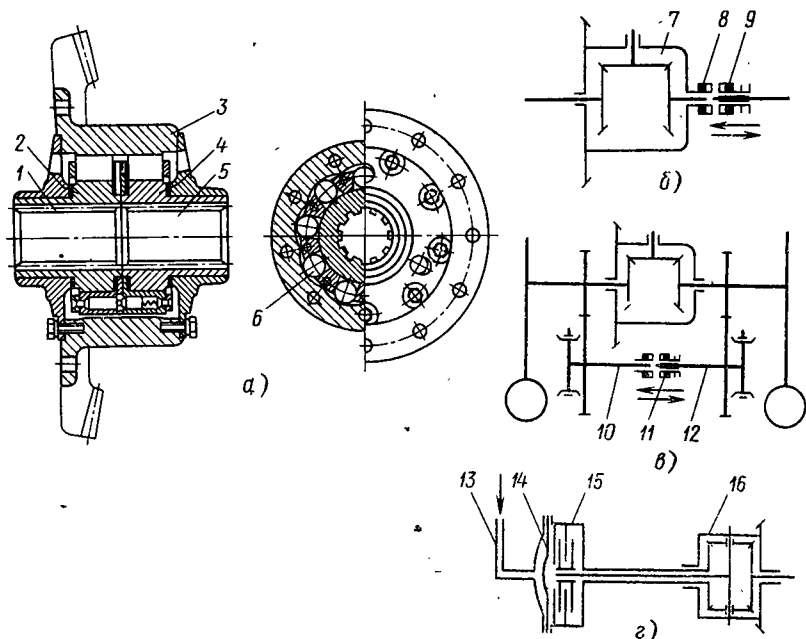


Рис. 70. Схемы дифференциалов:

а — самоблокирующихся; б, в, г — с принудительной блокировкой

Независимо от направления движения буксующее колесо отключается, а отстающее блокируется и весь крутящий момент передается на него. Система работает автоматически, однако ролики быстро изнашиваются, и поэтому такие конструкции на тракторах широкого распространения не получили.

Кроме самоблокирующихся дифференциалов используют простые дифференциалы, снабженные устройствами для принудительного блокирования. Эти устройства, устанавливаемые почти на всех современных тракторах, конструктивно просты, но имеют недостатки: в большинстве случаев включение сопровождается ударом, устройства не являются автоматическими и требуют дополнительного рычага управления.

При необходимости блокировать дифференциал полуоси соединяют в единую кинематическую систему.

Наибольшее распространение получили следующие способы блокировки: 1) кулачковой муфтой, смонтированной на шлицах одной из полуосей дифференциала; при включении муфты ее зубья 9 (рис. 70, б) входят в зубья 8 на корпусе дифференциала 7; 2) кулачковой муфтой 11 (рис. 70, в), установленной на дополнительных валах 10 и 12 привода колес, тормозных валах и т. д., которые кинематически связаны с полуосями дифференциала.

На рис. 70, г показана схема дифференциала 16, принудительная блокировка которого производится при помощи блокировочной муфты 15 с гидравлическим сжатием трущихся поверхностей. Маслопроводом 13 муфта соединена с распределителем, установленном на рулевом механизме. При прямолинейном движении трактора масло от распределителя поступает к диафрагме 14, которая сжимает пакет дисков и дифференциал блокируется.

При повороте рулевого колеса на заданный угол распределитель отключает подачу масла к блокировочной муфте и она выключается.

При необходимости блокировочное устройство можно отключить специальным краном.

Детали дифференциала монтируют в корпусе, к которому прикрепляют ведомую шестерню центральной передачи. При двух сателлитах часто для увеличения жесткости используют неразъемный корпус, в котором для удобства монтажных работ имеются окна. В этом случае ось сателлитов вставляют с наружной стороны и закрепляют стопорным болтом. Для фиксации сателлитов на оси применяют распорные втулки. При числе сателлитов больше двух корпус дифференциала делают разъемным и соединяют половины заклепками или болтами. Поверхности сателлитов, соприкасающиеся с корпусом, выполняют плоскими или сферическими. В последнем случае сателлиты самоцентрируются при монтаже. Сателлиты со сферической опорной поверхностью требуют высокой точности изготовления, иначе возникают повышенные силы трения, что приводит к быстрому изнашиванию

деталей. Для уменьшения трения под торцы сателлитов и полуосевых шестерен устанавливают бронзовые шайбы. С этой же целью в отверстия сателлитов запрессовывают бронзовые втулки. Установка сателлитов на подшипниках качения на тракторах не практикуется. Для подачи смазки к трущимся поверхностям на осях сателлитов имеются канавки.

В дифференциалах рассчитывают сателлиты, полуосевые шестерни и оси сателлитов.

Методика определения момента и расчет шестерен приведены в § 13. По изложенным выше рекомендациям определяют момент M , подводимый к ведомой шестерне центральной передачи и корпусу дифференциала.

Зубья сателлитов и полуосевые шестерни рекомендуется рассчитывать для случая, когда касательная сила тяги реализуется одним колесом, дифференциал заблокирован и весь момент M передается на одно небуксующее колесо (без учета КПД конечной передачи).

Для обеспечения сборки число зубьев полуосевой шестерни должно быть кратным числу сателлитов. Допускаемое напряжение изгиба в зубьях шестерен $[\sigma_n] = 300 \div 400$ МПа. Напряжение смятия на оси сателлита и на опорных поверхностях торцов полуосевых шестерен и сателлитов не должно превышать 70 МПа. Оси сателлитов изготавливают из цементуемых сталей 20Х, 18ХГТ и 12ХН3А, твердость после термической обработки HRC 56—63. Оси сателлитов проверяют на срез при допускаемом напряжении $[\sigma_{ср}] = 80 \div 90$ МПа.

§ 26. КОНЕЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Конечные передачи располагаются за дифференциалами у колесных тракторов и за механизмами поворота у гусеничных. Они служат для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и дорожного просвета трактора. По конструкции конечные передачи разделяют на шестеренчатые с неподвижными в пространстве валами (одинарные и двойные), шестеренчатые планетарные (с внешним и внутренним зацеплением шестерен) и цепные.

У большинства тракторов конечные передачи размещают около ведущих колес (см. рис. 62, 64, 71). Такая компоновка объясняется стремлением уменьшить длину тяжело нагруженных валов и необходимостью максимально увеличить свободное пространство под трактором. У некоторых колесных тракторов общего назначения конечные передачи размещают около дифференциала (рис. 72). В этом случае задний мост получается компактным и жестким, но значительно уменьшается дорожный просвет.

Наиболее распространенными являются одинарные конечные передачи с внешним зацеплением шестерен и передаточным числом $u = 4 \div 7$.

Если надо иметь большое передаточное число или большой дорожный просвет, которые нельзя получить при одной паре шестерен, то применяют двухступенчатые и даже многоступенчатые передачи.

Использование внутреннего зацепления для конечных передач позволяет получить большое передаточное число при небольшом межосевом расстоянии, но при этом трудно центрировать валы, обеспечить необходимую жесткость и надежно уплотнить картеры. Планетарные передачи применяют на мощных тракторах для уменьшения габаритных размеров заднего моста (см. рис. 64).

Цепные передачи в настоящее время из-за низкой долговечности и необходимости регулировок применяют редко. Максимальная жесткость конструкции достигается при моноблочной отливке картеров конечной передачи и заднего моста, но этот способ можно использовать только для тракторов небольшой мощности. Для тракторов большой мощности, у которых размеры механизмов велики, картеры отливают отдельно. Усложняется моноблочная отливка картеров и у колесных тракторов в тех случаях, когда конечная передача вынесена к ведущим колесам. Для увеличения жесткости конструкции заднего моста у гусеничных тракторов средней и большой мощности широко используют установку дополнительных связей в виде балок, кронштейнов и раскосов между конечной передачей и картерами конечных передач. Иногда конструкцию усиливают ребрами жесткости.

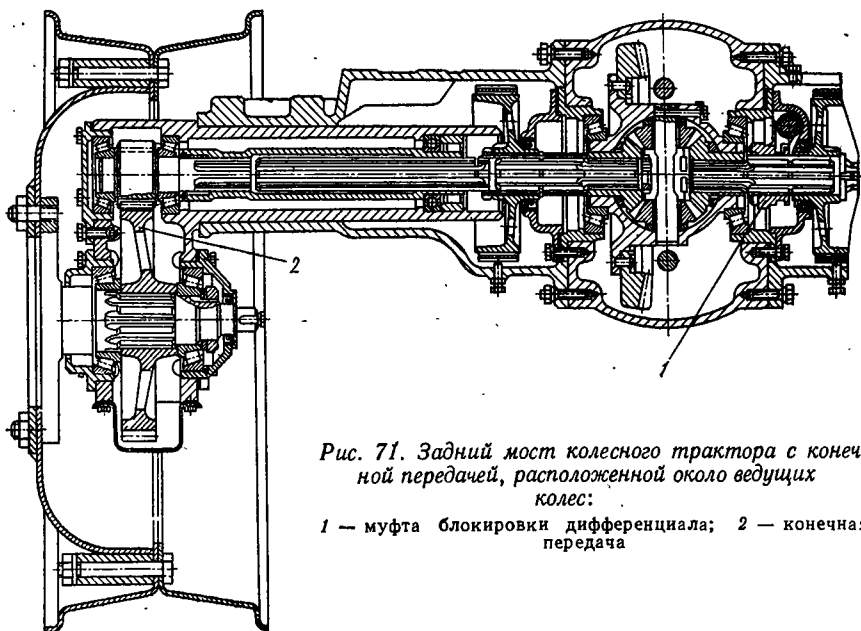


Рис. 71. Задний мост колесного трактора с конечной передачей, расположенной около ведущих колес:

1 — муфта блокировки дифференциала; 2 — конечная передача

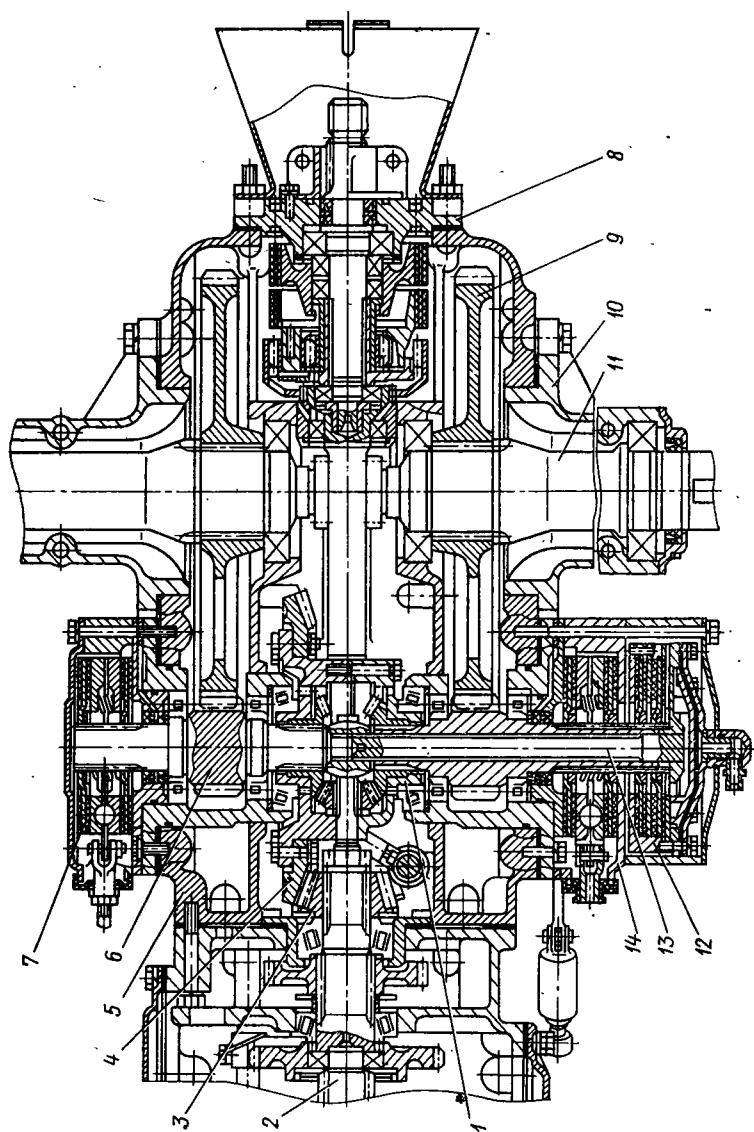


Рис. 72. Задний мост колесного трактора с конической передачей, расположенной около дифференциала:
 1 — корпус дифференциала; 2 — вторичный вал коробки передач; 3 — ведущая шестерня центральной передачи; 4 — ведомая шестерня центральной передачи; 5 — корпус заднего моста; 6 — ведущая шестерня конечной передачи; 7 — ведущая шестерня конечной передачи; 8 — редуктор ВОМ; 9 — ведомая шестерня конечной передачи; 10 — корпус дифференциала; 11 — полусось; 12 — корпус блокировочной муфты дифференциала; 13 — блокировочный вал; 14 — дисковый тормоз

Срок службы конечных передач в значительной степени зависит от их герметизации. Опыт эксплуатации показывает, что при улучшении уплотнений срок службы передачи повышается в 2—3 раза. В настоящее время для этого широко используют самоподжимные радиальные, торцовые и лабиринтные уплотнения.

Смазка деталей конечных передач, размещенных около ведущих колес, осуществляется разбрызгиванием масла. Уровень масляной ванны в картере должен обеспечивать погружение ведомой шестерни в масло. В конечных передачах, смонтированных около центральных передач, используют общие масляные ванны.

В конечных передачах рассчитывают оси, шестерни и подшипники. Методика расчета связана с конструкцией и компоновкой этих элементов в агрегате.

При работе в элементах конечной передачи возникают напряжения от сил и моментов, действующих со стороны трансмиссии и ходовой системы трактора. На ведущие колеса действуют силы в вертикальной, продольной и поперечной плоскостях.

Вертикальную реакцию почвы G_B для колесного трактора (рис. 73, а) принимают равной грузоподъемной силе баллона. На ведущие колеса гусеничных тракторов, которые мало приподняты над поверхностью почвы, действует сила, обусловленная массой машины, кроме того, при преодолении препятствий и наездах на неровности возникают также вертикальные реакции, которые принимают равными 0,2 веса трактора.

В плоскости колеса действует касательная сила тяги P_K .

Горизонтальная поперечная реакция почвы F возникает при поворотах, движении на поперечных склонах и наезде на препятствия. В зависимости от условий движения она может быть направлена в ту или иную сторону:

$$F = \pm \mu G_B,$$

где μ — коэффициент сопротивления боковому сдвигу; для колесного трактора $\mu \approx 0,7$, для гусеничного $\mu = 0,9$.

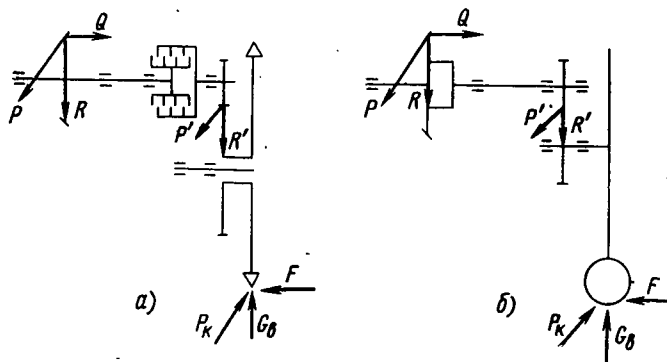


Рис. 73. Схема для расчета конечной передачи трактора:
а — гусеничного; б — колесного

Рис. 74. Кинематические схемы конечных передач тракторов

В полюсах зацепления шестерен конечной и центральной передач действуют радиальные R и R' , окружные P и P' и осевые Q и Q' силы.

Одним из наиболее нагруженных элементов конечной передачи является ось колеса.

На схеме, показанной на рис. 74, а, ось 1 колеса смонтирована на двух подшипниках, находящихся по обе стороны ведомой шестерни 2 конечной передачи, ведущее колесо 3 расположено консольно. В этом случае ось воспринимает силы и моменты, возникающие при взаимодействии колеса с дорогой, а также усилия в зацеплении конечной передачи.

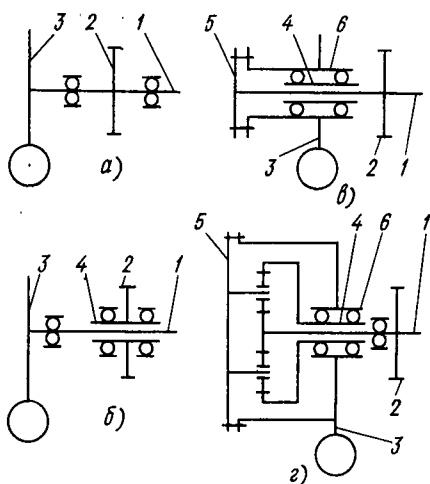
В конструкции, представленной на рис. 74, б, ступица 4 ведомой шестерни 2 конечной передачи установлена на подшипниках в кожухе оси 1. При помощи шлицевого соединения ось 1 связана со ступицей 4. Ось разгружена от усилий, возникающих в зацеплении конечной передачи, и воспринимает только усилия и моменты, действующие со стороны ведущего колеса 3.

В схемах, изображенных на рис. 74, в, г, ступицы 6 ведущих колес 3 свободно вращаются на подшипниках, смонтированных на кожухе оси 1. Крутящий момент с оси 1 на ступицу 6 колеса передается через фланцы 5 на концах осей. В этих случаях оси работают только на кручение, все нагрузки, возникающие со стороны ведущих колес, воспринимаются подшипниками на корпусе оси. В действительности в подобных конструкциях, вследствие упругих деформаций и неточности изготовления, возникают напряжения изгиба, составляющие приблизительно 15—20% напряжений кручения.

§ 27. ПРИВОДЫ УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЗМАМИ ТРАНСМИССИИ

Приводы управления служат для приведения в действие механизмов трактора. Помимо общих, предъявляемых ко всем механизмам требования, они должны обеспечивать полную имитацию действий тракториста и находиться в постоянной готовности к работе.

Различают приводы непосредственного действия (вся работа по управлению механизмом осуществляется за счет мускульной



энергии человека) и приводы с усилителями (частично или полностью используются другие источники энергии).

При проектировании приводов учитывают физические возможности человека и частоту операций по управлению.

В соответствии с нормами усилия на штурвалах, рычагах и педалях управления механизмами двигателя не должны превышать 30 Н. Усилия на часто используемых рычагах управления механизмами трансмиссии не должны быть более 60 Н. При ножном управлении усилие на педалях допускается не более 120 Н. На редко используемых рычагах и педалях (не более пяти раз в смену) усилие может составлять до 200 Н. Усилие на рычагах и педалях при экстренном торможении не должно быть более 400 Н.

Полный ход педалей не должен превышать 150 мм, а рычагов — 350 мм.

Если необходимые для управления параметры превышают указанные нормы, то необходимо использовать усилители.

Приводы непосредственного действия. В зависимости от способа передачи энергии эти приводы бывают механическими (энергия передается системой тяг, рычагов, кулачков) и гидравлическими (энергия передается жидкостью через систему цилиндров, поршней и трубопроводов).

Механические приводы характеризуются простотой конструкции и технологии изготовления, малой стоимостью и безотказностью в работе. Для приведения в действие привода не требуется никаких дополнительных операций, поэтому механические приводы получили широкое распространение на тракторах. Детали приводов рассчитывают по усилиям, приложенным к органам управления.

В гидравлических приводах педаль управления воздействует на шток, перемещающий поршень внутри гидроцилиндра. Жидкость, вытесняемая из силового гидроцилиндра, по трубопроводу поступает в рабочий цилиндр и перемещает его поршень.

Давление в системе, созданное поршнем цилиндра,

$$p = 4P_n u_n / (\pi D^2),$$

где P_n — усилие на педали или рычаге управления; u_n — передаточное число педали или рычага управления; D — диаметр поршня.

Гидропривод непосредственного действия прост по конструкции, имеет высокий КПД, обеспечивает равномерное распределение сил по механизму, постоянно готов к действию и удобно komponируется при значительном удалении поста управления от механизма.

Недостатками гидропривода по сравнению с механическим являются более сложная конструкция и возможность появления отказов при низкой температуре или повреждении трубопроводов.

Размеры гидроцилиндров рассчитывают, исходя из необходимой для управления механизмом силы и хода рычага.

Объем жидкости, вытесняемой из силового цилиндра при рабочем ходе и одновременной работе нескольких рабочих цилиндров,

$$V = \frac{\pi D^2 s_c}{4} = \frac{\pi}{4} (d_1^2 s_1 + d_2^2 s_2 + \dots) \eta_0,$$

где D и s_c — диаметр и ход поршня силового цилиндра; $d_1, d_2, \dots$ — диаметры и ход поршней соответствующих рабочих цилиндров; η_0 — коэффициент, учитывающий увеличение объема системы.

Задаваясь ходом педали s_n (или рычага) и зная передаточное число u_n , находят ход поршня в силовом цилиндре

$$s_c = s_n / u_n,$$

обычно $s_c \approx (0,8 \div 1,2) D$.

Приводы с усилителями. Приводы с усилителями разделяют по виду используемой энергии (энергии пружин, двигателя, кинетической энергии трактора) и по конструкции (механические, гидравлические, пневматические, электрические и т. п.).

Приводы с усилителями, использующими энергию пружин, имеют ограниченное применение при управлении механизмами, включающими сжатые или растянутые пружины (муфты сцепления, поворота, некоторые конструкции тормозов).

На рис. 75, а представлена кинематическая схема такого усилителя. К тяге 1, соединяющей рычаг или педаль управления с муфтой сцепления (или поворота), присоединен усилитель, состоящий из Г-образного рычага 3 и предварительно растянутой (или сжатой) пружины 2. Упор 4 ограничивает поворот рычага.

При выключении муфты сцепления тяга 1 перемещается влево, рычаг 3, поворачиваясь по часовой стрелке, дополнительно растягивает пружину 2. Когда оси рычага и пружины совпадут, пружина будет максимально растянута. До этого момента тракторист, выключая муфту сцепления, должен преодолевать сопро-

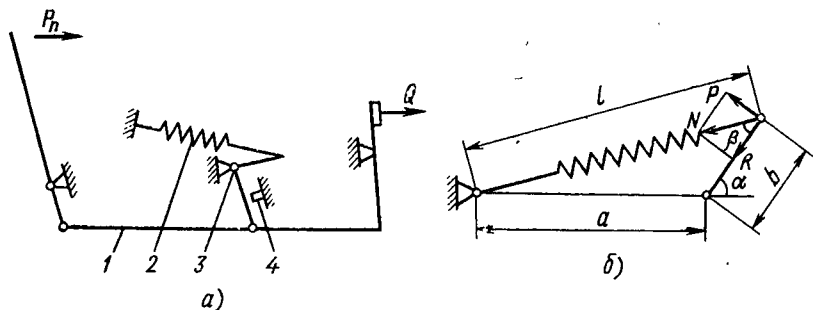


Рис. 75. Схема усилителя с использованием энергии пружин:

а — кинематическая; б — расчетная

тивление пружин муфты сцепления и силу, необходимую для дополнительного растяжения пружины 2. Как только рычаг пройдет указанное положение, пружина 2 усилителя, сокращаясь, будет помогать выключению муфты.

При включении муфты сцепления ее пружины возвращают механизм в исходное положение.

Рассмотрим работу механизма (рис. 75, б). Короткое плечо Г-образного рычага в промежуточном положении повернуто на угол α . На конец рычага действует сила пружин N , ее составляющая R стремится повернуть рычаг против часовой стрелки, а составляющая P действует вдоль рычага.

Сила натяжения пружины

$$N = c(l - l_0),$$

где c — жесткость пружины; l — длина пружины при повороте рычага на угол α ; l_0 — длина пружины в свободном состоянии.

Сила, стремящаяся повернуть рычаг,

$$P = N \sin \beta = aN \sin \alpha / l, \quad (68)$$

где $\sin \beta = a \sin \alpha / l$.

Подставив в формулу (68) значение N , получим

$$P = ac(1 - l_0/l) \sin \alpha.$$

Длина пружины

$$l = \sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \alpha}.$$

Тогда

$$P = ac \sin \alpha \left(1 - \frac{l_0}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \alpha}} \right).$$

Работа, затрачиваемая для поворота рычага на угол α ,

$$A = (N_{\max} + N) \Delta l / 2, \quad (69)$$

где $N_{\max}$ — сила натяжения пружины при $\alpha = 0$; N — сила натяжения пружины при повороте рычага на угол α ; Δl — удлинение пружины при повороте рычага на угол α ; $\Delta l = l_{\max} - l$ (здесь $l_{\max}$ — максимальная длина пружины при $\alpha = 0$).

Подставив в уравнение (69) значения

$$N_{\max} = c(l_{\max} - l_0); N = c(l - l_0); \Delta l = l_{\max} - l,$$

получим

$$A = \frac{c(l_{\max} - l_0) + c(l - l_0)}{2} (l_{\max} - l) \quad (70)$$

или

$$A = cab(1 - \cos \alpha) + cl_0(\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \alpha} - l_{\max}).$$

Для выключения муфты сцепления необходимо затратить работу

$$A_m = (Q + Q') \Delta f / 2,$$

где Q и Q' — силы сжатия пружин муфты во включенном и выключенном ее положениях; Δf — ход нажимного диска муфты.

Желательно, чтобы вся работа при выключении муфты сцепления осуществлялась пружиной усилителя. В этом случае энергия, накопленная пружинами муфты сцепления при ее выключении, целиком могла бы быть затрачена на возвращение пружины усилителя в исходное положение при включении муфты. Практически это неосуществимо, так как между усилителем и пружинами муфты имеются детали привода, поглощающие часть энергии. Таким образом, на возвращение пружины усилителя в исходное положение (ее «зарядку») может быть использована только часть энергии A_3 , накопленной пружинами муфты сцепления:

$$A_3 = \eta_m \eta_n A_m, \quad (71)$$

где η_m — механический КПД привода ($\eta_m = 0,8 \div 0,95$); η_n — коэффициент использования энергии пружин ($\eta_n = 0,6$).

Подставив в формулу (71) значение A_m , получим

$$A_3 = (Q + Q') \Delta f \eta_m \eta_n / 2.$$

Жесткость пружины можно найти из выражения (70), если вместо A подставить A_3 :

$$c = \frac{A_3}{ab(1 - \cos \alpha_1) + l_0(\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos \alpha_1} - l_{\max})},$$

где α_1 — угол, соответствующий повороту рычага при полностью выключенной муфте сцепления.

Параметры a и b обычно выбирают в зависимости от конструктивного исполнения. Длину пружины l_0 принимают равной $0,5l_{\max}$.

Оценить долю работы ΔA по выключению муфты сцепления, выполненной пружинным усилителем, можно по формуле

$$\Delta A = A_3 / A_\phi \text{ или } \Delta A = \eta_m \eta_n.$$

При использовании пружинных усилителей уменьшается работа, необходимая для управления муфтой сцепления, приблизительно на 25—30%, причем эта величина может колебаться в значительных пределах в зависимости от состояния шарниров привода.

Пружинные усилители получили ограниченное распространение, что объясняется невозможностью автоматизации управления и тем, что они только частично облегчают труд тракториста.

Одним из требований, предъявляемых к приводам, является воспроизведение действий тракториста при управлении механизмом (следящее действие).

Широко применяется в усилителях механическое следящее устройство (рис. 76). Оно состоит из системы тяг, связывающих рычаг управления 1 золотникового распределителя 5, штока 7 и поршня рабочего цилиндра 6 с управляемым узлом. Золотниковый распределитель напорной линией 3 соединен с насосом

или компрессором, а каналом 4 — со спускной системой. Когда система не работает, рычаг управления находится в положении, изображенном на схеме сплошной линией. При этом и напорная линия 3 разобщена с трубопроводом, идущим к рабочему цилиндру 6.

Предположим, что это система управления тормозом и тракторист желает частично его затянуть, оставив в таком состоянии на длительный период. Для этого он перемещает рычаг управления и задерживает его в нужном положении (показано штриховой линией) на необходимое время. Вертикальный рычаг 2 не имеет жесткой опоры, в точках *B* и *A* он шарнирно связан со штоком золотника и тягой, идущей к тормозу. Если бы в точках *B* и *A* рычаг не испытывал никакого сопротивления, он перемещался бы параллельно самому себе. Но в данном случае он повернется вокруг точки *B* или *A*. Точка *B* не может служить опорой, так как шток золотника оказывает малое сопротивление движению. Для перемещения точки *A*, которая связана с управляемым узлом, надо приложить большую силу, поэтому рычаг поворачивается вокруг точки *A* и занимает положение *AB'*.

При перемещении точки *B* вправо сливная линия закрывается, а напорная 3 соединяется с рабочим цилиндром. Жидкость (или сжатый воздух) из насоса (или компрессора) начинает поступать в пространство над поршнем рабочего цилиндра. Шток поршня поворачивает рычаг вокруг шарнира *E* и точка *D*, связанная тягой с тормозом, перемещается в точку *D'*. Тормоз затягивается.

Так как тракторист задержал рычаг в промежуточном положении, то и затяжка тормоза не должна изменяться. Это обеспе-

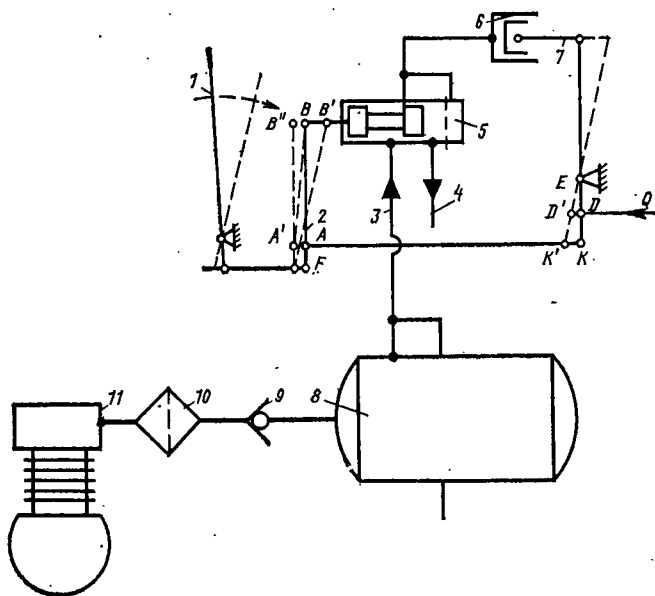


Рис. 76. Механическое следящее устройство

чивается тем, что точка F неподвижна, и при перемещении точки K в точку K' рычаг 2 поворачивается вокруг шарнира F и переходит в положение FB . Золотниковый распределитель прекращает подачу жидкости в рабочий цилиндр и сообщает его со сливной линией. Давление в цилиндре уменьшается и под действием пружин тормоза точка A' начнет перемещаться к точке A . Золотниковый распределитель опять включает нагнетательную линию, и весь процесс повторяется.

При правильном подборе размеров элементов системы можно добиться того, что перемещение точки D будет незначительным.

При выходе из строя источника энергии работа механизма управления, выполненного по данной схеме, не нарушится, так как шток золотника, дойдя до упора в крышку, остановится, и точка B станет неподвижным шарниром, вокруг которого будет поворачиваться рычаг.

Если система привода усилителя не должна обладать следящим действием, то золотник непосредственно соединяют с рычагом управления, при помощи которого он устанавливается в нужное положение: «Включено» или «Выключено».

Наибольшее распространение имеют усилители, использующие энергию двигателя трактора. По принципу работы их разделяют на гидравлические, пневматические, электрические и механические.

Гидравлические усилители представляют гидрообъемный привод, состоящий из гидронасоса, распределителя, гидромотора и соединительных шлангов. Гидронасос приводится от двигателя трактора. Распределитель, соединенный с органами управления трактором, направляет поток рабочей жидкости к гидромотору, выходное звено которого соединено с рычагом управления данным агрегатом.

Эти усилители широко применяют на тракторах для управления механизмами поворота, тормозами, муфтами сцепления и т. п. Как и всякой гидрообъемной передаче, такому усилителю присущи преимущества и недостатки, характерные для гидропередач.

На гусеничных тракторах, предназначенных для работы в суровых климатических условиях, а также на ряде колесных тракторов-тягачей, работающих с прицепами, используют пневматические приводы управления (см. рис. 76).

Преимуществами привода с пневматическим усилителем является возможность работы при низких температурах, а также удобство управления тормозами прицепа. Однако по сравнению с гидравлическими приводами они имеют большую массу и габаритные размеры; стоимость узлов, составляющих привод, высока; перед началом работы требуется некоторое время для создания давления в системе.

Основными элементами пневматического усилителя являются компрессор с приводом от вала двигателя и распределитель, включающий и выключающий пневмоцилиндр.

На тракторах используют одноступенчатые одно- и двухцилиндровые компрессоры, развивающие давление 0,5—0,7 МПа, производительностью 60—250 л/мин (производительность компрессора принято указывать для частоты вращения 1250 об/мин). Монтируют компрессор на двигателе с таким расчетом, чтобы обеспечить хороший обдув цилиндров холодным воздухом (обычно его устанавливают за вентилятором). Компрессор приводится в действие от коленчатого вала двигателя.

Воздух, поступающий из компрессора 11, имеет высокую температуру (до 200°С). Проходя по трубопроводу, он охлаждается, отчего происходит конденсация влаги и масла, имеющегося в воздухе. Попадая на клапаны и другие устройства, влага вызывает коррозию, а в зимнее время образующийся лед может вывести систему из строя. Для удаления из воздуха паров воды и масла между компрессором и ресивером иногда устанавливают специальные влагомаслоуловители, работающие по принципу фильтров 10. На тракторы эти приборы обычно не устанавливают, а их роль выполняют ресиверы 8, в которых для отделения конденсата имеются специальные пробки.

Так как производительность компрессора зависит от частоты вращения вала двигателя, давление в системе, а следовательно, и скорость срабатывания механизмов могут изменяться. Для устранения этого недостатка в систему включают специальный воздушный баллон — ресивер, в который нагнетается воздух из компрессора. Оснащенный редукционным и обратным клапанами 9 ресивер обеспечивает постоянное рабочее давление независимо от частоты вращения вала двигателя трактора. Кроме того, имеющийся запас воздуха обеспечивает работу механизмов при неработающем двигателе. Объем ресивера приблизительно в 20—25 раз превышает объем всех сервомоторов, имеющих на тракторе. Устанавливать ресивер необходимо в наиболее низком месте, чтобы в нем собирался конденсат из пневмосистемы.

Конструкция золотникового распределителя зависит от механизма, для управления которым он предназначен. Если агрегат, например, подобно муфте сцепления надо только включать или выключать, то распределитель непосредственно соединяют с органом управления (педалью или рычагом), перемещая который, устанавливают два положения — «Включено» или «Выключено».

Если управляемый механизм должен устанавливаться в промежуточном положении, т. е. должно быть обеспечено «следящее действие», то распределитель соединяют с органом управления через механическую систему (см. рис. 76).

На рис. 77 показана схема пневматического распределителя со следящим действием, управляющего тормозами. Усилие от педали или рычага управления передается на плунжер 10, пружину 9 и на поршень 8 с отверстием 6, надпоршневое пространство которого всегда сообщается с атмосферой через отверстие 11. Полость под поршнем 8 воздухопроводом 12 соединена с сервомо-

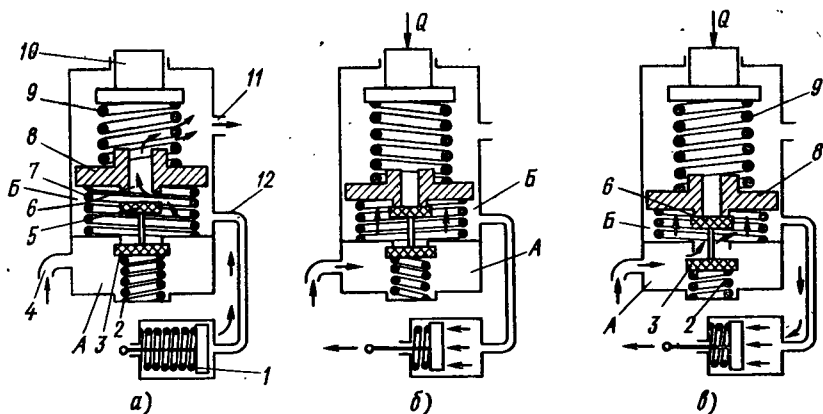


Рис. 77. Схема пневматического распределителя, обеспечивающего следующее действие по усилию:

а — рабочее положение; б — остановка в промежуточном положении; в — продолжение движения

тором 1. Сжатый воздух из компрессора по трубопроводу 4 подается в полость А, отделенную перегородкой от полости Б.

На рис. 77, а распределитель изображен в нерабочем положении, когда усилие на плунжере 10 отсутствует и пружина 9 находится в свободном состоянии, при этом пружина 7 отжимает поршень 8 вверх, впускной клапан 5 открыт, а выпускной клапан 3 под действием пружины 2 закрыт. Таким образом, надпоршневое пространство сервомотора соединено с атмосферой.

На рис. 77, б показано положение, когда водитель, приложив усилие Q к плунжеру, остановил его в промежуточном положении. Под действием пружины 9 поршень, опускаясь вниз, закрывает клапан 5 и открывает клапан 3; преодолевая силу пружины 2. Сжатый воздух из полости А через открытый клапан 3 и полость Б поступает к сервомотору.

Сверху на поршень 8 действует сила пружины 9, а снизу давление воздуха в полости А, которое возрастает по мере поступления его через клапан 3. Как только сила давления воздуха превысит силу пружины 9, поршень приподнимется, впускной клапан 3 закроется, а выпускной клапан 6 останется закрытым.

В сервомоторе создается давление, пропорциональное перемещению рычага управления. Если давление на плунжере возрастает (рис. 77, в) и он дополнительно перемещается вниз, то под действием пружины 9 поршень 8 вновь опускается и открывается впускной клапан 3, а клапан 6 закрывается и остается в таком положении, пока вновь не наступит равновесие системы.

Компоновка органов управления на тракторе в значительной мере определяет удобство работы, степень утомляемости тракториста, следовательно, производительность и качество работы.

Удобство управления зависит от числа рычагов и педалей, усилия, затрачиваемого на управление, расположения органов управления.

Управление машиной требует большого труда и внимания. Так, например, при работе на пахоте тракторист за 1 ч работы более 400 раз воздействует только на левый рычаг управления механизмом поворота, расходуя при этом более 5,5 кН·м работы. В зависимости от вида работы трактористу приходится 15—20 раз в минуту манипулировать рычагом управления. Наблюдая за работой сельскохозяйственных орудий, он от 3 до 10 раз в минуту поворачивает голову назад.

Для уменьшения затрат энергии на управление трактором, помимо упрощения конструкции агрегатов, автоматизации их управления, введения усилителей, необходимо тщательно подходить к компоновке пульта управления. Рычаги и педали должны быть удобно размещены по отношению к сиденью с тем, чтобы тракторист мог воздействовать на них, не изменяя положения корпуса.

Рычаги механизмов поворота следует располагать симметрично относительно сиденья. Рукоятки рычагов управления должны находиться относительно сиденья, установленного в среднем положении, от вертикальной плоскости, проходящей через заднюю кромку подушки, на расстоянии 510—620 мм, до горизонтальной плоскости, проходящей через верх задней кромки подушки сиденья — 270—400 мм.

Рукоятки часто используемых рычагов следует располагать справа или слева от сиденья вперед на расстоянии 100—400 мм от вертикальной плоскости, проходящей через заднюю кромку подушки сиденья.

Рукоятки редко используемых рычагов разрешается располагать до 150 мм ниже горизонтальной плоскости, проходящей через верх задней кромки подушки сиденья и выше не более чем на 100 мм.

Ширина опорных поверхностей педалей должна составлять 80—100 мм, а расстояние между двумя рядом расположенными педалями — не менее 50 мм. Если педали блокируются, то просвет между ними должен быть 15—20 мм.

Расстояние от середины опорной поверхности педалей до вертикальной плоскости, проходящей через заднюю кромку подушки сиденья, должно составлять 700—900 мм, а до горизонтальной плоскости (ниже ее), проходящей через верх подушки сиденья, 150—250 мм.

ХОДОВАЯ ЧАСТЬ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

§ 28. ВЕДУЩИЕ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ КОЛЕСА

Ходовая часть обеспечивает движение трактора и поддержание его остова. Она состоит из ведущих и направляющих колес, а также элементов, соединяющих колеса с остовом трактора.

Ведущие и направляющие колеса обеспечивают движение трактора и передают его массу на опорную поверхность. Помимо общих для всех механизмов требований колеса должны создавать минимальное давление на почву, оказывать небольшое сопротивление движению трактора, обеспечивать высокие сцепные качества с различными почвами независимо от их состояния, не повреждать крону растений и их корневую систему при проходе по междурядьям, самоочищаться от налипшей почвы и снега.

Колеса современных тракторов оснащены шинами низкого давления, которые в зависимости от назначения разделяют на шины для ведущих и направляющих колес (ГОСТ 7463—69).

Тракторные шины рассчитаны на работу при скоростях до 35 км/ч. Размеры шин имеют двойное обозначение: в мм и дюймах. Так, например, шина 210—508 (8,3—20), где 210 — условное обозначение в мм ширины профиля шины на ободе и 508 — номинальный диаметр обода в мм, в скобках — аналогичные размеры в дюймах.

Шины имеют большую универсальность, благодаря чему можно применять тракторы на сельскохозяйственных и транспортных работах с большими скоростями движения. Из-за деформации шин площадь их контакта с почвой увеличивается, что приводит к снижению давления, уменьшению разрушения структуры почвы, а следовательно, повышению урожайности.

Недостатком шин является плохое сцепление с почвой при повышенной влажности. Однако правильным подбором размеров, давления и некоторыми другими мероприятиями можно уменьшить этот недостаток.

До настоящего времени не существует четких рекомендаций, позволяющих подбирать к трактору шины оптимальных размеров, поэтому используют опытные данные. Одним из основных показателей при выборе шин является грузоподъемная сила Q .

Это наибольшая нагрузка для данного внутреннего давления в шине, при которой ее радиальная деформация на твердом основании обеспечивает достаточно длительный срок службы.

Существует много эмпирических формул для определения грузоподъемной силы шин. Чаще всего в качестве исходной принимают зависимость

$$Q = Fq_{\text{ср}},$$

где F — площадь контакта; $q_{\text{ср}}$ — среднее давление шины на почву.

Давление $q_{\text{ср}}$ является функцией давления в шине:

$$q_{\text{ср}} = \xi p,$$

где ξ — коэффициент, учитывающий жесткость шины (для шин низкого давления принимают $\xi = 1$).

Предложенные формулы дают удовлетворительные результаты только для частных случаев, поэтому ими пользуются при предварительных расчетах.

В результате экспериментов и анализа взаимодействия ходовой части колесного трактора с почвой, проведенных в МАМИ (Московском автомеханическом институте), получено, что при работе трактора на жесткой опорной поверхности в контакте с ней находятся только почвозацепы. В этом случае в основном деформируется каркас шины (приблизительно 80%), деформация почвозацепов (изгиб и смятие) составляет приблизительно 20%.

При работе на мягкой почве деформируется шина и опорная поверхность. На рыхлых почвах давление по площади контакта распределяется более равномерно: чем плотнее почва, тем больше отношение опорной площади почвозацепов к общей площади отпечатка. При работе шин на мягкой опорной поверхности их деформация на 20—50% меньше.

Так как грузоподъемную силу устанавливают по максимальной радиальной деформации на твердой поверхности, то при работе на мягких почвах допустимую нагрузку на шину (ее грузоподъемную силу) можно увеличить (в зависимости от состава почвы) на 20—50%, при этом радиальная деформация самой шины не увеличится. Эту особенность работы на мягких почвах необходимо иметь в виду при проектировании и эксплуатации трактора.

Для повышения тягово-сцепных качеств протектор шин ведущих колес оснащают развитыми почвозацепами, причем вершина диагонально расположенных почвозацепов должна быть направлена вперед. При выборе шин следует определять нагрузку на колесо с учетом его догрузки (от навесных машин и орудий, действия силы тяги на крюке и т. п.) для конкретной компоновки машины и условий работы. Кроме того, необходимо учитывать, что шины больших диаметров обеспечивают лучшие тяговые показатели при работе на транспорте, более широкая шина улуч-

шает плавность движения и проходимость. Ширина шины должна согласовываться с размерами междурядий.

Шины направляющих колес для обеспечения хорошей управляемости и устойчивости прямолинейного движения трактора оснащают продольно расположенными кольцевыми ребрами. При выборе шин направляющих колес следует иметь в виду, что при работе трактора нагрузка на них уменьшается за счет динамической разгрузки передней оси.

Для улучшения управляемости и уменьшения сопротивления перекачиванию внутреннее давление в шинах направляющих колес больше, чем в шинах ведущих колес, и составляет 150—250 кПа.

Важным показателем шин направляющих колес, влияющим на управляемость трактора, является их боковая жесткость, которая оценивается коэффициентом k_y сопротивления боковому уводу. Явление бокового увода состоит в том, что при приложении боковой силы к колесу шина деформируется и в результате катится не в плоскости симметрии обода, а под некоторым углом δ_y к нему, который называется углом увода:

$$\delta_y = P_b / k_y,$$

где P_b — боковая сила, $P_b \approx 0,43\varphi_c G_k$; здесь φ_c — коэффициент поперечного сцепления колеса с почвой; G_k — нагрузка на колесо.

Коэффициент возрастает с повышением давления в шине, увеличением нагрузки на колесо, размером шины. Для применяемых тракторов $k_y = 15 \div 25$ кН/рад.

Боковой увод шин вызывает при повороте трактора отклонение действительной траектории движения от теоретической.

Чтобы повысить тягово-сцепные качества колесных тракторов, догружают ведущие колеса, оснащают их дополнительными почвозацепами, устанавливают шины на уширенные ободья или двойные скаты, увеличивают число ведущих колес, снабжают трактор полугусеничным ходом.

Если нагрузка на ведущее колесо меньше грузоподъемной силы шины, то для повышения тягово-сцепных качеств широко используют догрузку ведущих колес следующими методами:

1) устанавливают дополнительные грузы на диски колес либо на остов трактора (грузы выполняют в виде отдельных элементов массой до 20 кг);

2) заполняют камеры шин водой (этот способ требует больших затрат времени для заполнения водой и ее удаления);

3) используют догрузатели ведущих колес.

Указанные методы применяют также для догрузки направляющих колес трактора с неодинаковыми размерами колес, когда при работе с полуприцепами и навесными машинами на направляющие колеса приходится менее 20 % общей массы трактора.

При работе на слабых почвах устанавливают дополнительные почвозацепы различных конструкций: в виде дополнительных

колес с почвозацепами, которые привертывают к диску основного колеса; цепей, оснащенных зацепами и укрепляемых на шине и т. д.

Для увеличения проходимости путем снижения давления на почву используют уширители, представляющие собой сплошные или решетчатые барабаны, привертываемые к основному диску колеса. В некоторых случаях вместо барабанов устанавливают дополнительные колеса, причем на каждую ступицу два или три колеса. К этому же методу можно отнести и установку шин на более широкий обод (следующий по размеру). Шина при этом приобретает овальную форму, что увеличивает площадь контакта с почвой, а также ее грузоподъемность и жесткость.

Большое внимание уделяют повышению тяговых качеств колесных тракторов путем создания конструкций с четырьмя ведущими колесами.

Тяговый КПД тракторов с четырьмя ведущими колесами значительно превосходит КПД колесных тракторов с двумя ведущими колесами. Сила тяги распределяется на четыре колеса, поэтому напряженность сцепления с почвой при прочих равных условиях получается соответственно меньшей. Металлоемкость трактора с четырьмя ведущими колесами по сравнению с аналогичным по тяговому усилию трактором с двумя ведущими колесами меньше на 20—25%.

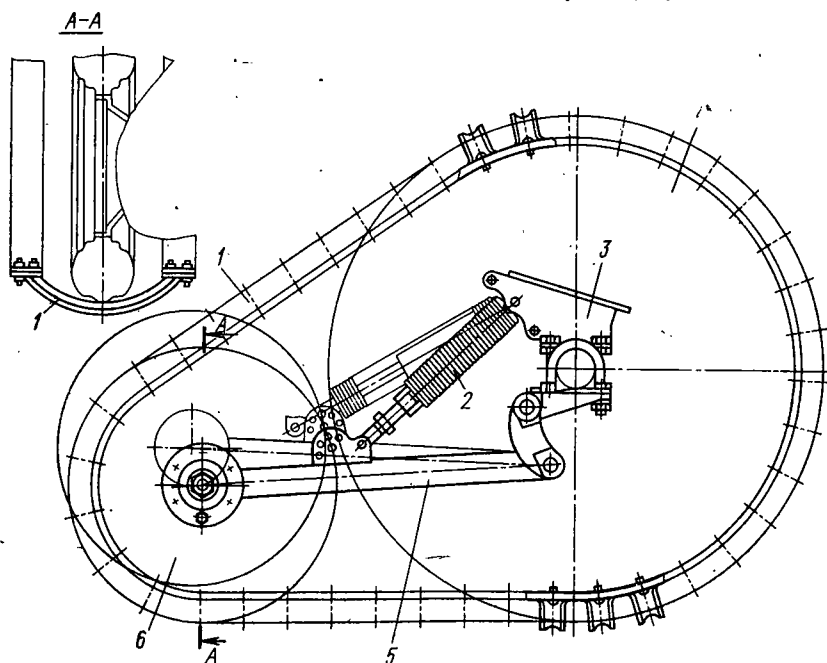


Рис. 78. Схема полугусеничного хода

Наряду с тракторами специальных конструкций имеется много различных тракторов, из которых путем замены передней оси можно получить модификацию со всеми ведущими колесами (Т-40А, МТЗ-52, МТЗ-82 и др.). При этом передние колеса делают меньшего размера, чем задние, и через них может быть реализована соответственно меньшая сила тяги.

Более эффективны тракторы с колесами одинакового размера, которые получают все большее распространение как в СССР (Т-150К, К-700 и др.), так и за рубежом.

Широко используют полуприцепы и прицепы с активными осями и приводом от вала отбора мощности.

Для повышения тяговых качеств и проходимости на заболоченных и влажных почвах тракторы базовых моделей можно оснащать полугусеничным ходом. Наибольшее распространение получили конструкции, выполненные по принципу, представленному на рис. 78. Устройство состоит из дополнительного колеса 6, шарнирно установленного на кожухе 3 полуоси заднего моста при помощи рычага 5. Пружинным амортизирующим устройством 2 можно регулировать распределение массы трактора, приходящейся на дополнительное 6 и ведущее 4 колеса.

Надетая на ведущее 4 и дополнительное 6 колеса гусеница 1 состоит из прорезиненных лент и металлических поперечин. Когда нет необходимости в гусеничном ходе, опорное колесо 6 при помощи амортизирующего устройства 2 приподнимают над грунтом, а гусеницу снимают.

§ 29. ПЕРЕДНИЕ ОСИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Передние оси служат для соединения направляющих колес с остоном трактора. Они должны передавать усилия, возникающие в системе, и обеспечивать правильную установку колес. В зависимости от того, являются передние колеса только направляющими или к ним подводится крутящий момент, их разделяют на передние оси и передние мосты. По способу соединения с остоном передние оси могут быть поддрессоренными или неподдрессоренными, с расставленными или сближенными колесами, с разрезной или целой осью.

Для обеспечения устойчивого прямолинейного движения и легкого поворота трактора направляющие колеса надо устанавливать в определенном положении по отношению к дороге и балке передней оси.

При установке шкворня под углом β (обычно $\beta = 2 \div 10^\circ$) уменьшается плечо обкатки колеса $m > m'$ (расстояние от точки контакта середины колеса до пересечения оси шкворня с почвой) и, следовательно, момент, необходимый для его поворота (рис. 79, а). Для применяемых тракторов $m = 10 \div 30$ мм. Кроме того, при повороте колеса вокруг наклонного шкворня передняя часть

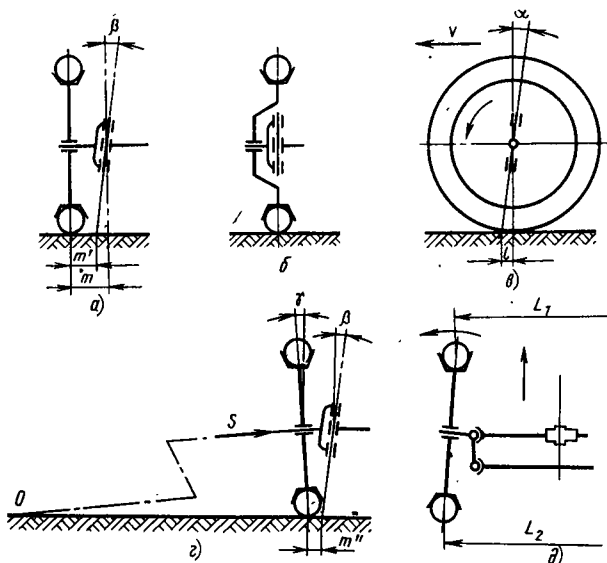


Рис. 79. Схема установки направляющих колес трактора:
 а — с боковым наклоном шкворня; б — шкворень в плоскости колеса; в — с наклоном шкворня назад; г — установка колес с развалом; д — то же, со сходимостью

трактора несколько приподнимается и составляющие массы будут стремиться возвратить колеса в исходное положение.

В некоторых случаях для тракторов общего назначения шкворень komponуют в плоскости колеса (рис. 79, б), но это ухудшает устойчивость движения трактора, так как стабилизирующий момент отсутствует.

Наклон шкворня вперед или назад в продольной плоскости позволяет получить дополнительный стабилизирующий момент от боковых реакций почвы.

При увеличении скоростей движения трактора вследствие деформации баллонов смещается точка приложения равнодействующей реакции почвы, т. е. изменяется плечо l (рис. 79, в).

При повороте колеса возникает момент от боковых реакций сопротивления повороту, стремящийся повернуть колесо в исходное положение. Этот динамический стабилизирующий момент можно определить по формуле

$$M_{ст} = \mu l \cos \alpha,$$

где μ — коэффициент сопротивления повороту.

Угол наклона оси шкворня назад $\alpha = 0 \div 4^\circ$, а вперед $0 \div 10^\circ$.

Наклон шкворня в продольной плоскости вызывает увеличение сопротивления на рулевом колесе при повороте трактора.

При установке колес с наклоном к поверхности грунта (рис. 79, г) (с развалом) расстояние между ободьями колес снизу

получается несколько меньше расстояния сверху. Этот способ также уменьшает плечо обкатки ($m'' < m$), а под действием составляющей силы тяжести S , направленной по оси цапфы, колесо прижимается к ступице, компенсируя износы. Такое расположение колес вызывает также отрицательные явления: колеса стремятся катиться по дугам к центрам в точке O , левое колесо — влево, правое — вправо, что приводит к скольжению и дополнительному износу шин. В существующих конструкциях тракторов угол $\gamma = 1,5 \div 5^\circ$.

Для устранения проскальзывания колеса устанавливают со сходимостью, т. е. не параллельно продольной оси трактора, а так, что расстояние между их серединами впереди трактора меньше, чем сзади (рис. 79, д), при этом $L_2 - L_1 = 1 \div 12$ мм (измерение производят в точках пересечения обода колеса с горизонтальной плоскостью, проходящей через оси колес).

Сходимость достигается регулированием длины поперечной рулевой тяги. При такой установке колеса стремятся катиться по окружности, центр которой находится в точке пересечения продолжения оси цапфы поворотного кулака с опорной поверхностью. Силы сопротивления движению стремятся повернуть колеса относительно шкворней, что нарушает устойчивость прямолинейного движения. При отсутствии сходимости колеса могли бы установиться под отрицательным углом. Подбор правильного положения колес устраняет эти недостатки.

При установке на тракторах передних мостов с ведущими направляющими колесами для уменьшения углов перекоса валов соединительных муфт поперечный наклон шкворня β и развал колес γ часто делают близкими к нулю. Практически это мало сказывается на устойчивости движения машины, так как использование шин низкого давления и большого диаметра, обладающих значительной эластичностью, приводит при повороте к появлению стабилизирующих моментов из-за боковой деформации шин.

У тракторов с шарнирной рамой (рис. 80), остов которых состоит из двух шарнирно-соединенных секций, колеса жестко связаны с остовом и установлены без развала и сходимости.

Для повышения тяговых качеств тракторов подобного

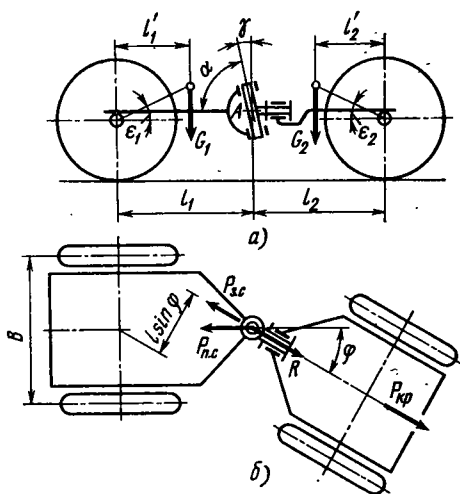


Рис. 80. Схема поворота трактора с шарнирной рамой:

а — вид сбоку; б — вид сверху

типа и обеспечения устойчивого прямолинейного движения необходимо, чтобы основным ведущим мостом был передний, задний же мост должен подключаться только в тяжелых условиях движения. Автоматизация включения и выключения заднего моста достигается применением обгонных муфт, установленных в приводе.

Когда передний мост является ведущим (задний в это время выключен), появляется стабилизирующий момент $M_{в.с}$ (момент ведущей секции), который при повороте секций на угол φ стремится вернуть систему в исходное положение:

$$M_{в.с} = R l_1 \sin \varphi,$$

где R — реакция со стороны заднего моста ($R = f G_2 + P_{кр}$; здесь f — коэффициент сопротивления перекачиванию, G_2 — доля веса трактора, приходящаяся на заднюю секцию).

Если ведущим мостом будет задний, то толкающее усилие $P_{в.с}$ создаст поворачивающий момент, вызывающий неустойчивое прямолинейное движение. Для устойчивого прямолинейного движения трактора помимо выполнения данных выше рекомендаций, необходимо, чтобы ось соединительного шарнира устанавливалась под углом γ в продольной плоскости трактора. В этом случае во время поворота секций из-за изменения высоты расположения центра машины появляется стабилизирующий момент

$$M_c = \frac{\left(1 + \frac{l_2}{l_1}\right) \operatorname{tg} \gamma \sin \varphi}{\left(1 + \frac{l_2}{l_1} \cos \varphi\right)^2} \left(G_1 l'_1 \frac{l_2}{l_1} + G_2 l'_2\right),$$

где G_1 и G_2 — вес передней и задней секций. Обычно $l'_1: l_1$ и $l'_2: l_2$ делают меньше 0,25. Угол γ до 15° .

Если центры масс каждой секции вынесены за базу машины, то для получения указанного стабилизирующего момента надо, чтобы угол α был больше 90° .

При прямолинейном движении колесного трактора по неровной дороге, а иногда и на гладкой асфальтированной поверхности наблюдаются отклонения управляемых колес от нейтрального положения, переходящие в некоторых случаях в устойчивые колебания. Основные причины, вызывающие эти явления, можно разделить на две группы.

К первой группе относятся наезд на препятствия, повышенные зазоры в деталях рулевого привода или передней оси, конструктивные дефекты, вследствие которых управляется кинематическое несоответствие привода рулевого управления и подвески оси, колебания, вызванные дисбалансом шин или дисков колес.

Ко второй группе относятся эластичность шин, жесткая связь между управляемыми колесами и деталями рулевого привода, резонансные колебания подвески и рулевого привода, появление гироскопического момента при подъеме и отклонении колеса от вертикальной плоскости.

Причины первой группы устраняются ликвидацией дефектов рулевого управления. Колебания колес, вызванные причинами второй группы, определяются взаимосвязью комплекса конструктивных параметров рулевого управления и ходовой системы трактора.

Конструкция балки передней оси и способ ее изготовления определяются эксплуатационными требованиями, предъявляемыми к трактору.

Для тракторов общего назначения, а также пропашных, предназначенных для обработки низкостебельных культур, наибольшее распространение получили оси с расставленными колесами (рис. 81, а). Эти оси обеспечивают наилучшую устойчивость и проходимость трактора по междурядьям. Дорожный просвет 400—550 мм легко обеспечивается удлинением стойки шкворня поворотной цапфы. Однако для обработки высокостебельных культур необходимо увеличить дорожный просвет до 600—760 мм, а для особо высокостебельных (чай, хлопок и др.) — 800—1000 мм и более (например, для обработки виноградников).

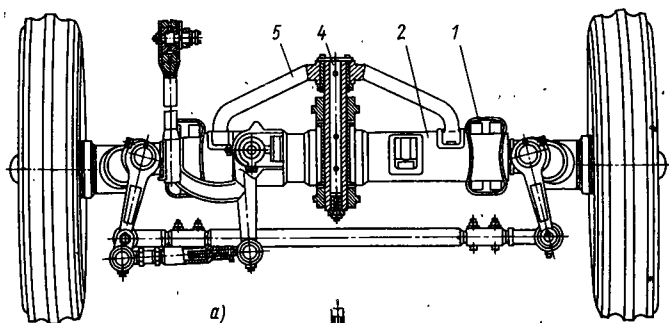
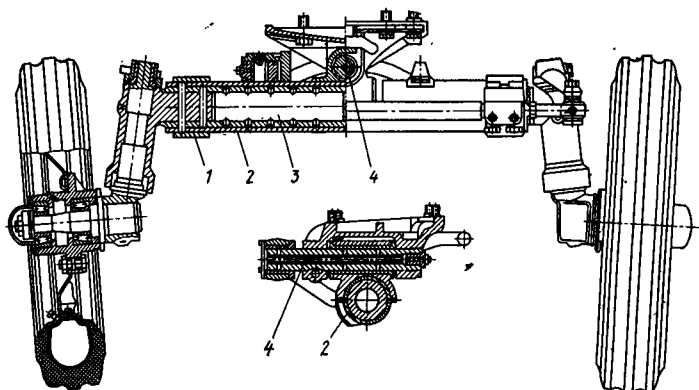
На многих пропашных тракторах для увеличения дорожного просвета, а также для удобства компоновки сельскохозяйственных машин применяют оси со сближенными передними колесами (рис. 81, б), или устанавливают одно направляющее колесо. Такие тракторы имеют малую поперечную устойчивость, кроме того, они при работе перекрывают только четное число рядов. У тракторов со сближенными направляющими колесами или с одним направляющим колесом вертикальный вал устанавливают в кронштейне, воспринимающем нагрузки от колес.

Выбор колеи пропашного трактора определяется возможностью механизации обработки различных пропашных культур, размеры междурядий которых зависят от вида растений и климатических условий данного района.

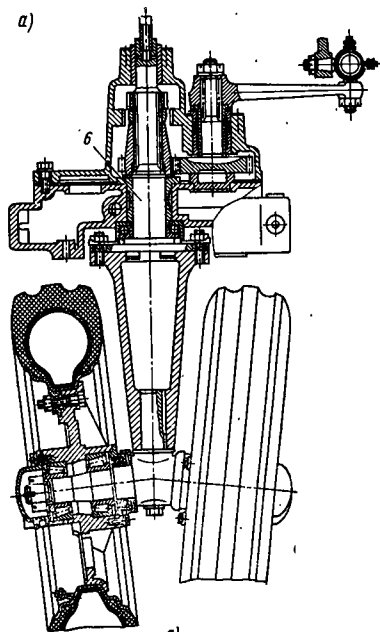
Стремление сделать колесные тракторы более универсальными привело к тому, что у большинства тракторов с расставленными направляющими колесами колею делают регулируемой. В связи с этим большое распространение получили составные телескопические балки передней оси с цапговым креплением выдвижных труб 2 и 3 (см. рис. 81, а). Наружная разрезная труба затягивается хомутом 1. В зависимости от конструкции балки передней оси бывают литыми или штампованными (круглыми, двутавровыми, трубчатыми и др.).

Колея передних колес может несколько отличаться от колеи задних колес, что объясняется разными размерами шин. При использовании сближенных направляющих колес колею устанавливают в пределах 200—450 мм.

Подвеска передней оси выполняет несколько функций: через нее передается масса передней части трактора на балку, она обеспечивает передачу толкающих усилий от остова к передним



a)



b)

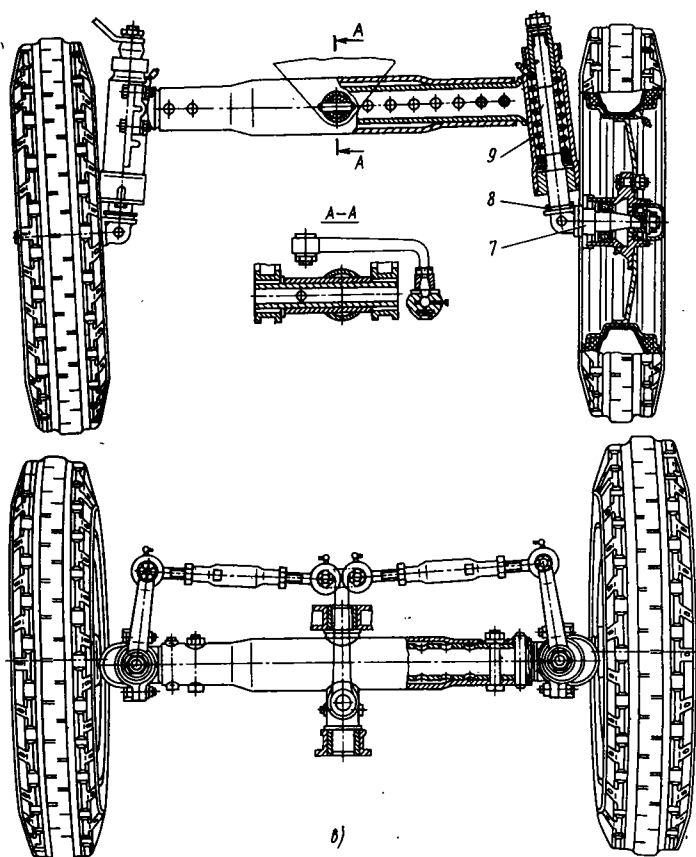


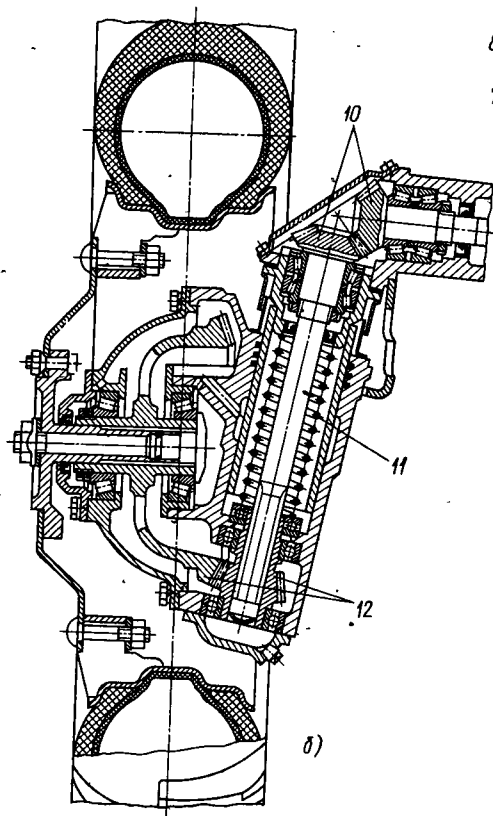
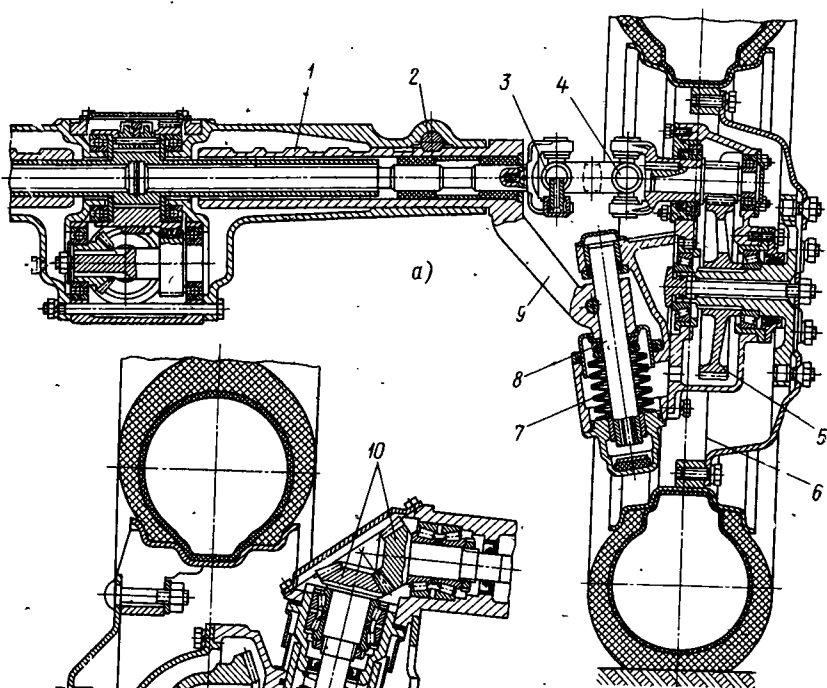
Рис. 81. Передняя ось с направляющими колесами:
 а — расставленными; б — сближенными; в — поддрессорными

колесам, воспринимает толчки и удары от передних колес, улучшает приспособляемость колес трактора к неровностям пути.

У большинства тракторов переднюю ось соединяют с оловом в одной точке при помощи шарнира 4 (см. рис. 81, а). Для разгрузки последнего от толкающих усилий устанавливают специальные вилки 5. Если передняя ось сделана укороченной (см. рис. 81, б) или имеется только одно переднее колесо, то все усилия воспринимаются подшипниками вертикального вала 6.

Повышение скоростей движения тракторов привело к возрастанию динамических нагрузок на оси, поэтому для увеличения срока службы тракторов стали использовать упругие элементы в системе подвески передних, а иногда и задних осей.

На рис. 81, в представлена передняя ось, у которой упругие элементы в виде цилиндрических пружин 9 вмонтированы в стойках шкворней поворотных кулаков 8 и цапфы 7.



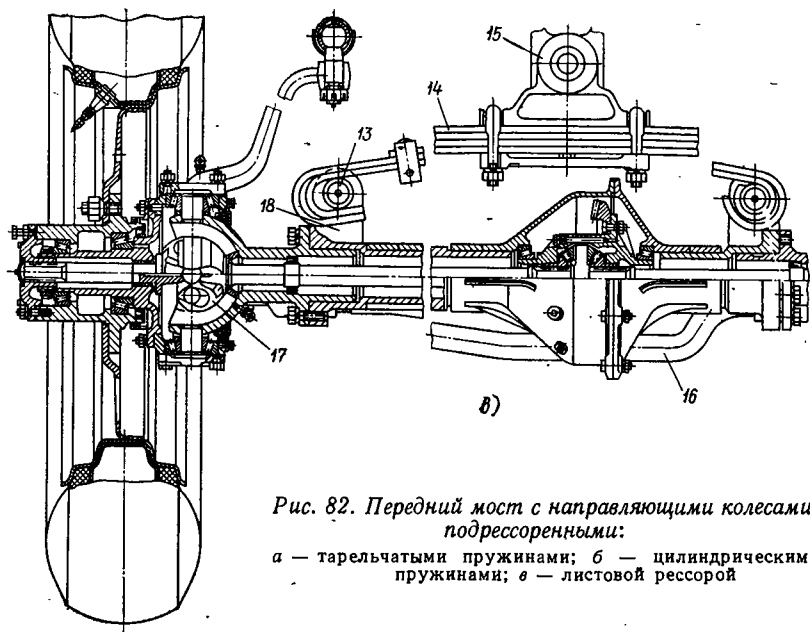


Рис. 82. Передний мост с направляющими колесами, подрессоренными:

а — тарельчатыми пружинами; б — цилиндрическими пружинами; в — листовой рессорой

В конструкции переднего моста, изображенного на рис. 82, а, использованы тарельчатые пружины 7, установленные на шкворнях 8 поворотных кулаков 9. Характерной чертой этой конструкции является возможность изменения колеи при помощи выдвижных труб 1, которые фиксируются в заданном положении стопорами 2. Шкворень 8 и конечная передача 5 вписаны в габариты диска 6 направляющего колеса.

Крутящий момент к колесу подводится через две последовательно установленные соединительные муфты 3 и 4 неравных угловых скоростей.

На рис. 82, б изображен передний мост трактора, у которого для подрессоривания колес установлены цилиндрические пружины 11. В конструкции оригинально решен вопрос подвода крутящего момента к направляющим колесам без соединительных муфт при помощи двух пар конических шестерен — 10 и 12.

Для подрессоривания переднего моста, конструкция которого изображена на рис. 82, в, применена поперечная листовая рессора 14, которая шарниром 15 в средней части соединена с остовом трактора. Концы рессоры проушинами 13 прикреплены к кронштейнам 18 переднего моста. Для предотвращения скручивания рессоры толкающими усилиями служит вилка 16. Крутящий момент к колесам подводится через соединительную муфту 17 равных угловых скоростей.

При конструировании тракторов с четырьмя ведущими колесами необходимо иметь в виду, что трансмиссия, ведущие колеса

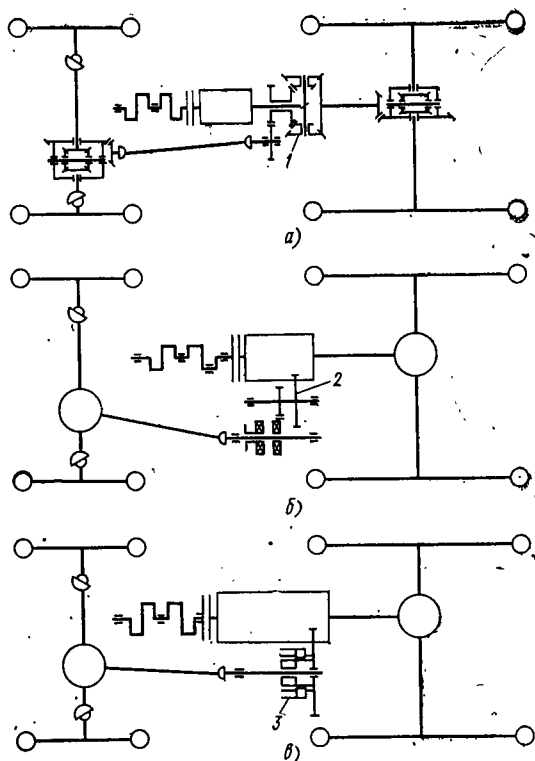


Рис. 83. Схема привода к переднему ведущему мосту:

а — с межосевым дифференциалом; б — с раздаточной коробкой; в — с муфтой свободного хода

и почва составляют замкнутый силовой контур, вследствие чего может возникнуть циркулирующая мощность из-за разных динамических радиусов ведущих колес. Изменение динамических радиусов колес объясняется неодинаковым давлением в баллонах, перераспределением нагрузки на колеса в процессе работы и другими причинами.

Для уменьшения отрицательного влияния циркулирующей мощности и повышения динамических качеств тракторов устанавливают специальные механизмы, например межосевой дифференциал 1 (рис. 83, а), который дает возможность ведущим колесам передней и задней оси вращаться с разными угловыми скоростями, исключая дополнительную загрузку трансмиссии.

Вариант использования раздаточной коробки с принудительным отключением переднего моста показан на рис. 83, б. Привод осуществляется от раздаточной коробки, в которой имеются подвижные шестерни 2, служащие для включения и выключения переднего моста. Дополнительная передача усложняет трансмиссию и снижает ее КПД, а отсутствие автоматического включения переднего моста затрудняет управление трактором. Кроме того, при включенном переднем мосте и наличии циркулирующей мощности не снимается дополнительная нагрузка на детали

трансмиссии. Отмеченные недостатки ограничивают применение раздаточной коробки.

На схеме, изображенной на рис. 83, в, в приводе к переднему мосту установлена муфта свободного хода 3, которая по сравнению с дифференциалом отличается простой конструкцией и меньшей массой. Эта муфта автоматически включает и выключает передний мост. При обычной работе, когда окружные скорости колес равны, передний мост отключен. В тяжелых условиях работы, когда окружная скорость передних колес становится меньше окружной скорости задних, муфта свободного хода заклинивается и автоматически включает привод к передним колесам.

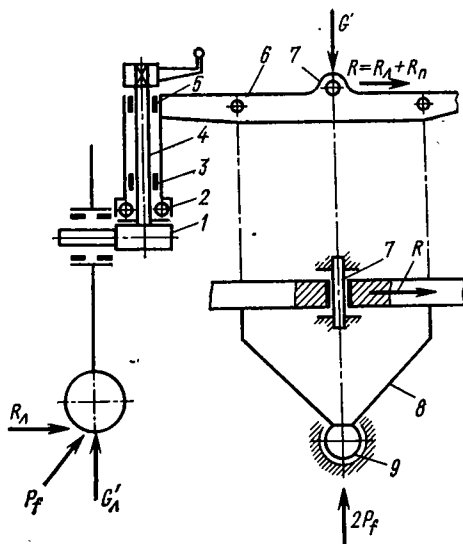


Рис. 84. Схема для расчета передней оси

Преимуществом подобных конструкций является автоматическое включение моста только в тяжелых условиях работы, что повышает экономичность работы трактора.

В контакте с почвой на направляющие колеса действуют вертикальные реакции $G_л + G_п = G'$ (здесь $G_л$ и $G_п$ — нагрузки, действующие на левые и правые колеса), которые зависят от типа трактора, его назначения и условий эксплуатации (рис. 84). Так, у трактора с четырьмя ведущими колесами одинакового размера на переднюю ось приходится приблизительно 60% общего веса трактора, у тракторов с двумя ведущими колесами 25—40%. При движении возникают динамические нагрузки, поэтому с учетом коэффициента динамичности расчет ведут по удвоенной нагрузке.

При поворотах трактора, работе на склонах и боковом скольжении действуют боковые реакции почвы $R_л$ и $R_п$ (индексы «л» и «п» относятся к левому и правому колесам):

$$R_л = R_п = 0,5\mu'G',$$

где μ' — коэффициент сопротивления боковому сдвигу ($\mu' = 0,6$).

Толкающее усилие от остова трактора к передней оси равно силе сопротивления качению направляющих колес ($P_f = P_{fл} + P_{fп}$):

$$P_{fл} = P_{fп} = 0,5fG',$$

где f — коэффициент сопротивления качению.

Когда направляющие колеса встречают непреодолимое препятствие, толкающее усилие достигает максимального значения, равного силе тяги по сцеплению:

$$P_{\text{кф}} = \varphi G'',$$

где φ — коэффициент сцепления ведущих колес с почвой ($\varphi = 0,8$); G'' — вес трактора, приходящийся на ведущие колеса.

Балку передней оси обычно штампуют из углеродистой стали 20, 35 или 40. В некоторых случаях применяют литые балки.

Методика расчета балки 6 передней оси определяется ее конструкцией. На схеме, изображенной на рис. 84, передняя ось соединена с остом трактора при помощи шарнира 7 и вилки 8, которая служит для передачи толкающих усилий от остова трактора на переднюю ось. В свою очередь, вилка 8 соединена с остом шарниром 9.

Балку передней оси рассчитывают на изгиб в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Допускаемое суммарное напряжение изгиба принимают для кованных осей 100—150 МПа, для литых 50÷60 МПа.

Поворотные цапфы 1, на которых устанавливают направляющие колеса, обеспечивают их поворот и воспринимают нагрузку от массы, приходящуюся на переднюю ось трактора и передаваемую через упорные подшипники 2 и далее через цапфу на колеса.

Силы и моменты, действующие на переднюю ось и направляющие колеса, воспринимаются шкворнями 4 и подшипниками 3 и 5, установленными в стойке поворотного кулака.

Поворотные кулаки штампуют из стали 40, 40Х и 45Х. Цапфы поворотного кулака рассчитывают на изгиб по опасному сечению у основания. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_n] = 300 \div 400$ МПа.

Шкворни поворотных кулаков изготавливают из легированных сталей 18ХГТ, 20Х, 40Х и 20ХН с последующей термической обработкой и рассчитывают на изгиб и срез. Втулки шкворней проверяют на смятие. Допускаемое напряжение изгиба шкворня $[\sigma_n] = 100 \div 150$ МПа, среза $[\tau_{\text{ср}}] = 50$ МПа, смятия втулок $[\sigma_{\text{см}}] = 20$ МПа.

В большинстве случаев задние колеса, оснащенные шинами низкого давления и большого размера, соединяют с остом без дополнительных упругих элементов. У тракторов с неодинаковыми колесами в подвеску передних колес небольшого размера с повышенным внутренним давлением включают различного вида упругие элементы (см. рис. 82—85).

В практике отечественного и зарубежного тракторостроения наибольшее распространение получили металлические рессоры. На экспериментальных и специальных машинах применяют также пневматические, гидравлические и комбинированные упругие элементы.

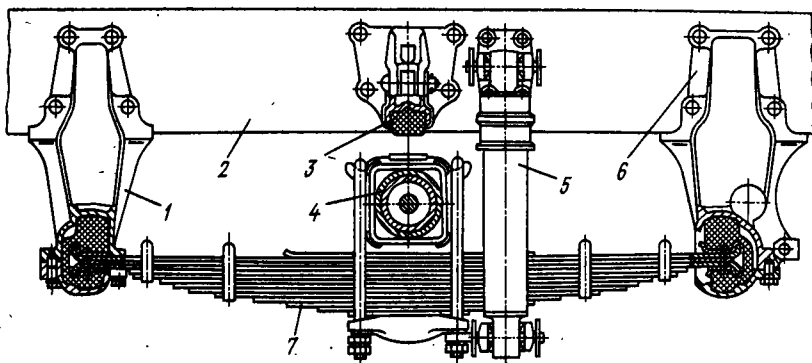


Рис. 85. Подвеска переднего моста трактора Т-150К:

1 — передний кронштейн; 2 — рама трактора; 3 — ограничитель хода; 4 — передний мост; 5 — амортизатор; 6 — задний кронштейн; 7 — рессора

Методика расчета упругих элементов определяется коэффициентом распределения подрессоренных масс трактора $\varepsilon = \rho^2/(ab)$ [где ρ — радиус инерции трактора относительно поперечной оси, проходящей через центр масс трактора; a и b — горизонтальные координаты центра масс трактора (расстояния до переднего и заднего колеса соответственно)]. Для большинства колесных тракторов $\varepsilon \approx 1$. В этом случае при предварительных расчетах упругих элементов пользуются следующим методом.

Двухосный трактор рассматривают как систему, состоящую из двух независимых подрессоренных элементов: подрессоренной массы M_1 , приходящейся на переднюю ось, и массы M_2 , приходящейся на заднюю ось.

Не учитывая массу оси, переднюю часть подрессоренного трактора можно рассматривать как систему с одной степенью свободы.

Период (c) собственных колебаний передней оси

$$T = 2\pi \sqrt{M_1/c_\Sigma},$$

где c_Σ — суммарная жесткость упругих элементов.

Круговая частота ($1/c$) собственных продольных колебаний подрессоренной массы трактора

$$\omega_z = \sqrt{c_\Sigma/M_1}.$$

Используя одну из этих зависимостей, можно найти параметры упругого элемента подвески.

Массу передней подрессоренной части трактора M_1 можно рассматривать как подрессоренную двумя последовательно установленными упругими элементами: рессорой и шиной. Таким

17. Параметры систем поддрессирования колесных тракторов

Параметр	T-125	T-25	T-150K	K-700	T-40	MT3-80
Масса трактора, кг	6450	1640	5692	11 600	2520	3320
Момент инерции остова относительно поперечной оси, кг·м ²	—	101,05	1600	2600	260	—
База трактора, м	2,72	1,778	2,86	3,75	2,155	2,37
Расстояние от центра масс до оси переднего колеса, м	0,95	1,179	0,935	1,1	1,525	1,556
Коэффициент распределения масс	—	0,86	1,53	0,98	1,05	0,52
Жесткость рессор, Н/мм	—	—	560	—	226	600
Парциальная частота вертикальных колебаний остова трактора, Гц	—	2,34	—	1,75	2,36	2,8—3,2
Жесткость шин колес, Н/мм:						
передних	254	172	834	580	525	420
задних	254	210	686	494	600	450

образом, суммарная жесткость упругих элементов

$$c_{\Sigma} = c_{ш1}c_{р1}/(c_{ш1} + c_{р1}),$$

где $c_{ш}$ и $c_{р1}$ — соответственно жесткости шины и рессоры.

Жесткость тракторных шин составляет приблизительно 80—340 Н/мм.

Парциальная частота колебаний ν связана с прогибом упругого элемента зависимостью

$$\nu = \frac{\omega_z}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_{\Sigma}}{M_1}} \approx \approx \frac{1}{2\sqrt{f_{\Sigma}}},$$

где f_{Σ} — суммарный статический прогиб упругих элементов ($f_{\Sigma} = f_{ш1} + f_{р1}$, здесь $f_{ш1}$ и $f_{р1}$ — прогибы шины и рессоры).

Таким образом, для обеспечения заданной частоты колебаний поддрессированной массы M_1 , например, с частотой 1 Гц прогиб f_1 должен составлять 250 мм.

Зная деформацию шины $f_{ш1}$ (жесткость и нагрузка на шину известны), находят деформацию $f_{р1}$ и жесткость $c_{р1}$ рессоры:

$$c_{р1} = M_1/f_{р1}.$$

Максимальный динамический прогиб упругого элемента определяет возможность поглощения ударов со стороны почвы. Для нахождения динамической деформации $f_{д1}$ и потенциальной энергии подвески вводят коэффициент динамичности

$$k_d = (f_{р1} + f_{д1})/f_{р1}.$$

Для колесных тракторов $k_d = 2,3 \div 3$, что соответствует $f_{д1} = (1,3 \div 2) f_{p1}$.

Иногда найденные прогибы упругих элементов не могут быть реализованы по условиям компоновки. Тогда прогиб подвески уменьшают по сравнению с расчетным значением, а для снижения частоты колебаний системы устанавливают амортизаторы, которые гасят вынужденные колебания за счет устройств, повышающих трение в системе подвески (см. гл. IX).

В табл. 17 даны параметры систем поддрессирования некоторых колесных тракторов.

§ 30. СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ КОЛЕИ ТРАКТОРА

Наиболее простым и получившим широкое распространение является способ изменения колеи трактора, изображенный на рис. 86, г. На выступающем конце полуоси 4 нарезаны шлицы, по которым может перемещаться ступица 3 ведущего колеса. Иногда на полуоси 4 нарезают винтовые шлицы (рис. 86, в).

В некоторых случаях используется способ, показанный на рис. 86, а, когда для изменения колеи перевертывают диски 1 колеса и обод 2 (обод колеса соединен с диском болтами). Недостатком этого способа является ступенчатое изменение колеи.

Некоторое распространение имеет способ, показанный на рис. 86, д. Полуось колеса (элементы 5 и 6) и кожух (элементы 7 и 8) выполнены телескопическими. Выдвигая внутреннюю трубу, изменяют колею трактора. Ограниченность применения этого способа объясняется его относительной сложностью.

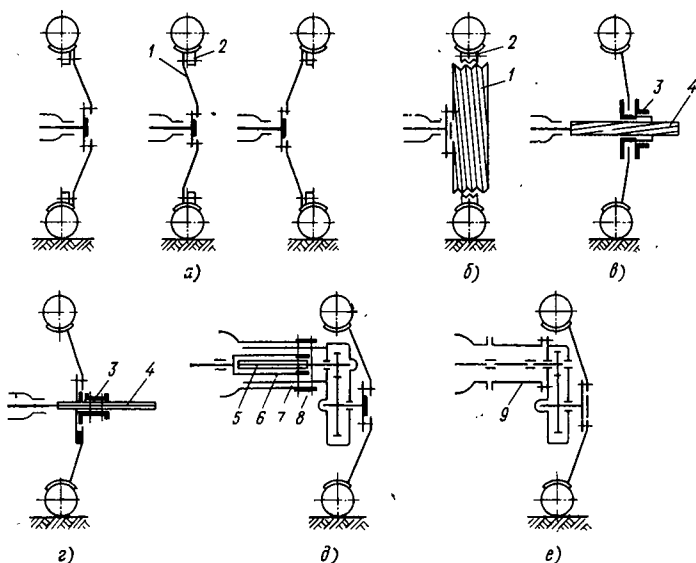


Рис. 86. Способы изменения колеи трактора

На схеме, показанной на рис. 86, б, обод 2 установлен на нарезной внешней части диска 1 колеса. Для фиксации на диске 1 обод 2 сделан разрезным и стянут болтами. Завертывая или отворачивая обод колеса, изменяют колею трактора. Этот способ из-за сложности имеет очень ограниченное применение, и, кроме того, резьба во время работы трактора подвержена ударам.

На рис. 86, в изображен способ, при котором колея трактора изменяется при помощи вставок 9 различной длины. Этот способ неудобен, так как необходимо иметь набор запасных вставок, которые нужно где-то хранить и в нужные моменты подвозить к трактору. Иногда его используют для изменения колеи пропашных и гусеничных тракторов.

Изменение колеи трактора — трудоемкая операция, поэтому ее стремятся механизировать. В схемах, изображенных на рис. 86, б, в, для изменения колеи трактора достаточно ослабить стопорные приспособления и, включив передачу, переместить трактор вперед или назад. Обод 2 колеса, перемещаясь по резьбе барабана, имеющейся на диске колеса (см. рис. 86, б) или ступицы 3 (рис. 86, в), наворачиваясь на резьбу на конце полуоси 4, изменяет колею.

В схемах, изображенных на рис. 86, г, д, перестановка колес может осуществляться с помощью выносных цилиндров навесной системы трактора.

§ 31. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ

Поворачивающий момент, необходимый для изменения направления движения колесного трактора, создается за счет боковых реакций почвы, возникающих при повороте направляющих колес, изменения соотношений моментов на ведущих колесах и сочетанием этих способов.

Механизмы поворота должны обеспечивать высокую маневренность трактора во всех условиях эксплуатации, не допускать проскальзывания колес, обеспечивать устойчивое прямолинейное движение, не передавать толчки и удары со стороны колес на органы управления.

Поворот направляющих колес относительно продольной оси трактора производится следующими способами:

а) поворотом всей оси с установленными на ней колесами; этот способ используется на пропашных тракторах, когда имеется только одно или два спаренных колеса, установленных на короткой оси (см. рис. 81, б);

б) поворотом колес при неподвижной оси; в этом случае колеса устанавливаются на коротких цапфах, шарнирно-соединенных с концами балки передней оси (см. рис. 81, а);

в) относительным поворотом шарнирно-соединенных полурам (шарнирная рама) с закрепленными на них колесами (см. рис. 80).

Поворот трактора при изменении соотношения моментов на ведущих колесах (аналогично гусеничным тракторам) используется только на специальных машинах.

Комбинированный способ применяют для пропашных тракторов, где для уменьшения радиуса поворота поворачивают направляющие колеса и тормозят одно из ведущих колес.

Рулевое управление колесных тракторов состоит из рулевого механизма, рулевого привода и усилителей.

Для рулевого управления различают два передаточных числа: угловое и силовое.

Угловое (кинематическое) передаточное число u равно отношению угла поворота рулевого колеса к среднему углу поворота направляющих колес (направляющие колеса поворачиваются

на разные углы). Его можно представить в виде произведения передаточных чисел рулевого механизма u_p (зависит от его конструкции) и рулевого привода u_n (определяют по соотношению плеч рычагов, измеряемых в положении, соответствующем прямолинейному движению трактора):

$$u = u_p u_n.$$

Силовым передаточным числом $\hat{u}$ называется отношение момента M_c сопротивления повороту направляющих колес к моменту M_p , приложенному к рулевому колесу:

$$\hat{u} = M_c / M_p.$$

При увеличении передаточного числа рулевого управления уменьшается сила, необходимая для поворота трактора, но соответственно возрастает угол, на который необходимо повернуть рулевое колесо для выполнения поворота трактора.

Для существующих конструкций $u = 12 \div 15$.

§ 32. РУЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Рулевой механизм, который преобразует вращательное движение рулевого колеса в угловое перемещение рулевой сошки, состоит из рулевого колеса с валом и рулевой передачи.

Рулевой механизм не должен препятствовать стабилизации прямолинейного движения и передавать толчки со стороны дороги на рулевое колесо (должен быть необратимым).

По конструкции рулевые механизмы разделяют на шестеренчатые, червячные, винтовые, кривошипные, смешанные.

Шестеренчатые механизмы в настоящее время на тракторах почти не применяют, так как они не обеспечивают при малых габаритных размерах необходимое передаточное число и, кроме того, все они обратимы.

Наибольшее распространение получили червячные механизмы, выполненные в различных вариантах: червяк и радиальный сектор (рис. 87, а), червяк и боковой сектор (рис. 87, б), червяк и ролик (рис. 87, в). Из-за высокой износостойкости и КПД чаще всего применяют механизмы в виде червяка и ролика. В червячном рулевом механизме необходимо предусматривать двойное регулирование: изменение осевого зазора прокладками под нижней крышкой картера и регулирование зацепления червячной пары перемещением оси рулевой сошки с укрепленным в ней роликом (ось сошки устанавливают на эксцентрик).

Для большинства рулевых механизмов КПД зависит от направления передачи крутящего момента: при передаче момента от рулевого колеса (прямой КПД) КПД выше, чем при передаче момента от направляющих колес (обратный КПД).

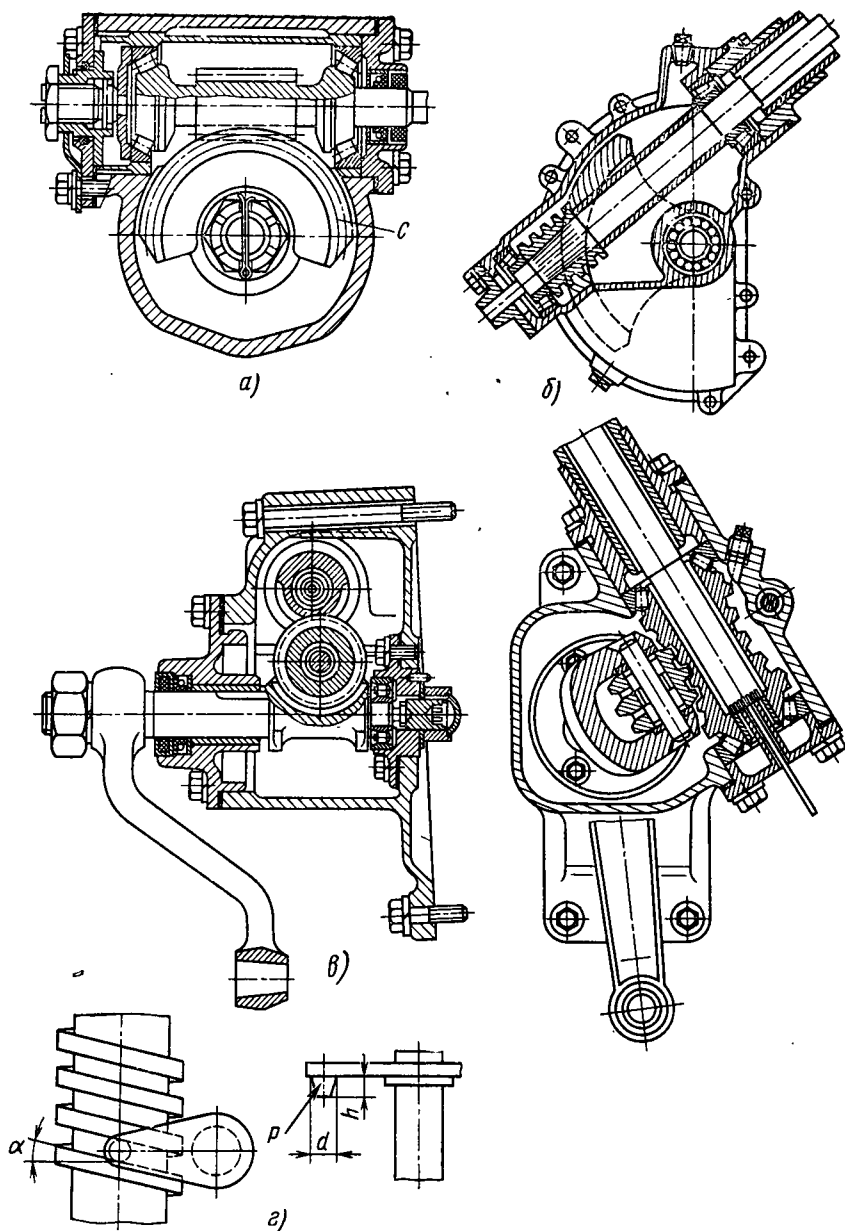


Рис. 87. Рулевые механизмы колесных тракторов:

а — червяк и радиальный сектор; б — червяк и боковой сектор; в — червяк и ролик; г — винт и шип

Для червячного механизма с радиальным роликом прямой и обратный КПД соответственно составляют

$$\eta_n = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg} (\beta + \mu)}; \quad \eta_o = \frac{\operatorname{tg} (\beta - \mu)}{\operatorname{tg} \beta},$$

где μ — угол трения; β — угол подъема винтовой линии червяка.

Высокий прямой КПД облегчает управление трактором, а большой обратный КПД уменьшает обратимость механизма.

Изменяя угол β , можно регулировать обратимость механизма. Так, при $\beta \leq \mu$ передача полностью необратима, но при этом полностью нарушается весовая стабилизация прямолинейного движения машины.

Для согласования этих противоречивых положений принимают $\mu = 8 \div 12^\circ$.

В шестеренчатом рулевом механизме прямой и обратный КПД равны. На передачу «обратных» ударов помимо обратимости рулевого механизма влияет жесткость рулевого привода — элементов, расположенных между рулевым и направляющими колесами. Снижая жесткость рулевого привода, можно уменьшать «обратные» удары, но при этом будет снижаться устойчивость прямолинейного движения трактора из-за возникающих колебаний направляющих колес.

В существующих конструкциях упругость рулевого привода (отношение угла поворота рулевого колеса к моменту на рулевом колесе при закрепленных направляющих колесах) $c = 1,5 \div \div 2$ град/(Н·м).

Уменьшить силы «обратных» ударов можно также, уменьшив плечо обкатки колес. При его нулевом значении «обратные» удары на рулевое колесо передаваться не будут, но при этом не будет обеспечена весовая стабилизация прямолинейного движения машины.

§ 33. РУЛЕВОЙ ПРИВОД

Конструкция рулевого привода зависит от способа поворота машины и ее компоновки.

В машинах, оснащенных двумя расставленными направляющими колесами, вал рулевой сошки соединяют с осями направляющих колес системой тяг и рычагов, обеспечивающих качение колес без проскальзывания при поворотах трактора. Как известно, для качения направляющих колес без проскальзывания при движении по кривой они должны поворачиваться на различные углы: внутреннее (по отношению центра поворота трактора) — на больший, а внешнее — на меньший угол. Соотношение между углами поворота колес должно удовлетворять зависимости

$$\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = M/L, \quad (72)$$

где β и α — углы поворота внешнего и внутреннего колес соответственно; M — расстояние между осями шкворней поворотных цапф; L — база трактора.

Указанная закономерность чаще всего обеспечивается применением рулевой трапеции или систем с продольными тягами.

Для получения правильного соотношения между углами поворота колес необходимо подобрать размеры элементов трапеции и согласовать их с базой и шириной трактора.

Аналитическая связь между углами поворота направляющих колес и параметров трактора описывается уравнением (рис. 88)

$$\beta = \theta + \arctg \frac{l \cos (\theta + \alpha)}{M - l \sin (\theta + \alpha)} - \arcsin \frac{l + 2M \sin \theta - 2l \sin^2 \theta - M \sin (\theta + \alpha)}{\sqrt{M^2 + l^2 - 2Ml \sin (\theta + \alpha)}}, \quad (73)$$

где l — длина рычагов.

Основным фактором, определяющим кинематику рулевой трапеции, является угол θ наклона боковых рычагов при нейтральном положении колес и длина рычагов l . Последняя ограничена условиями компоновки машины. В существующих конструкциях $l = (0,16 \div 0,25) M_{\min}$, где $M_{\min}$ — минимальная колея трактора (при переменной колее).

Угол θ выбирают. Для предварительных расчетов можно пользоваться формулой Б. Е. Митина

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{2 (\sin \alpha_{\max} - \sin \beta_{\max})}{1 - (\cos \beta_{\max} - \cos \alpha_{\max})},$$

где $\alpha_{\max}$ и $\beta_{\max}$ — соответственно максимальные теоретические углы поворота направляющих колес.

Можно также пользоваться формулой (72) и по известным параметрам машины M и L определить, задаваясь одним из углов (α или β), значение второго угла. Подставив найденные углы α или β в уравнение (73), найдем угол θ .

Существующие методы аналитического и графического расчета параметров рулевых трапеций основаны на ряде допущений. Например, считают, что трапеция представляет плоский, а не пространственный механизм, не учитывают деформации дороги и шин, поэтому результаты являются приближенными.

Рулевые трапеции с неразрезной поперечной тягой 4 (рис. 89, а, б)

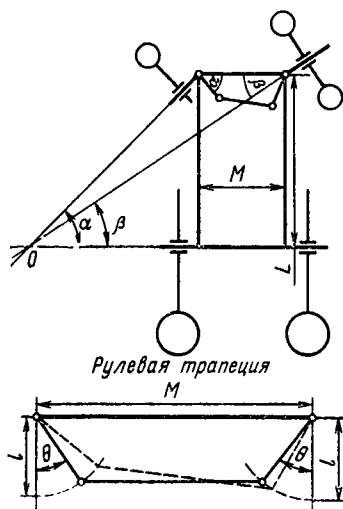


Рис. 88. Схема поворота колесного трактора

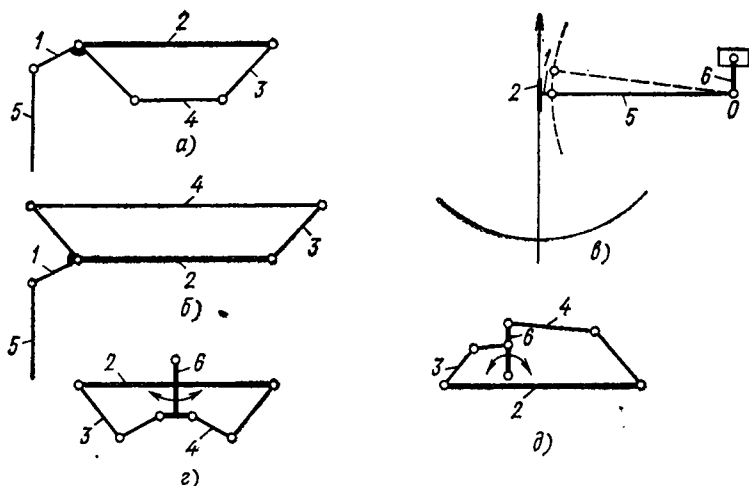


Рис. 89. Схема рулевой трапеции

монтируют как сзади, так и спереди балки оси 2 колес. При размещении трапеции за балкой (рис. 89, а) уменьшается дорожный просвет и затрудняется демонтаж поддона картера двигателя, а при размещении трапеции впереди балки (рис. 89, б) освобождается пространство под двигателем. Наличие продольных рулевых тяг 5 типа трапеций затрудняет навешивание сельскохозяйственных орудий сбоку трактора. Кроме того, продольная рулевая тяга может нарушать устойчивость прямолинейного движения трактора. При наезде одного из колес на препятствие колесо вместе с осью и рычагами 1 и 3 поднимается кверху. Поскольку один конец продольной рулевой тяги 5 (рис. 89, в) соединен с поворотным рычагом 1, то он тоже будет перемещаться вверх вместе с балкой оси 2. Второй конец тяги 5 соединен с сошкой 6 рулевого механизма, поэтому продольная рулевая тяга будет поворачиваться вокруг оси О. Траектории движения балки передней оси 2 и левого конца тяги 5 не совпадают. Из-за этого кинематического несоответствия направляющие колеса трактора будут поворачиваться и прямолинейность движения машины нарушится.

Широкое распространение на тракторах получили рулевые трапеции с разрезной поперечной тягой (рис. 89, г, д). Их также размещают впереди (рис. 89, г) или сзади (рис. 89, д) балки передней оси 2. Продольная рулевая тяга отсутствует, а сошка 6 рулевого механизма непосредственно соединена с поперечной тягой.

В зависимости от условий компоновки трактора рулевые трапеции с разрезной поперечной тягой могут быть симметричными (рис. 89, г) или асимметричными (рис. 89, д).

На рис. 90, а представлена схема привода управления, состоящая из двух тяг 2, расположенных параллельно сторонам

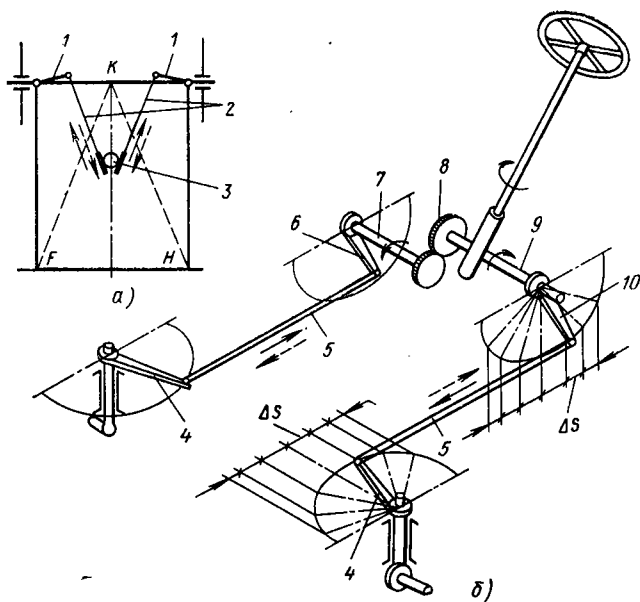


Рис. 90. Схема привода управления без рулевой трапеции:
 а — с тягами, расположенными под углом; б — с параллельными тягами

треугольника KF и KH . При небольших размерах поворотных рычагов 1 нарушение параллельности тяг 2 при повороте незначительно. Изменение колеи трактора, вызывающее изменение размера FH , также практически не нарушает параллельности тяг.

Машина поворачивается при помощи червячного механизма 3 . Описанный привод относительно прост по конструкции и обеспечивает удовлетворительную кинематику колес, однако компоновка тяг под картером двигателя уменьшает дорожный просвет трактора и затрудняет снятие поддона двигателя, из-за чего эти приводы находят ограниченное применение.

На рис. 90, б изображена схема, у которой на валах 7 и 9 , связанных зубчатой передачей 8 , закреплены рулевые сошки 6 и 10 . Последние тягами 5 связаны с рычагами 4 поворотных кулаков. При повороте рулевого колеса сошки, двигаясь в разные стороны, поворачивают соответственно и рычаги.

Подбирая графическим способом длину рычагов поворотных цапф и сошек, можно добиться приблизительного совпадения действительных углов поворота направляющих колес с теоретически необходимыми. Описанная схема относительно сложна и так же, как в предыдущем случае, уменьшает дорожный просвет машины.

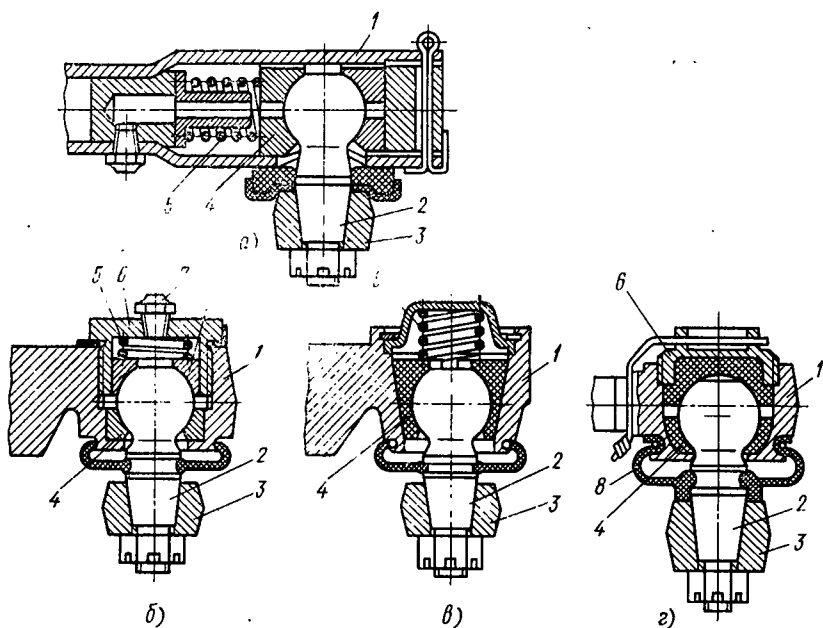


Рис. 91. Шаровые шарниры рулевых тяг

а — с осевыми сухарями; б — с поперечными сухарями; в — с клиновыми сухарями; г — с регулируемым шарниром

Для уменьшения радиуса поворота иногда делают управляемыми все четыре колеса трактора, но из-за сложности конструкции этот способ широкого использования не получил.

Для отечественных и многих зарубежных тракторов применяют поворот при помощи шарнирной рамы.

Тяги рулевого привода соединяются с рычагами шаровыми шарнирами (рис. 91).

Шарнир состоит из шаровой головки с конической шейкой 2, соединяющейся с рычагом 3, и сухарей 4, установленных в корпусе 1 шарнира.

Для устранения зазоров в шарнирах сухари поджимаются пружинами 5. С этой же целью иногда сухари делают конической формы (рис. 91, в). В конструкциях, изображенных на рис. 91, б, в сухари поджимаются резьбовыми пробками 6 и цилиндрической пружиной 5 или пружинной манжетой 8 (рис. 91, г).

Смазка поверхностей трения шарниров проводится через масленку 7 (рис. 91, б); для сокращения операций обслуживания сухари выполняют из антифрикционных полимерных материалов с одноразовой смазкой при сборке.

Тяги делаются трубчатой формы, при необходимости регулирования их длины используют резьбовое соединение корпуса шарнира с тягой.

§ 34. УСИЛИТЕЛИ РУЛЕВЫХ УПРАВЛЕНИЙ

Наличие сельскохозяйственных орудий, выход из глубокой колеи или борозды затрудняет управление, резко увеличивая сопротивление повороту трактора.

Если для управления трактора на его рулевом колесе необходимо приложить усилие более 60 Н, то в систему рулевого управления вводят усилитель, который обеспечивает следующее действие (поворот направляющих колес полностью соответствует повороту водителем рулевого колеса); не включается при наездах колеса на препятствие в случае прямолинейного движения трактора; при поломке не препятствует управлению трактором; обладает высокой чувствительностью, обеспечивая минимальное время срабатывания системы.

Усилители классифицируют по виду используемых источников энергии — гидравлические, пневматические и др., и по методу компоновки — все агрегаты смонтированы в одном корпусе или каждый агрегат смонтирован в самостоятельном корпусе.

Для оценки работы усилителя служит коэффициент усиления K — отношение усилия P_p на рулевом колесе при отсутствии усилителя к усилию P_y на нем при наличии усилителя в системе:

$$K = P_p/P_y.$$

Для современных тракторов $K = 2 \div 6$.

Наибольшее распространение на тракторах получили гидравлические усилители, которые состоят из насоса, гидроцилиндра, распределительного устройства и системы трубопроводов.

Принципиальная схема усилителя рулевого управления изображена на рис. 92, а. Насос 11 подает жидкость из бака 12 по линии 10 к распределителю 1. Для обеспечения постоянства времени срабатывания в напорную линию 10 включен гидроаккумулятор 14, поддерживающий, независимо от режима работы двигателя, постоянное давление в системе. По линиям 15 отработавшая жидкость возвращается в бак 12. При воздействии на рулевое колесо 9 сошка 8 перемещает золотник 7 распределителя. Напорная линия 10 соединяется с линией 5 или 6, подающей жидкость к гидроцилиндру 4, шток которого соединен с поворотным рычагом 3 направляющего колеса трактора.

Корпус распределителя 1 сделан подвижным. Тягой 2 обратной связи он соединен с рычагом 3. При повороте направляющего колеса трактора тяга 2 перемещает корпус распределителя 1 в сторону, противоположную перемещению золотника 7, при этом подача жидкости к гидроцилиндру прекращается. Для поворота направляющих колес на больший угол необходимо не прекращать поворот рулевого колеса.

На схеме рис. 92, а представлен распределитель с замкнутой циркуляцией жидкости. При установке золотника в нейтраль-

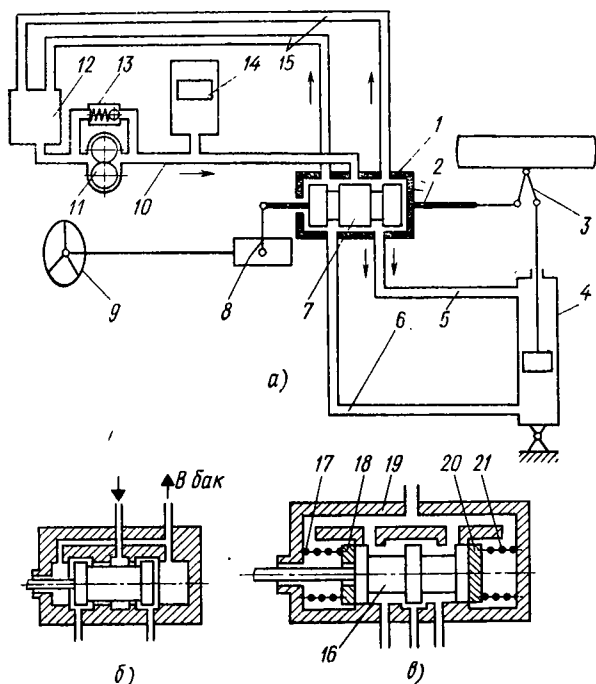


Рис. 92. Усилитель рулевого управления:
а — схема компоновки; б, в — золотниковые распределители

ном положении соединительные линии 5 и 6 разобщены с напорной линией 10. При этом рабочая жидкость из насоса через перепускной клапан 13 вновь поступает к насосу 11.

Возможная утечка жидкости из гидроцилиндра должна пополняться от какого-то источника. Иногда для этого устанавливают дополнительный насос.

На рис. 92, б изображена схема золотникового распределителя с открытой циркуляцией жидкости в системе, который в нейтральном положении не перекрывает полностью напорную и соединительные линии, обеспечивая возможность непрерывной циркуляции жидкости через зазоры. При этом жидкость перетекает в бак, где она охлаждается и отстаивается.

В зависимости от конструкции распределителя следящее действие может осуществляться по перемещению рулевого колеса и по силе сопротивления повороту или использованием обоих методов (комбинированный распределитель).

Распределитель, обеспечивающий следящее действие по перемещению, подробно описан при рассмотрении схемы, изображенной на рис. 92, а. Отличительной его чертой является обратная связь, осуществляемая механическим связующим элементом 2.

К недостатку относится то, что водитель не ощущает момента включения усилителя, так как система срабатывает сразу же при воздействии на рулевое колесо. Кроме того, при ударе со стороны направляющих колес тяги обратной связи могут включать или выключать усилитель, что ухудшает устойчивость движения.

В распределителе, обеспечивающем следящее действие по силе сопротивления повороту (рис. 92, в), обратная связь осуществляется жидкостью, заполняющей систему. Его характерной особенностью является наличие реактивных шайб 18 и 20, установленных в корпусе 19.

При увеличении сопротивления повороту давление в системе усилителя возрастает. Повышается оно и в корпусе распределителя; следовательно, для перемещения золотника 16 необходимо приложить большую силу к шайбе 18 или 20, оказывающей повышенное сопротивление. Эта сила через рулевой механизм передается на рулевое колесо, и водитель четко ощущает процесс поворота. Недостатком схемы является то, что система гидроусилителя так же, как и в предыдущем случае, включается сразу при воздействии на рулевое колесо.

Комбинированный распределитель обеспечивает следящее действие по перемещению и по силе сопротивления повороту.

Независимо от конструкции распределителя оснащают центрирующими пружинами 17 и 21 (см. рис. 92, в), улучшающими процесс управления машиной, ограничивая усилие на рулевом колесе, при котором включается усилитель. Кроме того, центрирующие пружины способствуют стабилизации движения машины при толчках со стороны дороги на направляющие колеса, удерживая золотник в заданном положении.

Независимо от типа распределитель komponуют в одном агрегате с гидроцилиндром (рис. 93) или в отдельных корпусах (см. рис. 95).

При выборе системы нужно исходить из условий эксплуатации трактора, его назначения и компоновки.

При компоновке распределителя и гидроцилиндра в одном агрегате уменьшается число и длина масляных магистралей, а также число промежуточных передач. Если усилитель смонтирован в одном картере с рулевым механизмом (см. рис. 93), то система получается компактной, но исключается возможность применения серийных рулевых управлений.

При раздельной компоновке распределителя и гидроцилиндра можно использовать последний и для других целей.

При установке распределителя непосредственно на рулевом валу значительно повышается чувствительность системы, при раздельной компоновке наличие промежуточных деталей между узлами вызывает запаздывание срабатывания механизма.

На рис. 93, а представлена схема компоновки рулевого механизма трактора Т-40, а на рис. 93, б дана схема его рулевого

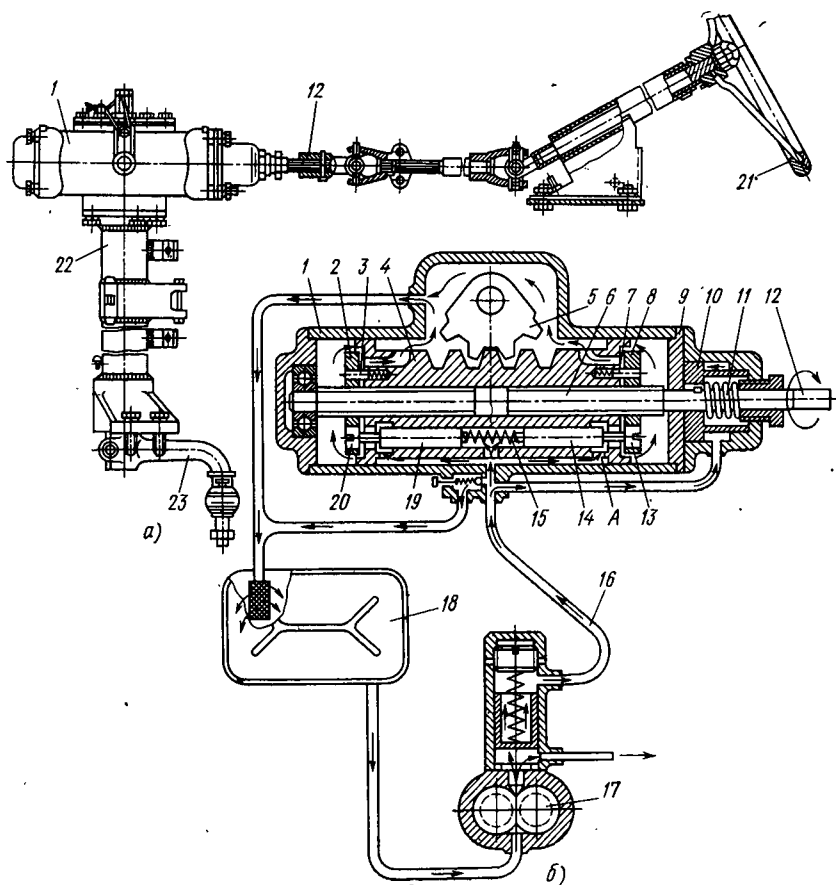


Рис. 93. Схема усилителя рулевого управления, смонтированного в одном картере с рулевым механизмом:

а — схема компоновки; б — схема усилителя

механизма, смонтированного в одном картере с распределителем, и гидроцилиндра гидроусилителя руля.

Корпус 1 механизма одновременно является корпусом гидромотора рулевого усилителя, поршень 4 которого свободно надет на нарезанный конец 6 рулевого вала 12. С торцов поршня 4 на резьбу накручены гайки 2 и 8. Стопорные штифты 3 и 7 свободно проходят через гайки и не дают им поворачиваться относительно поршня. В горизонтальное сверление поршня вставлены два плунжера-золотника 14 и 19; между ними расположена распорная пружина 15, под действием которой плунжеры-золотники перекрывают напорные каналы, сделанные в поршне. Торцы золотников соприкасаются с штифтами регулировочных винтов 13 и 20.

При повороте рулевого колеса 21 вал 12 поворачивается и гайки 2 и 8 перемещаются в осевом направлении по резьбе конца 6 вала: одна — приближаясь, а другая — удаляясь (в зависимости от направления поворота) от поршня. Штифт регулировочного винта 13 или 20 приближается к поршню, нажимает на торец золотника 14 или 19, перемещает его в осевом направлении, открывая напорный канал А в поршне. Выпускной канал поршня (на схеме сверху) закрывается торцом шайбы. Под давлением масла поршень 4 начинает перемещаться. Зубчатая рейка, нарезанная на поршне по внешнему диаметру, поворачивает зубчатку 5 рулевой сошки 23 и вал, который заключен в вертикальной стойке 22.

Рулевая сошка 23 поворачивается до тех пор, пока поворачивается винт 6 и соответствующая гайка прижата к торцу поршня. Как только вращение винта прекратится, поршень установится в промежутке между гайками, откроются сливные отверстия и обе рабочие полости соединятся со сливным каналом. В нейтральном положении масло непрерывно циркулирует в системе из насоса 17 по каналу 16 через рулевой механизм в бак 18.

Чтобы водитель ощущал поворот, усилитель снабжен имитатором, представляющим собой поршень 10, который прижимается пружиной 11 к крышке 9 картера. При повышении давления в системе увеличивается нагрузка на поршень 10 и растет сопротивление повороту. Таким образом, достигается следующее действие системы по давлению.

Рулевое управление трактора МТЗ-80 (рис. 94) состоит из шестеренного насоса 1, распределителя 16, гидроцилиндра 15 и масляного бака 17. Распределитель и гидроцилиндр сконструированы в единый узел с рулевым механизмом.

При неработающем усилителе золотник распределителя 16 находится в нейтральном положении. Масло, подаваемое насосом 1, по кольцевым каналам распределителя, минуя гидроцилиндр 15, возвращается в бак 17.

При повороте рулевого колеса 5 золотник, перемещаясь в осевом направлении, перекрывает сливное отверстие и масло нагнетается в полости А и Б гидроцилиндра 15. Поршень 14 гидроцилиндра через укрепленную на его штоке 13 рейку 9 поворачивает сектор 8, установленный на вертикальном валу 7 сошки руля, и через тяги 4 рулевого привода направляющие колеса 2 трактора.

Поворот направляющих колес продолжается до тех пор, пока возвращается рулевое колесо. Как только тракторист перестанет его поворачивать, поршень 14 с рейкой 9 некоторое время будет продолжать движение и сектор 8, выполненный за одно целое с червячным сектором 6 рулевого механизма, переместит в осевом направлении рулевую червяк 3, а вместе с ним и закрепленные на его хвостовике шайбы золотника. Под действием пружин золотник установится в нейтральном положении. Подача масла в гидроцилиндр прекратится.

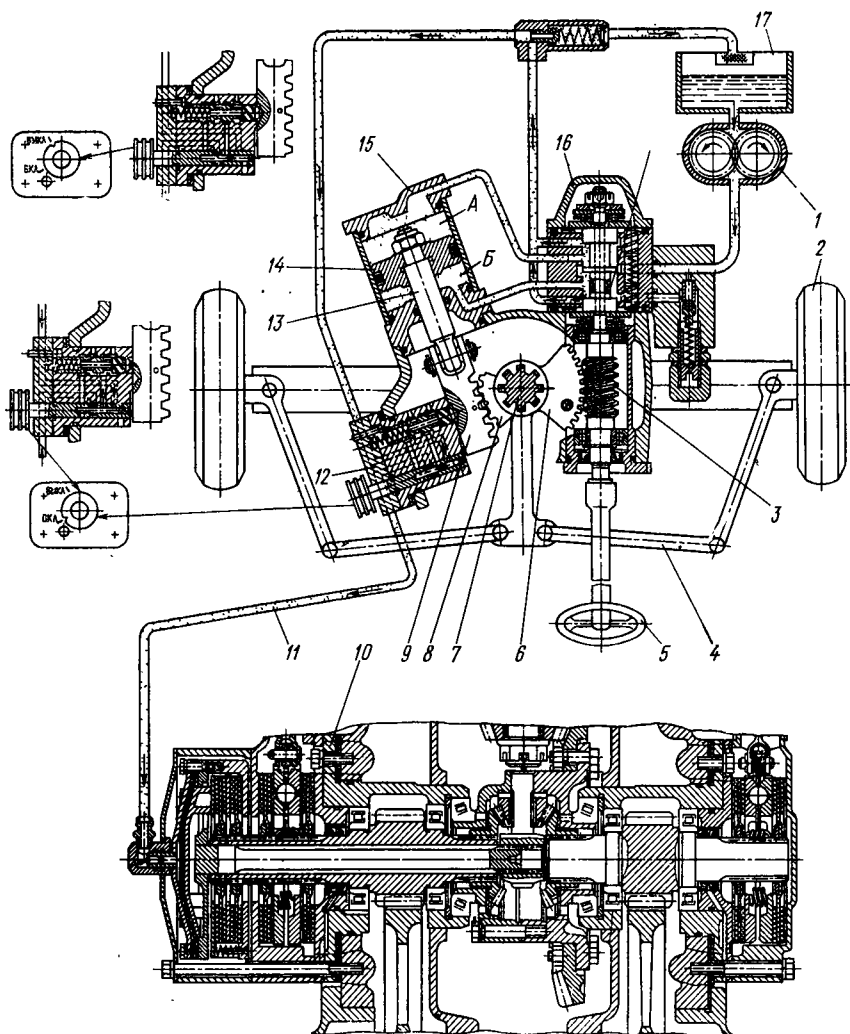


Рис. 94. Рулевое управление трактора МТЗ-80

Таким образом обеспечивается следящее действие. Чтобы водитель лучше ощущал поворот, ползуны прижимаются к корпусу усилителя не только силой распорных пружин, но и давлением масла, поступающего из напорного канала под эти ползуны.

Конструкция рулевого механизма обеспечивает возможность управления трактором при выходе из строя гидроусилителя. В этом случае водитель, поворачивая рулевое колесо 5 через червяк 3, приводит во вращение червячный сектор 6 и вал 7 рулевой сошки, как в обычном, без гидроусилителя, рулевом механизме.

Рулевой механизм трактора МТЗ-80 оснащен датчиком 12 блокировки дифференциала, соединенным маслопроводом 11 с задним мостом 10. При включении механизма автоблокировки дифференциал блокируется. Разблокировка дифференциала происходит автоматически при повороте направляющих колес на угол, превышающий 8° .

В рассмотренных выше случаях следящее действие обеспечивалось по силе сопротивления повороту.

На тракторах с шарнирными рамами (Т-150К, К-700) поворот полурам осуществляется одним или двумя гидравлическими цилиндрами.

На рис. 95 изображена схема рулевого управления трактора К-700 при повороте, состоящего из рулевого колеса 3, рулевого механизма 4, распределителя 17 с предохранительным клапаном 19, гидроцилиндров поворота 11, насоса 1, бака 2 и маслопроводов. Следящее действие осуществляется по перемещению при помощи тяги обратной связи 6, соединяющей рулевую сошку с задней полурамой 7. Тягой 6 согласуется поворот полурам с поворотом рулевого колеса. Гидроцилиндры двойного действия шарнирно соединены с полурамами 9 и 7. На крышках гидро-

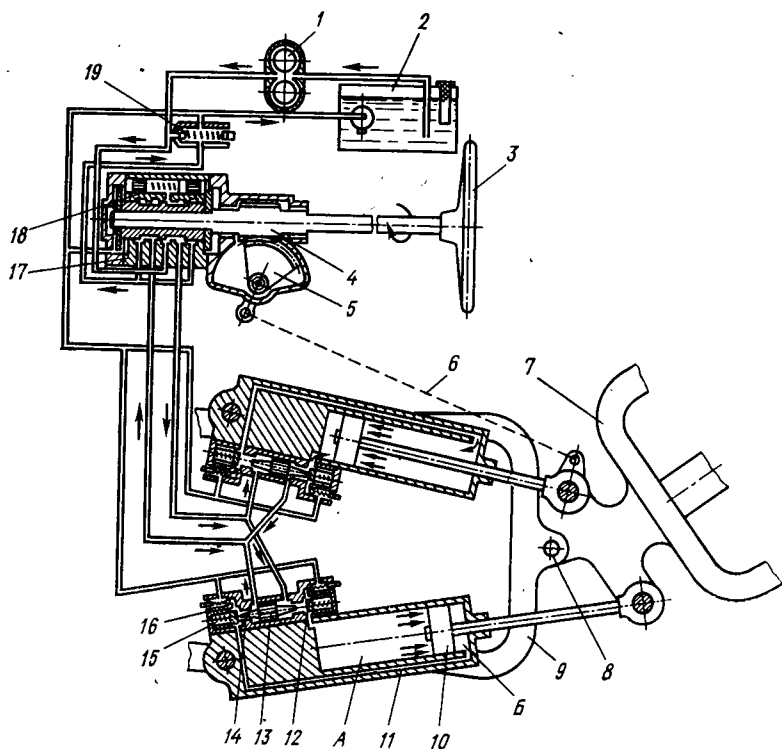


Рис. 95. Рулевое управление трактора К-700

цилиндров укреплены клапанные коробки 12 с двумя запорными клапанами 14, поджимаемыми пружинами. Между клапанами установлен поршень-толкатель 13. Для предотвращения поломок гидроцилиндров при повышенных давлениях установлен предохранительный клапан 16, соединяющий полости цилиндров со сливной линией.

При прямолинейном движении трактора гидроцилиндры 11 находятся в закрытом положении и удерживают полурамы от поворота вокруг оси 8. Золотник 18 под действием пружин установлен в нейтральном положении. Насос перекачивает масло из бака 2 через распределитель и возвращает его в бак.

При повороте рулевого колеса 3 червяк, поворачиваясь при неподвижном секторе 5, перемещает золотник 18 и соединяет напорную линию с клапанными коробками 12. Запорные клапаны 15 обоих гидроцилиндров открываются. Поступающее в полости А и Б гидроцилиндров масло перемещает поршни 10 со штоками в разные стороны, отчего полурамы поворачиваются одна относительно другой. Вытесняемое из гидроцилиндров масло через открытые толкателем 13 запорные клапаны поступает в бак 2. Тяга 6 через сошку поворачивает сектор 5, стремясь вернуть золотник в нейтральное положение. Как только поворот рулевого колеса прекращается, тяга 6 и плунжеры возвращают золотник распределителя 17 в нейтральное положение, запорные клапаны 14 закрываются и фиксируют полурамы в заданном положении.

§ 35. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Элементы рулевого управления рассчитывают по приведенным к данной детали статическим нагрузкам: максимальному моменту, создаваемому трактористом на рулевом колесе (при этом условно принимают, что усилие на ободе колеса равно 400 Н), и моменту M_c сопротивления повороту управляемых колес.

Момент сопротивления повороту управляемых колес

$$M_c = \frac{\varphi}{3} \sqrt{\frac{G_k^3}{p}}, \quad (74)$$

где φ — коэффициент сопротивления повороту колес, равный 0,8—1; G_k — нагрузка, приходящаяся на управляемые колеса; p — давление воздуха в шинах.

Момент M_c и усилие P_p на ободе рулевого колеса связаны зависимостью

$$P_p = M_c / (R_p u \eta''),$$

где R_p — радиус рулевого колеса; u — угловое передаточное число рулевого управления, $u = u_n u_m$ (здесь u_n — передаточное число рулевого привода при прямолинейном движении трактора; u_m — передаточное число рулевого механизма); η — обратный КПД рулевого механизма.

Из-за отсутствия достаточно проверенных обобщенных данных по динамическим нагрузкам, при расчете принимают тройной запас прочности по пределу текучести.

Л. Л. Гинзбург рекомендует следующую методику расчета гидроусилителя руля.

1. Статический расчет — нахождение размеров цилиндра гидромотора усилителя, площадей реактивных элементов и сил центрирующих пружин золотника.

2. Динамический расчет — установление зависимости между скоростями поворота направляющих колес и включения усилителя.

3. Гидравлический расчет — определение подачи насоса и размеров сечения маслопроводов.

4. Расчет деталей на прочность.

Статический расчет. На основании найденного по уравнению (74) момента сопротивления M_c повороту направляющих колес находят силы, действующие на детали рулевого привода и шток поршня гидроцилиндра усилителя. Задаваясь максимальным давлением в системе (для применяемых тракторов 8—9 МПа) и выбирая коэффициент усиления K , находят диаметр гидроцилиндра.

Центрирующие пружины золотника и реактивные шайбы (см. рис. 92, в) следует выбирать такими, чтобы дополнительная сила, которую надо приложить к рулевому колесу для включения золотника, составляла для сжатия центрирующих пружин 10—30 Н; для перемещения реактивной шайбы при максимальном давлении в системе 50—100 Н.

Динамический расчет. Скорость поворота направляющих колес трактора при работе усилителя должна быть несколько больше скорости их поворота при управлении без усилителя. В противном случае усилитель не будет облегчать поворот. Чтобы обеспечить это условие, время включения системы усилителя должно составлять

$$t = \frac{\Delta s}{v_s} + \frac{\int_0^{t_s} v_0 dt}{v_0},$$

где Δs — ход золотника для полного включения; t — время перемещения золотника ($t = t_1 + t_2$; здесь t_1 и t_2 — соответственно перемещения золотника и корпуса распределителя); v_s — скорость перемещения золотника, зависящая от скорости поворота

рулевого колеса; v_0 — скорость перемещения корпуса золотника, определяемая скоростью поворота направляющих колес трактора; t_3 — время увеличения скорости поворота направляющих колес до заданного значения.

Чтобы гидроусилитель начал работать, время t' , необходимое для заполнения гидросистемы и создания в ней соответствующего давления, и время t'' , необходимое для преодоления инерции массы колес и рулевого привода и придания им нужной скорости, должны удовлетворять условию

$$t_4 = t' + t'' = \frac{\Delta V}{Q\eta_0 - \Delta Q} + \int_0^{\omega_p} \frac{J}{M - M_c} d\omega,$$

где ΔV — увеличение объема гидросистемы при повышении давления; J — момент инерции масс, поворачивающихся относительно шкворней; ω — угловая скорость управляемых колес; ω_p — угловая скорость, заданная рулевым колесом; Q — подача насоса; η_0 — объемный КПД насоса; ΔQ — потери жидкости через золотник; $\Delta Q = (0,05 \div 0,1) Q$; M — момент на поворотном шкворне колеса, созданный усилителем; M_c — момент сопротивления колес повороту.

Так как время t'' приблизительно в 10 раз меньше, чем t' , то им обычно пренебрегают. Тогда после подстановки значений t и t_4 получим

$$\Delta s/v_s \geq \Delta V/(Q\eta_0 - \Delta Q).$$

Скорость v_s можно выразить так:

$$v_s = \pi R_p n_{\max} / (30 u_s),$$

где R_p — радиус рулевого колеса; $n_{\max}$ — максимально возможная частота вращения рулевого колеса ($n_{\max} = 80 \div 100$ об/мин); u_s — передаточное число, равное отношению перемещения золотника (в мм) к углу (в рад) поворота рулевого колеса.

Гидравлический расчет. Расчетная подача насоса

$$Q = FS \frac{\pi n_{\max}}{30 \gamma \eta_0} - \frac{\Delta Q}{\eta_0},$$

где F — площадь поршня гидромотора усилителя; S — полный ход поршня при повороте направляющих колес из одного крайнего положения в другое; $n_{\max}$ — максимальная частота вращения рулевого колеса; γ — угол поворота рулевого колеса, соответствующий полному повороту направляющих колес из одного крайнего положения в другое.

Размеры маслопроводов рассчитывают по рекомендациям, приведенным в курсе гидравлики.

Расположение рулевого колеса на тракторе по отношению к сиденью определяет удобство работы водителя. Рекомендуется нижнюю точку рулевого колеса располагать на высоте 250—300 мм от горизонтальной плоскости, проходящей через верх задней кромки нагруженной подушки сиденья, и на расстоянии 300—500 мм от вертикальной плоскости, проходящей через заднюю кромку подушки сиденья, установленного в среднее положение. Рулевое колесо необходимо изготавливать из теплоизоляционного материала, угол его наклона к горизонту должен составлять 25—40°, ось должна находиться в плоскости симметрии сиденья, люфт не должен превышать 25°.

Рулевое колесо должно иметь возможность регулирования по высоте и наклону.

ХОДОВАЯ ЧАСТЬ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

§ 36. ПОДВЕСКИ

Ходовая часть, предназначенная для обеспечения движения трактора и поддержания его остова, состоит из подвески и гусеничного движителя.

Классификация и конструкции. Подвеска соединяет оси опорных катков с остовом трактора. В зависимости от способа соединения подвески разделяют на жесткие, полужесткие и упругие.

В **жестких подвесках** оси опорных катков непосредственно или кронштейнами соединяют с остовом трактора. Эти подвески не смягчают толчков и ударов, передающихся со стороны почвы на остов, поэтому их используют только на тихоходных дорожно-строительных и других гусеничных машинах.

В **полужестких подвесках** оси опорных катков жестко крепят к рамам гусеничных тележек, которые соединяют с остовом трактора — сзади на жестком шарнире, спереди через упругий элемент. В некоторых конструкциях упругие элементы устанавливают сзади и спереди гусеничной тележки. Шарнир, соединяющий раму гусеничных тележек с остовом, может совпадать или не совпадать с осью ведущего колеса. Направляющие колеса и поддерживающие катки монтируют на раме тележек гусениц.

Полужесткие подвески получили широкое распространение на тракторах. Возможность независимого качания тележек гусениц относительно остова улучшает приспособляемость машины к неровностям почвы, повышая тягово-сцепные качества трактора, а наличие упругого элемента снижает утомляемость тракториста.

Закрепление опорных катков в рамах тележек гусениц обеспечивает относительно равномерное распределение давления на почву.

Недостатком полужестких подвесок является значительная металлоемкость и масса неподдрессированных частей.

На рис. 96 представлена конструкция полужесткой подвески трактора Т-100М. Сварная рама 1 гусеничной тележки через отверстия 2 крепится к подшипнику, который вместе с подшипником 3 раскоса 4 шарнирно соединяет тележку гусениц с осями

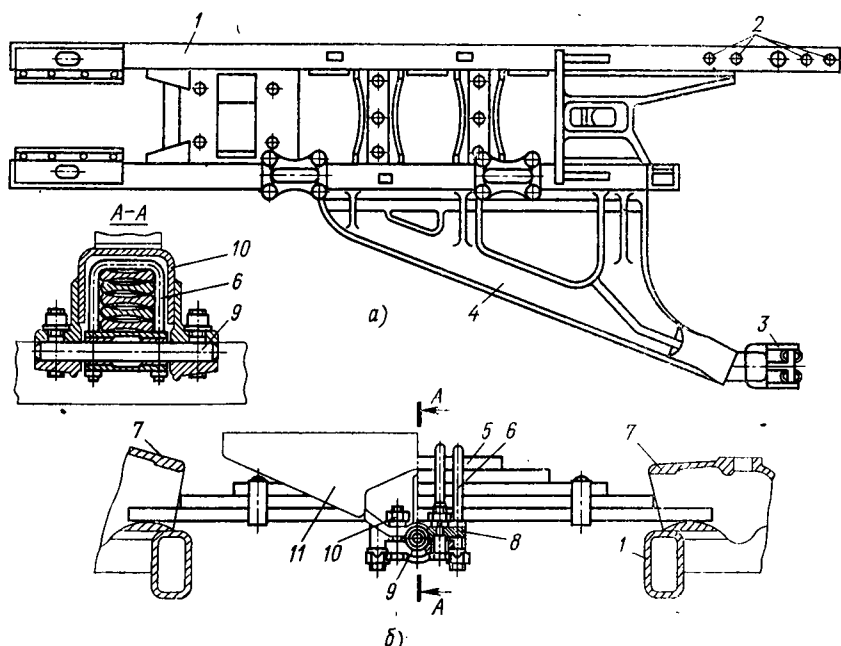


Рис. 96. Полужесткая подвеска трактора Т-100М:
а — рама тележек гусениц; б — поперечная листовая рессора

ведущих колес, неподвижно закрепленных в картере заднего моста.

Поперечная листовая рессора 5 концами опирается на рамы 1 тележек гусениц, а в средней части скреплена стяжками 6 с опорой 8, в которой смонтированы подшипники. Сквозь последние проходит ось 9, укрепленная в коробке 10 на поперечном бруске 11 рамы трактора.

Чтобы при работе рессоры не отходили от рам гусеничных тележек, на них установлены кронштейны-ограничители 7.

Конструкция обеспечивает независимое качение тележек гусениц относительно остова трактора.

На рис. 97 изображена схема полужесткой подвески, в которой в качестве упругого элемента использован торсион 4, смонтированный поперек рамы трактора. Рамы 1 и 7 тележек гусениц рычагами 2, 3, 5, 6 связаны с концами торсиона 4, закрепленного на раме трактора. При монтаже подвески рычаги 2 и 6 устанавливаются с наклоном в разные стороны.

Упругие подвески разделяют на балансирующие и индивидуальные.

В балансирующих подвесках оси опорных катков по две и более при помощи рычагов и упругих элементов объединяют в каретки, каждую из которых шарнирно соединяют с остовом трактора.

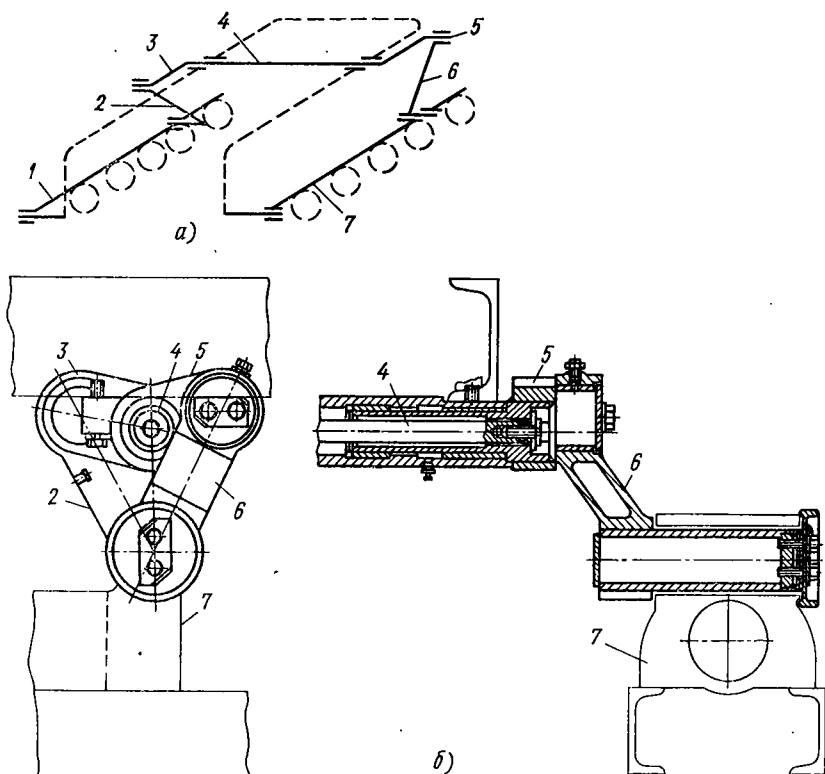
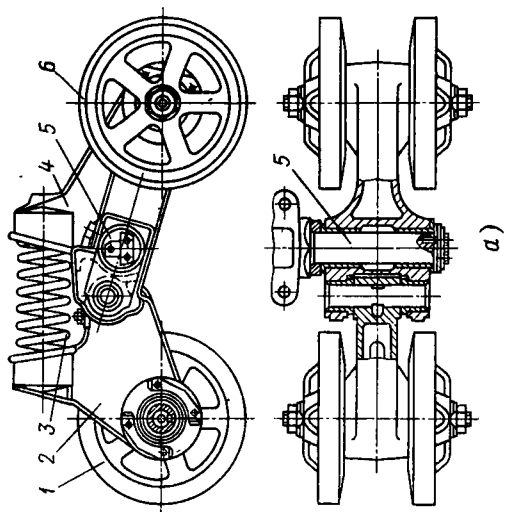


Рис. 97. Полужесткая подвеска с торсионным упругим элементом:
а — схема, б — конструкция торсионного элемента

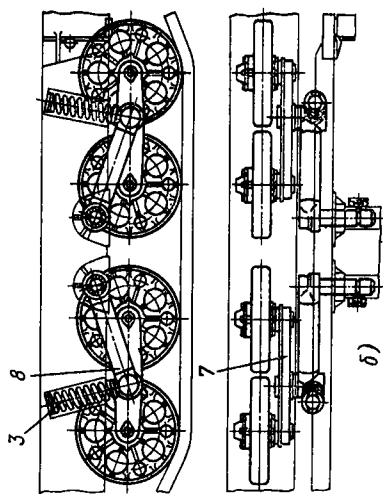
В зависимости от числа катков каретки бывают двух-, трех- и многокатковыми. С каждой стороны остова устанавливают по две каретки. Благодаря небольшой массе неподдрессоренных частей такие подвески можно использовать на машинах, работающих на повышенных скоростях. В нашей стране подвески этого типа получили широкое применение на сельскохозяйственных и специальных тракторах. Недостатком их, по сравнению с полужесткими подвесками, является повышенное давление на почву под опорными катками, в 3—4 раза превышающее среднее значение.

На рис. 98 представлено несколько схем балансирных подвесок гусеничных тракторов.

На рис. 98, а показана конструкция каретки, у которой два опорных катка — 1 и 6 при помощи рычагов 2 и 4 объединены осью 5 в одну каретку, шарнирно-соединенную с остом трактора. Между концами рычагов смонтирован упругий элемент 3. Подобные конструкции используют на отечественных тракторах Т-74, ДТ-75, Т-150.



a)



b)

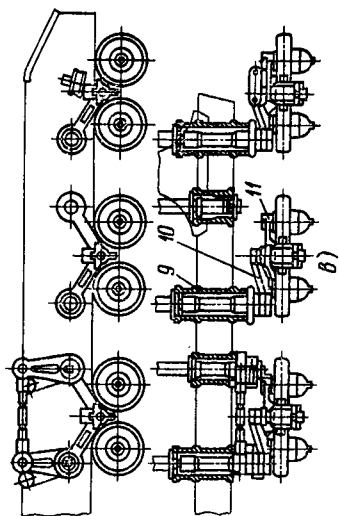


Рис. 98. Балансирные подвески тракторов:
а — Т-74, ДТ-75; б — ДТ-55; в — Т-180

На рис. 98, б изображена балансирующая подвеска трелевочного трактора ТДТ-55. Балансирующая каретка состоит из двух опорных катков, связанных жестким балансиром 7, который рычагом 8 шарнирно соединен с рамой трактора. Нижние головки рычагов 8 свободно опираются на цилиндрические пружины 3, при помощи кожухов связанные с рамой трактора.

Балансирующая подвеска промышленного трактора Т-180 изображена на рис. 98, в. Опорные катки попарно жестким балансиром 11 объединены в каретки. Каждая каретка рычагом 10, укрепленным на поперечном торсионе 9, соединена с остоном трактора.

В индивидуальных подвесках ось каждого опорного катка системой рычагов и упругих элементов соединена с остоном трактора. Так же как и балансирующие подвески, они имеют малую массу неподрессоренных частей, обеспечивают плавное движение машины на повышенных скоростях и высокие тягово-сцепные качества. Недостатком является повышенное давление на почву под опорными катками.

На рис. 99 представлено несколько схем индивидуальных подвесок. В «свечной» подвеске (рис. 99, а) ось каждого опорного катка 5 цилиндрической пружиной 3 связана с остоном 1 трактора. Для устранения изгиба пружины используются стержень 4 и стакан 2.

На схеме, показанной на рис. 99, б, ось опорного катка 5 связана с остоном трактора при помощи листовой рессоры 6. Недостатком этой конструкции является то, что рессора испытывает сложные деформации. Для того чтобы рессора работала только на изгиб, устанавливают рычаги, воспринимающие скручивающие моменты.

На схеме, изображенной на рис. 99, в опорный каток 5 связан с остоном 1 через рычаг 7 и цилиндрическую рессору 8.

На схеме, показанной на рис. 99, г, в качестве упругого элемента использован торсионный элемент 9, рычагом 10 связанный с осью опорного катка. Подвеска, выполненная по этой схеме, применена на тракторе ДЭТ-250 (рис. 100). Каждый из шести опорных катков 1 рычагом 3 шарнирно связан с рамой 2, жестко укрепленной на остоном трактора. Верхняя головка рычага 3 установлена на шлицах в средней части трубы 6, шарнирно соединенной с остоном трактора.

Торсионный элемент 5 при помощи шлиц установлен на внешнем конце трубы 6 и поперечной трубы 4 остома трактора.

Расчет элементов подвесок. Задачей расчета подвески является определение усилий, действующих на элементы, и жесткости упругих элементов.

При движении трактор испытывает вертикальные, угловые и боковые колебания, происходящие с различной частотой и ускорениями. Так как человек представляет также сложную колебательную систему, то колебания машины могут вызывать раз-

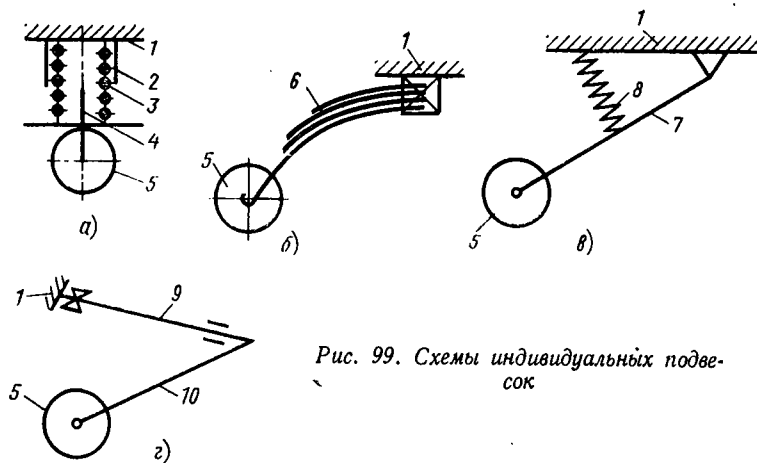


Рис. 99. Схемы индивидуальных подвесок

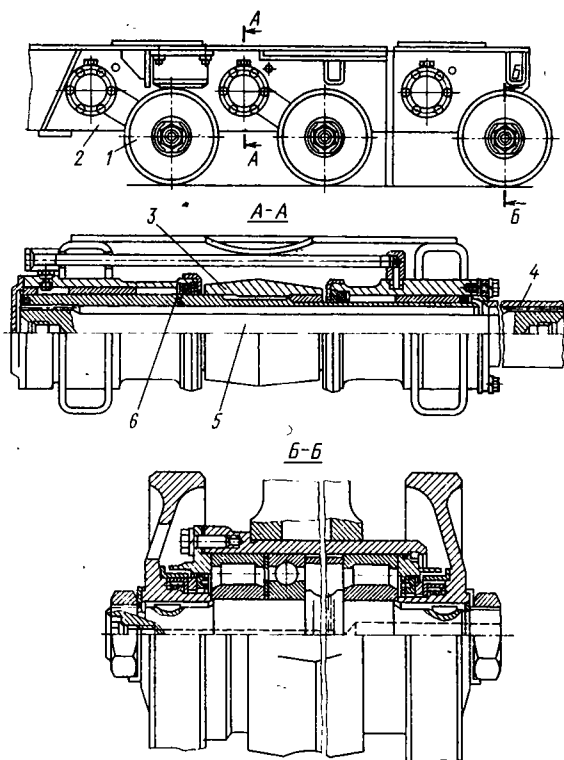


Рис. 100. Подвеска трактора ДЭТ-250

личные болезненные явления. Собственная частота колебаний человека при его движении составляет 2—5 Гц.

Наиболее благоприятными для человека являются колебания с периодом $T_z = 1 \div 1,5$ с, которые характерны для ненагруженного трактора. При транспортировке машин $T_z = 3 \div 3,5$ с.

При одинаковой жесткости рессор период вертикальных колебаний

$$T_z = 2\pi \sqrt{Q_n / (2nc_p g)},$$

где Q_n — вес подрессоренных частей трактора; n — число рессор с каждой стороны трактора; c_p — жесткость рессоры; g — ускорение свободного падения.

Тогда жесткость рессоры

$$c_p = 4\pi^2 Q_n / (ngT_z^2). \quad (75)$$

Зная жесткость рессоры, можно определить ее статический прогиб

$$f_{ст} = Q_n / (4nc_p).$$

Динамический ход опорного катка f_d выбирают из конструктивных соображений — подъем катка ограничивается упором элементов подвески в корпус машин.

Отношение полного упругого хода катка к статическому ходу называется коэффициентом динамичности подвески k_d .

В удовлетворительно работающих подвесках гусеничных тракторов без навешенного орудия $k_d = 3 \div 4$, с навешенным плугом в транспортном положении $k_d = 2,5 \div 4,5$.

На рис. 101 изображены две схемы ходовых систем гусеничных тракторов с полужесткими подвесками, отличающиеся способом соединения тележек гусениц с остовом трактора. Элементом, обеспечивающим неизменность плоскости качания ходовой системы относительно остова, является направляющее устройство, расчет которого, из-за разнообразия конструкций, проводится в зависимости от схемы.

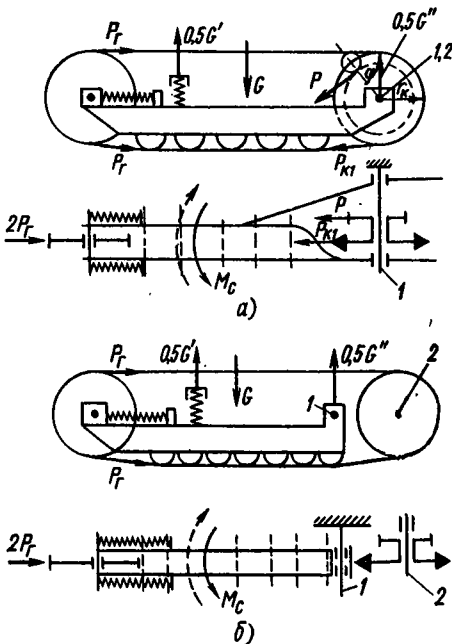


Рис. 101. Ходовая система трактора с полужесткой подвеской, в которой ось качания и ось ведущего колеса:

а — совпадают; б — не совпадают

На схеме, представленной на рис. 101, *а*, направляющим устройством является ось 1, совпадающая с осью 2 ведущего колеса.

При наезде трактора на препятствие тележка гусениц поворачивается вокруг оси качания, но натяжение ведущего участка гусеничной цепи не изменяется. Если оси 1 и 2 не совпадают (рис. 101, *б*), то натяжение ведущего участка изменяется и гусеничная цепь получает дополнительную нагрузку, что является недостатком.

Конструкции с совпадающими осями применяют обычно на тракторах большой мощности. На тракторах малой мощности чаще используют вторую схему.

При повороте трактора на горизонтальном участке на направляющее устройство действуют следующие силы и моменты: P_r — сила предварительного натяжения гусеничной цепи; $P_{к1}$ — касательная сила тяги при включении первой передачи (направление действия силы $P_{к1}$ совпадает с направлением ведущего участка гусеничной цепи); P — окружная сила, приложенная в полюсе зацепления ведомой шестерни конечной передачи; M_c — момент сопротивления повороту одной гусеницы; $M_c = 0,5 \mu GL / (4 \div 6)$ [здесь μ — коэффициент сопротивления повороту, обычно равный 0,8; G — вес трактора (при использовании навесных машин необходимо учитывать их вес); L — длина опорной поверхности гусеницы]; $0,5G'$ и $0,5G''$ — часть веса трактора, действующая в местах соединения тележек гусениц с остом трактора.

Если ось качания тележки гусениц не совпадает с осью ведущего колеса, то силы P_k и P на ось качания тележки гусениц не действуют.

Для разгрузки оси направляющего устройства применяют различные приспособления, например раскосы 1 (рис. 102, *а*), коленчатые оси 2 (рис. 102, *б*), кронштейны 3 с направляющим роликом (рис. 102, *в, г*).

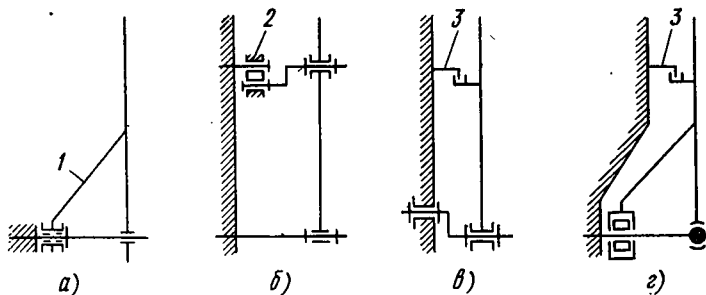


Рис. 102. Схема направляющих устройств полужестких подвесок с разгрузкой оси при помощи:

а — раскоса; *б* — коленчатой оси; *в, г* — кронштейнов с направляющим роликом

При наезде на препятствие угол поворота тележки гусеницы относительно остова трактора составляет $4-5^\circ$, что соответствует высоте препятствия 100—150 мм. Большая высота подъема тележки обычно ограничивается упором.

Зная величину и направление сил, действующих на тележку гусениц, можно определить реакции на подшипники и рассчитать ось качения.

Рама тележки гусениц служит для крепления осей опорных и поддерживающих катков, направляющего колеса, а также для передачи массы трактора на опорные катки. Рамы выполняют литыми, клепаными и сварными. Наибольшее распространение получили сварные и клепаные конструкции из балок различных профилей. Рама тележек гусениц связана с остовом трактора через ось направляющего устройства и упругий элемент.

Наибольшие напряжения рама тележки гусениц испытывает при переходе трактора через канаву, когда только ведущее и направляющее колеса являются опорными или когда на почву опираются только крайние катки; повороте трактора на горизонтальном участке; переходе трактора через сосредоточенное препятствие.

Рамы тележек изготовляют из листовой или швеллерной стали коробчатого или П-образного сечения.

Балансирные подвески рассчитывают для случая работы трактора на горизонтальном участке с прицепным плугом или навесными машинами, размещенными сзади или спереди (в транспортном положении).

На ходовую систему гусеничного трактора с балансирной подвеской действуют следующие силы (рис. 103): G_T — сила действия поддрессоренных масс трактора (при балансирной подвеске можно принимать равной весу трактора); $P_{кр}$ — сила тяги на крюке; P_k — касательная сила тяги трактора; F_1, F_2 — соответствующие вертикальные реакции от масс, приходящихся на переднюю и заднюю каретки; G'_0, G''_0 — веса машин, навешиваемых спереди или сзади трактора; Q_1, Q_2 — сопротивления движению кареток.

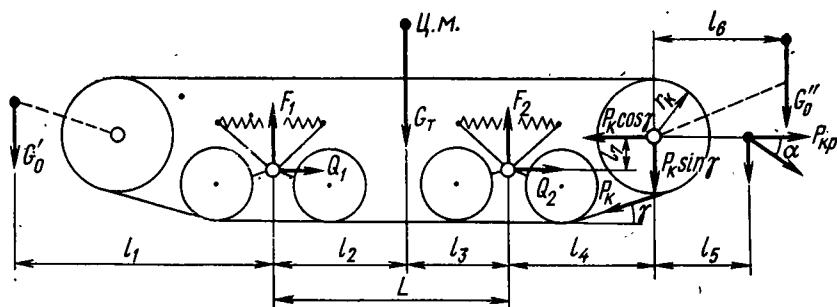


Рис. 103. Схема ходовой системы гусеничного трактора с балансирной подвеской

Из условий равновесия системы определяют силы F_1 и F_2 :
при работе с прицепным плугом

$$F_1 = \frac{1}{2L} \{G_T l_3 + P_k (\cos \gamma l_7 - \sin \gamma l_4 - r_k) - P_{кр} [\operatorname{tg} \alpha (l_4 + l_6) - l_7]\};$$

$$F_2 = \frac{1}{2L} \{G_T l_2 - P_k [\cos \gamma l_7 - \sin \gamma (l_2 + l_3 + l_4) - r_k] + \\ + P_{кр} (l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_7)\};$$

при работе с навесной машиной сзади

$$F_1 = \frac{1}{2L} [G_T l_3 - P_k (\cos \gamma l_7 - \sin \gamma l_4 - r_k) + G_0' (l_4 + l_6)];$$

$$F_2 = \frac{1}{2L} \{G_T l_2 - P_k [\cos \gamma l_7 - \sin \gamma (l_2 + l_3 + l_4) - r_k] + \\ + G_0' (l_2 + l_3 + l_4 + l_6)\}.$$

При повороте трактора на оси кареток действуют боковые силы

$$R_1 = \pm \mu F_1; R_2 = \pm (F_2 - P_k \sin \gamma) \mu.$$

По найденным усилиям рассчитывают втулку балансирующей каретки, цапфу и балансирующую каретку (о расчете упругих элементов будет сказано ниже).

В индивидуальных или в балансирующих подвесках, когда число кареток с каждой стороны превышает две, определение усилий, действующих на опорные катки и элементы подвески, является задачей статически неопределимой. Для решения можно использовать метод приведения реальной подвески к условной, расчетной. У расчетной схемы оси опорных катков непосредственно связаны с упругими элементами. Таким образом, вертикальное перемещение опорного катка равно деформации упругого элемента.

Для правомерности такой замены необходимо подобрать жесткость упругих элементов расчетной схемы так, чтобы при одинаковом воздействии на опорные катки в реальной и расчетной схемах вертикальное перемещение опорных катков было бы одинаковым. Для определения жесткости упругого элемента в расчетной схеме вводят понятие жесткость рессоры, приведенной к катку, — $c_{р.к}$, которая равна отношению нагрузки на опорный каток P_i к его вертикальному перемещению f_i :

$$c_{р.к} = P_i / f_i.$$

Связь между жесткостью $c_{р.к}$ рессоры, приведенной к катку, в расчетной схеме и жесткостью c_p рессоры реальной подвески определяется передаточным числом u_n элементов подвески реальной схемы:

$$c_p = u_n c_{р.к}.$$

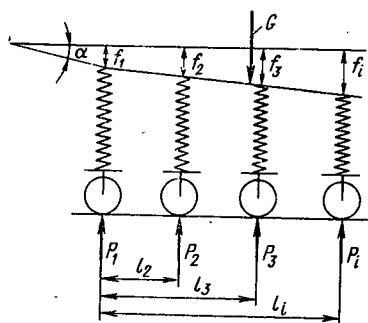


Рис. 104. Условная расчетная схема подвески

Предположим, что реальная схема подвески приведена к условной расчетной, представленной на рис. 104.

Если координата центра масс трактора смещена относительно его продольной оси или опорные катки расположены не симметрично, то остов трактора будет иметь наклон — дифферент (вперед или назад), а рессоры получат различную деформацию.

В общем случае в расчетной схеме имеются следующие неизвестные: f_i — деформация рессор; $c_{p.ki}$ — жесткость рессор; α — угол наклона остова (дифферент); P_i — нагрузка на рессору.

Для решения задачи необходимо по числу неизвестных составить системы уравнений. В данном случае

$\sum P_i = G$ — одно уравнение; $P_i = c_{p.ki} f_i$ — число уравнений равно числу опорных катков; $\sum P_i l_i = aG$ — одно уравнение; $f_i = f_1 + k l_i$ — число уравнений на одно меньше числа опорных катков ($k = \tan \alpha$, где α — дифферент остова).

Методику приведения конкретной подвески к расчетной рассмотрим на примере.

На рис. 105, а представлена схема индивидуальной подвески, в которой в качестве упругого элемента использована цилиндрическая пружина. Для замены этой схемы на расчетную (рис. 105, б) необходимо определить жесткость приведенной к катку рессоры.

Для данной схемы зависимость $c_p = u_{п} c_{p.к}$ можно найти следующим методом.

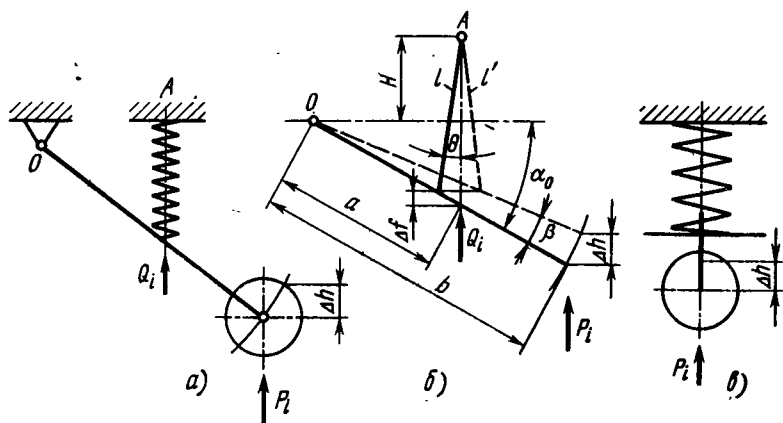


Рис. 105. Схема индивидуальной подвески:

а — исходная; б — расчетная; в — приведенная

Как видно из схемы (рис. 105, а, б), при подъеме опорного катка на высоту Δh длина пружины изменится на величину

$$\Delta f = l - l' = H \left(\frac{1}{\cos \theta} - \frac{1}{\cos (\theta + \Delta \theta)} \right) + a \frac{\sin \alpha_0}{\cos \theta} - \frac{\sin (\alpha_0 - \beta)}{\cos (\theta + \Delta \theta)}.$$

Отклонением пружины $\Delta \theta$ ввиду его малости можно пренебречь. Тогда

$$\Delta f = a [\sin \alpha_0 - \sin (\alpha_0 - \beta)] / \cos \theta. \quad (76)$$

Высота подъема катка

$$\Delta h = b [\sin \alpha_0 - \sin (\alpha_0 - \beta)], \quad (77)$$

откуда

$$\Delta f / \Delta h = a / (b \cos \theta). \quad (78)$$

Условие равновесия системы относительно шарнира O определяется уравнением

$$P_i b \cos (\alpha_0 - \beta) + Q_i a \sin \theta \sin (\alpha_0 - \beta) - Q_i a \cos \theta \cos (\alpha_0 - \beta) = 0,$$

откуда

$$Q_i = P_i \frac{b}{a \cos \theta [1 - \operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} (\alpha_0 - \beta)]}.$$

Используя уравнения (76)–(78) и производя соответствующие преобразования, получаем

$$c_{p.k} = \frac{a^2}{b^2} \frac{1 - \operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} (\alpha_0 - \beta)}{\cos \theta \cos (\alpha_0 - \beta)} c_p = u_p c_p.$$

Изобразив расчетную схему подвески и составив системы уравнений, находят искомые параметры.

Если в подвеске в качестве упругого элемента использован торсион, то жесткость $c_{p.k}$ рессоры, приведенную к катку, можно найти из рис. 106.

Обозначив длину рабочей части торсиона через l , его диаметр через d по известной формуле курса сопротивления материалов, можно найти его угол закрутки φ под действием момента M_k :

$$\varphi = 32 M_k l / (\pi d^4 G),$$

где G — модуль упругости второго рода.

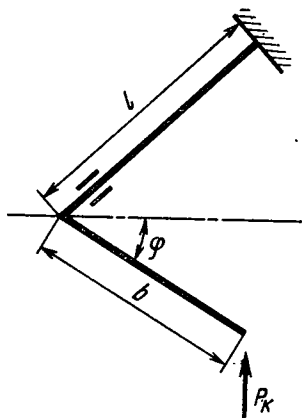


Рис. 106. Схема индивидуальной подвески с торсионным упругим элементом

Момент M_k , скручивающий торсион, зависит от угла наклона β рычага относительно остова трактора, который в процессе работы изменяется:

$$M_k = P_k b \cos \beta,$$

где P_k — нормальная реакция почвы на каток.

В первом приближении, пренебрегая углом наклона β рычага, считаем, что момент M_k является величиной постоянной ($M_k = P_k b$). Принимая, что статическая нагрузка на опорный каток определяется допусковым напряжением кручения $[\tau_k]$ в торсионе, можно найти соответствующее значение M_k :

$$M_k = \frac{\pi d^3}{16} [\tau_k].$$

Тогда

$$P_k = \frac{M_k}{b} = \frac{\pi d^3 [\tau_k]}{16b}.$$

Вертикальное перемещение опорного катка Δf_k под действием силы P_k определяется из уравнения

$$\Delta f_k = 32lb^2 P_k / (\pi d^4 G).$$

На основании изложенного приведенная к катку жесткость рессоры

$$c_{p.k} = \frac{P_k}{\Delta f_k} = \frac{M_k}{b} \frac{\pi d^4 b G}{32lb^2 M_k} = \frac{\pi d^4 G}{32lb^2}.$$

Для приведения балансирной подвески к расчетной схеме можно использовать следующий способ.

На рис. 107, а изображена схема двухкатковой балансирной каретки. Условно считая, что вертикальные перемещения обоих катков одинаковы, можно рассматривать каждый рычаг каретки самостоятельно. Для выявления связи между жесткостью рессоры реальной подвески и приведенной к катку жесткостью рессоры, расчетной подвески (рис. 107, б) необходимо найти передаточное число рычажной системы.

Вертикальное перемещение опорного катка

$$\Delta h = a (\sin \alpha_0 - \sin \alpha).$$

Деформация рессоры

$$0,5 \Delta f = l \cos \beta_0 - l \cos \beta.$$

Деформация рессоры при перемещении опорного катка равна половине общей деформации $0,5 \Delta f$.

Передаточное число подвески (углами α и β пренебрегаем)

$$u_n = \frac{\Delta h}{0,5 \Delta f} \approx \frac{a \sin \alpha_0}{2l \cos \beta_0}.$$

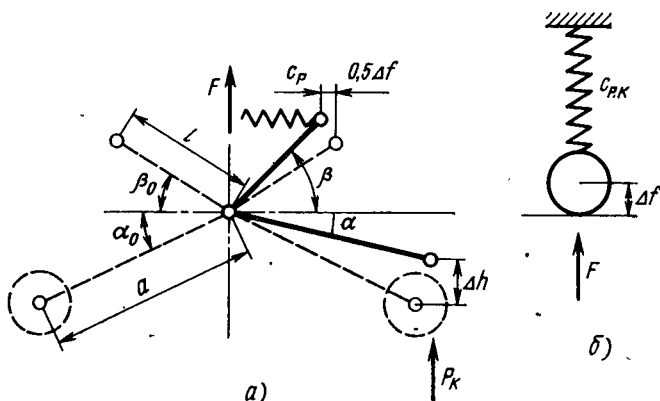


Рис. 107. Схема двухкатковой балансирной подвески:
а — исходная; б — расчетная

Связь между жесткостью рессоры c_p и жесткостью $c_{p.k}$ рессоры, приведенной к катку, имеет вид

$$c_p = \frac{1}{u_n} c_{p.k} = 2 \frac{l}{a} \frac{\cos \beta_0}{\sin \alpha_0} c_{p.k}$$

При проектировочном расчете необходимо вычертить схему ходовой системы трактора. Длину опорной поверхности гусениц ориентировочно определяют исходя из среднего давления на почву для трактора данного типа (ширину гусеницы выбирают в зависимости от назначения и условий эксплуатации машин). Если в техническом задании не оговорен тип подвески, то его выбирают исходя из назначения трактора, условий эксплуатации и производства. Намечают число опорных катков, их размеры (рекомендации будут даны ниже) и размеры рычагов элементов подвески.

Из тягового расчета известен вес трактора $G_T = m_T g$ (здесь m_T — масса трактора). Силы действия подрессоренных масс примерно составляют: при индивидуальной или балансирной подвеске $G_n = (0,9 \div 0,85) G_T$, при полужесткой $G_n = (0,75 \div 0,8) G_T$.

При использовании полужестких и балансирных подвесок (с двумя каретками с каждой стороны) определяют нагрузки на рессоры в статическом положении. Расчетные нагрузки при этом должны обеспечивать двух-трехкратный запас прочности по пределу текучести. При динамических нагрузках, когда деформации упругих элементов достигают максимальных значений, напряжение должно обеспечивать полутора-двукратный запас по пределу прочности. Для тракторов оно равно 700—800 МПа.

При индивидуальных и балансирных подвесках (когда число кареток с каждой стороны трактора равно трем и более) приводят конкретную схему подвески к расчетной, находят нагрузки на

18. Формулы для расчета рессор

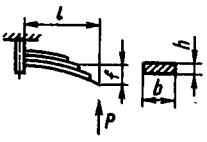
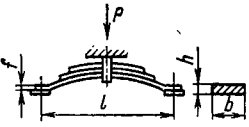
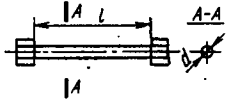
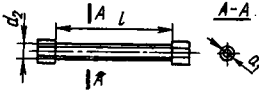
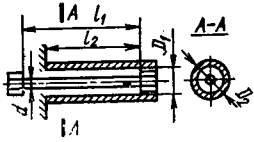
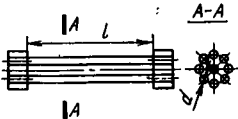
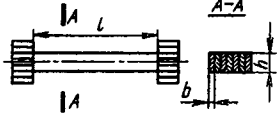
Схема рессоры	Деформация рессоры (f , φ) и скручивающий момент M_K	Напряжение
	$f = \frac{2}{3} \frac{\sigma_n l^2}{Eh}$	$\sigma_n = \frac{3}{2} \frac{Pl}{ibh^2}$
	$f = \frac{\sigma_n l^2}{6Eh}$	$\sigma_n = \frac{6Pl}{ibh^2}$
	$\varphi = \frac{32M_K l}{\pi d^4 G}$	$\tau_K = \frac{16M}{\pi d^3}$
	$\varphi = \frac{32M_K l}{\pi (d_2^4 - d_1^4) G}$	$\tau_K = \frac{16M_K d_2}{\pi (d_2^3 - d_1^3)}$
	$\varphi = \frac{32M_K}{\pi G} \times \left(\frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{D_2^4 - D_1^4} \right)$	Для стержня $\tau_K = \frac{16M_K}{\pi d^3}$ Для трубы $\tau_K = \frac{16MD_2}{\pi (D_2^4 - D_1^4)}$
	$M_K = (1 + i_1 + i_2 + \dots) \varphi \frac{GJ_p}{l} + (i_1 R_1^2 + i_2 R_2^2 + \dots) 12 \frac{EJ}{l^3} \sin \varphi$	$\tau_K \approx \frac{M_K}{0,2d^3 i}$

Схема рессоры	Деформация рессоры (f , φ) и скручивающий момент M_K	Напряжение
	$M_K = \frac{Gb^3h^3}{3l} \left(1 - 0,6 \frac{l}{b} \right) i\varphi$	$\tau_K = 3M_K \times \frac{1 + 0,6 \frac{h}{b}}{ih^2b}$
Условные обозначения: f — стрела прогиба; φ — угол закручивания; l — длина рабочей части рессоры; E — модуль упругости первого рода; G — модуль упругости второго рода; i — число листов (прутков); $i_1, i_2, \dots$ — число прутков в ряду (прутковый торсион); R_i — расстояние от оси прутка до центра оси симметрии пучка; J_p — полярный момент инерции прутка; J — экваториальный момент инерции.		

рессоры, их жесткость $c_{p,k}$, жесткость и нагрузки на упругий элемент реальной конструкции и проводят расчет упругого звена. Для расчета упругих элементов можно воспользоваться табл. 18.

При проведении расчета, в первом приближении, жесткость упругого элемента можно определить из условия обеспечения нормальных условий труда тракториста [по уравнению (75)].

В табл. 19 приведены характеристики упругих элементов некоторых тракторов.

В подвесках ходовых систем колесных и гусеничных тракторов, работающих на повышенных скоростях, стали устанавливать амортизаторы, которые служат для гашения колебаний подвесочной части трактора, а также частичного гашения ударов со стороны ходовой системы на остова.

На тракторах используют гидравлические амортизаторы, унифицированные с автомобильными.

По характеру работы амортизаторы бывают одностороннего действия, работающие только при отдаче, когда упругий элемент разгружается, и двустороннего действия, работающие как при ходе сжатия, так и при разгрузке упругого элемента подвески.

В основном используют телескопические амортизаторы, принципиальная схема которых представлена на рис. 108.

Шток 8 с поршнем 4 прикреплен к остова 7 трактора. В нижней части цилиндр 6, заполненный маслом, соединен с осью 1 колеса. При перемещении колеса относительно остова поршень в цилиндре совершает возвратно-поступательное движение. Сила сопротивления перемещению поршня в цилиндре пропорциональна скорости движения. При ходе штока вниз (сжатие упругого эле-

19. Параметры систем подрессоривания гусеничных тракторов

Параметр	ДТ-54А	Т-75	Т-74	ДТ-75	ДТ-75М	ДТ-125	Э-157	Т-150
Масса, кг:								
трактора	5590	6015	5910	6275	6670	7390	6910	6870
поддрессоренных частей	5165	5195	5038	5845	5945	6575	6160	5933
Момент инерции относительно поперечной оси, кг·м ²	617	671	679	735	753	1090	788	850
Расстояние от центра масс до плоскости, проходящей через ось ведущего колеса, м:								
горизонтальной	1,21	1,22	1,17	1,15	1,25	1,45	1,34	1,43
вертикальной	0,75	0,72	0,68	0,75	0,76	0,82	0,79	0,74
Расстояние между осями балансирных кареток, м	1,07	1,07	1,07	1,07	1,07	1,47	1,07	1,18
Статическая деформация (мм) рессор, каретки:								
передней	15,2	15,3	13,4	12,5	15,8	15,2	19,4	31,7
задней	17,1	17,1	18	18	15,1	16	12,3	24,5
Динамическая деформация (мм) рессор каретки:								
передней	54,8	54,7	56,6	57,5	54,2	54,8	50,6	64,3
задней	52,9	52,9	52	52	54,9	54	57,1	76,5
Частота вертикальных колебаний остова, Гц	3,94	3,92	4	3,78	4,02	3,46	3,97	3,79

мента подвески) жидкость из полости *B* через калиброванное отверстие 5 перетекает в полость *A*. Если давление масла в полости *B* преодолевает усилие пружины клапана 9, то он откроется и расход жидкости из полости *B* увеличится, а сопротивление движению поршня соответственно уменьшится.

При ходе отдачи (разгрузке упругого элемента) жидкость из полости *A* перетекает в полость *B* только через калиброванное отверстие 5.

Это амортизатор двустороннего действия с различной силой сопротивления при ходе отдачи и сжатия упругого элемента подвески.

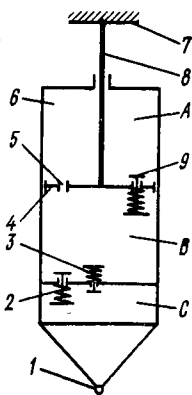


Рис. 108. Схема телескопического гидравлического амортизатора двустороннего действия

Помимо указанных выше элементов амортизаторы снабжают компенсационными камерами C , соединяющимися с полостью B двумя отверстиями, закрытыми пружинными клапанами 2 и 3. Клапан 3 перепускает часть жидкости из полости B в компенсационную камеру C при ходе поршня вниз, а через клапан 2 жидкость вытесняется из компенсационной камеры C . Это устройство необходимо, так как из-за наличия штока 8 (его диаметр значителен) объемы жидкости, вытесняемые из полостей B и A , различны.

Сила сопротивления амортизатора P_a пропорциональна скорости v_n движения поршня:

$$P_a = K v_n^i,$$

где K — коэффициент сопротивления амортизатора.

Зависимость сопротивления амортизатора от скорости движения поршня называется характеристикой амортизатора. В зависимости от показателя степени i характеристика может быть линейной ($i = 1$), прогрессивной ($i > 1$) или регрессивной ($i < 1$). Форма кривой зависит от параметров калиброванных отверстий, вязкости рабочей жидкости и конструкции клапанов.

Отношение коэффициента сопротивления K_o при ходе отдачи к K_c при ходе сжатия для применяемых амортизаторов составляет 2—5.

Эффективность амортизаторов при подвесках различных типов может быть различной, поэтому ее оценивают по относительному коэффициенту затухания колебаний

$$\psi = \frac{h}{\omega} = \frac{K}{M} \sqrt{\frac{M}{c}} = \frac{k}{V M c},$$

где h — парциальный коэффициент затухания ($h = K/M$); K — коэффициент сопротивления амортизатора; M — поддрессоренная масса трактора; ω — частота колебаний ($\omega = \sqrt{c/M}$); c — жесткость рессоры.

Тогда

$$K = \psi \sqrt{c M}.$$

Для колесного трактора

$$K_k = \psi_k \sqrt{c_1 M_1},$$

где $\psi_k = 0,25 \div 0,3$ — коэффициент затухания колебаний трактора; c_1 — суммарная жесткость рессор передней подвески; M_1 — поддрессоренная масса передней части трактора.

Для гусеничного трактора

$$K_r = \psi_r \sqrt{c_\Sigma M},$$

где $\psi_r = 0,25 \div 0,3$ — коэффициент затухания колебаний трактора; $c_\Sigma = \sum_{i=1}^n c_{p.k.i}$ — суммарная, приведенная к катку жесткость

всех рессор трактора (n — число рессор); M — масса поддрессоренной части трактора.

Расположение амортизатора относительно упругого элемента и колеса трактора определяется общей компоновкой подвески. Амортизатор можно установить так, что деформация упругого элемента и перемещение поршня в цилиндре амортизатора будут одинаковыми, или соединить амортизатор и упругий элемент между собой системой рычагов, тогда перемещение и скорость поршня в зависимости от скорости и перемещения рессоры будут зависеть от передаточного числа соединительного устройства.

По найденному коэффициенту сопротивления K и силе сопротивления на штоке амортизатора P_a подбирают амортизатор.

Связь между силой сопротивления амортизатора и площадью поперечного сечения калиброванного отверстия в поршне S имеет вид

$$P_a = F_{\text{п}} p = \frac{Q}{v_{\text{п}}} p = \mu S \sqrt{2p/\rho} \frac{p}{v_{\text{п}}},$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь поршня; p — давление жидкости в цилиндре; Q — расход жидкости через калиброванное отверстие ($Q = \mu S \sqrt{2p/\rho}$); μ — коэффициент расхода жидкости; ρ — плотность жидкости; $v_{\text{п}}$ — скорость перемещения поршня в цилиндре.

Для определения хода поршня амортизатора необходимо определить передаточное число между осью колеса и амортизатором $u_{\text{п. а}}$ (амортизатор может крепиться не на оси колеса, а в любом удобном месте). Перемещение колеса (или опорного катка) f_{Σ} определяют при расчете подвески. На основании этих данных ход поршня амортизатора

$$S_{\text{п}} = (f_{\Sigma} + \Delta)/u_{\text{п. а}},$$

где Δ — запас хода для предотвращения удара поршня о днище цилиндра (принимают равным 30—40 мм).

Диаметр поршня определяют по максимальной силе сопротивления амортизатора $P_{a \text{ max}}$:

$$P_{a \text{ max}} = p_{\text{max}} F_{\text{п}},$$

где p_{max} — максимальное давление в цилиндре (обычно 15—20 МПа).

При ходе поршня вниз (ход сжатия) работает вся площадь поршня

$$F_{\text{п. с}} = \pi D_{\text{п}}^2/4,$$

где $D_{\text{п}}$ — диаметр поршня.

При движении поршня вверх (ход отдачи) рабочая площадь поршня будет меньше на величину площади сечения штока:

$$F_{\text{п. о}} = \pi (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{ш}}^2)/4,$$

где $d_{\text{ш}}$ — диаметр штока (если он неизвестен, то принимают $d_{\text{ш}} \approx 0,35 D_{\text{п}}$).

Если усилие сопротивления амортизатора при ходе отдачи больше, чем при ходе сжатия, то, учитывая, что рабочая площадь поршня при этом меньше, целесообразно площадь поршня определять по ходу отдачи. При этом

$$P_{a.o} = p_{\max} \frac{\pi (D_n^2 - d_{ш}^2)}{4}.$$

Принимая $d_{ш} = 0,35D_n$, получаем

$$D_n = 1,2 \sqrt{P_{a.o}/p_{\max}}.$$

При определении сечения калиброванных отверстий и клапанов пренебрегают утечками жидкости в зазоры и считают, что весь расход жидкости идет только через отверстия. Исходным при расчете параметров является уравнение расхода жидкости.

При ходе отдачи (поршень идет вверх) жидкость из полости *A* перетекает в полость *B* только через калиброванное отверстие 5 (см. рис. 108). Площадь калиброванного отверстия S_{o5} можно найти.

Уравнение расхода жидкости через отверстие 5

$$Q_{o5} = v_{п.o} F_{п.o} = \mu_{o5} S_{o5} \sqrt{2p_{\max}/\rho},$$

где μ_{o5} — коэффициент расхода жидкости через отверстие 5, $v_{п.o}$ — скорость поршня при ходе отдачи; $F_{п.o}$ — рабочая площадь поршня при ходе отдачи.

Выразив скорость поршня и давление в цилиндре через силу сопротивления амортизатора, получим

$$v_{п.o} = P_{a.o}/K_o; \quad p_{\max} = P_{a.o}/F_{п.o}.$$

Подставив найденные значения параметров в уравнение расхода, найдем искомое сечение калиброванного отверстия:

$$S_{o5} = \frac{F_{п.o}}{K_o \mu_{o5}} \sqrt{0,5 P_{a.o} F_{п.o} \rho}.$$

При ходе сжатия (поршень идет вниз) жидкость перетекает из полости *B* в *A* через калиброванное отверстие 5 и клапан 9. Уравнение расхода жидкости при этом

$$Q_{c\sum} = v_{п.c} F_{п.c} = \mu_{\sum} S_{\sum} \sqrt{2p_{\max}/\rho},$$

где $Q_{c\sum}$ — расход жидкости через отверстие 5 и клапан 9; $v_{п.c}$ — скорость поршня при ходе сжатия; $F_{п.c}$ — рабочая площадь поршня при ходе сжатия; $\mu_{\sum}$ — суммарный коэффициент расхода жидкости; $S_{\sum}$ — суммарная площадь проходных сечений отверстия 5 и клапана 9.

Площадь проходного сечения клапана 9

$$S_{c9} = S_{\sum} - S_{o5}.$$

Так как объем цилиндра под поршнем больше объема над ним на объем штока, то при ходе сжатия часть жидкости должна

перетекать в компенсационную камеру C через клапан $З$. Проходное сечение клапана $З$ S_3 также можно определить из уравнения расхода жидкости, перетекающей из цилиндра в компенсационную камеру:

$$S_3 = \frac{F_{\text{ш}}}{\mu_3 K_c} \sqrt{0,5 P_{\text{а.о}} F_{\text{ш}} \rho},$$

где $F_{\text{ш}}$ — площадь сечения штока поршня; μ_3 — коэффициент расхода через клапан $З$,

или искомая площадь

$$S_3 = S_{\Sigma} - S_{05}.$$

Коэффициент расхода жидкости через отверстие зависит от соотношения его диаметра и длины. Для амортизаторов $\mu = 0,6 \div 0,75$. При предварительных расчетах принимают $\mu_{05} = \mu_{\Sigma} = \mu_3$.

§ 37. ГУСЕНИЧНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ

Гусеничный движитель обеспечивает перемещение трактора, поддержание его остова, натяжение и направление движения гусеничных цепей. Движитель состоит из ведущих и направляющих колес с направляющим и амортизирующим устройствами, опорных и поддерживающих катков и гусеничных цепей.

Ведущие колеса, вращаясь, перематывают гусеничную цепь, обеспечивая движение трактора. Их классифицируют по месту расположения на тракторе — с передним и задним расположением; по конструкции обода — с одинарным и двойным венцом; по типу зацепления с гусеницей (цевочное, гребневое, зубовое).

Проф. М. И. Медведевым установлено, что место расположения ведущего колеса в зависимости от скорости движения трактора влияет на КПД машины. Так, при скоростях движения до 20 км/ч рациональным является заднее, а при больших скоростях — переднее расположение ведущих колес.

Сельскохозяйственные и большинство промышленных тракторов имеют заднее расположение ведущих колес.

Высоту h_k расположения ведущих колес от плоскости качения (беговых дорожек гусениц) выбирают в зависимости от типа подвески. При полужестких подвесках размер h_k должен обеспечить свободный сход трактора с разостланной гусеницы:

$$h_k = 0,5 D_{\text{в}} + 10 \text{ мм},$$

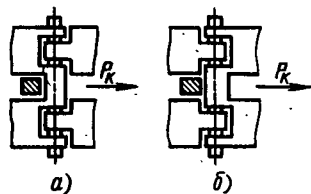
где $D_{\text{в}}$ — диаметр ведущего колеса, мм.

При упругих подвесках этот размер выбирают из условия предотвращения ударов колес при переходе препятствия с максимальной силой тяги на крюке, когда задние рессоры подвески получают дополнительную деформацию.

Угол наклона задней ведущей ветви гусеницы у сельскохозяйственных тракторов должен составлять $1-10^\circ$.

Рис. 109. Схема передачи тягового усилия способом:

а — тянущим; б — толкающим



Для предотвращения передачи пульсирующей нагрузки на детали при перематывании гусеницы расстояние от оси ведущего колеса до оси ближайшего опорного катка принимают равным $(2,5-3) t_r$, где t_r — шаг звена гусеницы.

Наибольшее распространение на сельскохозяйственных тракторах получили ведущие колеса с одинарным венцом, которые проще по конструкции и обеспечивают лучшую самоочищаемость от налипшей грязи.

Для облегчения ремонта и эксплуатации ведущие колеса делают составными. Зубчатый венец болтами прикрепляют к ступице, к ней же обычно привертывают и ведомую шестерню конечной передачи (см. рис. 62, 63).

Ведущие колеса с цевочным зацеплением получили преимущественное распространение на сельскохозяйственных тракторах, гребневое зацепление применяют редко.

Профилирование зубьев ведущих колес. Срок службы ведущих колес определяется как материалом, так и профилем зубьев венца колеса.

При цевочном зацеплении зубья ведущего колеса, входя в зацепление с цевками, перематывают гусеничную цепь. При этом возможны два способа передачи усилия P_k от зуба ведущего колеса на цевку: тянущий и толкающий.

При тянущем способе зуб колеса упирается в цевку, расположенную на переднем по ходу трактора конце звена гусеницы (рис. 109). Входящая в зацепление цевка, находясь под действием полной касательной силы тяги, скользит по зубу колеса. При выходе цевки из зацепления скольжение отсутствует, так как цевка отходит от зуба.

При толкающем способе передачи усилия зуб колеса упирается в цевку, выполненную в задней части звена гусеницы (рис. 109, а, б). При входе в зацепление звено гусеницы предварительно укладывается на ведущее колесо, а затем цевка без скольжения входит в зацепление с зубом колеса. Выход цевки из зацепления сопровождается проскальзыванием ее под нагрузкой по зубу колеса. В этом случае работа сил трения в шарнирах цепи несколько меньше, чем в предыдущем.

В зависимости от соотношения шагов гусеницы t_r и ведущего колеса t_k зацепление разделяют на специальное ($t_r < t_k$) и нормальное ($t_r = t_k$).

В специальном зацеплении шаг гусеничной цепи на 1—5% меньше шага колеса. В этом случае при работе трактора ведущим является один верхний зуб колеса. При выходе его из зацепления

Для гусеничных тракторов, работающих со скоростями до 12 км/ч, $\beta = 20 \div 30^\circ$ (шаг звена гусеницы 150—200 мм). У машин, работающих на более высоких скоростях, для уменьшения сил инерции и работы трения в шарнирах при перематывании гусеницы шаг звена уменьшают. При этом уменьшается и угол β . Из уравнения (79) определяют z .

Шаг звена гусеницы t_r (м) находят из уравнения скорости v (км/ч) гусеничного трактора:

$$v = 0,06zt_r n_k,$$

где n_k — частота вращения ведущего колеса, об/мин.

В этом уравнении n_k и скорость трактора известны из тягового расчета, неизвестным является шаг t_r .

Радиус ведущего колеса

$$R_k = t_r/2 \sin(\beta/2) = t_r/2 \sin(180/z).$$

2. Радиусом R_k проводят окружность.

3. Вписывают в полученную окружность многоугольник со стороной, равной шагу гусеничной цепи t_r (точки 1, 2, ...).

4. Определяют углы θ_1 зацепления прямолинейного участка зуба и θ_2 зацепления впадины по уравнениям

$$\operatorname{tg} \theta_1 = \frac{q_1 \sin \beta}{1 - q_1 \cos \beta}; \quad \operatorname{tg} \theta_2 = \frac{q_2 \sin \beta}{1 - q_2 \cos \beta}, \quad (80)$$

где q_1 и q_2 — показатели геометрической прогрессии, определяющей распределение усилия по зубьям (предполагается, что в зацеплении находится несколько зубьев).

Показатели геометрической прогрессии q_1 и q_2 находят по формулам

$$q_1 = \sqrt[m-2]{\frac{P_r}{P_r + 0,5P_k}}; \quad q_2 = \sqrt[m-2]{\frac{P_r}{P_r + 0,5fQ}}, \quad (81)$$

где m — число звеньев гусеничной цепи, фактически укладываемых на ведущем колесе (должно быть целое число); P_r — сила предварительного натяжения гусеницы; P_k — номинальная касательная сила тяги на колесе; f — коэффициент сопротивления движению; Q — вес машины.

5. Определяют угол ψ заострения зуба с учетом того, что толщина зуба s должна исключать возможность заклинивания гусеничной цепи при ее износе. Для выполнения этого условия между зубом колеса и цевкой цепи при ее износе должен оставаться зазор $\Delta = (0,03 \div 0,04) t_r$. Угол заострения зуба $\psi = 2(\theta_1 + \nu)$, где ν — центральный угол зазора [$\operatorname{tg} \nu = 2\Delta \operatorname{tg}(\beta/2)$].

6. Из центра шарнира цепи (точка 1, 2, ...) проводят два луча под углами θ_1 и θ_2 к стороне (1—2, 2—3, ...) многоугольника и окружность радиусом $r = (0,15 \div 0,3) t_r$, определяющую размеры цевки. В точке пересечения луча, направленного под углом θ_1 , и окружности цевки проводят нормаль к лучу, определяющую прямолинейный участок профиля зуба колеса.

7. Делят угол β пополам и от стороны, прилегающей к цевке, откладывают угол γ , одна из сторон которого является осью симметрии зуба. Впадину зуба между лучами, направленными под углами θ_2 для одного и другого зуба, проводят окружностью радиусом $r_1 = (1,1 \div 1,3) r$. Вторую половину зуба строят симметрично первой.

8. Из центра ведущего колеса радиусом $R_r = R_k + (0,8 \div 1,2) r$ проводят окружность головок зубьев ведущих колес.

Для уменьшения износа зубьев ведущих колес и цевок НАТИ предложена конструкция зацепления с развитыми поверхностями контакта (рис. 110, б). Для построения проводят окружность радиусом r_3 расположения шарниров звеньев гусеницы. Приняв за радиус цевки $r_{ц}$ радиус окружности, касательной к профилю дуги цевки, определяют размер цевок. Радиусом $r_в$ проводят окружность впадин зубьев, а радиусами $r'_3 = r_3 + r_{ц}$ проводят окружность выступов зубьев. Профиль зуба вычерчивают дугой радиусом $R_m = r_3 \operatorname{ctg} \varphi / \cos \varphi$, касательной к окружности цевки.

Вершина зуба ограничивается дугой окружности $R_3 = 15 \div 20$ мм, а закругление ножки зуба — дугой $R_в = 8 \div 10$ мм.

При гребневом зацеплении (рис. 111) ведущее колесо состоит из двух дисков 1 и 9, соединенных осями 5, которые состоят из болта 8, распорной втулки 6 и ролика 7.

На обод колеса укладываются звенья гусеницы. В некоторых случаях ободья обрезают.

Гусеница 3 имеет выступы-гребни 2. При большом шаге, когда число звеньев гусеницы, укладываемых по периметру ведущего колеса невелико, звенья гусениц, имеющих гребни, располагают через одно с гладкими звеньями 4. Профиль гребня образуется прямыми, расположенными под углом $65-80^\circ$ к поверхности беговой дорожки гусеницы. Головку и ножку гребня закругляют.

При зубовом зацеплении на венце ведущего колеса выполняют впадины, куда входят выступы гусеницы. По сравнению с це-

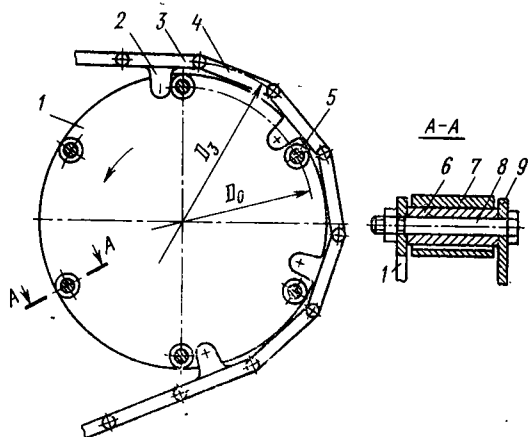


Рис. 111. Ведущее колесо с гребневым зацеплением

[illegible]

Методика профилирования зубового зацепления заключается в следующем.

2. По формулам (80) определяют углы зацепления θ_1 и θ_2 , а по формулам (81) — показатели геометрической прогрессии q_1 и q_2 .

3. Проводят окружность диаметром D_3 , разбивают ее на дуги, хорды которых равны шагу гусеницы. Из центров шарниров A и B от хорды, представляющей звено гусеницы, внутрь ведущего колеса откладывают углы θ_1 и θ_2 . На лучах, образующих угол θ_1 , откладывают нормальную к шарниру силу N_B и силу, действующую вдоль звена гусеницы $N_A = N_B q_1$ [где q_1 — показатель геометрической прогрессии, уравнение (81)], и находят их равнодействующую N .

Аналогично определяют равнодействующую N' для угла θ_2 .

На пересечении направлений векторов N и N' находят точку O_B . Из центра O радиусом R_0 через точку O_B проводят делительную окружность.

На расстоянии $0,5d_n + \delta$ (d_n — диаметр пальца шарнира, δ — толщина проушины) проводят линию, параллельную плоскости, представляющей беговую дорожку гусеницы.

От оси симметрии звена вправо и влево откладывают отрезки $c = 0,3t_r$, определяя толщину основания зуба. К плоскости звена гусеницы восстанавливают перпендикуляры, наносят на них на расстояниях 10—15 мм точки, через которые из центра O_B проводят дугу радиусом R_n , являющуюся профилем зуба. Вторую дугу профиля зуба проводят из симметричного центра O_A .

Высоту зуба принимают равной 50—60 мм. Вершину зуба скругляют дугой радиусом 20—30 мм, а основание — дугой радиусом 10—15 мм.

Наружный диаметр колеса принимают равным $D_n = D_3 - 2[0,5d_n + \delta + (2 \div 3)]$ (здесь D_n — наружный диаметр ведущего колеса, мм; D_3 — диаметр делительной окружности, мм; d_n — диаметр пальца, мм; δ — толщина стенки проушины, мм).

Глубина впадины $h_r \geq 1,5h$, где h — высота зуба (40—60 мм).

Венцы ведущих колес отливают из сталей 40, 45, 50, специальной хромоникелевой или хромованадиевой стали. Проводится термообработка до твердости $HRC\ 48-60$.

Независимо от типа зацепления считают, что усилие на гусеничную цепь передается только одним зубом и составляет $0,8\ mg$ (здесь m — масса трактора; g — ускорение свободного падения).

Зуб колеса рассчитывают на изгиб и контактную прочность. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_n] = 400 \div 500$ МПа, смятия $[\sigma_{см}] = 500 \div 1000$ МПа.

Направляющие колеса служат для направления движения и изменения степени натяжения гусеничной цепи. Кроме общих требований они должны обеспечивать хорошую самоочищаемость от грязи и снега.

Направляющие колеса классифицируют по типу обода — с одинарным и двойным ободом; способу крепления — на кривошипе и на ползунах; наличию амортизирующего устройства — с амортизирующим устройством и без него.

У всех гусеничных тракторов направляющие колеса выполняют функцию натяжных устройств. С их помощью изменяют степень натяжения гусеничной цепи, что необходимо для демонтажа гусеницы и ее предварительного натяжения, так как при провисании цепи резко увеличиваются потери на самопередвижение трактора и возможно спадание гусеницы при работе.

Для изменения натяжения гусеничной цепи ступицы направляющего колеса устанавливают на коленчатой оси или на ползунах. Первый способ применяют при балансирной или индивидуальной подвеске (коленчатую ось закрепляют на остова трактора), второй — при полужесткой (ползуны устанавливают на тележках гусениц).

На рис. 113, а представлена схема установки направляющего колеса 1 на ползуне 2, расположенном на тележке 5 гусеничной рамы.

Для изменения натяжения гусеницы вращают регулировочную гайку 3, накрученную на винт, конец которого связан с ползуном 2. На последнем укреплен ось направляющего колеса 1.

На стержень натяжного винта надевают предварительно сжатую пружину 4 амортизирующего устройства, уменьшающего силу ударов на детали тележки 5 гусениц и остова трактора.

Конструкция, схема которой изображена на рис. 113, б, отличается от предыдущей главным образом ползуном 2, на котором установлено направляющее колесо 1. В ней имеется направляющий стержень 6, установленный на кронштейнах, закрепленных на раме тележки гусениц, по которому скользит фасонная втулка 7 с осью направляющего колеса.

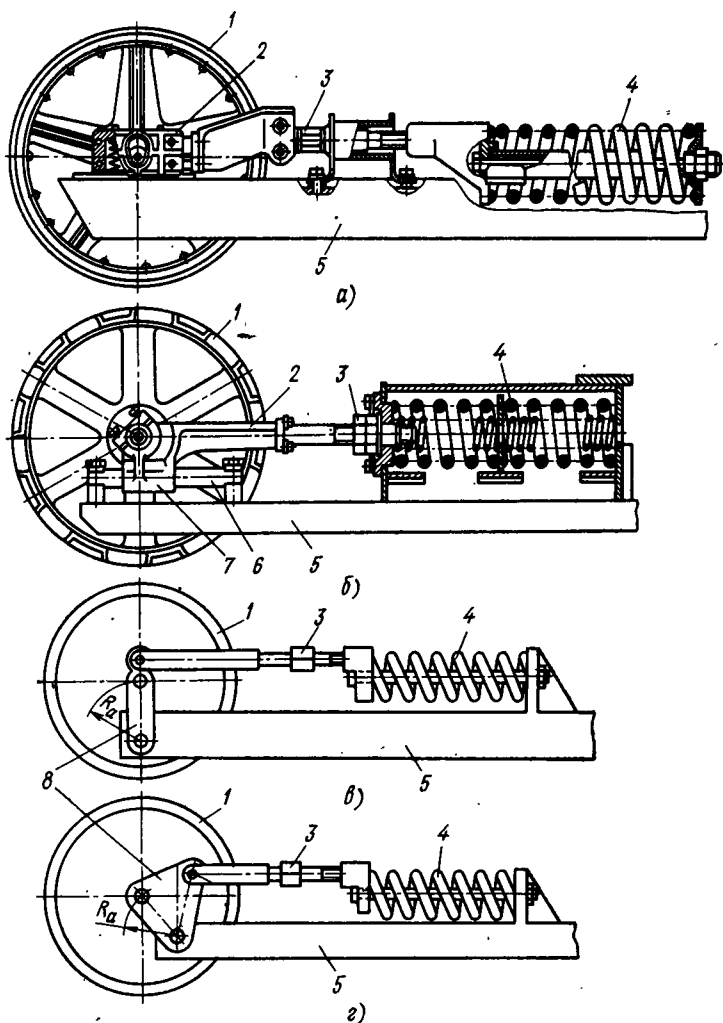


Рис. 113. Схемы установки направляющего колеса при полужесткой подвеске:

а, б — на ползуне; в, г — на кривошипе

В некоторых случаях направляющие колеса устанавливают не на ползунах, а на кривошипах 8 (рис. 113, в, г), ось качения которых укрепляют на раме 5 тележек гусениц. При вращении регулировочных гаек 3 натяжной винт перемещает ось направляющего колеса 1, которая, двигаясь по дуге с радиусом, равным радиусу кривошипа R_a , изменяет степень натяжения гусеницы.

По сравнению с предыдущими схемами, конструкция, изображенная на рис. 113, в, имеет преимущество, так как амортизи-

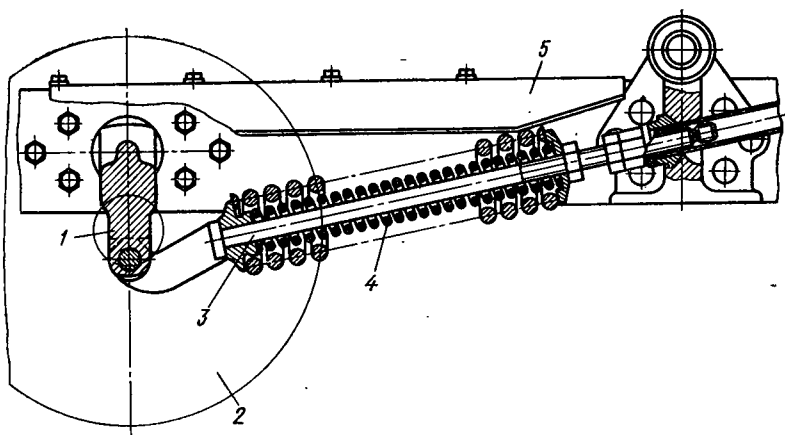


Рис. 114. Схема установки направляющего колеса при упругой подвеске:

1 — коленчатая ось; 2 — направляющее колесо; 3 — натяжной винт; 4 — амортизирующая пружина; 5 — осто́в трактора

рующее устройство поглощает не только горизонтальные, но и вертикальные толчки, действующие на направляющее колесо.

При использовании балансирных или индивидуальных подвесок, когда тележка гусеничных рам отсутствует, направляющее колесо 2 вместе с натяжным 3 и амортизирующим 4 устройствами крепят на лонжероне 5 осто́ва трактора (рис. 114). В этом случае оси направляющих колес всегда устанавливают на кривошипах 1, шарнирно закрепленных на осто́ве трактора.

Если направляющее колесо опущено и одновременно работает как опорный каток, то его устанавливают также на уровне опорной поверхности и оборудуют эластичной подвеской.

На тракторах с полужесткой подвеской направляющие колеса несколько приподнимают над плоскостью качения так, что нижняя ветвь гусеницы образует с почвой угол $1-5^\circ$. При использовании балансирных и индивидуальных подвесок для предотвращения ударов о почву при деформации упругих элементов подвески колеса приподнимают выше и угол подъема нижней ветви гусеницы составляет $5-25^\circ$.

Для более равномерного хода трактора, чтобы не было толчков при перематывании гусеницы, ось направляющего колеса должна быть удалена от оси переднего опорного катка на расстояние не менее $3t_r$, где t_r — шаг гусеницы.

Для уменьшения потерь в ходовой системе при перематывании гусеницы диаметр направляющего колеса стремятся делать по возможности большим. В сельскохозяйственных тракторах его принимают на 50—100 мм меньше наружного диаметра ведущего колеса.

Конструкция обода направляющего колеса определяется типом гусеничной цепи и способом ее зацепления с ведущим колесом.

При цевочном зацеплении обод колеса может быть гладким с кольцевым выступом посередине, который препятствует спаданию гусеничной цепи во время работы. Для этой же цели на направляющем колесе делают реборды. При гребневом зацеплении на направляющем колесе выполняют желоб, в который входят гребни гусеничной цепи. Очень часто обод колеса изготавливают двойным.

В некоторых случаях, при необходимости увеличить длину опорной поверхности без увеличения базы трактора, направляющие колеса делают несущими, т. е. они одновременно работают и как опорные катки, воспринимая часть массы трактора. Такие направляющие колеса устанавливают на болотных тракторах, где нужно иметь максимальную опорную поверхность, и на малогабаритных тракторах.

Направляющее колесо у сельскохозяйственного трактора приподнято над землей на небольшую высоту, поэтому при наезде на неровности и препятствия оно воспринимает удары.

Срок службы направляющего колеса и потери на самопередвижение трактора в значительной степени зависят от биения обода, которое может возникнуть из-за неправильного монтажа колеса или дефектов в отливке. Исследованиями установлено, что при биении обода 2,8 мм у трактора средней мощности стрела прогиба гусеничной цепи периодически изменяется на 16 мм, а натяжение колеблется от 4 до 15 кН. В технических условиях необходимо предусматривать проверку биения обода натяжного колеса в собранном механизме, которое не должно превышать 0,5—1 мм.

Детали направляющего колеса, натяжного и амортизирующего устройств рассчитывают в зависимости от назначения трактора и компоновки его ходовой системы.

На направляющее колесо действуют следующие силы.

1. Сила предварительного натяжения гусеницы

$$P_r = ql_0^2/(8f), \quad (82)$$

где q — вес единицы длины гусеницы; l_0 — расстояние между осями поддерживающих катков; f — стрела прогиба гусеницы между поддерживающими катками.

При слабо натянутой гусенице, когда стрела прогиба велика, увеличивается опасность спадания гусеничной цепи, появляется сильное биение цепи, что приводит к повышенному износу звеньев и уменьшению КПД ходовой системы.

При сильно натянутой гусеничной цепи КПД ходовой системы также уменьшается.

Для сельскохозяйственных тракторов стрела прогиба верхней части гусеничной цепи определяется в зависимости от расстояния l_0 между ее опорами:

$$f = (0,03 \div 0,06) l_0.$$

Если не учитывать углы наклона гусеницы, то можно принять, что на ось направляющего колеса действует сила $2P_r$.

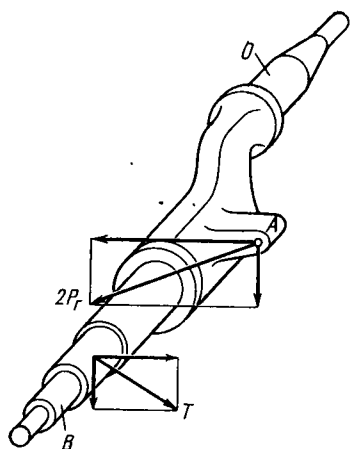


Рис. 115. Схема коленчатой оси натяжного устройства

2. Касательная сила тяги P_k . При заднем расположении ведущего колеса во время движения трактора задним ходом на верхнюю ветвь гусеницы действует касательная сила тяги P_k , которая передается на обод направляющего колеса. При наиболее тяжелом режиме работы она равна силе тяги по сцеплению с почвой: $P_k = P_{kf} = \varphi mg$.

На ось направляющего колеса (если пренебречь углами наклона гусеницы и принять $\varphi = 1$) действует сила $2mg$.

3. Реакция со стороны грунта. Если направляющее колесо выполняет функции опорного катка, то реакцию со стороны почвы на него определяют теми же методами, что и для остальных опорных катков.

Такие детали направляющего колеса, как ось, кронштейны и другие элементы, рассчитывают в зависимости от конкретной схемы на указанные силы.

Подшипники направляющих колес принято рассчитывать не для самого тяжелого режима, а по силе предварительного натяжения гусениц [формула (82)]. Частоту вращения колеса при этом определяют по максимальной скорости движения трактора.

При конструировании натяжного устройства необходимо, чтобы ось направляющего колеса могла перемещаться не менее чем на $0,5t_r$. Это позволяет при общем износе гусеничной цепи на длину шага t_r удалить одно звено и вернуть натяжное приспособление в исходное положение.

Натяжное устройство рассчитывают в зависимости от его конструктивной схемы. Так, при натяжном устройстве, выполненном в виде коленчатой оси, на его элементы действуют силы, показанные на рис. 115.

К проушине A приложена сила предварительного натяжения гусеницы $2P_T$. На ось B направляющего колеса действует сила $T = 2P_{kf}$.

Пружина амортизирующего устройства предохраняет детали трактора от ударов при наезде направляющего колеса на препятствия, а также детали ходовой системы от перегрузок, которые могут возникнуть при попадании посторонних предметов между опорными катками и гусеницей. Если сила, действующая на направляющее колесо, становится больше силы максимального сжатия пружины, последняя полностью сжимается и ее амортизирующее действие прекращается.

Силу $P_{пр}$ предварительного натяжения пружины амортизирующего устройства выбирают так, чтобы устройство не срабатывало при движении трактора задним ходом и резком торможении. НАТИ рекомендует принимать $P_{пр} = 0,8mg$.

Для применяемых тракторов упругий ход при деформации пружины амортизирующего устройства составляет 60—130 мм.

Опорные катки передают на почву массу остова, а также направляют движение трактора по гусеничной цепи.

Помимо удовлетворения общих, предъявляемых ко всем механизмам требований, опорные катки должны оказывать малое сопротивление при движении трактора, иметь хорошо защищенные подшипники от попадания абразивных частиц и влаги.

Опорные катки разделяют на одинарные и двойные, а по наличию упругого элемента — на катки с упругим элементом и без него.

Опорные катки относятся к числу наиболее нагруженных и работающих в неблагоприятных условиях сборочных единиц. Они воспринимают все толчки и удары, возникающие при работе трактора, а кроме того, находятся в непосредственном контакте с почвой, что способствует попаданию на их трущиеся поверхности абразивных частиц и влаги.

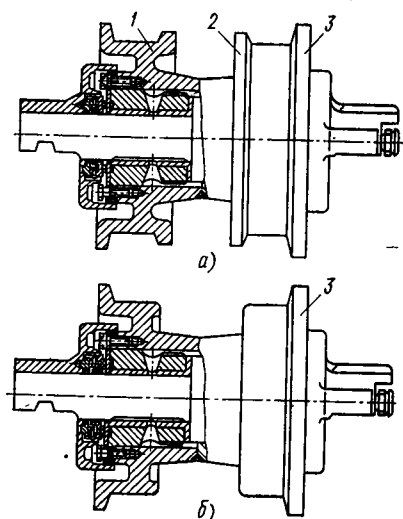
Размеры и расположение катков определяются назначением трактора и типом подвески. Катки большого размера оказывают меньшее сопротивление перекатыванию, но при увеличении их диаметра уменьшается число катков, которое можно разместить на той же длине опорной поверхности. При уменьшении числа опорных катков создается неблагоприятная эпюра давлений на почву. Масса трактора на гусеничную цепь в этом случае передается через небольшое число точек, появляются максимальные нагрузки.

Для создания равномерного давления необходимо устанавливать катки меньших размеров, но они оказывают большое сопротивление движению. У относительно тихоходных сельскохозяйственных тракторов, для которых эпюра распределения давления на почву имеет решающее значение, размеры опорных катков уменьшают; на быстроходных тракторах, для которых важно небольшое сопротивление движению, применяют катки больших диаметров.

Отношение диаметра d опорных катков к шагу t_r гусеничной цепи приблизительно составляет для сельскохозяйственных тракторов 1—1,25, для быстроходных гусеничных машин 1,5—5.

На большинстве сельскохозяйственных тракторов применяют двойные опорные катки. Форма обода катка определяется конструкцией гусеничной цепи. Так, ободья опорных катков 1 при использовании составных гусеничных цепей имеют реборды 2 и 3, направляющие гусеницу и предохраняющие ее от спадания (рис. 116, а, б). Высоту реборд принимают равной 20—25 мм, толщина реборды у вершины составляет 6—10 мм. Для уменьшения износа торцов реборды ее боковую грань делают наклонной,

Рис. 116. Опорный каток:
а — двухребордный; б — одnoreбордный



что уменьшает скольжение реборды по рельсу гусеничной цепи.

Для увеличения числа опорных катков при той же длине опорной поверхности катки с ребрами чередуют с гладкими катками. При использовании гусеничных цепей с цельными звеньями ободья опорных катков делают гладкими (рис. 117, а).

В транспортных, промышленных и других аналогичных тракторах применяют опорные катки с резиновыми бандажами или в катках устанавливают внутренние амортизаторы. Эти упругие

элементы смягчают удары, резко уменьшают шум при движении трактора и увеличивают срок службы как гусеничной цепи, так и опорного катка. Резиновые бандажи вулканизируют на наружной стороне обода. Внутренние амортизаторы представляют собой

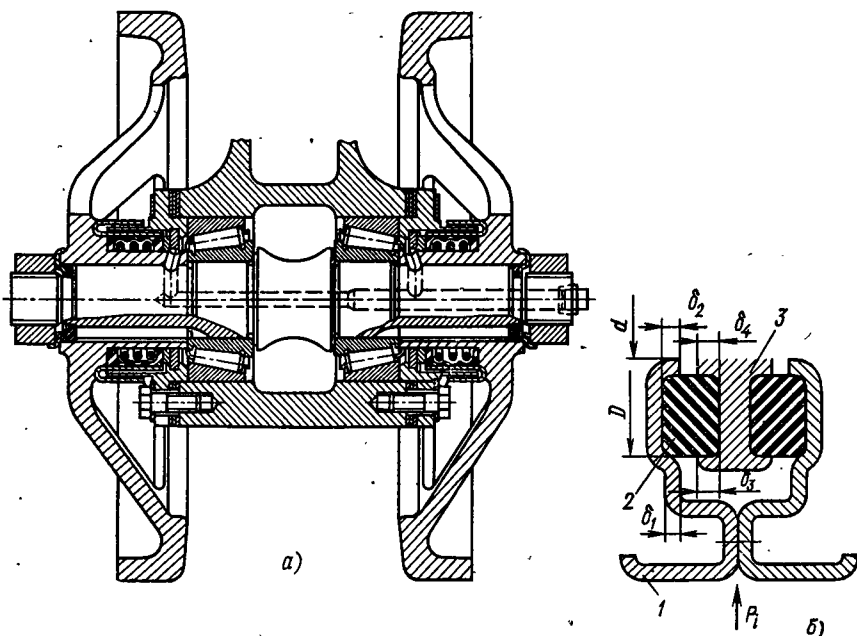


Рис. 117. Опорный каток с гладким ободом:
а — сплошным; б — с внутренним амортизатором

резиновые кольца, заложенные между металлическим ободом и диском катка. В зависимости от способа установки резиновые амортизаторы работают на смятие и на срез. На рис. 117, б изображен опорный каток трактора с внутренним амортизатором. Обод 1 катка состоит из двух половин, соединенных болтами. Между ободом и диском 3 опорного катка заложены два резиновых амортизатора 2, работающих на срез и смятие по поверхностям контакта резиновых колец с ободом и диском.

В зависимости от конструкции подвески оси опорных катков делают двухопорными и консольными. Двухопорные оси используют при полужестких подвесках, когда ось закрепляется в П-образной раме тележки гусеницы. При таких катках полость рамы тележки может забиваться грязью.

Установка катков на консолях обеспечивает хорошую самоочищаемость, требует меньшего числа уплотнений, но ось в этом случае работает в более напряженных условиях.

Опорные катки устанавливают на подшипниках качения, иногда используют подшипники скольжения. Подшипники смазывают солидолом через штуцеры. Все большее распространение получает жидкостная смазка подшипников, которая по сравнению с консистентной имеет некоторые преимущества. При надежном уплотнении жидкостная смазка позволяет резко увеличить время пробега между техническими уходами (с 10 до 300 ч) и сократить расход масла. Кроме того, во время очередной смазки удаляются продукты износа и абразивные частицы, попавшие на трущиеся поверхности.

Большое значение для надежной работы опорных катков имеет качество уплотнений. В настоящее время применяют торцовые и комбинированные уплотнения, которые обеспечивая высокую герметичность узла увеличивают срок службы по сравнению с радиальными уплотнениями в 2—3 раза.

Опорные катки отливают из стали 40 или 45 с последующей закалкой до твердости *HB* 355—440. Толщина обода не менее 15 мм.

При расчете опорных катков исходят из предположения, что на них действуют следующие силы.

1. Вертикальная реакция G_k со стороны почвы. Эту силу определяют при условии переезда через сосредоточенные препятствия (рельса или бревна). В этом случае, например, при полужесткой подвеске вся масса трактора передается через два опорных катка. Таким образом,

$$G_k = 0,5mg.$$

2. Боковая реакция, действующая при повороте трактора со стороны почвы на опорный каток,

$$R' = \mu G_k,$$

где μ — коэффициент сопротивления повороту, обычно принимаемый равным 1.

Ширина обода опорного катка

$$b = G_k / (cd),$$

где c — опытный коэффициент (для термически необработанных опорных катков $c = 30 \div 50$, для закаленных $c = 200 \div 300$); d — диаметр катка.

Ширину обода катка можно определить и из уравнения расчета на контактные напряжения цилиндра и плоскости (уравнение Герца—Беляева)

$$\tau_k = 0,42 \sqrt{G_k E / (br)},$$

где E — модуль упругости первого рода; r — радиус опорного катка.

Для стальных, термически необработанных литых катков $[\tau_k] = 1599$ МПа, для термически обработанных $[\tau_k] = 2000$ МПа.

Подшипники качения опорных катков рассчитывают по приведенной нагрузке по обычным формулам. Коэффициент, учитывающий характер нагрузки, при этом можно принять равным трем. Подшипники скольжения рассчитывают на давление, которое не должно превышать для чугунных втулок 2—3 МПа, для втулок из цветного металла 4—8 МПа.

Резиновые амортизаторы в зависимости от конструкции рассчитывают на срез или смятие. Если пренебречь трением резины о торцовые поверхности диска и обода, то напряжение смятия в местах действия радиальной нагрузки (см. рис. 117, б) можно выразить так:

$$\sigma_{см} = P'_i / (\pi d \delta_2); \quad \sigma'_{см} = P'_i / (\pi D \delta_1);$$

$$\sigma''_{см} = P'_i / (\pi d \delta_4); \quad \sigma'''_{см} = P'_i / (\pi D \delta_3),$$

где P'_i — нагрузка, воспринимаемая одним резиновым кольцом ($P'_i = 0,5 P_i$).

Напряжение среза резинового кольца

$$\sigma_{ср} = \frac{4P'_i}{\pi (D^2 - d^2)}.$$

При расчете на статическую нагрузку в зависимости от состава резины допускаемые напряжения имеют следующие значения: $[\sigma_{см}] = 0,15 \div 0,2$ МПа, $[\sigma_{ср}] = 0,06 \div 0,118$ МПа.

Поддерживающие катки устанавливают для поддержания верхней ветви гусеницы. В полужестких подвесках их закрепляют на верхней части рамы тележек гусениц, а в упругих — на консольных кронштейнах, расположенных на остоле трактора. Если устанавливают один поддерживающий каток, то его монтируют ближе к ведущему колесу.

Для снижения шума при работе ободья поддерживающих катков некоторых тракторов оснащают резиновыми бандажами.

Размеры поддерживающих катков определяют из условия обеспечения его вращения под действием сил трения движущейся гусеницы. Диаметр катка

$$D_n = 2M_y \frac{t_r(2+z)}{g_r L_0 (\mu - f_n)},$$

где M_y — момент сопротивления проворачиванию уплотнений ($M_y = 1,5 \div 5,5$ Н·м); t_r — шаг гусеницы; z — число поддерживающих катков (на одной стороне); g_r — вес единицы длины гусеницы; L_0 — база трактора; μ — коэффициент трения гусеницы о ролик ($\mu = 0,15 \div 0,2$); f_n — коэффициент сопротивления вращению катка ($f_n = 0,01 \div 0,08$).

Расчет на прочность деталей, поддерживающих катки, проводят по утроенной нагрузке от массы гусеничной цепи, приходящейся на этот каток [см. уравнение (82)]. С учетом того, что на гусеничную цепь могут одновременно вставать два человека, к этой нагрузке добавляют еще 1,5 кН.

По экспериментальным данным нагрузка на поддерживающий каток для трактора класса 3,0 тс составляет 1,8—7,5 кН.

Гусеничная цепь передает массу трактора на почву и реализует его тяговую мощность.

Гусеничная цепь должна обеспечивать высокие сцепные качества независимо от фона почвы, а также небольшое сопротивление движению трактора.

По конструкции гусеничные цепи разделяют на составные и с цельными звеньями; металлические, резинометаллические и эластичные.

Работая в очень напряженных условиях, в абразивной среде и влаге гусеничные цепи во многом определяют ресурс трактора. Срок службы гусеничных цепей приблизительно в 2—3 раза меньше, чем срок службы других агрегатов трактора, и составляет 500—2000 ч.

Усовершенствование гусеничных цепей проводят по двум направлениям: а) усовершенствование технологии производства и подбор более стойких материалов; б) усовершенствование конструкции.

Наиболее распространенной причиной выхода гусеницы из строя является износ шарниров, которые могут быть открытыми или закрытыми с шарниром на игольчатых подшипниках или с упругим элементом.

На рис. 118, а показан открытый шарнир цельнолитой гусеницы. Изготовленное отливкой из высокомарганцовистой стали (Г13Л или 110Г13Л) звено гусеницы не подвергают никакой механической обработке. Для обеспечения сборки гусеницы проушину выполняют с допуском $+1$ мм, а палец ($-0,12$) мм.

Открытый с большими зазорами шарнир не препятствует проникновению абразивных частиц на трущиеся поверхности, что

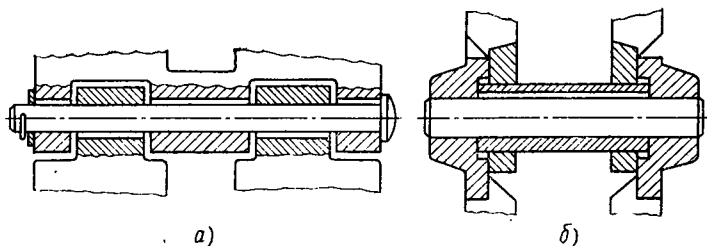


Рис. 118. Шарнир звеньев гусениц:
а — открытый; б — закрытый

вызывает их интенсивный износ, а следовательно, увеличение шага цепи и соответственно скольжения цевков.

На срок службы гусеничных цепей и, в частности, шарниров большое влияние оказывает жесткость звена, которая должна обеспечиваться рациональной формой и размещением на нем ребер жесткости. Толщину стенок литых звеньев принимают равной 7—8 мм, а беговых дорожек 12—14 мм. Толщину проушины делают неравномерной — в направлении основного износа 10—12 мм, а в остальных местах 7—8 мм. Для снижения концентрации напряжений на кромках увеличивают число проушин звена гусеницы.

Несмотря на небольшой срок службы, необходимость использования легированных сталей и неремонтопригодность, такие гусеницы благодаря простоте изготовления и малой металлоемкости (от 10 до 15% от массы трактора), возможности использования на машинах, работающих на повышенных скоростях, получили широкое использование на отечественных тракторах.

Закрытый шарнир (рис. 118, б) изолирует поверхности трения от попадания абразивных частиц, благодаря чему срок службы гусениц с закрытыми шарнирами в 1,5—2 раза превышает срок службы гусениц с открытыми шарнирами. Кроме того, закрытый шарнир приподнят над беговой дорожкой гусеницы, что также улучшает условия его работы. Подобные конструкции используют на гусеницах с составными звеньями.

Недостатками гусениц с закрытым шарниром являются большая металлоемкость (до 25% от массы трактора), а также сложность изготовления. Рельсы звена гусеницы штампуют из стали 40 или 45 с последующей закалкой до твердости *HV* 320—380. Втулки и пальцы выполняют из малоуглеродистой стали, цементируют, закаляют до твердости не менее *HRC* 54. Башмаки гусениц делают из стали фасонного профиля. Отверстия под пальцы и втулки, а также отверстия под болты крепления башмаков подвергают механической обработке. Для запрессовки пальцев и втулок в рельсы требуется специальное оборудование.

Из-за большой массы составные гусеницы применяют на тихоходных тракторах с полужесткой подвеской.

Составные гусеницы нельзя считать перспективными, так как они помимо указанных недостатков оказывают большое сопротивление движению трактора, снижая его КПД и ухудшая экономичность.

Учитывая тенденцию повышения рабочих скоростей движения тракторов, ведутся работы по повышению долговечности цельнолитых звеньев гусениц. Предлагались различные методы, например запрессовка в необработанные проушины звеньев стальных втулок, которые после износа одной стороны надо выпрессовывать, поворачивать на 180° и вновь запрессовать, однако из-за деформации втулок от этого метода пришлось отказаться. Очень много предложений было по упрочнению трущихся поверхностей путем насыщения их различными химическими компонентами (азотирование, борирование и т. п.), что давало увеличение срока службы приблизительно на 25—30%.

Предлагалось оснащать тракторы вторым комплектом пальцев гусеничных цепей для того, чтобы при увеличении шага гусеницы на 70—80% от допустимого запрессовать в нее новый комплект пальцев. При этом восстанавливается шаг цепи и увеличивается срок службы приблизительно на 20%.

Оснащение шарниров уплотнениями и лабиринтами очень усложняло, утяжеляло и удорожало гусеничные цепи и незначительно повышало их ресурс.

На некоторых быстроходных тягачах применяли шарниры с игольчатыми подшипниками, работающими в масле, но высокая стоимость и сложность изготовления не позволили использовать их на тракторах.

Большой интерес представляют гусеничные цепи, у которых непосредственный контакт и трение металлических поверхностей заменены внутримолекулярным трением в промежуточных резиновых элементах. Бесшумность работы, высокий КПД и износостойкость при работе в среде с большим содержанием абразивных частиц, смягчение ударов, передаваемых на трансмиссию со стороны ходовой части, делают резинометаллические гусеничные цепи перспективными.

В настоящее время используют два типа сочленений звеньев в подобных гусеничных цепях: с пальцевыми резинометаллическими шарнирами и бесшарнирные.

На рис. 119, а изображено литое звено 2 гусеничной цепи, в котором резиновые втулки 3 расположены в проушинах с одной стороны звена, с другой стороны в проушинах звена резиновых втулок нет. Палец 4 закреплен болтами 1. На рис. 119, б изображена конструкция, в которой резиновые втулки установлены во всех проушинах. В первом случае угол закручивания резиновых втулок при работе равен углу относительного поворота звеньев на ведущем колесе трактора, во втором, при прочих равных условиях, угол закручивания каждой втулки вдвое меньше.

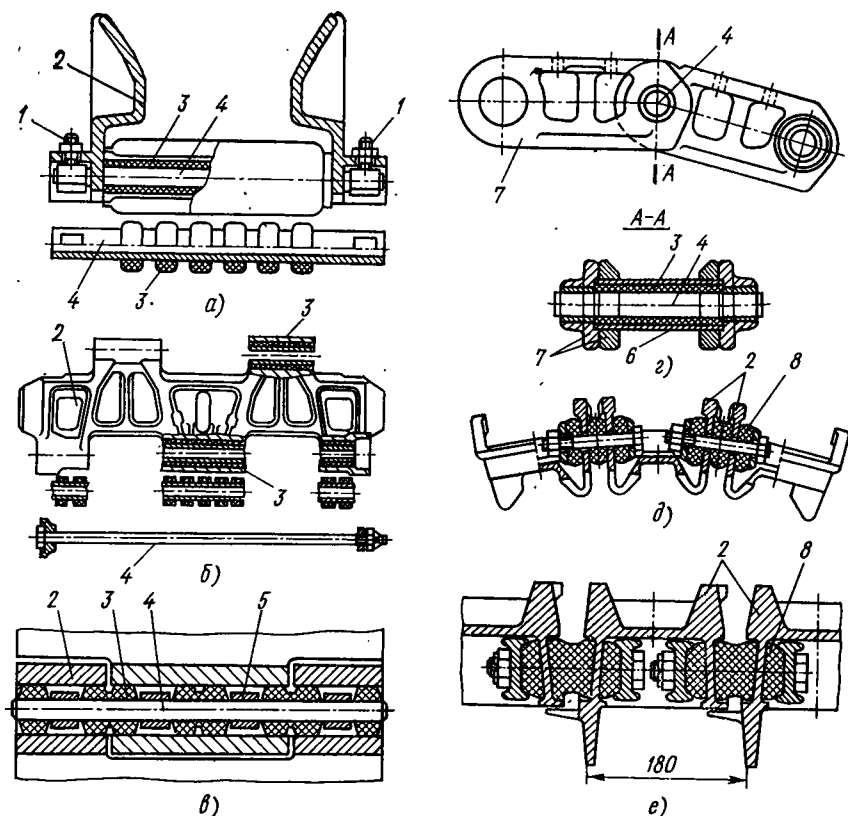


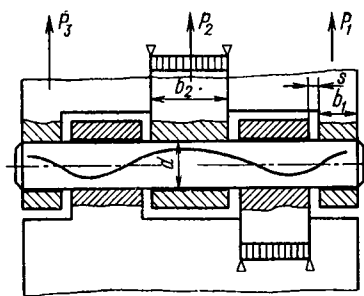
Рис. 119. Резинометаллические гусеничные цепи:

а, б — с резиновыми втулками; в — с ограничителем радиальной деформации; г — со сплошной резиновой втулкой; д, е — бесшарнирные

Установлено, что наиболее опасными для разрушения резиновых втулок являются радиальные деформации. В связи с этим была предложена конструкция резинометаллического шарнира с ограничителем радиальной деформации резиновых втулок (рис. 119, в). На палец 4 звена 2 поочередно надевают резиновые 3 и металлические 5 втулки. Наружный диаметр резиновых втулок делают больше диаметра металлических. В обычных условиях эксплуатации, когда силы тяги не превышают средних значений, работают резиновые втулки. Когда сила тяги приближается к максимальной, деформация резиновых втулок увеличивается, и в контакт с проушиной вступает металлическая втулка. С этого момента работают обе втулки. Предварительные испытания показали высокие эксплуатационные качества такой гусеничной цепи.

На рис. 119, г показана гусеничная цепь с составными звеньями с резинометаллическими шарнирами трактора «Катерпиллер». Резиновая втулка 3 привулканизирована к пальцу звена 4 и раз-

Рис. 120. Расчетная схема пальца гусеничной цепи



резной металлической обойме. Полученный комплект запрессовывают во втулку 6, а ее — в рельсы 7 гусеничной цепи.

Для уменьшения деформации резиновых элементов в процессе работы трактора при сборке резинометаллических гусеничных цепей соседние звенья устанавливают под углом одно относительно другого. Этот угол равен половине угла поворота звеньев на ведущем колесе трактора. Способы установки и крепления резиновых элементов в таких шарнирах разнообразны (используют вулканизацию, наклейку, запрессовку и т. д.).

На рис. 119, д, е изображены бесшарнирные резинометаллические гусеничные цепи тракторов «Ренсемс» и «Роудлесс», у которых роль шарниров выполняют резиновые блоки 8, установленные между сопряженными звеньями 2 гусеничной цепи. Подобные гусеничные цепи имеют большой срок службы при работе трактора на песчаных почвах. Однако их нельзя считать перспективными, так как они имеют большую массу (около 28% от массы трактора) и сложны по конструкции, большинство деталей необходимо подвергать механической обработке.

В настоящее время ведутся работы по созданию ленточных, бесшарнирных гусениц для сельскохозяйственных тракторов.

Как показывает опыт, причинами выхода цельнолитых гусеничных цепей из строя являются износ шарниров (70%), цевков (12%), беговых дорожек (10%), поломка звена (8%).

Из-за сложности конструкций звеньев и условий их работы существующие способы расчета являются приближенными.

В качестве расчетной силы принимают силу тяги по сцеплению

$$P = 0,65P_{\phi} = 0,65\varphi m_t g \approx 0,65m_t g,$$

где φ — коэффициент сцепления (обычно $\varphi = 1$); m_t — масса трактора.

Так как ширина проушин звена гусеницы разная, усилия, действующие на каждую из них, распределяются неравномерно (рис. 120). Кроме этого, закон распределения усилий по проушинам зависит и от жесткости соединительного пальца

$$c = P_i / f_i,$$

где P_i — сила, действующая на данную проушину; f_i — прогиб пальца в проушине.

Для упрощения палец рассматривают как разрезную балку, лежащую на двух опорах. Тогда прогиб пальца в средних проушинах под действием силы P_i

$$f_{i \text{ ср}} = P_i s^2 (1,5b_i + s) / (6EJ),$$

где E — модуль упругости первого рода; J — момент инерции сечения пальца; b_i — длина проушины; s — зазор между торцами проушин соединенных звеньев гусеницы.

Таким образом, жесткость соединительного пальца

$$c_{i \text{ ср}} = \frac{P_i}{f_{i \text{ ср}}} = \frac{6EJ}{s^2 (1,5b_i + s)}.$$

Условия нагружения пальца под крайними проушинами отличаются от предыдущих. Палец работает как консоль, поэтому прогиб $f_{\text{кр}}$ и жесткость пальца $c_{\text{кр}}$ находят из уравнений

$$f_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{кр}} s^2 (1,5b_{\text{кр}} + s)}{3EJ};$$

$$c_{\text{кр}} = \frac{P_{\text{кр}}}{f_{\text{кр}}} = \frac{3EJ}{s^2 (1,5b_{\text{кр}} + s)},$$

где $P_{\text{кр}}$ — для конструкции, изображенной на рис. 120, сила P_1 или P_3 .

Считая, что усилие распределяется по проушинам пропорционально жесткости пальца и проушины деформируются одинаково, можно записать

$$P_1 : P_2 : \dots : P_n = \frac{1}{1,5b_1 + s} : \frac{1}{1,5b_2 + s} : \frac{1}{1,5b_i + s};$$

$$P_1 + P_2 + \dots + P_n = 0,5P_{\Phi}.$$

При известных длинах проушин b_i , s и усилия, действующем на гусеницу $0,65m, g$, можно, решая эту систему уравнений, найти искомые усилия.

Проушину звена гусеницы обычно рассчитывают на разрыв от соответствующей силы. При этом

$$\sigma_p = P_i / F_{\text{min}},$$

где F_{min} — минимальная площадь сечения проушины в плоскости, перпендикулярной растягивающей силе.

В некоторых случаях приближенно силу P_i находят из предположения, что растягивающие силы распределяются по проушинам пропорционально их длине.

Среднее давление соединительного пальца на наиболее нагруженную проушину

$$p_{\text{ср}} = P_i / db_i,$$

где d — диаметр соединительного пальца гусеницы.

При этом допускаемое значение $[p_{\text{ср}}] = 4 \div 10$ МПа.

Соединительный палец гусеницы рассчитывают на срез с трех-четырехкратным запасом прочности по пределу текучести.

При проектировании гусениц необходимо стремиться к тому, чтобы суммарная ширина проушин обоих сопряженных звеньев была одинакова.

В резинометаллических гусеничных цепях надо рассчитывать резиновый блок, который работает на смятие и кручение.

Напряжение смятия под действием максимальной растягивающей силы $P_{кф}$

$$\sigma_{см} = \frac{P_{кф}}{d \sum b_i},$$

где $\sum b_i$ — суммарная длина всех резиновых втулок в проушинах одной стороны звена гусеничной цепи.

Принимают $[\sigma_{см}] = 25 \div 35$ МПа.

Максимальное напряжение кручения резиновой втулки

$$\tau_{к\max} = \theta 2r_2^2 G / (r_2^2 - r_1^2),$$

где θ — угол закручивания резиновой втулки, рад; G — модуль упругости второго рода резины; r_1 и r_2 — наружный и внутренний радиусы втулки.

Элементарный расчет резиновой втулки на касательные напряжения можно провести по следующей схеме.

Сила, вызывающая скручивание резиновой втулки,

$$Q = 2\pi r [\tau_k] \sum b_i,$$

где r — радиус расположения расчетного слоя; $[\tau_k]$ — допускаемое касательное напряжение.

Момент, действующий на расчетный слой втулки,

$$M = Qr = 2\pi r^2 b_i [\tau_k].$$

Для некоторых сортов синтетической резины допускаемое касательное напряжение $[\tau_k] = 15 \div 25$ МПа.

Рассчитаем допускаемую деформацию. По закону Гука угол закручивания

$$\theta = \tau_k / G.$$

Тогда

$$\theta = M / (2\pi r^2 b_i G).$$

Допускаемый угол закручивания $[\theta]$ определяют для разных сортов резины экспериментальным путем.

§ 38. ОСТОВ ТРАКТОРА

Узлы и агрегаты трактора монтируют на остова, который должен иметь достаточную жесткость, высокую надежность и обеспечивать удобство монтажа и демонтажа всего оборудования.

На тракторах используют остовы безрамных, полурамных и рамных конструкций.

Безрамный остов выполнен в виде моноблочной отливки, отсеки которой являются картерами механизмов трансмиссии. Он обеспечивает высокую жесткость и соосность валов в процессе эксплуатации, но из-за технологических трудностей при изготовлении имеет ограниченное распространение.

Широкое распространение получили полурамные остовы, имеющие достаточную жесткость и простую конструкцию.

Рамные остовы по сравнению с вышеописанными обладают меньшей жесткостью, но они просты и дешевы в изготовлении и обеспечивают снижение металлоемкости картеров трансмиссии.

Элементы рамного или полурамного остова изготавливают из балок различного профиля или литых брусев. Наибольшие прочность и жесткость при малой массе имеют катаные балки корытного или замкнутого профиля.

В процессе эксплуатации остов трактора испытывает сложные напряжения. Имеют место случаи поломок рам вследствие усталостных напряжений, однако из-за отсутствия достаточно обобщенных данных и методов расчета до настоящего времени расчет ведут на усилия от весовых нагрузок агрегатов и моментов, возникающих при поворотах и преодолении препятствий.

На рис. 121 представлена схема рамы гусеничного трактора и нанесены действующие на нее силы: P_2 и P_1 — касательные силы тяги, отнесенные к осям ведущих колес (на забегающей и отстающей гусеницах); $2P_1$ — двойная касательная сила тяги, действующая на ось натяжного колеса при повороте (отстающая гусеница); G' — вес неподдрессоренных частей трактора; G_1 и G_2 , G_3 и G_4 — веса агрегатов, смонтированных на раме; $G'/4$ — реакции почвы на оси тележек; $\mu G'/4$ — сила сопротивления повороту; $fG'/4$ — сила сопротивления качению трактора,

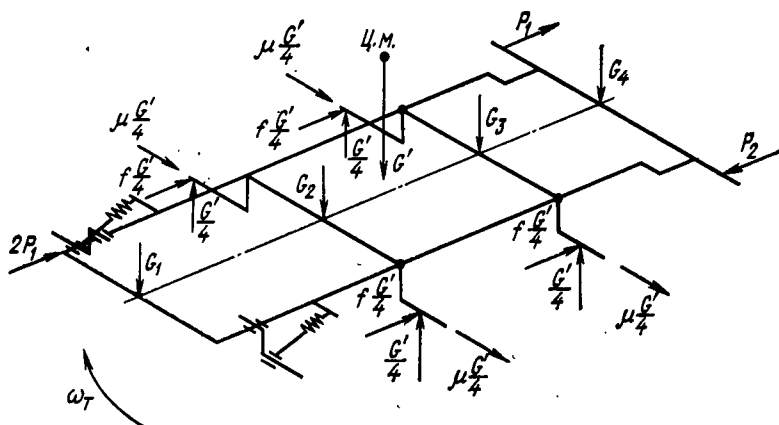


Рис. 121. Расчетная схема рамы трактора

Имея конкретную схему трактора и его остова и нанеся действующие силы, рассчитывают раму по элементам. Независимо от конфигурации и искривлений отдельных элементов рамы ее рассматривают как плоскую систему, а каждый элемент — как изолированную балку. Для обеспечения достаточного запаса прочности на изгиб при динамических нагрузках принимают допустимые напряжения с двух-трехкратным запасом по пределу текучести.

§ 39. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Машины и рабочее оборудование komponуют с трактором различными методами.

Машины, имеющие свою ходовую систему, соединяют с трактором при помощи прицепного устройства, основные размеры которого должны соответствовать ГОСТ 3481—66.

При использовании полунавесных систем в рабочем и транспортном положениях машины частично опираются на свою ходовую систему, а частично на навесной механизм трактора, который помимо передачи тягового усилия переводит орудие в рабочее или транспортное положение.

Навесные системы применяют при работе с орудиями, не имеющими своих ходовых систем; при транспортировании их масса полностью передается на трактор. В некоторых случаях орудия оснащают колесами, которые в рабочем положении являются дополнительной опорой для рабочих органов.

В настоящее время навесными системами оснащаются большинство зарубежных и все отечественные тракторы.

При работе с прицепами тракторы снабжают прицепными крюками, размеры и расположение которых должно соответствовать ГОСТ 2349—75. Для работы с полунавесными прицепами

крюки должны подниматься и опускаться при помощи гидроцилиндров.

Все отечественные тракторы оснащают валами отбора мощности (ВОМ), выводы которых располагаются спереди, сзади или сбоку трактора. Для заднего расположения ВОМ утвержден ГОСТ 3480—76. Независимый и зависимый ВОМ должны обеспечивать частоту вращения хвостовика 540 и 1000 об/мин при номинальной частоте вращения вала двигателя. Синхронные ВОМ должны делать 3,3—3,5 об/мин на 1 м пути.

Для работы на стационаре на колесных тракторах (справа или слева) предусматривается возможность установки приводного шкива, расположенного на высоте 500 мм от земли. Параметры шкива должны соответствовать ГОСТ 6720—67.

§ 40. НАВЕСНЫЕ УСТРОЙСТВА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ

Отечественные тракторы оснащают механизмами навески, расположенными сзади трактора. Для бокового и фронтального навешивания орудий предусматривают специальные крепежные площадки.

Для соединения орудий с трактором применяют следующие устройства:

1) одноточечное — для полунавесных машин, соединяемых с трактором шарнирно в одной точке; при помощи гидроцилиндра можно регулировать высоту точки прицепа;

2) двухточечное — применяют главным образом на гусеничных тракторах в двух вариантах: с горизонтальной и вертикальной осями качания;

3) трехточечное — состоит из двух нижних тяг, шарнирно соединенных с оловом трактора, и одной верхней тяги;

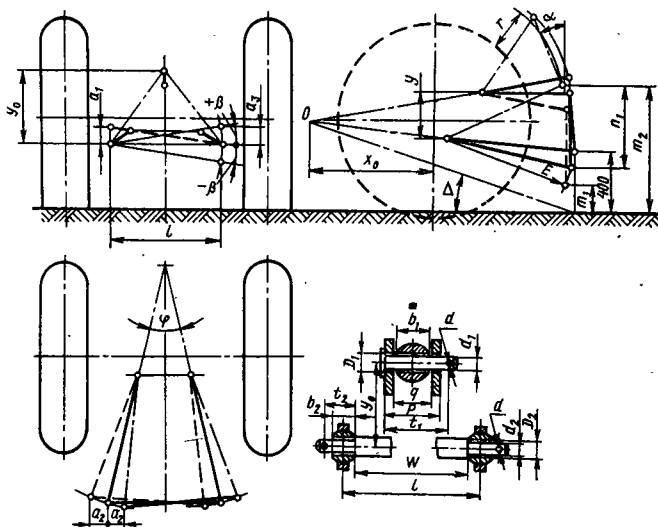
4) четырехточечное — имеет две нижние и две верхние тяги, чем обеспечивается большая устойчивость орудия (используется для погрузчиков и бульдозеров).

Наибольшее распространение на тракторах имеют трехточечные системы навески, присоединительные размеры которых определяются классом трактора (табл. 20).

При проектировании навесного устройства необходимо обеспечить возможность копирования орудием рельефа местности и регулирования глубины обработки почвы. Для этого применяют высотный, силовой и позиционный способы.

На рис. 122, а представлена схема высотного способа регулирования глубины обработки почвы при помощи опорного колеса 1 и регулировочного винта 2. Гидроцилиндр 3 служит только для подъема орудия в транспортное положение. Необходимо, чтобы навесное устройство обеспечило возможность самостоятельного заглубления орудия в почву, что определяется положением мгновенного центра O вращения орудия. Сумма моментов от веса

20. Размеры (мм) соединительных элементов навесных устройств тракторов и сельскохозяйственных машин



Параметр	Тяговый класс тракторов, кН		Параметр	Тяговый класс тракторов, кН	
	6—20	30—40		6—20	30—40
D_1	25,5Ш ₄	30,5Ш ₄	t_2	45	58 (ОН13-252—64)
d_1	25В ₄	30С ₄	d	12	14 (ОН13-252—64)
p	85	114 (ОН13-252—64)	y_0	460	700
q	52	82 (ОН13-252—64)	l	700+100	900+100
b_1	51	80	m	750	950
t_1	93	121	m_1	80	100
D_2	28,5Ш ₄	35Ш ₄	m_2	980	1050
d_2	28В ₄	35,5В ₄ (ОН-1352—64)	a_1	100	120
b_2	38	50	a_2	125	150
a	15—30	20—30	Δ	7—11	7—10
β , град	10	—	x_0	0,5—1,25 0,5—1,2	0,5—1,5 0,5—0,8
m_3	400	400	φ , град	15—25	—

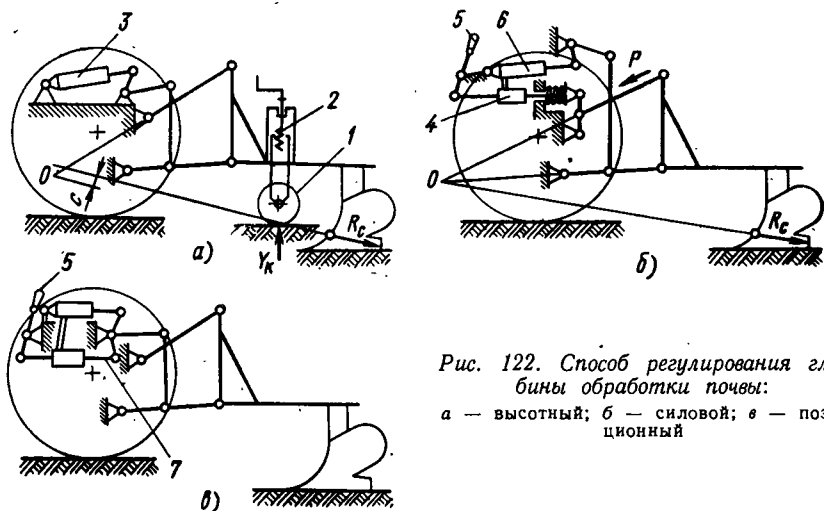


Рис. 122. Способ регулирования глубины обработки почвы:

а — высотный; б — силовой; в — позиционный

орудия и реакции почвы $M = R_c c$ на его рабочие органы должна быть положительной.

При силовом способе регулирования (рис. 122, б) должно быть обеспечено заданное усилие в верхней и нижних тягах навесного устройства. Для этого жесткую опору верхней тяги заменяют пружиной. Под действием усилия P пружина деформируется, перемещая шток распределителя 4 гидросистемы. Необходимое усилие задается рукояткой 5. Когда усилие достигает заданного значения, гидроцилиндр 6 замыкается. Силовое регулирование улучшает сцепление ведущих колес с почвой и уменьшает тяговое усилие машин, но его применение требует относительно однородного состава почвы.

При позиционном способе регулирования (рис. 122, в) вводится следящее устройство 7, которое при перемещении рукоятки управления 5 возвращает систему в нейтральное положение. При неподвижной рукоятке 5 навесное устройство не может изменять своего положения относительно остова трактора.

Возможна комбинация методов регулирования: высотного и силового или позиционного и силового.

Для всех вновь проектируемых универсальных тракторов необходимо предусматривать все три способа регулирования.

Для определения параметров навесного устройства необходимо выявить кинематическую зависимость параметров ее элементов: скорость и высоту подъема элементов системы в зависимости от перемещения поршня в гидроцилиндре.

Изобразив плоскостную схему навесного устройства (рис. 123), строят планы скоростей по элементам схемы (рис. 123, б). Вначале строят план скоростей кривошипного механизма, состоящего из поршня с шатуном (звено 1—2) и рычага (звено 2—3). Задаваясь

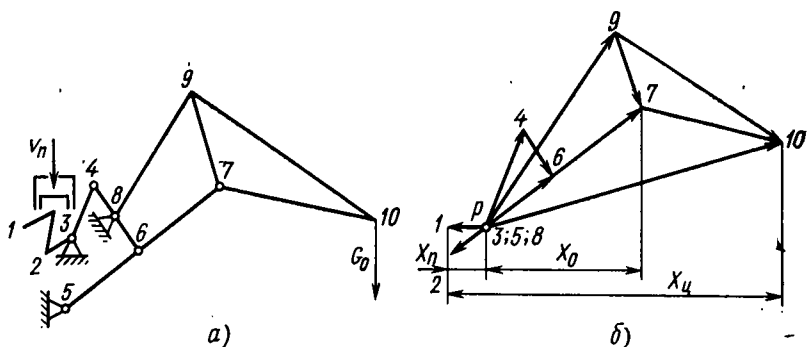


Рис. 123. Схемы для определения кинематических параметров навесной системы:
а — схема навесной системы; б — план скоростей

скоростью v_n движения поршня в рабочем цилиндре (вектор $p-1$), находят скорость точки 2 (вектор $p-2$). На схеме векторы скоростей условно повернуты на 90° относительно их действительных направлений.

Затем строят план скоростей механизма, составленного звеньями 3—4—6—5. Направление движения и скорость точки 4 этого четырехзвенника известны (вектор $p-4$ параллелен звену 3—4).

План скоростей четырехзвенника 5—7—9—8 строят на основании того, что вектор скорости точки 7 (вектор $p-7$) совпадает с направлением вектора скорости точки 6 (вектор $p-6$). Скорость точки 7 больше скорости точки 6 во столько раз, во сколько отрезок 5—7 больше отрезка 5—6. Скорость движения оси орудия (точка 10) находят из треугольника 9—7—10 (рис. 123, б), который строят подобным треугольнику 9—7—10, изображенному на рис. 123, а.

Скорости подъема отдельных точек навесного устройства находят как вертикальные проекции соответствующих векторов скоростей.

Таким образом, связь между скоростью подъема оси навесной машины v_u (точка 7), центра тяжести орудия v_o (точка 10) и скоростью движения поршня v_n определяется уравнениями

$$v_u = v_n x_n / x_u; \quad v_o = v_n x_o / x_o.$$

Отношения x_n / x_u и x_n / x_o являются кинематическими передаточными числами навесного устройства. В зависимости от положения навесного орудия относительно земли передаточные числа изменяются.

Перемещение H оси A навесного орудия определяется его размерами (рис. 124). Максимальное значение $H_{\max}$ (рис. 124, а) определяется просветом $h_{\text{тр}}$ между орудием и почвой в транспортном положении, который должен составлять 250—300 мм, при этом угол α наклона нижней кромки орудия к горизонту (задний

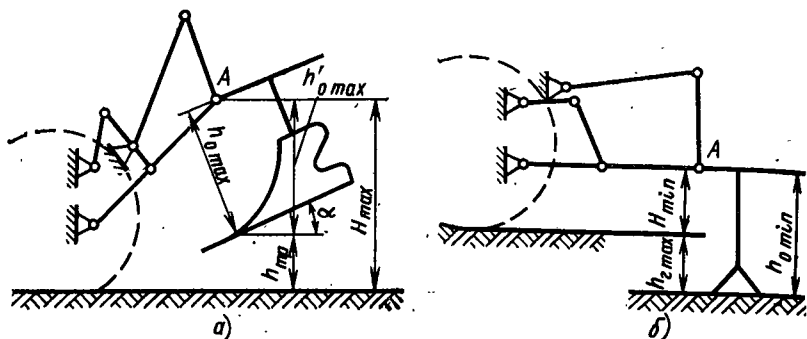


Рис. 124. Схема для определения перемещения оси навесного орудия в положении: а — транспортном; б — рабочем

угол проходимости) должен составлять 12° . Другим параметром, определяющим перемещение оси A является размер орудия $h'_{o \max} = h_{o \max} \cos \alpha$.

Таким образом, $H_{\max} = h_{\text{тр}} + h'_{o \max}$.

Максимальное перемещение $H_{\max}$ орудия должно составлять для колесных тракторов 600—700, для гусеничных 700—800 мм.

Минимальное значение $H_{\min}$ высоты расположения оси A (рис. 124, б) зависит от глубины погружения орудия в почву $h_{г \max}$:

$$H_{\min} = h_{o \min} - h_{г \max}.$$

Для обеспечения достаточной продольной устойчивости трактора с орудием, находящимся в транспортном положении, вылет орудия должен быть минимальным.

Элементы навесной системы рассчитывают на прочность по наиболее тяжелому из двух режимов работы: а) орудие находится в транспортном положении и на систему навески действует только вес машины, б) начинается выглубление орудия — на навесную систему действует вес и сила сопротивления орудия.

Изобразив навесное устройство в этих положениях и нанеся действующие силы, рассчитывают элементы, пользуясь аналитическим или графическим методом (используя диаграмму Кремона).

§ 41. ГИДРОПРИВОД НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА

Основным приводом навесного устройства является гидравлический, который по сравнению с механическим и пневматическим имеет большую универсальность, меньшую металлоемкость, высокую надежность.

Гидропривод состоит из насоса, гидромоторов, распределителя, бака, маслопроводов и системы клапанов.

В зависимости от компоновки гидроприводы навесного устройства разделяют на моноблочные — все механизмы привода смонтированы в одном агрегате (рис. 125, а), раздельно-агрегатные —

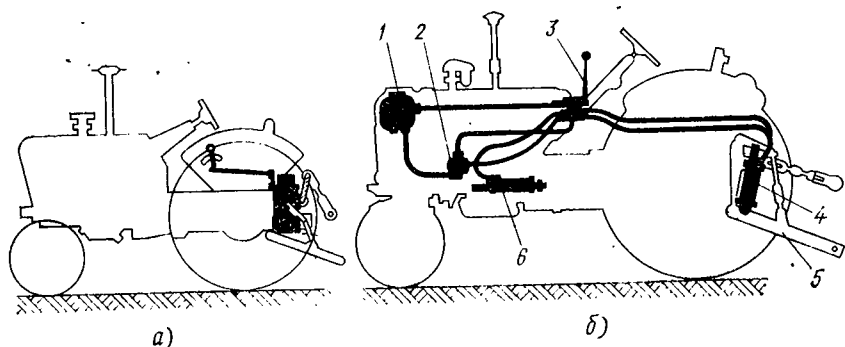


Рис. 125. Схема компоновки гидропривода навесного устройства:

а — моноблочная; б — раздельно-агрегатная; 1 — масляный бак; 2 — насос; 3 — распределитель; 4, 6 — цилиндры; 5 — рычаг управления навесной системы

механизмы выполнены в самостоятельных корпусах и установлены в различных местах трактора (рис. 125, б).

Моноблочный привод обеспечивает все виды регулирования сельскохозяйственных орудий — силовое, высотное, позиционное и комбинированное. Однако ему присущи серьезные недостатки: удельная масса выше, чем у раздельно-агрегатного; сложность установки выносных цилиндров для управления агрегатами, навешиваемыми в других местах трактора; относительно низкое рабочее давление — 10 МПа, что объясняется трудностью уплотнения каналов, выполненных в разъемных деталях; конструкция привода не универсальна, ее разрабатывают для трактора конкретного типа.

Раздельно-агрегатный привод навесного устройства получил широкое распространение. Он облегчает организацию массового производства унифицированных гидроагрегатов, которые можно устанавливать на любом тракторе. При помощи выносных цилиндров легко обеспечивается управление машинами, смонтированными в любом месте трактора. К недостаткам этого привода относятся большая длина маслопроводов и возможность их повреждения при эксплуатации; кроме того, навесное устройство с раздельно-агрегатным приводом имеет более сложную конструкцию.

В приводах навесных устройств отечественных тракторов используют унифицированные шестеренные насосы с рабочим давлением 10 МПа, объемный КПД которых равен 0,9. Насосы имеют фланцы для крепления к двигателю, и по требованию заказчика их изготавливают с правым или левым вращением. Максимальное давление составляет 13,5 МПа, диапазон частоты вращения 1100—1700 об/мин (ГОСТ 8753—71).

Распределители при использовании раздельно-агрегатных приводов выполняют в виде отдельных агрегатов. На отечественных тракторах используют унифицированные клапанно-золотниковые распределители (ГОСТ 8754—71), обеспечивающие четыре поло-

жения: подъем орудия, принудительное опускание, нейтральное и плавающее положения. Предохранительные клапаны отрегулированы на давление 13 МПа. На тракторах устанавливают распределители с двумя или тремя секциями, каждая из которых управляет своими элементами в гидросистеме.

В раздельно-агрегатных приводах навесных устройств применяют цилиндры двойного действия с возможностью регулирования хода. По назначению гидроцилиндры разделяют на основные и выносные, различаются они диаметрами. Характеристика гидроцилиндров приведена в ГОСТ 8755—71.

Так как для тракторов должны быть предусмотрены все способы регулирования (силовой, высотный, позиционный), что можно обеспечить только при моноблочных приводах, при использовании раздельно-агрегатной системы привода вводят регулятор рода работы, смонтированный в отдельном корпусе. Так, регулятор рода работы, установленный на тракторе МТЗ-80, позволяет регулировать глубину обработки силовым и позиционным способами.

Задачей расчета элементов гидропривода является определение параметров насоса, цилиндров, размеров маслопроводов.

Мощность насоса

$$N = Am_0gv_{cp}/(\eta_o\eta_m),$$

где A — коэффициент запаса, учитывающий влияние отрыва пласта земли при выглублении орудия ($A = 1,5 \div 2,5$); m_0 — масса наиболее тяжелого орудия; g — ускорение свободного падения; v_{cp} — средняя скорость подъема орудия; η_o и η_m — объемный и механический КПД системы ($\eta_o = 0,9$; $\eta_m = 0,8$).

Среднюю скорость подъема орудия рекомендуется выбирать из расчета подъема орудия в течение 0,8 с.

По найденной мощности и давлению p_{max} в системе определяют подачу насоса, по которой выбирают нужный насос:

$$Q = N/p_{max}.$$

На основании динамического расчета навесного устройства определяют максимальную силу на штоке рабочего цилиндра. Зная рабочее давление в системе, по ГОСТ 8755—71 находят размер цилиндра.

Площадь внутреннего сечения маслопроводов

$$F = Q/v_{cp},$$

где v_{cp} — средняя скорость течения жидкости по маслопроводу (этой скоростью задаются).

Диаметр маслопровода

$$d = 2 \sqrt{Q/(\pi v_{cp})}.$$

Полученный диаметр маслопровода необходимо проверить по числу Рейнольдса, чтобы подобрать такое его значение, при котором обеспечивалось бы ламинарное движение потока:

$$Re = v_{cr} d / \nu,$$

где Re — число Рейнольдса, которое должно быть менее 2320; ν — кинематический коэффициент вязкости, $см^2/с$; $\nu = 0,0732E^\circ - 0,0632/E^\circ$ (здесь E° — вязкость в градусах Энглера).

Размеры труб должны согласовываться с ГОСТом.

Толщину Δs стенок маслопроводов определяют по максимальному давлению в системе:

$$\Delta s = p_{max} d / (2 [\sigma_p]),$$

где $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на разрыв.

Для стальных труб $[\sigma_p] = 40 \div 60$ МПа, для латунных $[\sigma_p] = 25$ МПа.

Применение навесных машин открыло возможность простого повышения динамических качеств тракторов путем изменения и перераспределения нагрузок на их ходовые системы. Сцепная масса колесного или гусеничного трактора при прочих равных условиях зависит от типа используемого орудия и метода регулирования.

За счет дополнительных вертикальных сил и моментов (от веса G_{op} сельскохозяйственных машин, горизонтальной $P_{кр}$ и вертикальной $P'_{кр}$ составляющих силы тяги на крюке, вертикальной и горизонтальной составляющих реакций почвы на рабочие органы машин R_x и R_y) происходит перераспределение массы трактора между передними и задними колесами и увеличивается нагрузка на ведущие колеса.

У гусеничных тракторов это явление стали использовать для создания более благоприятной эпюры давлений на опорную поверхность, а в колесных машинах — для увеличения нагрузки на ведущие колеса, чтобы снизить буксование при работе в тяжелых условиях.

При высотном способе регулирования перераспределение массы трактора можно осуществить двумя путями: использованием систем навески, у которых в процессе работы можно изменять параметры механизма, и систем, допускающих передачу на трактор веса сельскохозяйственного орудия и вертикальной реакции почвы на его рабочие органы.

На рис. 126 изображена схема навесной системы трактора, у которой можно менять места крепления рычагов к остоу трактора, переставляя верхний или нижний рычаги.

В положении рычагов навесной системы, изображенной на рисунке, мгновенный центр вращения навесного устройства находится в точке C .

Равнодействующая R_x реакций почвы на рабочие органы машины и веса машины создает момент относительно точки C , кото-

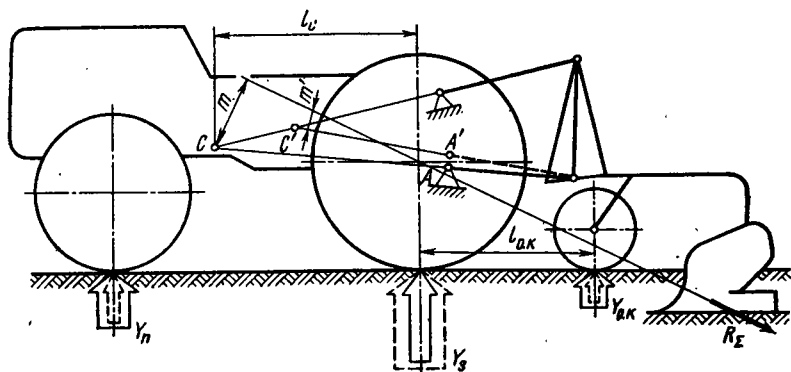


Рис. 126. Схема навесного устройства, допускающего изменение места крепления рычагов к остоу трактора

рый уравнивается моментом от реакции $Y_{0.k}$ почвы, действующей на опорное колесо.

Реакция на опорное колесо

$$Y_{0.k} = R_{\Sigma} m / (l_c + l_{0.k}).$$

При перестановке оси крепления опорного колеса из точки A в точку A' (рычаг показан штриховой линией) мгновенный центр вращения навесного устройства переместится из точки C в точку C' , плечо m уменьшится до m' . В положении рычагов, при котором сила R_{Σ} пройдет через точку C' , реакция почвы на опорное колесо $Y_{0.k} = 0$.

При проектировании положение мгновенного центра вращения выбирают таким образом, чтобы даже в самых неблагоприятных условиях работы был обеспечен достаточный запас момента для заглубления орудия.

Изменение положения рычагов относительно остова трактора можно производить ступенями. В этом случае рычаг закрепляют в соответствующем отверстии, сделанном в кронштейне, однако

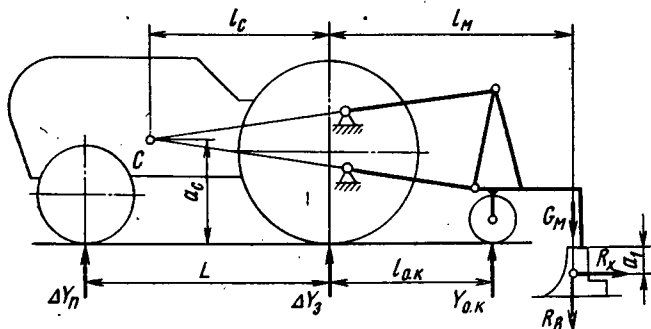


Рис. 127. Схема для определения догрузки ходовой системы

С навесной системы (силой сопротивления движению опорного колеса пренебрегаем):

$$Y_{o.к} = \frac{(G_M + R_B)(l_c + l_M) - R_x(a_c + a_1)}{l_c + l_{o.к}},$$

где R_x — горизонтальная составляющая от реакций почвы на орудие.

На рис. 128 представлены схемы, где перераспределение массы и догрузка ходовой системы достигается не изменением положения точек навески рычагов навесной системы, а путем использования сил, действующих на сельскохозяйственное орудие.

На валу гидромеханизма установлен добавочный рычаг 1, который при опускании орудия из транспортного положения в рабочее соприкасается со штоком 2 пружины 3. Регулируя натяжение пружины, можно регулировать и нагрузку на опорное колесо орудия.

Силовую связь между оловом трактора и орудием можно осуществить также при помощи гидравлических и пневматических устройств.

На рис. 129 показана принципиальная схема навесной системы, у которой регулирование опорного колеса орудия производится гидравлическим устройством. Регулируя клапан 1, можно поддерживать необходимое давление в системе рабочего цилиндра 2, управляющего подъемом орудия. Опорное колесо при этом разгружается.

Испытания подобных приспособлений показали, что при их применении ведущее колесо трактора догружается примерно на 20—25%.

ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ТРАКТОРА ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ И САНИТАРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ ТРУДА ТРАКТОРИСТА

Удобство и условия труда тракториста зависят от типа и совершенства кабины, обзорности пути и машин, с которыми агрегируется трактор, устройства и размещения органов управления, усилий и работы, необходимой для управления механизмами, конструкции сиденья и его комфортабельности, освещенности пути в ночное время и т. д.

Безопасность работы определяется углами статической и динамической устойчивости трактора, удобством сцепки, эффективностью тормозов и сигнализации и другими факторами.

В соответствующих главах уже были освещены многие из указанных вопросов, сформулированы требования и даны рекомендации, регламентированные в единых требованиях безопасности к сельскохозяйственным тракторам и самоходным шасси. В связи с указанным ниже рассматриваются только некоторые положения, не нашедшие отражения в предыдущем материале.

Правила техники безопасности при работе на сельскохозяйственных, специальных и промышленных тракторах ввиду большого разнообразия машин и условий работы не рассматриваются. Они изложены в специальных инструкциях.

Обзорность пути при работе трактора. От обзорности пути во многом зависит качество работы агрегата, безопасность движения и утомляемость водителя. С места тракториста должна быть обеспечена хорошая видимость всего фронта работ и рабочих органов машин, агрегируемых с трактором при условии сохранения удобной позы водителя. Обзорность определяется размером и конфигурацией пространства, не видимого трактористу с его рабочего места.

И. И. Трепененков предложил оценивать этот параметр коэффициентом обзорности

$$K = F_T / F_K,$$

где F_T — площадь горизонтальной проекции трактора; F_K — площадь невидимой трактористу зоны.

Для лучших конструкций $K = 0,25 \div 0,35$. Кроме абсолютного значения коэффициента обзорности большое значение имеет также форма непросматриваемой зоны и ее отдельные параметры.

Обзорность в значительной мере определяется местом расположения сиденья водителя, конструкцией кабины, размером и числом окон, габаритными размерами трактора, компоновкой агрегатов и их формой.

Освещенность. Увеличение диапазона и времени использования трактора требует проведения работ не только в дневное, но и в ночное время.

В условиях плохой видимости освещенность рабочей зоны непосредственно влияет на качество работы, производительность труда, утомляемость тракториста и безопасность работы. Приборы освещения должны обеспечивать хорошую и равномерную видимость пути и рабочих органов машин на всю ширину их захвата, не ослепляя обслуживающий персонал. Неравномерная освещенность, наличие затемненных зон затрудняют ориентировку водителя и повышают его утомляемость.

Тракторы, прицепы и полуприцепы должны быть оборудованы внешними источниками света, сигналами торможения, габаритными огнями, указателями поворота. Число и расположение приборов должно соответствовать ГОСТ 8769—75.

На тракторах должно быть установлено не менее двух задних фар с регулируемым направлением светового луча для освещения рабочих органов машин.

Требования к освещенности рабочих мест и поверхностей зависят от вида операций и типа сельскохозяйственных машин, работающих с трактором.

Освещенность (Лк) поверхности

$$E = I \cos i / L^2,$$

где I — сила света, кд; i — угол падения луча света; L — расстояние от источника света, м.

С повышением тягового усилия увеличивается ширина и длина тракторного агрегата, в соответствии с чем должна увеличиваться мощность источников света и питающих их генераторов, которая приблизительно составляет для трактора класса 2 тс — около 100 Вт, 2—4 тс — 250 Вт, свыше 4 тс — 500 Вт. С возрастанием скоростей движения машин, в свою очередь, должна увеличиваться освещенная зона впереди трактора.

Кабины трактора должны иметь осветительные плафоны. Щитки и контрольные приборы должны оборудоваться осветительными приборами.

В комплект оборудования трактора необходимо включать переносную лампу низкого напряжения, которая обеспечивала бы освещенность рабочего места 75—100 Лк.

Установка аккумуляторных батарей должна исключать возможность попадания электролита и его паров на обслуживающий

персонал. Аккумуляторные батареи, генераторы и электропровода должны иметь хороший доступ для осмотра и обслуживания и в то же время должны быть надежно изолированы и предохранены от повреждений.

Оснащение кабины трактора. Кабины должны надежно защищать тракториста от непогоды, шума, пыли, воздействия отработанных газов, предохранять его от травм при опрокидывании трактора, а также ударов при возможном падении на кабину различных предметов во время работы.

Конструкция и размеры кабин должны соответствовать ГОСТ 16527—70. Внутренние размеры должны обеспечивать нормальные условия для размещения и работы тракториста, удобный и безопасный вход и выход через двери в зимней одежде. Минимальная высота от пола до потолка кабины 1,4 м, ширина дверей не менее 0,6 м. Для удобства посадки необходимо предусмотреть лестенку с высотой первой ступеньки 0,4 м от земли и шагом 0,25—0,35 м. Лесенка должна иметь поручни из теплоизоляционного материала. От конструкции кабины зависит обзорность, для улучшения которой она снабжается значительного размера окнами, которые должны быть закрыты безопасными стеклами. Угол установки стекла надо по возможности выбирать таким, чтобы не создавались световые блики, мешающие наблюдению. Для защиты глаз водителя от воздействия прямых солнечных лучей лобовое стекло должно иметь откидной светозащитный щиток. Окна кабины должны открываться с места водителя. Расположение заднего окна кабины должно обеспечивать хорошее наблюдение за прицепными машинами, а также прицепным устройством.

Для увеличения обзорности для многих сельскохозяйственных и промышленных тракторов выполняют дополнительные окна, расположенные у пола кабины. В некоторых тракторах зарубежных образцов для улучшения наблюдения за работой машин, смонтированных на тракторе, установлена система зеркал, позволяющих водителю вести наблюдение, не изменяя положения головы.

Широкое использование тракторов в разнообразных климатических условиях вызывает необходимость оборудовать кабины отопительными устройствами и кондиционерами воздуха.

Требования к температуре воздуха в кабинах и оборудованию для ее регулирования определены ГОСТ 16527—70. В кабине должна поддерживаться равномерная температура воздуха, превышающая температуру окружающей среды не более чем на 2—3° С, но не выше 28° С, для районов с особо жарким климатом температура в кабине не должна быть более 31° С.

Системы обогрева кабин должны быть регулируемы и обеспечивать при температуре окружающего воздуха —20° С, температуру в кабине не ниже +14° С.

Воздух в кабину должен подаваться рассеянным потоком со скоростью не более 1,5 м/с.

В летнее время температура внутренних поверхностей кабины не должна превышать 35°C , а в зимнее — не должна быть более чем на 3°C ниже температуры воздуха внутри кабины.

Степень герметизации кабины должна быть такова, чтобы концентрация пыли в рабочей зоне не превышала $3,0\text{--}10\text{ мг/м}^3$ (в зависимости от состава пыли). В этом отношении хорошие результаты дает создание избыточного давления в кабине ($0,01\text{--}0,03\text{ МПа}$).

Для уменьшения запыленности в кабинах на передние и задние колеса, а также гусеницы устанавливают крылья.

От конструкции кабины во многом зависит интенсивность шума на рабочем месте тракториста. Шум двигателя на уровне головы водителя не должен превышать $98\text{--}74\text{ дБ}$ при частоте $8000\text{--}63\text{ Гц}$. Неправильно сконструированная кабина иногда может не заглушать шум, а усиливать его за счет вибрации стенок.

Шум на рабочем месте тракториста можно снизить, уменьшив шум и вибрацию самих источников — двигателя и гусениц. Ходовые системы гусеничных тракторов оборудуют резинометаллическими гусеницами, а также опорными катками и ведущими колесами с внутренними амортизаторами, что снижает шум при движении машины на $30\text{--}40\%$.

Двигатель устанавливают на амортизаторах, что снижает вибрационные нагрузки на раму, делают его более уравновешенным, особенно от сил инерции второго порядка, повышают точность балансировки вращающихся деталей и т. п.

Вибро- и звукоизоляцию кабин повышают путем максимальной изоляции их от источников шума и вибрации — между рамой и кабиной устанавливают амортизаторы, кабину делают герметичной, отделяют переднюю стенку кабины от двигателя, в стенках кабины устанавливают прокладки из звукопоглощающих материалов, стенки окрашивают специальными звукоизоляционными красками и т. д.

Перспективным в этом отношении является изготовление кабин из пластических масс; такие кабины в $2\text{--}3$ раза легче металлических, способствуют гашению шума и вибрации, значительно меньше подвержены нагреву.

На тракторах необходимо устанавливать зеркало заднего вида и удобно располагать его по отношению к водителю. Для очистки переднего и заднего стекол кабины служат стеклоочистители.

Чтобы кабина надежно предохраняла водителя при опрокидывании трактора, ее оснащают каркасом. Новые кабины обязательно испытывают на ударную нагрузку, нанося удары сбоку, сзади и спереди грузом массой 20 кг (ГОСТ 7057—73).

Для улучшения условий труда и удобства работы кабины должны иметь рифленый пол из нетеплопроводного материала. На внутренних стенках кабины должны быть $1\text{--}2$ крючка для одежды, кронштейн для крепления термоса с питьевой водой объемом $3\text{--}5\text{ л}$, ящик для аптечки.

Конструкция сиденья. Конструкции тракторных сидений должны соответствовать требованиям ГОСТ 20062—74. Тракторы оборудуют одноместными сиденьями со спинками. Для вспомогательного персонала можно устанавливать дополнительное сиденье без подлокотников и спинки. При работе трактора водитель испытывает колебания, действующие во всех направлениях — вертикальные, продольные и поперечные. Источниками колебаний являются вибрация от работы двигателя, неровности почвы и упругие колебания трактора на шинах и рессорах подвески.

Колебания и перемещения машины водитель воспринимает через сиденье, а также рычаги и педали управления.

Вследствие длительного воздействия колебаний и вибраций, а также необходимости частых поворотов головы и корпуса для наблюдения за сельскохозяйственными орудиями, у трактористов отмечается ряд профессиональных заболеваний: болезни почек, искривление позвоночника, опущение желудка, заболевание межпозвоночных хрящей, нервных окончаний и т. п.

Вредной является и высокочастотная вибрация двигателя, которая почти не ощущается человеком, но при длительном воздействии вызывает головные боли, ослабление зрения, повышение кровяного давления. Такие колебания передаются водителю в основном через пол кабины, а также рычаги и педали управления.

Многочисленными зарубежными исследованиями установлено, что при колебаниях с частотой 1—2 Гц тело человека реагирует на вертикальные перемещения как единая, монолитная масса. При большой частоте колебаний между частями тела и его внутренними органами происходит относительное перемещение. В этом случае тело человека должно рассматриваться как многомассовая система с упругими связями, в которой при определенных условиях может возникнуть резонанс.

Собственная частота колебаний человека при движении составляет: всего организма 4—5, головы 20, желудка 2 Гц.

При езде трактора по неровностям частота его колебаний находится в диапазоне 1—20 Гц, т. е. может возникнуть резонанс в человеческом организме.

Колебания, возникающие от воздействия неровностей почвы, частично гасятся баллонами и упругими элементами подвески.

Установлено, что собственная резонансная частота задних баллонов тракторов составляет 3—5 Гц. При работе трактора на стерне вертикальные ускорения на сиденье не должны превышать (0,25—0,4) g, горизонтальные — (0,1—0,2) g при частоте колебаний 2—5 Гц.

Различными конструктивными мероприятиями можно несколько снизить интенсивность колебаний, действующих на тракториста.

Подрессоривание способствует уменьшению ускорения передней оси при колебаниях на 25—35%, что благоприятно сказывается на сохранности двигателя и других агрегатов трактора. Однако

удобство работы при этом повышается незначительно, так как ускорения сиденья тракториста снижаются всего на 1—5%.

Подрессоривание задней оси, с этой точки зрения, дает лучшие результаты, но его влияние на агротехнические показатели машин различных типов еще мало изучено.

Снижение давления в баллонах уменьшает вибрацию сиденья приблизительно на 10%, но при этом резко возрастает износ шин.

Лучшие результаты достигаются при перемещении сиденья относительно задней оси. Исследования, проведенные в ФРГ и США, показали, что наилучшие результаты дает размещение сиденья непосредственно над задней осью. В этом случае в диапазоне скоростей 8—14 км/ч средняя амплитуда ускорений достигает 0,78g. При смещении сиденья на 30 см вперед при тех же условиях средние амплитуды ускорений уменьшаются до 0,73g, а вынос сиденья назад, за ось на 30 см дает наилучшие результаты — 0,7g.

Возможности перемещения сидений на сельскохозяйственных тракторах ограничены, так как при этом может ухудшиться обзорность и удобство наблюдения за навесными машинами.

Как показывают многочисленные опыты, наиболее существенных результатов можно достичь созданием рациональной конструкции сиденья, поэтому во всех странах этому вопросу уделяется большое внимание, так как правильно сконструированное сиденье снижает вертикальные ускорения, передающиеся на водителя, на 30—50%.

Амортизационные качества сиденья оценивают коэффициентом

$$K_c = y_c / y_p,$$

где y_c и y_p — ускорение сиденья и рамы трактора соответственно.

У лучших образцов отечественных и зарубежных тракторов коэффициент $K_c = 0,73 \div 0,75$.

Исследованиями, проведенными в ФРГ, установлено, что только 60% энергии расходуется водителем непосредственно на управление трактором, а 40% затрачивается непроизводительно в процессе сидения.

Сиденья серийных тракторов имеют серьезные недостатки. Это объясняется тем, что они копируют сиденья автомобилей, хотя условия работы этих машин различны. Частота собственных колебаний кузова автомобиля равна 1—2 Гц, поэтому конструкцию сиденья подбирают так, чтобы избежать резонанса с кузовом. Частота колебаний рамы трактора 3—7 Гц, поэтому сиденье должно иметь меньшую частоту собственных колебаний.

Кроме того, сиденья автомобилей удастся разместить в зоне максимальной комфортабельности (вблизи центра масс), что на тракторах выполнить трудно. Немаловажную роль играет также то, что автомобили большую часть времени работают на дорогах с хорошим покрытием.

На сиденьях автомобильного типа тракторист испытывает вертикальные колебания относительно спинки сиденья. Очень важное значение при конструировании тракторных сидений имеет снижение продольных и поперечных колебаний, к которым организм человека наиболее чувствителен.

Колебания, воспринимаемые водителем, зависят не только от частоты собственных колебаний сиденья и остова трактора, но и от соотношения этих частот и частоты возмущающих сил, действующих со стороны дороги. В тракторных сиденьях необходимо предусматривать установку гасителей колебаний — амортизаторов.

Большое значение для уменьшения сотрясений и вибрации сиденья имеет способ его крепления на раме трактора. Наихудшие результаты в этом отношении дает сиденье автомобильного типа, которое устанавливается на раме, а амортизация осуществляется только за счет упругости пружин подушки. Это сиденье полностью воспроизводит колебания рамы машины и поэтому в настоящее время находит все меньшее применение на тракторах.

Конструкция сиденья должна обеспечивать стабильность вертикального положения корпуса тракториста при различных условиях работы. В этом отношении положительные результаты дает установка сиденья на параллелограммных рычагах.

Чтобы форма сиденья не влияла на утомляемость тракториста и не вызывала застоя крови, часть массы водителя должна восприниматься самим сиденьем, а часть передаваться через ноги на пол кабины. Это достигается, если сиденье выполняется с некоторым уклоном. Лучшие результаты дают подушки из материала разной упругости — задняя часть подушек более жесткая, а передняя — более эластичная.

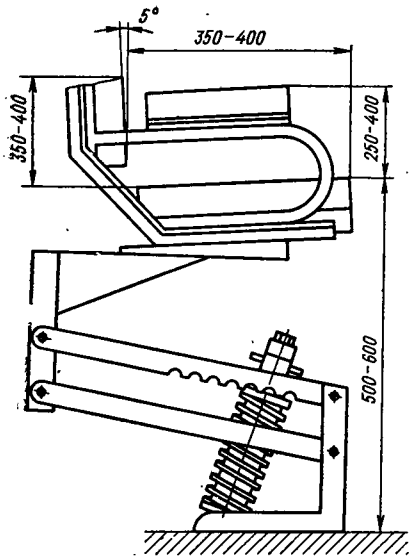
Тракторное сиденье должно обеспечивать удобную посадку тракториста, иметь неподвижно прикрепленные к нему спинку, подлокотники или боковины для опоры рук, воспринимать только вертикальные колебания, иметь расположение, при котором обеспечивается удобство размещения водителя. В системе поддрессирования необходимо использовать гидравлические амортизаторы, рессоры сиденья должны регулироваться по массе водителя без применения ключей.

Педали и рычаги управления должны быть естественным продолжением ног и рук человека.

Рекомендуемые размеры одноместного сиденья представлены на рис. 130. Ширина сиденья должна быть 500 мм, ширина подлокотников 50—75 мм.

Безопасность работы на тракторе. Безопасность работы обеспечивается мероприятиями, которые закладываются конструктором при проектировании, а также безусловным выполнением обслуживающим персоналом всех требований по эксплуатации машины.

Рис. 130. Тракторное сиденье



Безопасность работы на тракторах часто определяется их устойчивостью, которая зависит от конструктивных и эксплуатационных показателей.

При конструировании тракторов, особенно предназначенных для работы в условиях пересеченной местности, принимают меры для повышения их устойчивости и предотвращения опрокидывания: увеличивают продольную и поперечную базы, колею, снижается центр массы машины, устанавливают специальные креномеры и сигнальные устройства, извещающие тракториста об опасности опрокидывания;

устанавливают автоматы, выключающие муфту сцепления при критических углах наклона трактора; монтируют выдвижные опорные кронштейны и т. п.

Для машин, предназначенных для работы в условиях пересеченной местности, устойчивость является особенно важным показателем.

Для предотвращения травм при сцепке трактора с сельскохозяйственными орудиями, когда прицепщик стоит между дышлом орудия и движущимся назад трактором, используют автосцепки.

Помимо прочих обстоятельств безопасность работы на тракторе определяется физическим состоянием тракториста и его утомляемостью. Конструктор обязан максимально упростить уход за трактором и облегчить управление его агрегатами.

За последние годы в нашей стране много сделано для улучшения условий труда тракториста. Однако это только начало работы в этом направлении.

Много возможностей имеется для улучшения эксплуатационной технологичности конструкции трактора, т. е. улучшения приспособленности трактора к техническому обслуживанию в процессе эксплуатации. В настоящее время имеются необходимые условия для создания таких механизмов трактора, которые обеспечивали бы высокую стабильность регулировок, максимальную простоту и удобство технического обслуживания. Применение централизованной смазки и подшипников с одноразовой сезонной смазкой, повышение герметичности смазываемых механизмов, унификация сортов смазочных материалов позволяют также резко упростить технический уход и сократить время его проведения. Большое значение для удобства работы на тракторном агрегате имеет

максимальная механизация процессов заправки водой, горючим и технологическими материалами (зерном, ядохимикатами и др.), очистки рабочих органов машин-орудий. Не менее важным является наличие на пульте управления приборов, которые контролируют не только работу самого трактора, но и технологию процесса работы навесных машин-орудий.

Одновременно с обеспечением удобства и безопасности работы в настоящее время решается задача внешнего и внутреннего оформления тракторов. При оформлении трактора учитывают много факторов: конструкцию машин-орудий, с которыми должен работать трактор; требования техники безопасности, ремонта и технического обслуживания и т. п. В этом направлении сделаны только первые шаги, но уже получены положительные результаты.

Большое значение для облегчения труда тракториста имеет автоматизация управления тракторными агрегатами. Особенно существенную роль играет автоматизация при работе тракторных агрегатов на повышенных скоростях, поэтому повышение рабочих скоростей и автоматическое управление тракторными агрегатами являются взаимосвязанными.

Применение средств автоматизации на тракторных агрегатах прежде всего облегчает условия труда тракториста, а также повышает производительность труда и качество работы.

Для повышения пожарной безопасности выхлопные трубы надо оснащать искрогасителями, а на тракторах необходимо предусматривать места для установки огнетушителей.

На видных местах трактора должны быть таблички с основными правилами техники безопасности, производственной санитарии и пожарной безопасности.

Конструктор всегда должен помнить, что удобство и безопасность работы на машинах в любой отрасли народного хозяйства является одним из основных критериев совершенства конструкции.

ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ В ТРАНСМИССИИ
ТРАКТОРА

§ 42. ВОЗМУЩАЮЩИЕ ВОЗДЕЙСТВИЯ

Трансмиссия любой машины представляет сложную систему, состоящую из масс, соединенных упругими связями. Возмущающие воздействия, источники которых расположены как внутри трансмиссии, так и вне ее, вызывают колебательные процессы в системе.

Источниками внешних возмущающих воздействий на трансмиссию являются двигатель трактора и силы сопротивления движению машины.

Амплитуду и частоту возмущающих воздействий со стороны двигателя определяют по суммарной диаграмме его крутящего момента. При ее отсутствии крутящий момент можно найти по моменту M_r , создаваемому давлением газа в цилиндре, и моменту инерции M_j движущихся деталей:

$$M_r = M_{cp} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos k\Omega t + b_k \sin k\Omega t;$$

$$M_j = m_j R^2 \omega^2 \left(\frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \sin 3\alpha - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha \right),$$

где M_{cp} — средний крутящий момент за один период; a_k, b_k — амплитуды фазовых слагаемых k -го порядка (коэффициенты ряда

Фурье), $a_k = \frac{2}{T} \int_0^T M_r(t) \cos \Omega t dt$, $b_k = \frac{2}{T} \int_0^T M_r(t) \sin \Omega t dt$; Ω —

угловая частота, определяемая периодом колебаний момента (для применяемых двигателей $\Omega = 50 \div 100$ Гц); m_j — масса поступательно движущихся частей кривошипно-шатунного механизма; R — радиус кривошипа; ω — угловая скорость вала двигателя; $\lambda = R/l$ (l — длина шатуна); $\alpha = \omega t$.

Сила сопротивления движению машины $P_{кр}$ имеет случайный характер, но для упрощения расчетов принято считать, что она изменяется по гармоническому закону. Тогда момент, возникающий от действия этой силы,

$$M_c = P_{кр} r_k = (P_{кр. cp} + P_a \sin \omega t) r_k,$$

где r_k — радиус колеса; $P_{кр. ср}$ — среднее значение силы на крюке; P_a — амплитуда колебаний силы на крюке; $\omega = 2\pi f$ — угловая частота изменения силы на крюке (здесь f — частота колебаний силы тяги, обычно $f = 1 \div 10$ Гц).

Источниками возмущающих воздействий внутри трансмиссии являются шестерни и соединительные муфты.

Возмущающие моменты, создаваемые цилиндрическими и коническими шестернями, соответственно составляют

$$M_{ш. ц} = 0,8vb_{\min}r \sqrt{\frac{A}{u}} (\Delta - 5) \sin \omega_{ш}t;$$

$$M_{ш. к} = \frac{K_T v d_m (b_1 + b_2)}{2M_H} \sqrt{\frac{d_m (u + 1)}{2u}} \sin \omega_{ш}t,$$

где v — окружная скорость шестерни; $b_{\min}$ — ширина обода цилиндрической шестерни; r — радиус начальной окружности; A — межосевое расстояние; Δ — суммарная погрешность зацепления; $\omega_{ш}$ — угловая скорость шестерни, $\omega_{ш} = \pi n z / 30$ (здесь n — частота вращения шестерни; z — число зубьев шестерни); u — передаточное число; K_T — коэффициент точности (определяют по справочнику); d_m — средний диаметр конической шестерни; b_1 и b_2 — длины зубьев конических шестерен.

Частота воздействий возмущающего момента от шестерен $f = n z / 60 = 50 \div 300$ Гц.

Момент от действия шарнирных соединительных муфт

$$M_{ш} = c_{\Sigma} (\beta_1 - \beta_2) \sin 2\omega t,$$

где c_{Σ} — суммарная жесткость соединительных муфт и вала; $c_{\Sigma} = c_1 c_2 c_3 / (c_1 c_2 + c_2 c_3 + c_1 c_3)$ (здесь c_1, c_2, c_3 — соответственно жесткости валов до первой, второй и за второй муфтой); β_1 и β_2 — углы между валами; ω — угловая скорость ведущего вала.

Частота возмущающего воздействия от муфт $f = 20 \div 100$ Гц.

Переход трактора при работе с одного режима на другой сопровождается возникновением дополнительных динамических моментов при включении муфты сцепления, торможении агрегата, его разгоне и т. п. Для исследования их необходимо составить и решить уравнения колебаний системы. Следует учитывать, что динамические моменты могут существенно изменяться в зависимости от соотношения частот колебаний источника воздействия и собственной частоты колебаний системы.

Действительные динамические моменты в элементах колебательной системы можно определить только из рассмотрения вынужденных колебаний всей системы.

Для анализа динамических процессов целесообразно представить реальную трансмиссию трактора в виде эквивалентной колебательной системы, состоящей из сосредоточенных масс с безынерционными упругими связями. Описав эту систему дифференциальными уравнениями, можно выявить возмущающее воздей-

ствие на элементы трансмиссии и судить об опасных режимах работы и нагруженности отдельных агрегатов.

Переход от реальной системы к эквивалентной является важнейшим этапом, обеспечивающим достоверность полученных результатов.

§ 43. СОСТАВЛЕНИЕ И УПРОЩЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

По кинематической схеме, воспользовавшись рабочими чертежами, можно изобразить схему трансмиссии в виде многомассовой системы с безынерционными связями. Момент инерции каждой массы этой системы должен быть эквивалентен моменту инерции соответствующей детали (рис. 131). На рисунке муфта сцепления изображена в виде фрикциона с моментом $M_{ф1}$, а сцепление ходовой системы с почвой представлено в виде фрикциона с моментом $M_{ф2}$. Число фрикционов должно соответствовать числу колес или гусениц трактора.

Момент инерции массы, эквивалентный моменту инерции тракторного агрегата, приведенной к ведущему колесу трактора,

$$J_a = m_a r_k^2,$$

где m_a — масса тракторного агрегата; r_k — радиус ведущего колеса.

Момент инерции массы, имитирующей массу вращающихся и возвратно-поступательно движущихся элементов двигателя, приведенный к коленчатому валу (в соответствии с рекомендацией В. Н. Болтинского),

$$J_d = (1,1 \div 1,2) J_m,$$

где J_m — момент инерции маховика двигателя.

Ниже даны приведенные моменты инерции некоторых тракторных двигателей.

Трактор	Т-150	Т-40	ДТ-75	МТЗ-50	Т-4	Т-180	К-760
Двигатель	СМД-60/62	Д-37М	СМД-14	Д-50	А-01	А-130	ЯМЗ-238Н
Момент инерции, кг·м ²	0,365	0,17	0,245	0,157	0,205	0,86	0,529

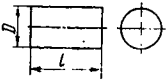
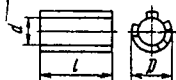
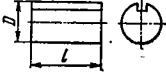
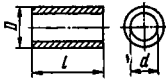
При определении моментов инерции деталей учитывают часть массы валов, на которых эти детали установлены. При этом к моменту инерции детали прибавляют $2/3$ момента инерции вала.

В табл. 21 приведены уравнения для нахождения моментов инерции и угловой податливости некоторых деталей. При расчетах необходимо учитывать также податливость соединительных элементов: вал—ступица, шлицевое или шпоночное соединение, а также контактную и угловую податливость зубчатых пар.

Податливость [рад/(Н·см)] шлицевого (или шпоночного) соединения

$$e_{ш} = K_{ш}/(d^2 l h z),$$

21. Моменты инерции и угловая податливость некоторых деталей

Момент инерции	Угловая податливость	Момент инерции	Угловая податливость
			
$0,5m \frac{D^2}{4}$	$\frac{32l}{\pi G D^4}$	$0,5m \left(\frac{D+d}{2} \right)^2$	$\frac{32l}{\pi G d^4}$
			
$0,5m \frac{D^2}{4}$	$\frac{32l}{\pi G D^4}$	$0,5m \left(\frac{D^2 - d^2}{4} \right)$	$\frac{32lK}{\pi G D^4}$
Примечание. m — масса детали; G — модуль сдвига; $K = 1 - (d/D)^4$.			

где $K_{ш}$ — коэффициент (для шлицевых соединений $4 \cdot 10^{-6}$ рад·см³/Н, призматических шпонок $6,4 \cdot 10^{-6}$ рад·см³/Н, сегментных шпонок $13,6 \cdot 10^{-6}$ рад·см³/Н); d — средний диаметр соединения; l — длина соединения; h — активная высота шлица; z — число шлиц.

Податливость [рад/(Н·см)] шарнирных соединительных муфт определяют по эмпирической формуле

$$e_m = 5 \cdot 10^{-6} / d^4,$$

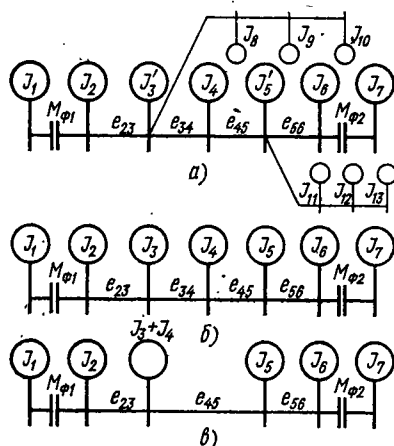
где d — диаметр соединяемых валов, см.

Податливость кулачковых муфт

$$l_k = 4K_1 / (D_{ср}^2 K_2 z b h),$$

где $K_1 = (0,3 \div 0,4)^{-5}$ — коэффициент контактной податливости; $D_{ср}$ — средний диаметр по кулачкам; $K_2 = 0,3 \div 0,5$ — коэффициент, учитывающий число фактически работающих кулачков; b и h — длина и ширина кулачков; z — число кулачков.

Рис. 131. Условная кинематическая схема трактора



Податливость [рад/(Н·см)] пальцевых резинометаллических муфт определяют по эмпирической формуле

$$e_p = 0,16 / (K_{\text{дин}} d_{\text{max}}^3 \sqrt{H}),$$

где $K_{\text{дин}} = 2,5 \div 3$ — динамический коэффициент; d_{max} — наибольший диаметр соединяемых валов, см; H — твердость резиновых втулок по Шору.

Податливость шестеренчатых передач (одной пары)

$$e_s = K_s / (b^2 R^2 \cos^2 \alpha),$$

где K_s — упругая деформация под действием давления на единицу длины зуба (для прямозубых шестерен $6 \cdot 10^{-6}$, косозубых $3,6 \cdot 10^{-6}$, шевронных $4,4 \cdot 10^{-6}$ рад·см³/Н); b — ширина зубчатого венца; R — радиус начальной окружности шестерни, установленной на валу приведения; α — угол зацепления.

В результате приведения реальной схемы трансмиссии к эквивалентной расчетной получают сложную, разветвленную схему с большим числом сосредоточенных масс (рис. 131, а). Даже при наличии современных технических средств анализ такой системы трудоемок и сложен, поэтому уже на стадии приведения реальной схемы ее упрощают, уменьшая число степеней свободы.

Предварительно анализируя схему, выявляют звенья, имеющие малую массу, которые почти не влияют на динамику процесса. Такими звеньями пренебрегают.

Выделяют звенья, работающие при включении данной передачи. В рассматриваемом примере (рис. 131, а) эти массы выделены толстыми линиями. Массы, вращающиеся вхолостую, показаны тонкими линиями, их можно объединить, присоединив к массам, имеющим моменты инерции J'_3 и J'_5 (на рис. 131, б $J_3 = J'_3 + J_8 + J_9 + J_{10}$ и $J_5 = J'_5 + J_{11} + J_{12} + J_{13}$). Схема существенно упрощается.

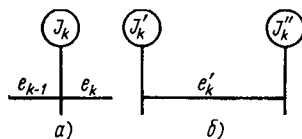
Предположим, что при дальнейшем анализе схемы окажется, что податливость e_{34} связи, соединяющей массы с моментами инерции J_3 и J_4 , в несколько раз больше податливости других связей. В таком случае ее можно рассматривать как жесткую связь, а массы с моментами J_3 и J_4 объединить в одну (рис. 131, в).

Краевые массы, моменты инерции которых на порядок и более выше остальных, можно отбросить и заменить жестким креплением.

Как правило, после предварительного упрощения реальной схемы, приведенная система получается все же с большим числом масс. Число масс в приведенной системе определяется задачей исследования. Если необходимо, дальнейшее упрощение динамической системы можно провести методом парциальных частот.

Любую разветвленную или линейную динамическую систему можно разбить на парциальные (рис. 132, а, б). Действие отброшенных частей учитывают соответствующими моментами или углами поворота масс. Заменяющую систему подбирают так,

Рис. 132. Парциальные системы:
а — одномассовая; б — двухмассовая



чтобы ее парциальная частота равнялась парциальной частоте заменяемой системы. Это обеспечивается при условии, что при замене, например, одномассовой системы, показанной на рис. 132, а, двухмассовой, изображенной на рис. 132, б, ее параметры составляют

$$J'_k = \frac{e_k}{e_k + e_{k-1}} J_k; J''_k = \frac{e_{k-1}}{e_k + e_{k-1}} J_k; e'_k = e_k + e_{k-1}.$$

При замене двухмассовой системы одномассовой

$$e_{k-1} = \frac{J''_k}{J'_k + J''_k} e_k; e_k = \frac{J'_k}{J'_k + J''_k} e'_k; J_k = J'_k + J''_k.$$

Одномассовая парциальная система преобразуется в двухмассовую, если расположение исходной массы соответствует узлу колебаний полученной системы. Двухмассовая парциальная система преобразуется в одномассовую при условии, что место расположения этой массы соответствует расположению узла колебаний в двухмассовой системе.

При использовании указанного метода можно рекомендовать следующий порядок приведения.

1. Исходную динамическую систему разбить на одномассовые или двухмассовые парциальные системы.

2. Для каждой из масс определить парциальную частоту колебаний

$$\omega_n = 1/\sqrt{J e}.$$

При этом для системы, показанной на рис. 132, а

$$J = J_k; e = \frac{e_k e_{k-1}}{e_k + e_{k-1}};$$

для системы, изображенной на рис. 132, б,

$$J = \frac{J'_k J''_k}{J'_k + J''_k}; e = e'_k.$$

3. Системы, у которых собственная частота угловых колебаний ω_n выше частотного диапазона возмущающего воздействия ω_{lim} , можно преобразовать в эквивалентные, парциальные, при этом уменьшится число масс в общей схеме. Повторяя операции, можно провести дальнейшее упрощение схемы.

Спектр собственных частот колебаний от различных возмущающих воздействий выявляют при статистической обработке осциллограмм испытаний машин в реальных условиях эксплуатации.

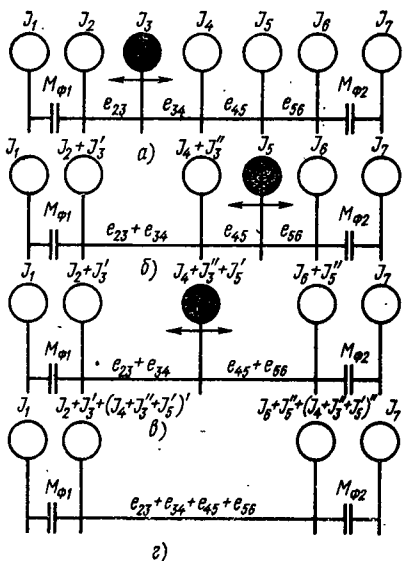


Рис. 133. Схема приведения динамической системы

В трансмиссиях мобильных машин частота возбуждающих воздействий находится в диапазоне 1—1000 Гц. Тогда $\omega_{\text{lim}} = 2\pi f_{\text{lim}} \text{ 1/c.}$

При составлении расчетных схем их податливости определяют расчетным путем с точностью приблизительно $\pm 15\%$, однако такая точность вызывает значительные погрешности, отражающиеся на результатах определения парциальных частот. Для компенсации ошибок рекомендуется принимать $\omega_n = (3,5 \div 4) \omega_{\text{lim}}.$

Предположим, что в результате предварительного упрощения схемы трансмиссии получилась система, представленная на рис. 133, а. При расчетах и составлении схемы демпфированием трансмиссии пренебрегаем.

На схеме обозначено: J_1 — момент инерции движущихся деталей двигателя; J_2 — момент инерции ведомых деталей муфты сцепления, $J_3, \dots, J_6$ — моменты инерции деталей трансмиссии; J_7 — момент инерции тракторного агрегата; $M_{\phi 1}$ и $M_{\phi 2}$ — моменты трения муфты сцепления и момент по сцеплению ходовой системы с почвой; e_i — угловая податливость валов, соединяющих соответствующие массы.

Допустим, что необходимо выяснить возможность появления резонанса на всем диапазоне частот возмущающих воздействий (до 1000 Гц).

Моменты инерции ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$) масс составляют: $J_1 = 0,362$, $J_2 = 0,036$, $J_3 = 0,072$, $J_4 = 1,26$, $J_5 = 0,032$, $J_6 = 0,135$, $J_7 = 1,06$. Угловые податливости [$\text{рад}/(\text{Н} \cdot \text{м})$] валопроводов равны: $e_{23} = 0,67 \cdot 10^{-8}$, $e_{34} = 0,85 \cdot 10^{-8}$, $e_{45} = 0,68 \times 10^{-8}$, $e_{56} = 0,72 \cdot 10^{-8}$.

Чтобы не было резонанса, должно выполняться условие $\omega_n \geq (3 \div 4) \omega_{\text{lim}}$. Для рассматриваемого случая

$$\omega_{\text{lim}} \geq (3 \div 5) 2\pi f_{\text{lim}} \approx 4 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 1000 = 25120 \text{ 1/c.}$$

Определим парциальные частоты масс с моментами инерции J_3, J_4, J_5 :

$$\begin{aligned} \omega_{n3} &= 1/\sqrt{J e} = 1/\sqrt{J_3 \frac{e_{23} e_{34}}{e_{23} + e_{34}}} = \\ &= 1/\sqrt{0,072 \frac{0,67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,85 \cdot 10^{-8}}{(0,67 + 0,85) 10^{-8}}} = 60858 \text{ 1/c;} \\ \omega_{n4} &= 1/\sqrt{J e} = 1/\sqrt{J_4 \frac{e_{34} e_{45}}{e_{34} + e_{45}}} = 49826 \text{ 1/c;} \\ \omega_{n5} &= 1/\sqrt{J e} = 1/\sqrt{J_5 \frac{e_{45} e_{56}}{e_{45} + e_{56}}} = 29880 \text{ 1/c.} \end{aligned}$$

Так как все парциальные частоты колебаний ω_{ni} больше ω_{lim} , можно провести дальнейшее упрощение динамической схемы.

Преобразуем одномассовую систему J_3 (рис. 133, а) в двухмассовую (рис. 133, б), в которой

$$J'_3 = \frac{e_{34}}{e_{23} + e_{34}} J_3 = 0,04 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_2 + J'_3 = 0,0586 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_4 + J''_3 = 0,137 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J''_3 = \frac{e_{23}}{e_{23} + e_{34}} J_3 = 0,0137 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$e_{23} + e_{34} = 1,52 \cdot 10^{-8} \text{ рад}/(\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Собственная частота колебаний массы с моментами инерции $J_4 + J'_3$

$$\omega_n = 1/\sqrt{J_e} = 1/\sqrt{(J_4 + J'_3) \frac{(e_{23} + e_{34}) e_{45}}{e_{23} + e_{34} + e_{45}}} = 39\,120 \text{ 1/с}.$$

Так как $\omega_n > \omega_{\text{lim}}$, проведем дальнейшее упрощение системы.

Преобразуем одномассовую систему с моментом инерции J_5 в двухмассовую (рис. 133, в), для которой

$$J'_5 = \frac{e_{56}}{e_{45} + e_{56}} J_5 = 0,165 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_4 + J''_5 + J'_5 = 0,322 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_6 + J'_5 = 0,29 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J''_5 = \frac{e_{45}}{e_{45} + e_{56}} J_5 = 0,155 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$e_{45} + e_{56} = 1,4 \cdot 10^{-8} \text{ рад}/(\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Проверим собственную частоту колебаний массы с моментом инерции $J_4 + J''_5 + J'_5$:

$$\omega_n = 1/\sqrt{J_e} = 1/\sqrt{(J_4 + J''_5 + J'_5) \frac{(e_{23} + e_{34})(e_{45} + e_{56})}{e_{23} + e_{34} + e_{45} + e_{56}}} = 25\,625 \text{ 1/с}.$$

Так как $\omega_n > \omega_{\text{lim}}$, проведем дальнейшее упрощение системы.

Преобразуем одномассовую систему с моментом инерции $J_4 + J''_5 + J'_5$ в двухмассовую (рис. 133, г). Моменты инерции соответственно 0,2271 и 0,25 кг·м², угловая податливость связи $e = 0,22 \cdot 10^{-8}$ рад/(Н·м). Определим собственную частоту колебаний этой двухмассовой парциальной системы:

$$\omega_n = \frac{1}{\sqrt{J_e}} = 19\,455 \text{ 1/с};$$

здесь

$$J = \frac{[(J_2 + J''_3)(J_4 + J''_5 + J'_5)][(J_6 + J''_5)(J_4 + J''_5 + J'_5)]}{J_2 + J''_3 + J_4 + J''_5 + J'_5 + J_6 + J''_5 + J_4 + J''_5 + J'_5}; e = e_{23} + e_{34} + e_{45} + e_{56}.$$

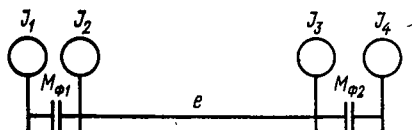
Так как $\omega_n < \omega_{\text{lim}}$, дальнейшее упрощение системы невозможно.

Таким образом, получена двухмассовая система (рис. 133, г), собственная частота колебаний которой определяется уравнением

$$\omega^n + b_1 \omega^{n-2} + b_2 \omega^{n-4} + \dots + b_n = 0,$$

где ω — собственная частота колебаний системы; n — число приведенных масс в системе; $b_1, b_2, \dots, b_n$ — коэффициенты частотных уравнений.

Рис. 134. Приведенная динамическая система



Для двухмассовой системы

$$b_1 = \frac{1}{e_{12}} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2},$$

для трехмассовой

$$b_1 = \frac{1}{e_{12}} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + \frac{1}{e_{23}} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3};$$

$$b_2 = \frac{1}{e_{12}} \frac{1}{e_{23}} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3}.$$

Для отсутствия резонанса частота собственных колебаний системы должна быть больше или меньше частот возмущающих воздействий.

Для рассматриваемого случая собственная частота колебаний двухмассовой системы

$$\omega = \sqrt{b_1} = \sqrt{\frac{1}{e'} \frac{J'_A + J''_A}{J'_A J''_A}} = \sqrt{\frac{1}{0,73 \cdot 10^{-8}} \frac{0,12 + 0,13}{0,12 \cdot 0,13}} = 46\,854 \text{ 1/с},$$

где

$$J'_A = J_2 + J'_3 + (J_4 + J'_3 + J'_5)'; \quad J''_A = J_6 + J''_5 + (J_4 + J''_3 + J''_5)'';$$

$$e' = e_{23} + e_{34} + e_{45} + e_{56}.$$

Двухмассовую колебательную систему (рис. 134) можно описать уравнениями:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 - M_d + M_{\phi 1} = 0;$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - M_{\phi 1} + e(\varphi_2 - \varphi_3) = 0;$$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - e(\varphi_2 - \varphi_3) + M_{\phi 2} = 0;$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 - M_{\phi 2} + M_c = 0.$$

Главным параметром динамического расчета, по которому можно определить запас прочности, является момент упругости $e(\varphi_2 - \varphi_3)$. Запас прочности

$$n_{-1} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\phi} \tau_a + \psi \tau_m},$$

где τ_{-1} — предел усталости при кручении для симметричного цикла нагружения; K_{ϕ} — коэффициент, учитывающий форму и размеры детали; τ_a — напряжение кручения при циклическом нагружении ($\tau_a = e(\varphi_2 - \varphi_3)/W$, здесь W — момент сопротивления сечения); ψ — коэффициент, учитывающий влияние постоянного момента; τ_m — напряжение от номинального M_n момента ($\tau_m = M_n/W$).

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

**Распределение конструктивной массы (кг) гусеничных тракторов
по основным агрегатам и сборочным единицам**

Агрегаты, сборочные единицы	T-38	T-74	T-75	ДТ-75М	T-150	T-4	T-108	Среднее распределение, %
	Конструктивная масса							
	3950	5500	5960	6100	6655	7750	11 160	
Двигатель в сборе с муфтой и воздухоочистителем	750	760	1250	1050	1130	1290	2400	17
Радиаторы (водяной и масляный)	70	150	200	180	90	105	110	1,6
Коробка передач	160	250	240	340	660	300	350	5
Задний мост и редуктор ВОМа	410	480	510	450	430	600	1010	8,5
Конечная передача с колесами	570	370	440	540	340	610	960	8,5
Рычаги управления и приборы	40	60	—	85	100	95	90	1,1
Рама	—	750	650	750	640	—	—	11,8
Полурама	190	—	—	—	—	310	370	4
Гусеница тележки с опорными катками	390	—	—	—	—	1410	2010	16
Каретки в сборе	—	760	720	720	810	—	—	12,5
Направляющие колеса	240	210	160	230	300	290	600	4,4
Поддерживающие ролики	30	90	90	110	130	120	180	1,5
Гусеницы (две)	530	860	800	880	980	1500	2120	*
Кабина в сборе	110	130	120	130	340	260	315	3
Сиденье, пол, крылья	80	100	150	100	105	120	105	1,5
Облицовка и капот	60	70	60	70	85	110	125	1,2
Прицепное устройство	—	50	40	50	60	120	260	1,2
Навесное устройство	230	270	260	270	320	350	—	5
Бак гидросистемы	30	65	—	65	60	60	—	1,6
Распределитель с арматурой	20	25	25	30	25	30	—	1,4
Топливный бак	40	50	60	50	50	70	65	1,2

* Цельные звенья гусениц — 14,5%; составные звенья — 19%.

* Целые звенья гусениц — 14,5%; составные звенья — 19%.

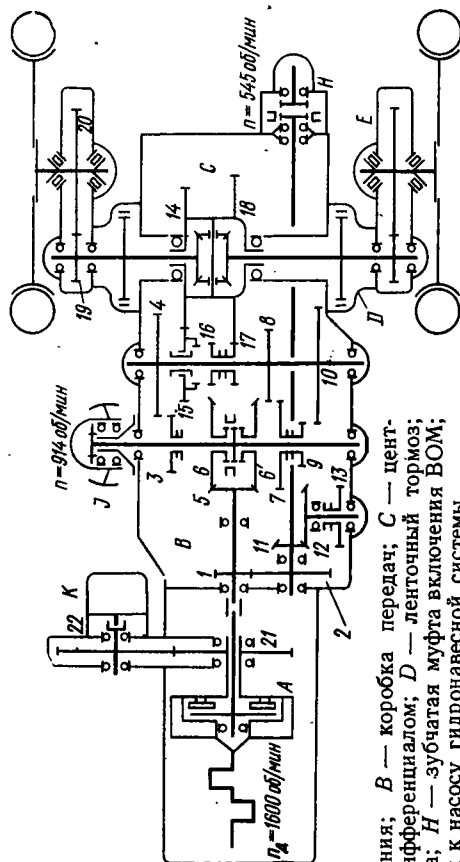
**Распределение конструктивной массы (кг) колесных тракторов
по основным агрегатам и сборочным единицам**

Агрегаты, сборочные единицы	T-16	T-25	T-40	ЮМЗ-6	МТЗ-50	Среднее распре- деление, %
	Конструктивная масса					
	1585	1500	2300	2950	2700	100
Двигатель с воздухоочистителем	285	285	395	620	630	18,5
Муфта сцепления и промежуточ- ная передача	40	80	110	130	150	4,8
Центральная передача	230	235	300	580	560	17
Рукава с конечной передачей . .	160	157	210	185	170	8
Тормоза	25	25	40	50	40	1,6
Рулевая колонка с управлением	40	30	30	45	30	1,5
Кабина с оборудованием	140	10 *	150	165	165	6
Сиденье, пол, крылья	70	70	70	80	80	1,3
Топливный бак	15	15	20	20	20	0,7
Полурама	150	70	90	100	100	4
Облицовка и капот	15	26	35	30	30	1,2
Радиаторы	—	—	—	30	30	—
Навесное устройство и прицепная скоба	35	85	145	155	155	5,7
Бак гидросистемы с маслом . . .	—	58	30	40	35	3,5
Распределитель гидросистемы, аккумулятор	40	30	50	40	45	3,7
Ведущие колеса	174	174	380	400	400	14
Передняя ось с колесами и руле- вым приводом	156	150	245	250	260	10

* С тентом

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-25

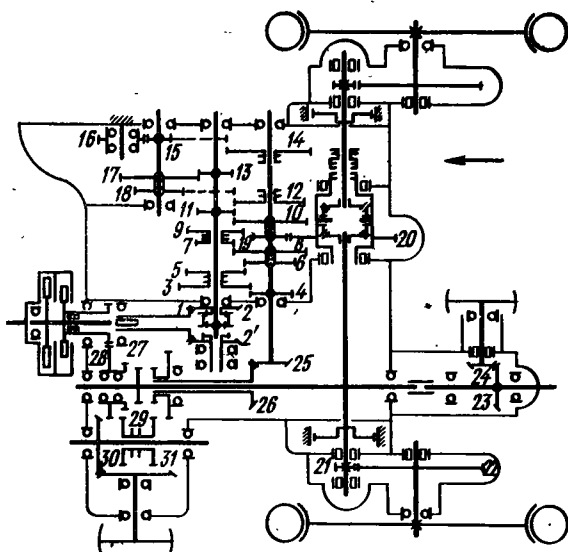


А — муфта сцепления; В — коробка передач; С — центральная передача с дифференциалом; D — ленточный тормоз; E — конечная передача; H — зубчатая муфта включения ВОМ; J — шкив; K — привод к насосу гидравлической системы

Шестерня	1	2	3	4	5	6	6'	7	8	9	10	—	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Число зубьев	14	41	21	36	20	35	35	31	26	18	39	—	15	29	18	59	25	19	19	66	12	57	43	44

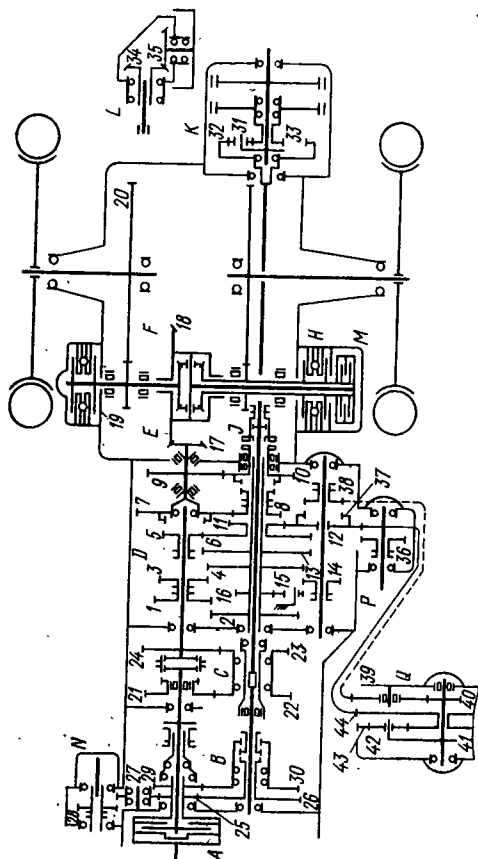
Передача	Вперед и назад			
	I	II	III	IV
Работающие шестерни	$\frac{6(6') \cdot 10.18.20}{5(5) \cdot 9.17.19}$	$\frac{6(6') \cdot 4.18.20}{5(5) \cdot 3.17.19}$	$\frac{6(6') \cdot 10.14.20}{5(5) \cdot 9.15.19}$	$\frac{6(6') \cdot 4.14.20}{5(5) \cdot 3.15.19}$
Передаточное число	62,6	49,5	42,5	33,6
Передача	Вперед и назад		Ходоуменьшитель (только вперед)	
	V	VI	I	II
Работающие шестерни	$\frac{6(6') \cdot 8.18.20}{5(5) \cdot 7.17.19}$	$\frac{6(6') \cdot 8.14.20}{5(5) \cdot 7.15.19}$	$\frac{2.12.10.18.20}{1.11.13.17.19}$	$\frac{2.12.10.14.20}{1.11.13.15.19}$
Передаточное число	24,2	16,4	121	82

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-40



Номер шестерни	1	2	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Число зубьев	20	30	30	35	22	30	27	17	39	19	37	21	35	15	41	10
Номер шестерни	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
Число зубьев	24	35	23	17	60	12	74	26	14	13	26	18	54	19	24	32
Передача	Вперед и назад															
	I		II		III		IV									
Номера работающих ше- стерен	$\frac{2(2') \cdot 14 \cdot 20 \cdot 22}{1 \cdot 13 \cdot 19 \cdot 21}$		$\frac{2(2') \cdot 8 \cdot 20 \cdot 22}{1 \cdot 7 \cdot 19 \cdot 21}$		$\frac{2(2') \cdot 10 \cdot 20 \cdot 22}{1 \cdot 9 \cdot 19 \cdot 21}$		$\frac{2(2') \cdot 12 \cdot 20 \cdot 22}{1 \cdot 11 \cdot 19 \cdot 21}$									
Переда- точное число	89,2		74,9		63,6		54,4									
Передача	Вперед и назад					Ходоуменьшитель										
	V		VI		I		II									
Номера работающих ше- стерен	$\frac{2(2') \cdot 6 \cdot 20 \cdot 22}{1 \cdot 5 \cdot 19 \cdot 21}$		$\frac{2(2') \cdot 4 \cdot 20 \cdot 22}{1 \cdot 3 \cdot 19 \cdot 21}$		$\frac{2(2') \cdot 17 \cdot 14 \cdot 20 \cdot 22}{1 \cdot 13 \cdot 15 \cdot 19 \cdot 21}$		$\frac{2(2') \cdot 17 \cdot 12 \cdot 20 \cdot 22}{1 \cdot 13 \cdot 18 \cdot 19 \cdot 21}$									
Переда- точное число	29,4		20,5		312,3		106,6									

Кинематическая схема трансмиссии трактора МТЗ-80

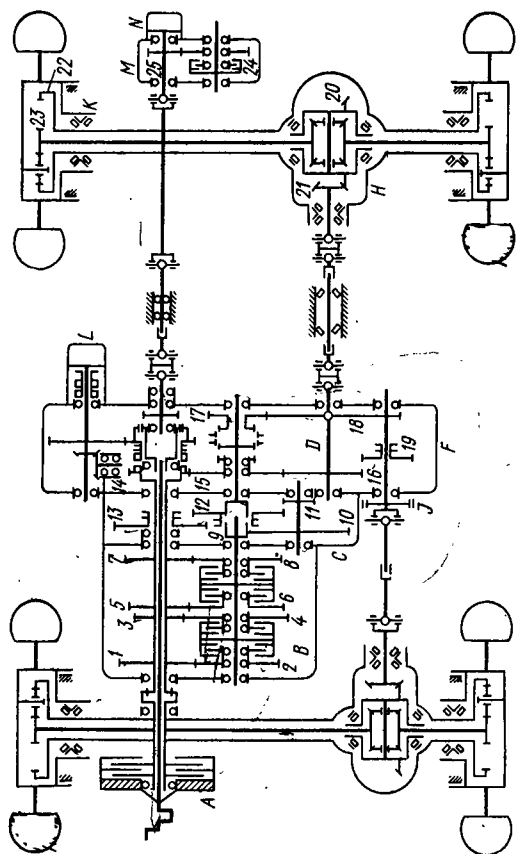


А — муфта сцепления; В — двухскоростной редуктор привода ВОМ; С — редуктор-удвоитель числа передач; D — коробка передач; E — центральная передача с дифференциалом; F — конечная передача; H — дисковый тормоз; J — зубчатая муфта переключения ВОМ на независимый и синхронный привод; K — планетарный редуктор ВОМ; L — планетарный редуктор ВОМ; M — муфта блокировки дифференциала, управляемая от гидроусилителя руля; N — привод к насосу навесной системы; P — привод бокового ВОМ; Q — ходовой уменьшитель

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Число зубьев	27	38	24	40	21	43	45	20	37	28	26	32	43	17	31
Шестерня	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	28	28	29	30
Число зубьев	19	12	41	13	69	30	35	30	34	18	47	27	25	26	38

Шестерня	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44
Число зубьев	16	63	30	22	14	37	20	20	25	10	18	15	48	31
Передача	I				II				III				IV	
Работающие шестерни	$\frac{6.12.4.7.18.20}{5.11.14.8.17.19}$				$\frac{6.12.4.9.18.20}{5.11.14.10.17.19}$				$\frac{13.7.18.20}{5.8.17.19}$				$\frac{4.7.18.20}{3.8.17.19}$	
Передаточные числа: и и _р (с редуктором-хо- доуменьшителем)	$\frac{241,95}{319,9}$				$\frac{142,1}{187,88}$				$\frac{83,55}{110,47}$				$\frac{68,0}{89,92}$	
Передача	V				VI				VII				VIII	
Работающие шестерни	$\frac{2.7.18.20}{1.8.17.19}$				$\frac{13.9.18.20}{5.10.17.19}$				$\frac{4.9.18.20}{3.10.17.19}$				$\frac{2.9.18.20}{1.10.17.19}$	
Передаточные числа: и и _р	$\frac{57,43}{75,93}$				$\frac{49,06}{64,88}$				$\frac{39,94}{52,81}$				$\frac{33,73}{44,59}$	
Передача	IX прямая				Задний ход				I				II	
Работающие шестерни	$\frac{18.20}{17.19}$				$\frac{8.12.16.7.18.20}{5.11.14.8.17.19}$				$\frac{6.12.16.9.18.20}{5.11.14.10.17.19}$				$\frac{44}{12} \left(\frac{43}{41} \right) \frac{39.38}{40.39}$	
Передаточные числа: и и _р	$\frac{18,13}{23,98}$				$\frac{144,93}{151,96}$				$\frac{67,5}{89,25}$				$\frac{7}{104}$	

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-150К

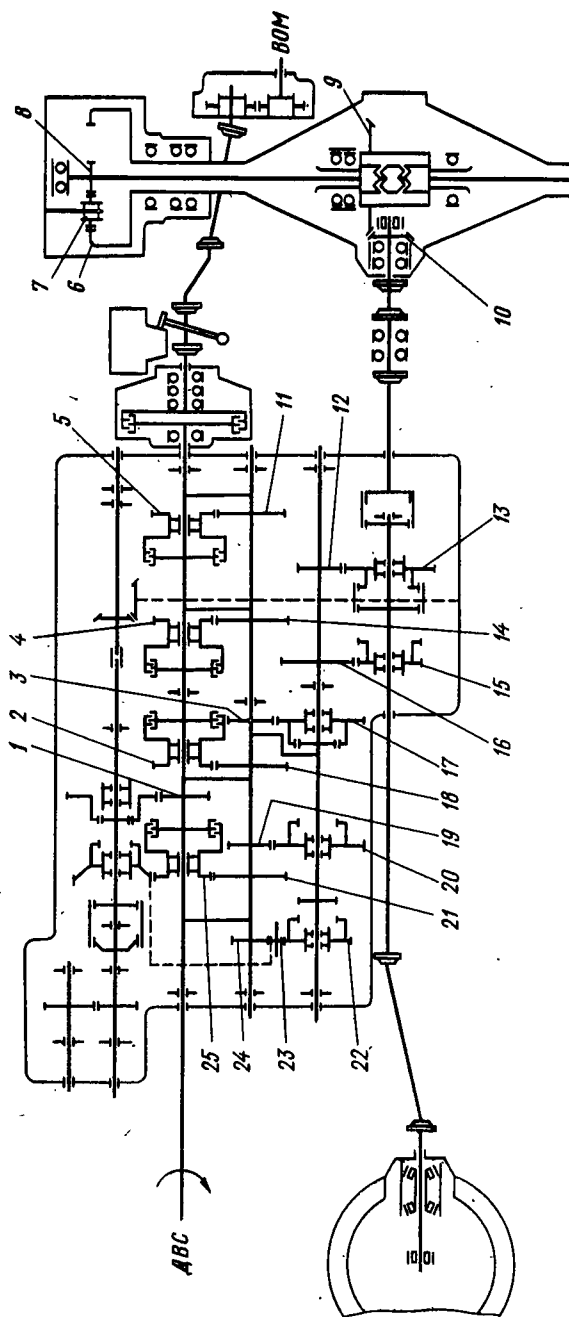


А — муфта сцепления; В — коробка передач; С — ходоуменьшитель; D — раздаточная коробка; F — насос гидравлической системы коробки передач; H — центральная передача с дифференциалом; J — центральный тормоз; K — колесный редуктор; L — насос навесной системы; M — редуктор независимого ВОМ; N — насос муфты редуктора ВОМ

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Число зубьев	33	32	25	38	28	36	30	34	17	44	22	40	33
Шестерня	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
Число зубьев	26	37	33	24	46	33	40	9	61	17	41	20	

Передача	I	II	III	IV	V
Работающие шестерни	$\frac{4.18.20}{3.17.21} K$	$\frac{6.18.20}{5.17.21} K$	$\frac{8.18.20}{7.17.21} K$	$\frac{2.18.20}{1.17.21} K$	$\frac{4.16.20}{3.15.21} K$
Передаточное число	59,4	50,3	44,3	37,9	27,7
Передача	VI	VII	VIII	Ходоуменьшитель	Колесный редуктор
Работающие шестерни	$\frac{6.16.20}{5.15.21} K$	$\frac{8.16.20}{7.15.21} K$	$\frac{2.16.20}{3.15.21} K$	$\frac{10}{19} \frac{12}{11}$	$K = 1 + \frac{22}{23}$
Передаточное число	23,4	20,6	17,64	4,7	4,59
- Задний ход					
Передача	I	II	III	IV	
Работающие шестерни	$\frac{4.10.13.15.16.20}{3.9.10.14.15.21} K$	$\frac{6.10.13.15.16.20}{5.9.10.14.15.21} K$	$\frac{8.10.13.15.16.20}{7.9.10.14.15.21} K$	$\frac{2.10.13.15.16.20}{1.9.10.14.15.21} K$	
Передаточное число	75	63,5	55,9	47,9	

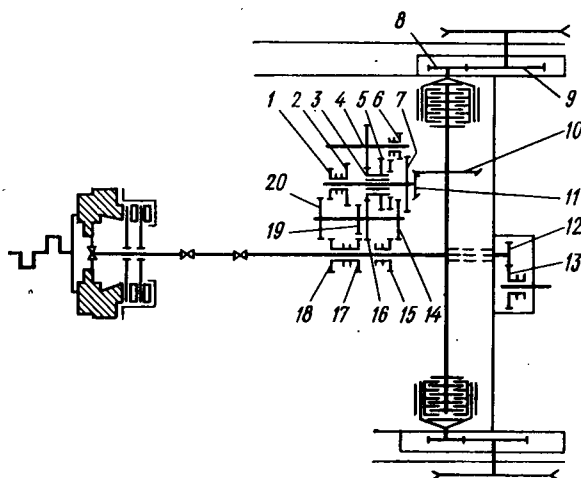
Кинематическая схема трансмиссии трактора К-700



Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Число зубьев	36	30	27	27	24	—	—	—	—	—	41	18	42	38	25	34	34	35	18	44	32	32	22	23	33

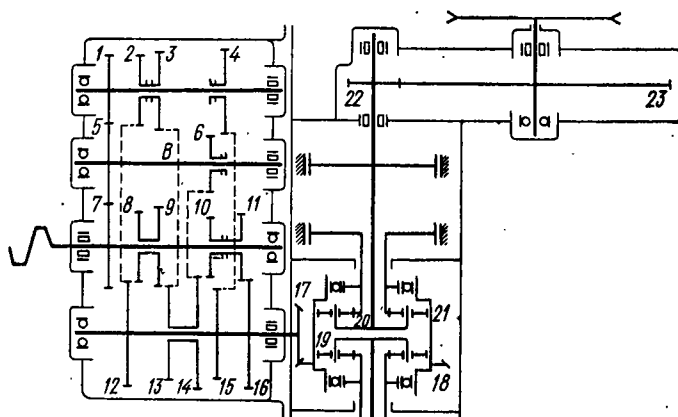
Передача	Вперед											
	I						II					
Диапазон	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
Номера работающих шестерен	$\frac{11}{5} \cdot \frac{20}{19} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{14}{4} \cdot \frac{20}{19} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{18}{2} \cdot \frac{20}{19} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{21}{25} \cdot \frac{20}{19} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{11}{5} \cdot \frac{17}{3} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{14}{4} \cdot \frac{17}{3} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{18}{2} \cdot \frac{17}{3} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{21}{25} \cdot \frac{17}{3} \cdot \frac{13}{12}$				
Передаточное число	9,75	8,04	6,67	5,87	5,03	4,15	3,44	3,03				
Передача	Вперед											
	III						IV					
Диапазон	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
Номера работающих шестерен	$\frac{11}{5} \cdot \frac{20}{19} \cdot \frac{15}{16}$	$\frac{14}{4} \cdot \frac{20}{19} \cdot \frac{15}{16}$	$\frac{18}{2} \cdot \frac{20}{19} \cdot \frac{15}{16}$	$\frac{21}{25} \cdot \frac{20}{19} \cdot \frac{15}{16}$	$\frac{11}{5} \cdot \frac{17}{3} \cdot \frac{15}{16}$	$\frac{14}{4} \cdot \frac{17}{3} \cdot \frac{15}{16}$	$\frac{18}{2} \cdot \frac{17}{3} \cdot \frac{15}{16}$	$\frac{21}{25} \cdot \frac{17}{3} \cdot \frac{15}{16}$				
Передаточное число	3,08	2,54	2,11	1,85	1,59	1,31	1,09	0,96				
Передача	Назад											
	I						II					
Диапазон	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
Номера работающих шестерен	$\frac{11}{5} \cdot \frac{23}{24} \cdot \frac{22}{23} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{14}{4} \cdot \frac{23}{24} \cdot \frac{22}{23} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{18}{2} \cdot \frac{23}{24} \cdot \frac{22}{23} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{21}{25} \cdot \frac{23}{24} \cdot \frac{22}{23} \cdot \frac{13}{12}$	$\frac{11}{5} \cdot \frac{23}{24} \cdot \frac{22}{23} \cdot \frac{15}{16}$	$\frac{14}{4} \cdot \frac{23}{24} \cdot \frac{22}{23} \cdot \frac{15}{16}$	$\frac{18}{2} \cdot \frac{23}{24} \cdot \frac{22}{23} \cdot \frac{15}{16}$	$\frac{21}{25} \cdot \frac{23}{24} \cdot \frac{22}{23} \cdot \frac{15}{16}$				
Передаточное число	5,56	4,58	3,80	3,35	1,75	1,44	1,18	1,05				
Примечание. Передаточное число центральной передачи 2,92, конечной 6.												

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-74



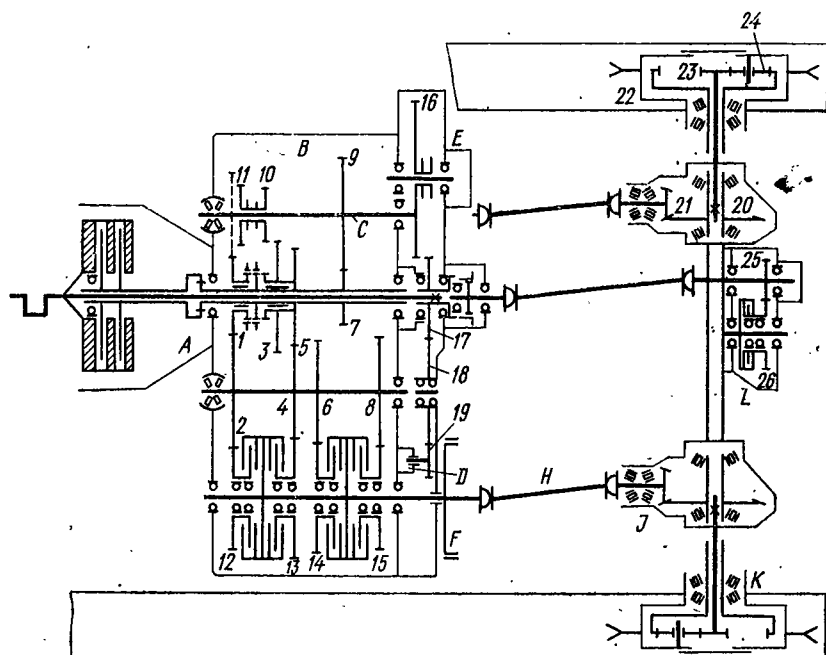
Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Число зубьев	28	36	25	32	39	14	43	13	62	40	12	11
Номер шестерни	13			14	15	16	17	18	19	20		
Число зубьев	35			30	23	35	18	21	24	33		
Передача	I		II		III		IV		V		VI	
Номера работающих шестерен	$16 \cdot \frac{2}{17} A$			$20 \cdot \frac{2}{18} A$		$14 \cdot \frac{2}{15} A$		$16 \cdot \frac{1}{17} A$		$20 \cdot \frac{1}{18} A$		$14 \cdot \frac{20}{15} A$
Передаточное число	45,4		37,4		31,15		26,2		21,1		17,65	
а. Передача	Задний ход											
	I			II			III					
Номера работающих шестерен	$\frac{5}{15} \cdot \frac{4}{3} \cdot \frac{7}{6} A$			$\frac{5}{15} \cdot \frac{16}{3} \cdot \frac{2}{19} A$			$\frac{5}{15} \cdot \frac{16}{3} \cdot \frac{1}{20} A$					
Передаточное число	106			56,6			32,45					
Передача	Замедленная											
	I			II			III					
Номера работающих шестерен	$\frac{16}{17} \cdot \frac{4}{16} \cdot \frac{7}{6} A$			$\frac{20}{18} \cdot \frac{4}{16} \cdot \frac{7}{6} A$			$\frac{5}{15} \cdot \frac{4}{16} \cdot \frac{7}{6} A$					
Передаточное число	87			70			58,4					
Примечание. $A = \frac{10}{11} \cdot \frac{9}{8}$, где 10, 11, 9, 8 — номера работающих шестерен.												

Кинематическая схема трансмиссии трактора ДТ-75



Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Число зубьев	29	31	33	37	37	24	37	32	24	28	30	46
Номер шестерни	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	
Число зубьев	44	50	40	48	17	54	15	21	51	13	72	
Передача	I				II				III			
Номера тающих рен	$\frac{14}{10} \left(\frac{1 + \frac{20}{21}}{\frac{20}{21}} \right) \frac{23}{22}$				$\frac{16}{11} \left(\frac{1 + \frac{20}{21}}{\frac{20}{21}} \right) \frac{23}{22}$				$\frac{12}{8} \left(\frac{1 + \frac{20}{21}}{\frac{20}{21}} \right) \frac{23}{22}$			
Передаточное число	44,4				39,7				35,7			
Передача	IV						V					
Номера тающих рен	$\frac{13}{9} \left(\frac{1 + \frac{20}{21}}{\frac{20}{21}} \right) \frac{23}{22}$						$\frac{1 \cdot 12}{7 \cdot 2} \left(\frac{1 + \frac{20}{21}}{\frac{20}{21}} \right) \frac{23}{22}$					
Передаточное число	32,1						28,9					
Передача	VI				VII				Задний ход			
Номера тающих рен	$\frac{1 \cdot 13}{7 \cdot 3} \left(\frac{1 + \frac{20}{21}}{\frac{20}{21}} \right) \frac{23}{22}$				$\frac{1 \cdot 15}{7 \cdot 4} \left(\frac{1 + \frac{20}{21}}{\frac{20}{21}} \right) \frac{23}{22}$				$\frac{14}{6} \left(\frac{1 + \frac{20}{21}}{\frac{20}{21}} \right) \frac{23}{22}$			
Передаточное число	25,9				21,0				51,7			

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-150

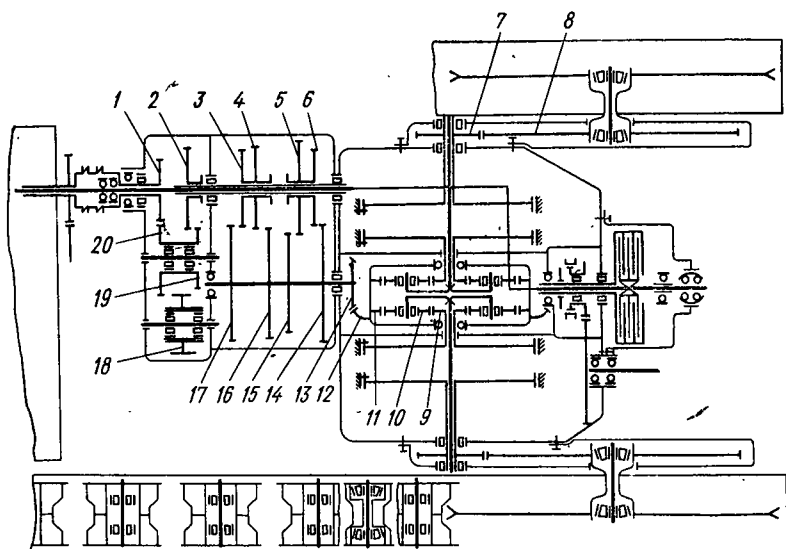


A — главная муфта сцепления; *B* — коробка передач; *C* — вал заднего хода и ходоуменьшителя; *D* — маслосос коробки передач; *E* — привод вспомогательных механизмов; *F* — тормоз; *H* — карданный вал; *J* — центральная передача; *K* — колесный редуктор; *L* — редуктор независимого ВОМ

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Число зубьев	25	35	39	29	31	31	20	33	35	16	25	33	38
Шестерня	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Число зубьев	36	34	49	35	60	39	40	9	61	17	21	20	41
Передача	Замедленная												
	I			II			III			IV			
Работающие шестерни	$\frac{9.3.4.13.20}{7.10.5.4.21} K$			$\frac{9.3.4.14.20}{7.10.5.6.21} K$			$\frac{9.3.4.15.20}{7.10.5.8.21} K$			$\frac{9.3.4.12.20}{7.10.5.2.21} K$			
Передаточное число	106,54			94,4			83,72			76,63			

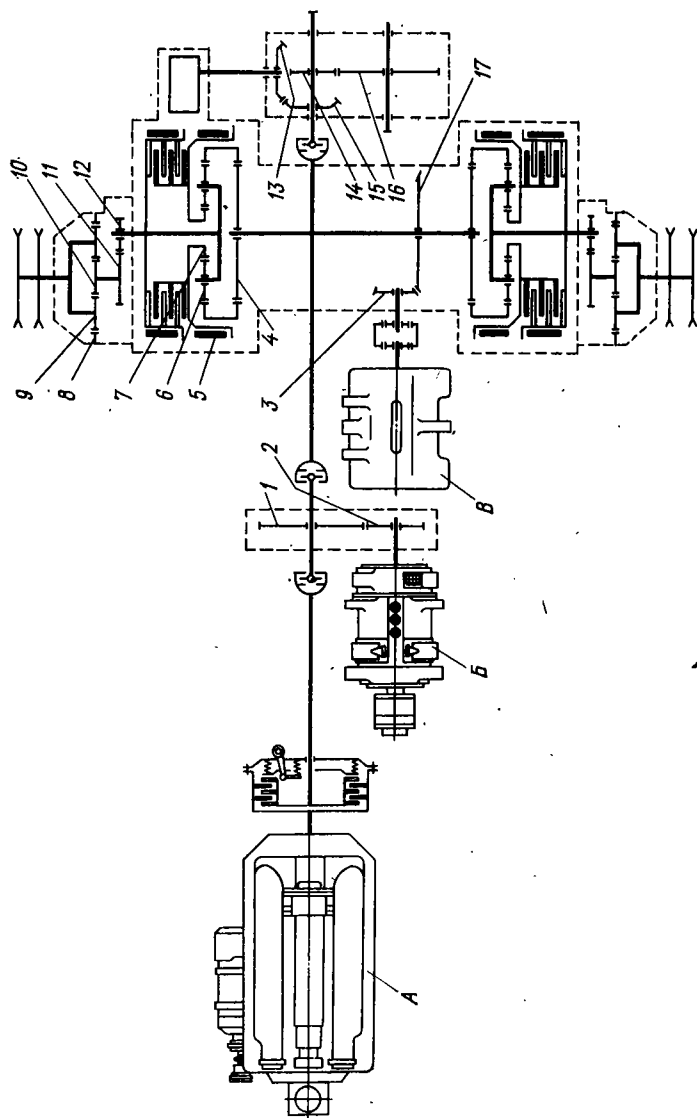
Передача	I	II	III	IV
Работающие шестерни	$\frac{2.13.20}{1.4.21} K$	$\frac{2.14.20}{1.6.21} K$	$\frac{2.15.20}{1.8.21} K$	$\frac{2.12.20}{1.2.21} K$
Передач-ное число	37,36	33,12	29,37	26,89
Передача	V	VI	VII	VIII
Работающие шестерни	$\frac{4.13.20}{5.4.21} K$	$\frac{4.14.20}{5.6.21} K$	$\frac{4.15.20}{5.8.21} K$	$\frac{4.12.20}{5.2.21} K$
Передач-ное число	24,97	22,12	19,64	17,97
Передача	Задний ход			
	I	II	III	IV
Работающие шестерни	$\frac{9.2.13.20}{7.11.4.21} K$	$\frac{9.2.14.20}{7.11.6.21} K$	$\frac{9.2.15.20}{7.11.8.21} K$	$\frac{9.2.12.20}{7.11.2.21} K$
Передач-ное число	65,39	57,95	51,41	47,05
Примечание. $K = 1 + \frac{22}{23}$.				

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-4



Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Число зубьев	17	28	21	23	27	25	13	57	21	15	51	51
Номер шестерни	13			14	15	16	17	18	19	20		
Число зубьев	14			31	30	38	35	18	17	23		
Передача замедленная	I			II			III			IV		
Номера работающих шестерен	$\frac{20}{1} \cdot \frac{2}{19} \cdot \frac{17}{3} A$			$\frac{20}{1} \cdot \frac{2}{19} \cdot \frac{16}{6} A$			$\frac{20}{1} \cdot \frac{2}{19} \cdot \frac{14}{5} A$			$\frac{20}{1} \cdot \frac{2}{19} \cdot \frac{15}{5} A$		
Передаточное число	68,79			59,2			51,18			45,86		
Передача основная	V			VI			VII			VIII		
Номера работающих шестерен	$\frac{17}{3} A$			$\frac{16}{4} A$			$\frac{14}{6} A$			$\frac{15}{5} A$		
Передаточное число	37,58			32,35			27,96			25,06		
Задний ход	I			II			III			IV		
Номера работающих шестерен	$\frac{20}{1} \cdot \frac{19}{18} \cdot \frac{17}{3} A$			$\frac{20}{1} \cdot \frac{19}{18} \cdot \frac{17}{4} A$			$\frac{20}{1} \cdot \frac{19}{18} \cdot \frac{14}{6} A$			$\frac{20}{1} \cdot \frac{19}{18} \cdot \frac{15}{5} A$		
Передаточное число	50,85			41,77			37,83			33,9		
Примечание. $A = \frac{12}{13} \frac{8}{7}$, где 12, 13, 8, 7 — номера работающих шестерен.												

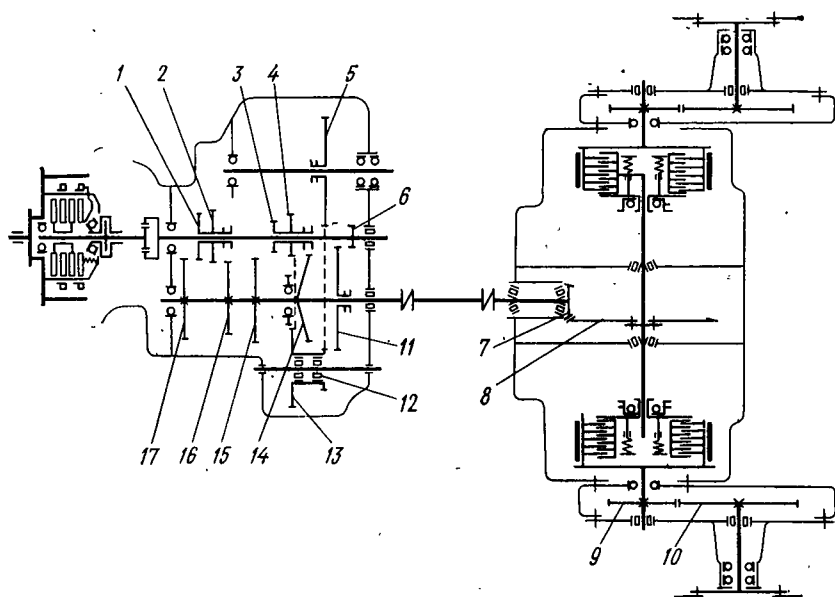
Кинематическая схема трансмиссии трактора ДЭТ-250



А — двигатель внутреннего сгорания; Б — силовой электрогенератор; В — тяговый электродвигатель

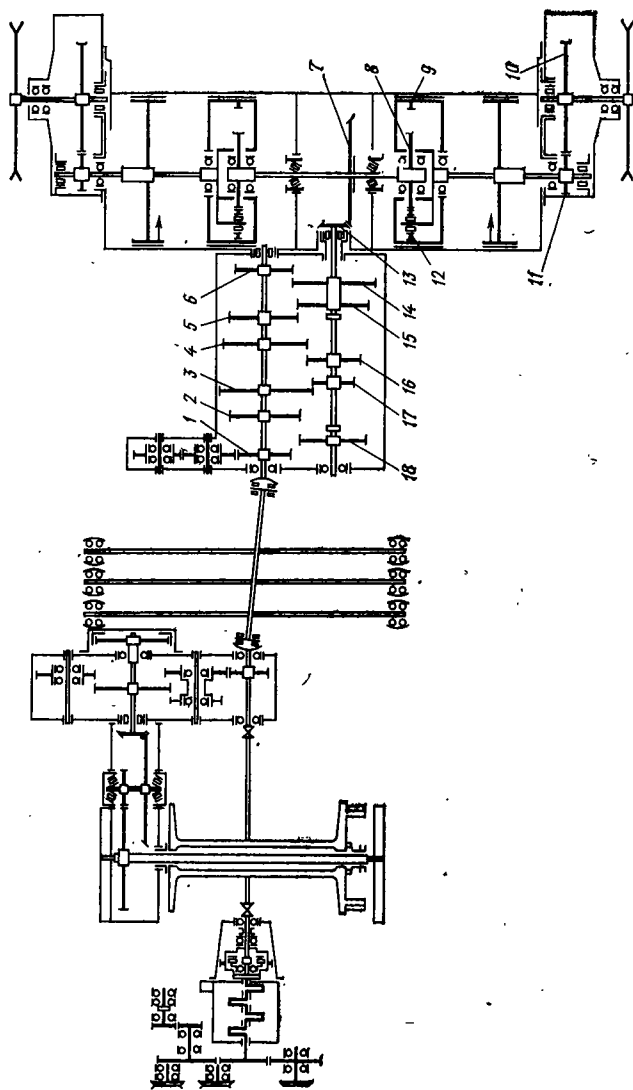
Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Число зубьев	82	58	18	70	70	16	38	54	20	14	28	16	32	19	26	49	35

Кинематическая схема трансмиссии трактора ТДТ-55



Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Число зубьев	32	40	21	25	35	17	13	16	12	49	49
Номер шестерни	12				13	14	15	16	17		
Число зубьев	19				30	41	45	26	34		
Передача	Вперед										
	I		II		III		IV		V		
Номера работающих шестерен	$\frac{11}{6} \cdot \frac{8}{7} \cdot \frac{10}{9}$		$\frac{15}{3} \cdot \frac{8}{7} \cdot \frac{10}{9}$		$\frac{14}{4} \cdot \frac{8}{7} \cdot \frac{10}{9}$		$\frac{17}{1} \cdot \frac{8}{7} \cdot \frac{10}{9}$		$\frac{16}{2} \cdot \frac{8}{7} \cdot \frac{10}{9}$		
Передаточное число	14,7		10,07		8,85		5,4		3,3		
Передача	Назад										
	$\frac{13}{4} \cdot \frac{11}{12} \cdot \frac{8}{7} \cdot \frac{10}{9}$										
Передаточное число	25,5										

Кинематическая схема трансмиссии трактора ТДТ-60



Номер шестерни	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число зубьев	23	29	41	34	26	28	48	20	60	48	13	15	12	36	33	25	18	30

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анилович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1976. 455 с.
2. Анохин В. И. Применение гидротрансформаторов на скоростных гусеничных сельскохозяйственных тракторах. М.: Машиностроение, 1972. 304 с.
3. Барский И. Б., Анилович В. Я., Кутьков Г. М. Тяговая динамика трактора. М.: Машиностроение, 1973. 280 с.
4. Борисов С. Г., Эглит И. М. Муфты сцепления тракторов. М.: Машиностроение, 1972. 208 с.
5. Золотник М. И., Кавьяров И. С. Трансмиссии современных промышленных тракторов. М.: Машиностроение, 1971. 365 с.
6. Либис С. Е. Универсальные пропашные самоходные шасси. Теория и расчет. М.: Машиностроение, 1976. 216 с.
7. Расчет и конструирование гусеничных машин. Учебник для вузов/Под ред. Н. А. Носова. М.: Машиностроение, 1972. 560 с.
8. Системы поддрессоривания современных тракторов. Конструирование, теория и расчет/А. Д. Попов, Е. Г. Попов, Ю. Л. Волошин и др. М.: Машиностроение, 1974. 175 с.
9. Трансмиссии тракторов/К. Я. Львовский, Ф. А. Черпак, И. Н. Серебряков, Н. А. Щельцын, М.: Машиностроение, 1976. 278 с.
10. Мазалов И. Д., Трусов С. М. Гидромеханические коробки передач. М.: Машиностроение, 1971. 280 с.
11. Гусеничные транспортеры-тягачи/Под ред. В. Ф. Платонова. М.: Машиностроение, 1978. 350 с.
12. Советские тракторы/Под ред. И. Б. Барского. М.: Машиностроение, 1970. 376 с.
13. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., Колос, 1972. 384 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

- Амортизаторы, принцип действия 253
- коэффициент сопротивления 254
- расчет калиброванных отверстий 256

В

- Валы коробок передач 73
- — — вторичные 74
- — — первичные 74
- — — промежуточные 74

Г

- Гаситель крутильных колебаний 30
- Гидротрансформатор 132

Д

- Демпферы муфт сцепления 30, 31
- — — расчет упругих элементов 30
- — — расчет тормозов 30
- Диаметр активный гидромукты 132
- — гидротрансформатора 150
- Диски муфт сцепления нажимные 32
- — — с накладками 26
- — — стальные 29
- Документация рабочая 7

Ж

- Жесткость валов коробок передач 77
- рессоры, приведенной к катку 247
- — — — при торсионной подвеске 251
- — — — — подвески с цилиндрической пружиной 249
- — — — — с торсионным упругим элементом 249

З

- Задание техническое 6
- Закон подобия для гидромукт 132
- — — гидротрансформаторов 140

К

- Катки опорные 269
- поддерживающие 272
- Кинематика планетарного ряда 131
- Колеса ведущие гусеничных тракторов 259
- направляющие 199
- грузоподъемные 200
- маркировка 199
- Колесо лопастное гидромукты 127, 130
- — гидротрансформатора 134
- Коробка передач ступенчатая 57
- Коэффициент динамичности муфт сцепления 10

- момента гидротрансформатора 131
- прозрачности гидротрансформатора 138

М

- Масса трактора 311
- Метод улучшения характеристик гидромукт 129
- Механизмы поворота гусеничных тракторов 167
- Момент на колесах гидротрансформатора 133
- стабилизирующий весовой 294
- Мост задний тракторов гусеничных 163
- — — колесных 186
- передний 210
- Мощность, циркулирующая в двухпоточных передачах 145
- Муфта блокировочная гидродинамической передачи 129, 133
- гидродинамическая 51
- механизм разведения дисков 41, 52
- непостояннозамкнутая 41
- планетарного ряда 57
- постояннозамкнутая 37
- с гидравлическим сжатием 51
- с компенсационной пружиной 46
- соединительная равных угловых скоростей 159
- — упругая 154
- шарнирная 156

Н

- Накладки фрикционные 26
- Насос аксиально-плунжерный с наклонным блоком 122
- — — диском 123

О

- Оси колесных тракторов передние 204
- Остов трактора рамный 280

П

- Передача бесступенчатая 57
- гидродинамическая 57, 127
- гидрообъемная 57, 117, 126, 133
- гидромеханическая 144
- планетарная с зацеплением внешним 94
- — — смешанным 91
- ступенчатая 58
- центральная 163
- Перемещение навесного орудия 284
- План скоростей планетарного ряда 104
- Податливость дисков муфт сцепления 29

- муфт кулачковых 305
- соединительных шарнирных 305
- — — пальцевых 305
- передач шестеренчатых 306
- соединений шлицевых 305

Подвески гусеничных тракторов полужесткие 230

— — — упругие 240

Подшипники качения шариковые 82

— роликовые 84

— скольжения 84

Показатели агротехнические, технико-экономические, общетехнические 8

Предел выносливости 12, 113

Предложение техническое 6

Преобразование систем одномассовых, двухмассовых 309

Приводы управления непосредственного действия 190

— — с механическим следящим устройством 194

— — с пружинным усилителем 191

Проект эскизный 6

Профилирование зуба колеса с гребневым зацеплением 262

— — — с цевочным зацеплением 260

— зубового зацепления 263

Пружины цилиндрические 35

— тарельчатые 36

Р

Рама шарнирно-сочлененная 205

Расчет деталей на выносливость 11, 79

— подвески балансирной 246

— индивидуальной 247

— полужесткой 244

Регулирование глубины обработки 283

Ресурс гаммапроцентный 19

— средний 18

С

Свойства управлений кинематики планетарного ряда 102

Системы парциальные одномассовые и двухмассовые 307

Скорость трактора рабочая 61

— — резервная 62

— — пониженная 62

— — транспортная 63

Смазка коробки передач 89

— подшипников муфты сцепления 33

Схема кинематическая трактора

ДЭТ-250 327

— — — К-700 320

— — — МТЗ-80 316

— — — Т-4 326

— — — Т-25 313

— — — Т-40 315

— — — Т-74 322

— — — Т-150 323

— — — Т-150К 318

— — — ТДТ-55 328

— — — ТДТ-60 329

Схема планетарного механизма с зацеплением внешним 95

— — — — — смешанным 94

Т

Технологичность конструкции 15

Тормоза дисковые 175

— колодочные 173

— ленточные 171

У

Увеличитель крутящего момента 58

Управление колесным трактором 220

Усилители рулевых управлений 248

Установка направляющих колес 203

Устройство навесное 282

— прицепное 281

Х

Характеристика гидромуфты 131

— гидротрансформатора 136

— гидропередачи комплексной 137

— пружины тарельчатой 36

— систем подрессоривания трактора гусеничного 254

— — — — — колесного 216

Ц

Цепь гусеничная с закрытым шарниром 274

— — с открытым шарниром 274

— — с резинометаллическим шарниром 276

— — с толкающим способом передачи тягового усилия 259

— — с тянущим способом передачи тягового усилия 259

Ч

Часть ходовая трактора гусеничного 238

— — — колесного 159

Число передаточное кинематическое 148

— — силовое 141

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава I. Общие сведения	6
§ 1. Стадии разработки конструкторской документации	6
§ 2. Оценочные показатели и условия работы тракторов	8
§ 3. Методика расчета и определение режимов работы деталей трактора	9
§ 4. Технологичность конструкции трактора	15
§ 5. Влияние трактора на окружающую среду и организм человека	17
§ 6. Обслуживание и ремонт тракторов	17
§ 7. Пути повышения технического уровня тракторов	18
Глава II. Муфты сцепления	20
§ 8. Назначение и классификация муфт	20
§ 9. Фрикционные муфты	20
§ 10. Конструкции и расчет деталей фрикционных муфт	26
§ 11. Особенности устройства и расчета муфт сцепления с гидравлическим нажатием	51
Глава III. Коробки передач	57
§ 12. Назначение, классификация и конструкция коробок передач	57
§ 13. Расчет ступенчатых коробок передач с неподвижными осями валов	61
§ 14. Конструкции и расчет элементов коробок передач	63
§ 15. Планетарные передачи	90
§ 16. Выбор и построение кинематических схем планетарных коробок передач	102
Глава IV. Гидроприводы	117
§ 17. Объемный гидропривод. Принцип работы и устройство	117
§ 18. Гидродинамические передачи	127
§ 19. Гидромеханические передачи	144
Глава V. Соединительные муфты	154
§ 20. Назначение, классификация и конструкции муфт	154
§ 21. Расчет элементов муфт	160
Глава VI. Задние мосты	163
§ 22. Центральные передачи	163
§ 23. Механизмы поворота гусеничных тракторов	167
§ 24. Тормоза колесных и гусеничных тракторов	167

§ 25. Дифференциалы колесных тракторов	180
§ 26. Конечные передачи	185
§ 27. Приводы управления механизмами трансмиссии	189
Глава VII. Ходовая часть колесных тракторов	199
§ 28. Ведущие и направляющие колеса	199
§ 29. Передние оси колесных тракторов	203
§ 30. Способы изменения колеи трактора	217
Глава VIII. Рулевое управление колесных тракторов	219
§ 31. Назначение и классификация рулевых управлений	219
§ 32. Рулевые механизмы	220
§ 33. Рулевой привод	222
§ 34. Усилители рулевых управлений	227
§ 35. Расчет элементов рулевого управления	234
Глава IX. Ходовая часть гусеничных тракторов	238
§ 36. Подвески	238
§ 37. Гусеничный движитель	258
Глава X. Остов трактора и рабочее оборудование	280
§ 38. Остов трактора	280
§ 39. Рабочее оборудование	281
§ 40. Навесные устройства сельскохозяйственных тракторов	282
§ 41. Гидропривод навесного устройства	286
Глава XI. Требования к конструкции трактора для обеспечения безопасности и санитарно-технических условий труда тракториста	293
Глава XII. Динамические нагрузки в трансмиссии трактора	302
§ 42. Возмущающие воздействия	302
§ 43. Составление и упрощение эквивалентной динамической системы	304
Приложение 1.	311
Приложение 2.	313
Список литературы	331
Предметный указатель	332

ИБ № 1787

ИГОРЬ БОРИСОВИЧ БАРСКИЙ

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ТРАКТОРОВ

Редактор *И. Н. Якунина*
Художественный редактор *И. К. Капралова*
Технические редакторы *А. Ф. Уварова* и *Л. П. Гордеева*
Корректор *Н. И. Шарунина*. Переплет художника *О. В. Камаева*

Сдано в набор 05.09.79. Подписано в печать 30.11.79. Т-16973

Формат 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 3.

Усл. печ. л. 21,0. Уч.-изд. л. 21,0.

Тираж 11000 экз. Заказ 1501. Цена 1 р. 10 к.

Издательство «Машиностроение», 107885,
Москва, ГСП-6, 1-й Басманный пер., 3

Ленинградская типография № 6
Ленинградского производственного объединения
«Техническая книга» Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии
и книжной торговли.
193144, Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10.