

276
18147

276-104175a

Рецензент И. Б. Барский

Введение написано проф. Б. П. Кашубой, главы 5—7, 12—14, 16, 17 и 19 написаны В. Я. Аниловичем, главы 1—4, 8—11, 15 и 18 — Ю. Т. Водолажченко. В написании глав 5—7 принимал участие И. Ш. Чернявский.

Анилович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. Справочное пособие. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., «Машиностроение», 1976, 456 с.

В справочном пособии широко отражены результаты последних проектно-конструкторских и исследовательских работ в области тракторостроения. В методике расчетов учтены действительные статистические распределения нагрузок в элементах машин, что позволило рассмотреть их долговечность с позиций теории надежности. Приведен анализ новых конструктивных элементов: муфт сцепления с гидравлическим управлением; коробок передач, переключаемых без разрыва потока мощности; гидравлических амортизаторов в подвесках; подрессоренных остовов колесных тракторов и др.

Второе издание (1-е изд. 1966 г.) переработано в соответствии с новым перспективным типажом тракторов.

Справочное пособие предназначено для инженеров-конструкторов проектно-конструкторских организаций и заводов тракторного и сельскохозяйственного машиностроения.

Табл. 128, ил. 230, список лит. 34 назв.

А 40203-246
038 (01)-76 246-76

© Издательство «Машиностроение», 1976 г.

ВВЕДЕНИЕ

Создание новых образцов тракторов и различных модификаций серийно выпускаемых моделей является сложным процессом, проводимым в несколько этапов (табл. 0.1). Для получения качественно новой конструкции разработка деталей, узлов, механизмов должна быть тесно связана с анализом литературных данных, расчетами и лабораторно-полевыми исследованиями.

При эскизном проекте вспомогательные работы концентрируются вокруг анализа литературно-статистических данных и расчетов, при техническом проекте центр тяжести перемещается на экспериментальные работы. Рабочее проектирование ведется в тесной увязке с разработкой (а в некоторых случаях с экспериментальной проверкой) технологических процессов. На всех этапах пужно строго придерживаться ГОСТов и нормалей.

Расчеты делятся на предварительные (проектировочные), служащие для определения основных размеров машины по заданным показателям, и проверочные (оценочные), служащие для проверки показателей машины с определенными параметрами и размерами. Первые целесообразно выполнять конструктору, вторые более рационально поручать расчетному бюро.

Новый трактор создается на основе исходных данных, общих требований и опыта эксплуатации аналогичных машин.

К тракторам предъявляются следующие требования: заводом-изготовителем:

снижение металлоемкости, ограниченное до минимума применение дефицитных материалов, широкое применение пластмасс, снижение стоимости исходных материалов;

технологичность конструкции — соответствие ее масштабам и средствам производства, снижение стоимости изготовления; конструктивная и технологическая преемственность с изделиями завода;

унификация агрегатов, узлов и деталей в пределах завода и отрасли;

соответствие ГОСТам, отраслевым и заводским нормальям; легкость создания специализированных модификаций и дальнейшей модернизации трактора;

эксплуатирующими организациями (совхозами, колхозами): повышение производительности труда и сокращение времени на вспомогательные операции: пуск, составление рабочих агрегатов, технические уходы;

хорошая проходимость (по местности, в междурядьях, на склонах) и маневренность;

универсальность — возможность использования на разных работах и на транспорте;

хорошая агрегируемость с широким набором машин и орудий;

высокая надежность;

0.1. Стадии разработки конструкторской документации и этапы выполнения работ

| Стадии разработки | Этапы выполнения работ |
|--|--|
| Техническое предложение | Подбор материалов. Разработка технического предложения (ГОСТ 2.118—73) по результатам анализа технического задания (документам присваивается литера «П»). Рассмотрение и утверждение технического предложения |
| Эскизный проект | Разработка эскизного проекта по ГОСТ 2.119—73 (документам присваивается литера «Э»). Рассмотрение и утверждение эскизного проекта |
| Технический проект | Разработка технического проекта (документам присваивается литера «Т»). Изготовление и испытание макетов. Рассмотрение и утверждение технического проекта |
| Разработка рабочей документации: а) на опытную партию б) на установочную серию | Разработка конструкторских документов с отработкой технологичности изготовления. Изготовление и заводские испытания опытной партии. Проверка конструкторских документов по результатам испытания опытной партии (документам присваивается литера «О»). Изготовление, ведомственные и государственные испытания откорректированной опытной партии Выпуск конструкторской документации. Изготовление установочной серии в цехах основного производства на подготовленной оснастке. Испытание установочной серии в производственных условиях. Проверка конструкторских документов по результатам изготовления, испытания и оснащения технологического процесса ведущих составных частей изделия установочной серии (документам присваивается литера «А») |

обеспечение безопасности и удобства работы водителя;
снижение трудоемкости ухода, приспособленность к механизации и автоматизации обслуживания и ухода;
повышение топливной экономичности и уменьшение расхода смазки;
уменьшение номенклатуры горюче-смазочных материалов;
приспособленность к климатическим (зональным) условиям;
совершенство внешних форм и окраски;
ремонтными предприятиями;
минимальная стоимость набора запчастей на один трактор в год;
одновременность ремонта основных агрегатов;
минимальная трудоемкость и потребность в специальном инструменте и оснастке для разборки и сборки, сокращение типоразмеров крепежа;
сохранение базовых поверхностей и базовых осевых линий;
уменьшение трудоемкости ремонта;
сокращение номенклатуры запасных частей;
внешнеторговыми организациями:
патентная чистота;
выпуск модификаций, приспособленных к особым климатическим условиям;
повышение конкурентоспособности;
возможность агрегатирования с машинами и орудиями зарубежных фирм;
возможность отправки компактными агрегатами, легко собираемыми на месте;
хорошая сохраняемость.

0.2. Классификация тракторов по назначению

| Тип | Основные выполняемые работы | Характерные требования |
|------------------------------------|---|---|
| Сельскохозяйственный: | | |
| общего назначения | Пахота, боронование, сплошная культивация и др. | Проходимость по сырой почве |
| универсальный, пропашной | Междурядные работы | Переменная колея, дорожный просвет 0,5—0,8 м |
| специальные: | | |
| виноградниковый | Работа в виноградниках | Габаритная ширина не более 1 м |
| болотный | Работа на переувлажненных почвах | Давление до 0,25 кгс/см ² |
| крутосклонный | Работа на склонах | Способность работать челночно |
| Самоходное шасси: | | |
| универсальное | Возделывание овощей | Возможность установки на раме больших машин |
| уборочное | Уборка сменными навесными комбайнами и работами на транспорте | Легкость смены рабочего оборудования и перестройки для транспортных работ |
| горное | Обработка плантаций на крутых склонах | Дорожный просвет 1,2 м, стабилизация от опрокидывания |
| Промышленный: | | |
| общего назначения | Землеройные работы с бульдозером и скрепером | Наличие передней и задней навесных систем, несколько передач заднего хода для челночного движения |
| болотный | Добыча торфа, мелиорация | Давление 0,12—0,2 кгс/см ² |
| трелевочный | Вывозка срубленных стволов деревьев | Наличие лебедки для подтягивания и цита для укладывания стволов |
| специальный | Укладка газо- и нефтепроводов, разработка карьеров | — |

Тракторы классифицируют по конструктивным признакам [28] и по назначению (табл. 0.2). Для увязки с рабочими орудиями трактор должен соответствовать утвержденному типу (табл. 0.3). За основной классификационный признак принята номинальное тяговое усилие P_n . Для сельскохозяйственных тракторов номинальным называют тяговое усилие, при котором работающий на стерне нормальной плотности и влажности трактор обеспечивает наибольший тяговый к. п. д. Для промышленных тракторов номинальным называют наибольшее тяговое усилие, развиваемое трактором при работе на низшей передаче, на рыхлой почве нормальной влажности, предельное по условию сцепления с почвой. Поэтому один и тот же трактор по промышленной классификации будет иметь номинальное тяговое усилие приблизительно на 70% больше, чем по сельскохозяйственной. Класс трактора обозначается номинальным тяговым усилием, выраженным в тс.

Современное тракторостроение характеризуется повышением мощности тракторов, их тягово-сцепных качеств, улучшением условий труда трактористов, повышением надежности.

0.3. Перспективный типаж тракторов СССР

| Класс, тыс | Мощность, л. с. | Мас-са, т | Тип ходовой системы | Базовая модель | | Модификация |
|------------|-----------------|-----------|---------------------|---|--|--|
| | | | | Сельскохозяйственный трактор | Промышленный трактор | |
| 0,2 | 10—12 | 0,35 | Колесный | Ездовой 3×2 | Сельскохозяйственный трактор | Пешеходный 2×2 |
| 0,6 | 24—30 | 1,5 | » | Универсальный 4×2 | Самходное шасси, порталный для иномашин (просвет 1500 мм) | Самходное шасси, порталный для иномашин (просвет 1500 мм) |
| 0,9 (1,2) | 50—60 | 2,3 | » | Пропашной 4×2 | Пропашной 4×4, промышленный (с уменьшенным просветом), пропашной 3×2 (хлопковый) | Пропашной 4×4, промышленный (с уменьшенным просветом), пропашной 3×2 (хлопковый) |
| 1,4 (1,8) | 75—80 | 3,0 | » | Пропашной 4×2 | Пропашной 4×4, пропашной 3×2 (хлопковый), крутосклонный | Пропашной 4×4, пропашной 3×2 (хлопковый), крутосклонный |
| 2 | 60—70 | 3,7 | Гусеничный | Свекловодческий | Виноградный, садовый, лесохозяйственный | Виноградный, садовый, лесохозяйственный |
| 3 | 110—120 | 6,0 | » | Общего назначения | Болотоходный, крутосклонный | Болотоходный, крутосклонный |
| 3 | 150—180 | 6,5 | » | Общего назначения для лесостепной и степной зон | Колесный 4×4 общего назначения, промышленный, колесный трелевочный | Колесный 4×4 общего назначения, промышленный, колесный трелевочный |
| 4 (5) | 150—170 (220) | 8 | Гусеничный | Общего назначения | Болотоходный, трелевочный, промышленный | Болотоходный, трелевочный, промышленный |
| 5 | 300 | 12 | Колесный 4×4 | » | Промышленный, трелевочный | Промышленный, трелевочный |
| 6 (10) | 140—160 | 11,5 | Гусеничный | » | Промышленный, болотоходный, трубоукладчик | Промышленный, болотоходный, трубоукладчик |
| 15 | 220 | 15—17 | Гусеничный | Общего назначения | Болотоходный, трубоукладчик | Болотоходный, трубоукладчик |
| 25 | 330 | 25 | » | » | — | — |
| 35 | 500 | 35 | » | » | — | — |

Примечание. В скобках указаны параметры перспективных тракторов.

Наряду с ростом мощности непрерывно увеличивается общий парк тракторов. При оценке энерговооруженности сельского хозяйства в нашей стране следует учесть, что производительность труда определяется не только уровнем энергонасыщенности, но и, в значительной мере, степенью использования энергетических средств — их загрузкой в течение сезона. В колхозах и совхозах энергетические средства используются со значительной годовой загрузкой.

Мировое тракторостроение характеризуется преимущественным производством колесных тракторов (от 85 до 99%).

В нашей стране на работах, связанных с обработкой почвы, используются преимущественно гусеничные тракторы.

Создание тракторов общего назначения с четырьмя ведущими колесами позволило улучшить тягово-сцепные качества колесных тракторов, расширило возможности использования колесных тракторов на выполнении всего комплекса сельскохозяйственных работ в хозяйствах основных зерновых зон страны. Расчеты показывают, что тракторы со всеми ведущими колесами экономически целесообразны при мощности двигателя 120 л. с. и более.

В ближайшем будущем колесные тракторы в сельском хозяйстве составят 61—64% всего парка.

Будет существенно углублена унификация тракторов путем сокращения числа базовых моделей с 16 до 12 и увеличения количества модификаций с 23 до 41, а также дальнейшего расширения уровня унификации основных агрегатов, узлов и отдельных наиболее массовых деталей. Новые агрегаты и узлы (гидрооборудование и т. п.) будут разрабатываться в виде рядов унифицированных и типизированных конструкций.

Надежность тракторов будет повышаться путем увеличения доремонтного ресурса основных агрегатов до 6000 ч, а для некоторых узлов и систем (несущих систем, гидроагрегатов и др.) путем обеспечения их работы без капитального ремонта в течение всего срока службы трактора. Сроки службы шин должны быть увеличены до 8—10 тыс. ч. Детали гусеницы будут изготавливаться из материалов повышенной прочности и износостойкости (биметаллы). Средняя наработка на отказ при одновременном сокращении в 2—3 раза трудозатрат на техническое обслуживание тракторов будет увеличена в 2—2,5 раза. Ожидается значительное сокращение потребности в запасных частях за счет повышения равнопрочности узлов и агрегатов.

Указанные перспективы развития тракторостроения базируются на ряде тенденций, которые наметились в отечественной и зарубежной тракторной технике. Повышение мощности тракторов объясняется требованием повышения производительности труда. Одновременно с увеличением мощности тракторов возникло несколько направлений ее рационального использования: повышение рабочих скоростей, тягового усилия; применение орудий, имеющих привод от вала двигателя через вал отбора мощности трактора или другим путем.

При увеличении рабочих скоростей предъявляются специальные требования к технологии обработки почвы, посева, культивации. Основой для реализации повышенных скоростей являются скоростные сельскохозяйственные тракторы и орудия к ним.

Повышение тягового усилия привело к созданию комбинированных и широкозахватных агрегатов, совмещающих несколько сельскохозяйственных операций. Основой их являются мощные тракторы, работающие без повышения скоростей.

Оптимальное решение при выборе того или иного направления использования мощности определяется всесторонним экономически обоснованным анализом. Однако часто повышение рабочих скоростей и тяговых усилий сдерживается существующими технологическими приемами, ограниченными размерами междурядий и т. д. Указанные противоречия находят разрешение в замене пассивных рабочих органов активными, которые приводятся от двигателя трактора, созданием комбинированных машин и агрегатов, исключении отдельных второстепенных операций («минимальная» обработка почвы).

С применением активных рабочих органов станет возможным механизировать такие операции, как междурядная обработка малых площадей, заделывание в почву пожнивных остатков и органических удобрений, уменьшить тяговое сопротивление орудий и буксование трактора. Однако при применении ротационных машин наблюдается повышенный расход энергии, иногда больший, чем для пассивных рабочих органов. Это предъявляет специальные требования к компоновке трактора в направлении облегчения ходовой части и, наоборот, усиления привода к отбору мощности. Намечается дальнейшее расширение использования гидропривода рабочего оборудования, введение двух и более ВОМов и подъемно-навесных устройств, увеличение маневренности трактора.

При исключении отдельных второстепенных операций снижается уплотнение почвы путем сокращения числа проходов машинно-тракторного агрегата по полю. При этом лучше сохраняется естественная влагопроницаемость почвы. Некоторые исследователи считают, что площадь, вытапываемая трактором при обычной обработке, составляет примерно половину всей обрабатываемой площади. Кроме того, сокращение числа проходов агрегатов связано со снижением затрат труда на каждый гектар площади.

Все явственнее проявляется тенденция обеспечить полную реверсивность тракторов всех классов и назначений.

Предполагается, что хотя в следующем десятилетии тракторы останутся основным энергетическим средством на полевых работах, значение и энергетическая роль самоходных машин и автомобилей будет возрастать. Самоходные машины (особенно уборочные) имеют ряд преимуществ перед машинно-тракторными агрегатами: большая производительность при той же мощности двигателя, большая оперативность, выше качество работы, лучшая управляемость и маневренность, более комфортабельные условия для водителя.

Прогнозные расчеты показывают, что в крупнотоварных хозяйствах производительность почвообрабатывающих агрегатов должна составлять более 2,5 га/ч. Это требует создания колесного трактора 4×4 с мощностью двигателя до 300 л. с. и 6×6 — более 300 л. с.

В настоящее время разрабатываются почвообрабатывающие агрегаты, состоящие из двух тракторов 4×4, соединенных общей рамой, на которую навешиваются почвообрабатывающие машины. Общая мощность привода — около 600 л. с.

Главная причина использования мощных тракторов в сельском хозяйстве — экономическая. Оснащение хозяйства мощной техникой определяет возможность успешного выполнения трудоемких работ в наиболее выгодный момент и в короткий срок. Однако необходимо помнить, что при нерациональном их использовании резко увеличиваются затраты. Так, при загрузке двигателя ниже 40% номинальный удельный расход топлива увеличивается на 20%. При многоцелевом использовании мощных тракторов значительно снижается их загрузка из-за длительных холостых поездок, эксплуатации на легких работах, простоя в нерабочий сезон и т. д. У мощных тракторов по сравнению с машинами средней мощности при выполнении одинаковой работы существенно выше погектарный расход топлива. Тем не менее мощность тракторов в ближайшее десятилетие будет возрастать.

Намечаются определенные тенденции в развитии систем трактора. В связи с увеличением мощности тракторов все чаще взамен муфт сцепления сухого типа начинают применять муфты, у которых диски охлаждаются маслом или другой жидкостью. Такие муфты имеют меньшие коэффициенты запаса сцепления, что обеспечивает уменьшение их размеров, снижает динамические нагрузки в силовой передаче и облегчает управление трактором.

В ближайшее время будут применять трансмиссии с механическими ступенчатыми коробками передач. Для облегчения изменения скорости движения и исключения затрат времени на остановку и последующий разгон в них будут широко использовать шестерни постоянного зацепления с переключением передач без разрыва силового потока. Конструктивно это осуществляется при помощи гидравлически управляемых муфт.

Все большее применение найдут гидростатические передачи, которые несмотря на пониженные по сравнению с механическими значения к. п. д. все же позволяют повысить производительность трактора при выполнении комплекса сельскохозяйственных работ. В первую очередь гидростатические приводы будут применяться как гидростатические ходоуменьшители, силовые передачи переднего ведущего моста, трансмиссии специальных типов тракторов со сложной кинематикой силового привода и с жесткими требованиями к компоновке и маневренности, предназначенных для обработки особо ценных культур, стоимость которых существенно выше затрат на технические средства для их возделывания. Стоимость гидропередач особенно большой мощности в 2—3 раза выше стоимости механических трансмиссий.

Трансмиссии с гидравлическими трансформаторами наиболее эффективны на тракторах промышленного назначения.

Развитие ходовых систем гусеничных тракторов идет по пути применения более прогрессивных систем поддрессирования (гусениц с пневмокатками низкого давления, гидроамортизаторов), на тракторах с большим давлением на почву (болотоходных, мелноративных) — резинокордные и резинометаллические гусеницы.

Подвески колесных тракторов будут оснащаться гидроамортизаторами, гидропневматическими упругими элементами.

Для повышения тягово-сцепных свойств колесного трактора широкое применение получит привод на все колеса.

Намечаются тенденции использования крупных моделей шин с грунтозацепами, сдвоенных колес, для пропашных тракторов расставленных дополнительных колес на удлинителях ведущих осей.

Перспективным направлением в развитии гидравлических систем тракторов является создание универсальных конструкций, позволяющих в случае необходимости осуществлять силовое, высотное или позиционное регулирование глубины обработки почвы, отбор мощности для привода сельскохозяйственных машин и орудий. Все большее развитие получают гидроусилители рулевого управления колесных тракторов, гидроусилители приводов управления механизмами поворота, тормозами и муфтой сцепления. На базе гидравлических систем управления получит развитие автоматизация управления тракторами на рабочих операциях и в первую очередь на пахоте.

Уменьшение колебаний водителя на сиденье будет достигаться совершенствованием системы подвески сиденья и остова трактора в целом. По-видимому, могут найти применение автоматические системы подвески сиденья, если конструкция их окажется достаточно простой. Уменьшение шума на рабочем месте будет достигаться улучшением виброзащиты кабины и изоляцией источников шума и вибраций, нужный микроклимат в кабине — совершенствованием системы фильтрации, подогрева и кондиционирования воздуха, подаваемого в кабину. Более широкое применение найдут звукопоглощающие перегородки и обивочные материалы.

Сейчас уже стали обязательными специальные защитные каркасы кабины, обеспечивающие безопасность водителя при опрокидывании трактора.

Большое внимание уделяется рациональному размещению рычагов и педалей управления. Количество рычагов и педалей сводится к минимуму путем применения гидропривода и гидроуправления.

Намечается тенденция в «тракторах будущего» иметь поворотное сиденье (или поворотное рабочее место тракториста) для работы при длительном движении трактора задним ходом, транзисторный приемник, телевизионные камеры, устанавливаемые сзади и с двух сторон трактора.

ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ

1.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Тяговым расчетом определяются основные параметры трактора: общий и сцепной вес, мощность двигателя, число и распределение передач, обеспечивающие производительную работу трактора в заданных условиях. Исходными данными являются тип трактора, тяговый класс, назначение, а также какой трактор он заменяет или на базе какого трактора будет производиться (при проектировании специализированной модификации). Дополнительно указываются и в процессе расчета уточняются: перечень выполняемых работ и агрегируемые с трактором рабочие машины-орудия, зоны работы, характеризующиеся почвенными, так и климатическими условиями, а также лимитируемые размеры трактора.

Тяговые качества трактора определяют максимальным и минимальным тяговыми усилиями, оцениваемыми диапазоном тяговых усилий. Различают полный Δ_T и рабочий $\Delta_{T.p}$ диапазоны тяговых усилий:

$$\Delta_T = \frac{P_{кр\ max}}{P_{кр\ v\ max}}, \quad \Delta_{T.p} = \frac{P_n}{P_{кр\ min}}$$

где $P_{кр\ max}$ — максимальное тяговое усилие на нижней передаче; $P_{кр\ max} = \chi_n P_n$ (здесь χ_n — коэффициент перегрузки по тяге; по данным НАТИ для сельскохозяйственных тракторов: колесных $\chi_n = 1,1 \div 1,15$; гусеничных $\chi_n = 1,15 \div 1,25$); $P_{кр\ v\ max}$ — минимальное тяговое усилие, развиваемое на высшей передаче, определяется допустимой максимальной скоростью; для гусеничных тракторов, чтобы иметь приемлемый тяговый к. п. д., рекомендуется принимать $P_{кр\ v\ max} = (2,5 \div 3,0) P_f$ [здесь P_f — сопротивление самопередвижению: $P_f = fG$ (где f — коэффициент сопротивления самопередвижению, определяемый по табл. 1.1; G — эксплуатационный вес трактора, кгс)]; P_n — номинальное тяговое усилие по типу, кгс; $P_{кр\ min}$ — минимальное рабочее тяговое усилие; определяют по легким работам, исходя из усилия трактора предыдущего класса и учитывая снижение к. п. д. η_f трактора при уменьшении тягового усилия; для уменьшения числа марок тракторов в хозяйствах принимают $P_{кр\ min} = \chi_3 P_n (n-1) - (n-2)$ (здесь χ_3 — коэффициент загрузки по тяге; $\chi_3 = 0,85$; $P_n (n-1) - (n-2)$ — номинальное тяговое усилие трактора предыдущего (или через один) класса,

1.1. Коэффициенты взаимодействия ходовой части с почвой: сопротивление самопередвижению f ; сцепления с почвой Φ_c ; сопротивления повороту гусеничного трактора $\mu_{п\ max}$

| Тип пути | Твердость σ_n (кгс/см ²) на глубине 5 см | Трактор | | | |
|--|---|------------|----------|----------------|---------------------------------|
| | | гусеничный | | колесный | |
| | | f | Φ_c | $\mu_{п\ max}$ | f |
| Асфальт | — | — | — | 0,018 | сухой 0,7—0,8 мокрой 0,4—0,5 |
| Булыжная мостовая | — | 0,25 | 0,2 | 0,020 | 0,6—0,7 0,3—0,4 |
| Дорога: | | | | | |
| грунтовая на глине | — | 0,9—1,0 | 0,4—0,5 | 0,04 | 0,65—0,75 0,3—0,4 |
| грунтовая на песчаном грунте | — | 1,0—1,1 | — | 0,05 | 0,6—0,7 0,3—0,45 |
| снежная укатанная | — | 0,2—0,25 | 0,15—0,2 | 0,05 | 0,2—0,3 — |
| Луг: | | | | | |
| скошенный | 30—38 | 1,1—1,2 | 0,7 | 0,07—0,09 | 0,7—0,8 0,5—0,6 |
| некошенный | — | 0,9—1,0 | 0,6 | 0,08—0,10 | 0,6—0,7 0,4—0,5 |
| Стерня | 10—20 | 0,7—0,8 | 0,6 | 0,10—0,12 | 0,7 0,5 |
| Слежавшая пахота | 2—4 | 0,6—0,7 | 0,65 | 0,12—0,14 | 0,4—0,6 — |
| Поле: | | | | | |
| свежеспаханное | 2—6 | 0,10—0,12 | 0,5—0,6 | 0,18—0,22 | 0,3—0,5 — |
| культивированное | 1—2 | 0,10—0,12 | 0,4—0,5 | 0,16—0,20 | 0,4—0,6 — |
| Песок: | | | | | |
| влажный | — | 0,5 | 0,4—0,5 | 0,10—0,15 | — 0,4—0,6 |
| сухой | — | 0,4 | 0,3 | 0,16—0,22 | 0,2—0,3 — |
| Болото задерное | — | 0,3—0,4 | — | 0,20—0,25 | — — |
| Глубокий снег (0,4 м) | — | 0,25 | — | 0,18—0,20 | — 0,2—0,25 |

1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА ТРАКТОРА

Эксплуатационный вес трактора G (кгс) определяют из условия обеспечения сцепления с данной почвой, необходимого для получения заданного тягового усилия $P_{кр}$ с допустимым буксованием δ и высоким тяговым к. п. д. η_t , по формуле

$$G = \frac{P_{кр}}{\lambda \varphi_c - \xi f},$$

где λ — коэффициент нагрузки ведущих колес: для гусеничных тракторов $\lambda = 1$, для колесных 4×4 — $\lambda = 0,09 + 1$, для колесных 4×2 по условию сохранения управляемости принимают $\lambda = 0,76 + 0,8$; φ_c — коэффициент сцепления с почвой (см. табл. 1.1); ξ — коэффициент, учитывающий внутренние потери в ходовой системе; для колесных тракторов принимают $\xi = 1$, для гусеничных — $\xi = 0,5$.

Испытаниями установлено, что максимум тягового к. п. д. на стерне (типичном фоне для получения номинального тягового усилия P_H) при скорости 6—9 км/ч соответствует среднему коэффициенту использования веса $\Phi_{кр. опт} = \frac{P_{кр. опт}}{G}$: для гусеничных тракторов $\Phi_{кр. опт} = 0,55$, для колесных 4×2 $\Phi_{кр. опт} = 0,38$, для колесных 4×4 $\Phi_{кр. опт} = 0,45$. Тогда эксплуатационный вес будет равен

$$G = \frac{P_H}{\Phi_{кр. опт}}.$$

Полный вес трактора рекомендуется получать догрузкой балластом, реакцией навесного орудия.

Минимальный вес трактора находят из условия обеспечения устойчивости движения и управляемости тракторного поезда на грунтовой дороге:

$$G = \frac{\sin \alpha + f_{пр} \cos \alpha}{\lambda \varphi_c - (\sin \alpha + f \cos \alpha)} Q_{пр},$$

где α — угол подъема дороги (см. табл. 2.2); $f_{пр}$ — коэффициент сопротивления передвижению прицепа (тележки); λ — коэффициент нагрузки ведущих колес; для тракторов 4×2 по условиям обеспечения управляемости берут 0,65—0,7; $Q_{пр}$ — полный вес тележки.

При отсутствии тормоза на тележке не следует брать $G < 0,5 Q_{пр}$.

Распределение веса по осям колесного трактора 4×2 производят из условия получения хороших тяговых качеств и управляемости трактора. Тяговые качества оценивают коэффициентом нагрузки ведущих (задних) колес

$$\lambda = \frac{Z_2}{G} = \frac{L - a_{ц.т}}{L} + \frac{r_k}{L} f + \frac{h_{кр}}{L} \frac{P_{кр}}{G} \approx \approx \frac{1}{L} (L - a_{ц.т} + r_k \Phi_{кр}) = \lambda_{ст} + \frac{r_k}{L} \Phi_{кр},$$

где Z_2 — нормальная реакция почвы на ведущие колеса; L — продольная база; $a_{ц.т}$ — горизонтальная координата центра тяжести трактора; r_k — радиус ведущего колеса; $h_{кр}$ — высота линии тяги над плоскостью контакта колес с почвой; $\lambda_{ст}$ — коэффициент нагрузки ведущих колес в статическом положении.

Управляемость оценивают коэффициентом нагрузки направляющих (передних) колес

$$\lambda_1 = \frac{Z_1}{G} = 1 - \lambda \approx \frac{a_{ц.т}}{L} - \frac{r_k}{L} \Phi_{кр},$$

где Z_1 — нормальная реакция почвы на передние колеса.

Хорошая управляемость обеспечивается при $\lambda_1 = 0,35$ — $0,4$. При $\lambda_1 = 0,2$ радиус поворота возрастает в 2—3 раза. Управляемость теряется при $\lambda_1 < 0,15$, или $\lambda > 0,85$, поэтому следует так компоновать трактор, чтобы в статическом положении $\lambda_{ст} = 0,6 + 0,65$ и при тяговом расчете брать $\lambda_{max} = 0,75 + 0,8$.

Распределение веса по осям колесного трактора 4×4 зависит от типа трактора: общего назначения с колесами одинакового диаметра или универсальный повышенной проходимости с передним ведущим мостом, снабженным колесами уменьшенного диаметра. Для получения максимального тягового усилия необходимо выполнить условие

$$P_{кр1} + P_{кр2} = (\varphi_1 - f_1) G_{1сц} + (\varphi_2 - f_2) G_{2сц} = P_{кр max},$$

где φ_1 и φ_2 — коэффициенты сцепления передних и задних колес; f_1 и f_2 — коэффициенты сопротивления перекачиванию передних и задних колес; $G_{1сц}$, $G_{2сц}$ — вертикальные нагрузки на передние и задние колеса при работе; $G_{1сц} = G_1 - \Delta G$, $G_{2сц} = G_2 + \Delta G$ (здесь G_1 , G_2 — статические нагрузки на передние и задние колеса; ΔG — разгрузка передней оси при работе).

Разгрузку передней оси вычисляют по формуле

$$\Delta G = \frac{1}{L} (h_{кр} P_{кр} + M_f),$$

где M_f — момент сопротивления перекачиванию трактора: $M_f = f_1 G_{1сц} r_1 + f_2 G_{2сц} r_2$ (здесь r_1 , r_2 — радиусы передних и задних колес).

Для трактора общего назначения с колесами одинакового диаметра принимают $\varphi_2 \approx \varphi_1$ и $f_2 \approx f_1$ [нормально $f_1 = (1,1 + 1,3) f_2$ и $\varphi_1 < \varphi_2$]. Тогда статическая нагрузка на колеса будет равна

$$G_1 = \frac{G}{2} + \left(\frac{P_H}{\psi} + P_f \right) \frac{h_{кр}}{L} \approx \frac{G}{2} + \frac{P_H r_k}{\psi L}; \quad (1.1)$$

$$G_2 = G - G_1,$$

где ψ — коэффициент перераспределения номинального усилия: $\psi = 1,5 + 2$.

Для универсального трактора с передним ведущим мостом вертикальную нагрузку на колеса распределяют двумя методами. По одному — сначала подбирают по ГОСТ размеры шин передних колес так, чтобы обеспечить поворот трактора с заданным минимальным радиусом. По подобранным размерам шин находят предельную вертикальную нагрузку $G_{1пред}$ и $G_{2пред}$. Доля статической нагрузки на передние колеса (учитывая догрузку задних колес навесными орудиями) равна

$$\frac{G_1}{G} = \frac{G_{1пред}}{G_{1пред} + \left(0,8 G_{2пред} - P_H \frac{h_{кр}}{L} \right)}. \quad (1.2)$$

По другому методу принимают: $f_1 = f_2 = f$, $\varphi_1 \approx 0,8 \varphi_2$ и $P_{кр1} = (0,25 + 0,3) P_{кр}$. Тогда

$$\frac{G_1}{G} = \frac{(0,25 + 0,3) + (0,8 \varphi_2 - f) \frac{h_{кр}}{L}}{0,8 \varphi_2 - f} \frac{P_{кр}}{G}. \quad (1.3)$$

Оптимальные значения $G_1/G = 1 - \lambda = 0,4 + 0,45$.

Положение центра тяжести гусеничного трактора устанавливают так, чтобы получить равномерное распределение вертикальных нагрузок по опорным каткам при наиболее вероятном тяговом усилии. Оптимальная координата центра тяжести

$$a_{\text{опт}} = 0,5L_{\Gamma} + C_{\kappa} + h_{\text{кр}} \frac{P_{\text{н}}}{\psi G},$$

где L_{Γ} — длина опорной поверхности гусеницы; C_{κ} — расстояние от оси ведущего колеса до края опорной поверхности гусеницы; ψ — коэффициент перераспределения номинального усилия, равный 1,5—1,75.

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ И ВЫБОР ТИПА ДВИГАТЕЛЯ

Номинальная мощность двигателя (л. с.) находится из условия реализации номинального тягового усилия $P_{\text{н}}$ (кгс) на заданной типажем скорости $v_{\text{н}}$ (км/ч):

$$N_{\text{н}} = \frac{(P_{\text{н}} + fG) v_{\text{н}}}{270 \eta_{\text{м.г}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{н.м}}},$$

где $\eta_{\text{м.г}}$ — механический к. п. д. силовой передачи, включая потери на зацепление гусеницы с ведущим колесом (см. § 1.5); $\eta_{\text{д}}$ — коэффициент, учитывающий потери от буксования: $\eta_{\text{д}} = 1 - \delta$, здесь δ — буксование (для гусеничных тракторов $\eta_{\text{д}} = 0,93 \div 0,95$, для колесных тракторов общего назначения $\eta_{\text{д}} = 0,85 \div 0,87$, универсальных — $\eta_{\text{д}} = 0,80 \div 0,82$); $\eta_{\text{н.м}}$ — коэффициент использования мощности (0,90—0,95 с учетом запаса мощности на трогание с места и преодоление случайных сопротивлений).

При проектировании сельскохозяйственных тракторов общего назначения и универсальных рекомендуется принимать $v_{\text{н}} = 8 \div 9$ км/ч — для гусеничных и $v_{\text{н}} = 9 \div 10$ км/ч — для колесных тракторов.

Если задана производительность с почвообрабатывающим орудием W (га/ч), то мощность (л. с.) двигателя определяют по формуле

$$N_{\text{н}} = \frac{R_1 W}{27 \eta_{\Gamma} \eta_{\text{н.м}} \tau},$$

где R_1 — тяговое сопротивление на единицу ширины захвата орудия, кгс/м; τ — коэффициент использования рабочего времени; η_{Γ} — тяговый к. п. д. трактора: $\eta_{\Gamma} = \eta_{\text{м.г}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{н.м}}$ (здесь $\eta_{\text{н.м}} = \frac{P_{\text{кр}}}{P_{\text{кр}} + fG}$ — коэффициент, учитывающий потери на самопередвижение).

Мощность двигателя уточняют проверкой возможности работы трактора: с машинами, требующими отбора мощности:

$$N_e = \frac{(R_{\Gamma} + fG) v}{270 \eta_{\text{м.г}} \eta_{\text{д}} \eta_{\text{н.м}}} + \frac{N_{\text{маш}}}{\eta_{\text{о.м}}} \leq N_{\text{н}},$$

где R_{Γ} — тяговое сопротивление рабочей машины, кгс; v — рабочая скорость, км/ч; $N_{\text{маш}}$ — мощность, требуемая для привода машины, л. с.; $\eta_{\text{о.м}}$ — к. п. д. передачи к машине: $\eta_{\text{о.м}} \approx 0,9 \div 0,95$;

с тележками при транспортировании (колесные тракторы)

$$N_e = \frac{(f + i + \delta_{\text{вр}} j / g)(G + Q_{\text{пр}}) v}{270 \eta_{\text{н.м}} \eta_{\text{д}}} \leq N_{\text{н}},$$

где i — подъем, преодолеваемый без перехода на низшую передачу, обычно $i = 0,02 - 0,05$; j — ускорение при разгоне поезда; принимают $j/g = 0,03 \div 0,1$;

$\delta_{\text{вр}}$ — коэффициент учета вращающихся масс агрегата; $\eta_{\text{д}}$ — коэффициент, учитывающий буксование: $\eta_{\text{д}} = 0,9 \div 0,95$.

Расчетные значения мощности округляют и по ним подбирают двигатель. Энергонасыщенность (л. с./т) трактора характеризует способность его эффективно работать на повышенных скоростях и определяется по формуле

$$E = \frac{1000 N_{\text{н}}}{G} = \frac{(\psi_{\text{кр}} + f) v}{0,27 \eta_{\text{м.г}} (1 - \delta)}.$$

В ряде случаев вместо энергонасыщенности указывают удельный вес трактора $g_{\text{т}} = \frac{G}{N_{\text{н}}} = \frac{1000}{E}$ кгс/э. л. с. ч.

Характеристика двигателя обуславливает конструкцию и тяговые качества трактора. Характеристикой двигателя называют выраженную графически зависимость между крутящим моментом $M_{\text{д}}$ (кгс·м), угловой скоростью $\omega_{\text{д}}$ (1/с) или частотой вращения $n_{\text{д}}$ (об/мин), мощностью $N_e = \frac{M_{\text{д}} \omega_{\text{д}}}{102} = \frac{M_{\text{д}} n_{\text{д}}}{974,5}$ (кВт)

или $N_e = \frac{M_{\text{д}} \omega_{\text{д}}}{75} = \frac{M_{\text{д}} n_{\text{д}}}{716,2}$ (л. с.) двигателя, а для тепловых двигателей еще

часовым $G_{\text{т}}$ (кг/ч) и удельным $g_e = \frac{1000 G_{\text{т}}}{N_e}$ г/э. л. с. ч. расходами топлива. Раз-

личают скоростные $M_{\text{д}}, N_e, G_{\text{т}}, g_e = \Phi(n_{\text{д}})$ и нагрузочные $n_{\text{д}}, N_e, G_{\text{т}}, g_e = \Phi(M_{\text{д}})$ характеристики, характеристики по мощности $n_{\text{д}}, M_{\text{д}}, G_{\text{т}}, g_e = \Phi(N_e)$ (регуляторные характеристики двигателей внутреннего сгорания).

Тяговые качества двигателя оценивают коэффициентами приспособляемости $k_{\text{м}} = M_{\text{м}}/M_{\text{н}}$ и снижения частоты вращения $a_{\text{об}} = n_{\text{м}}/n_{\text{н}}$ (где $M_{\text{м}}, n_{\text{м}}$ — момент и частота вращения при максимальном моменте; $M_{\text{н}}, n_{\text{н}}$ — момент и частота вращения при номинальной мощности).

С увеличением $k_{\text{м}}$ повышается способность трактора преодолевать возросшее сопротивление движению без перехода на низшую передачу, производительность агрегата при форсировании перегрузки и уменьшается степень снижения скорости. С увеличением $a_{\text{об}}$ повышается производительность агрегата при форсировании перегрузки, но уменьшается преодолеваемая перегрузка. Оптимальные тяговые качества имеет двигатель постоянной мощности $N_e = \text{const}$ в пределах от $n_{\text{мин}}$ до $n_{\text{макс}}$. Тогда коэффициент приспособляемости $k_{\text{м}} = \frac{1}{a_{\text{об}}} = \frac{n_{\text{макс}}}{n_{\text{мин}}}$,

а момент изменяется по закону равнобочной гиперболы. При $k_{\text{м}} > 3$ силовая передача имеет одну-две ступени и может быть значительно упрощена.

Экономическими показателями теплового двигателя являются: минимальный удельный расход топлива $g_{e \text{ мин}}$ г/э. л. с. ч., оценочный удельный расход топлива $g_{e \text{ оц}}$, характеризующий средний удельный расход в диапазоне $0,5 N_{\text{н}} - N_{\text{н}}$, расход смазочного масла, который не должен превышать 3% от среднего эксплуатационного расхода топлива.

Тип двигателя выбирают по тяговым, экономическим и эксплуатационным показателям. Последние оценивают по удельному весу двигателя $g_{\text{д.у}} = \frac{G_{\text{д}}}{N_{\text{д}}}$ (кгс/э. л. с.), удельному объему ($\text{м}^3/\text{э. л. с.}$), плавности работы, пусковой готовности, автономности (радиусу удаления от базы), надежности, простоте ухода и обслуживания.

Хорошие тяговые качества имеет серийный электродвигатель постоянного тока (рис. 1.1). Двигатели переменного (трехфазного) тока с короткозамкнутым ротором имеют низкие тяговые качества и требуют применения коллекторных передач и муфт сцепления. Электродвигатели можно реверсировать переключением концов обмоток, однако для двигателей переменного тока из-за длительности пускового периода предпочитают вводить передачу заднего хода.

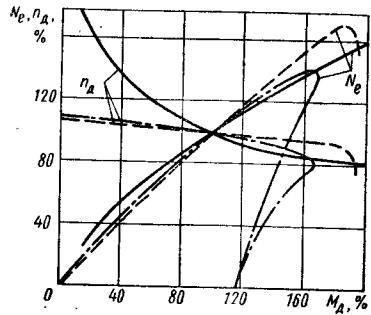


Рис. 1.1. Нагрузочные характеристики электродвигателей: постоянного тока, шунтового (штриховые линии); постоянного тока, серийного (сплошные линии); трехфазного, асинхронного с короткозамкнутым ротором (штрихпунктирные линии)

Питание к электродвигателю может подаваться от генератора, установленного на тракторе и вращаемого двигателем внутреннего сгорания — трактор с электротрансмиссией; от электросети через тролей или раскладываемый и убираемый кабель — электротрактор; от аккумуляторной батареи — вследствие громоздкости и ограниченного рабочего ресурса на тракторах не применяется.

Основным типом тракторного двигателя благодаря автономности, высокой экономичности и пусковой готовности, малому удельному весу, хорошей надежности является четырехтактный дизель. Характеристики наиболее распространенных дизелей приведены на рис. 1.2 и 1.3. Для тракторных дизелей средние значения $k_M = 1,15$ и $a_{об} = 0,65 \div 0,7$.

Для упрощения агрегата «двигатель — трансмиссия», снижения трудоемкости

и металлоемкости машины, улучшения ее тяговых и эксплуатационных качеств ведутся работы по созданию дизелей с постоянной мощностью в широком ($n_{max} = 0,6 \div 0,7 n_{max}$) диапазоне изменения частоты вращения.

Постоянную мощность $N_e = const$ с колебанием не более $\pm 5\%$ в диапазоне $n_{max} - 0,7 n_{max}$ получают введением саморегулирующегося турбонагнетателя и согласованием цикловой подачи топлива и воздуха специальным корректирующим устройством в регуляторе топливного насоса. При этом крутящий момент изменяется по закону $M_d = const/n_d$ (рис. 1.4) и коэффициент приспособляемости достигает $k_M = 1,4 \div 1,6$. Система охлаждения такого двигателя должна быть рассчитана на тепловыделение при максимальном крутящем моменте. Для снижения интенсивности охлаждения при максимальной угловой скорости и работе на регуляторной ветви привод вентилятора должен иметь переменное передаточное отношение. Еще лучше применять вентилятор с переменным шагом лопастей.

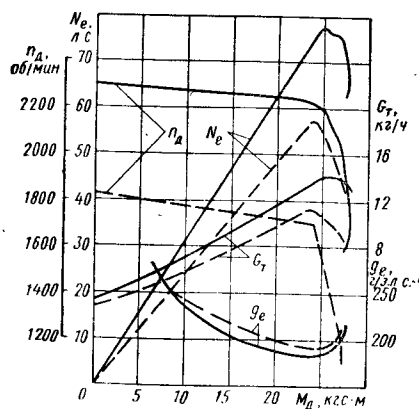


Рис. 1.2. Нагрузочные характеристики дизелей: Д-50 (штриховые линии); Д-240 (сплошные линии)

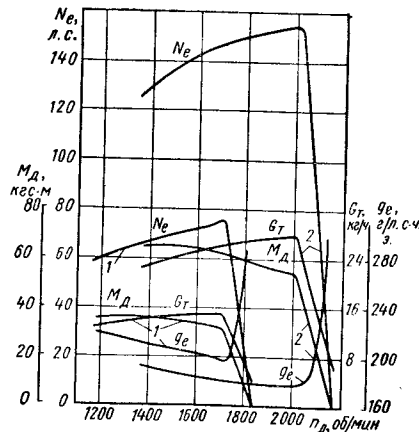


Рис. 1.3. Скоростные характеристики дизелей: 1 — СМД-14; 2 — СМД-60

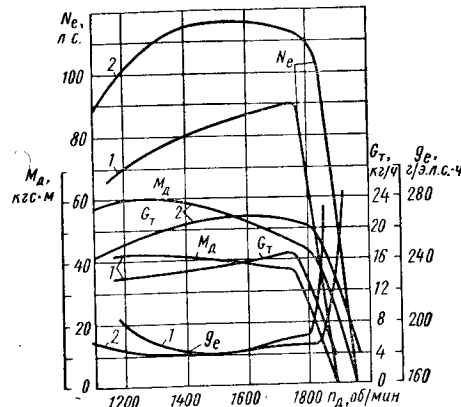


Рис. 1.4. Скоростные характеристики дизелей: 1 — А-41; 2 — А-41ПМ

Рабочую точку двигателя постоянной мощности нужно брать с коэффициентом загрузки $1,1 - 1,2$, т. е. при работе с частотой вращения $(0,85 \div 0,9) n_{max}$.

Хорошие результаты можно ожидать при применении газовых турбин. Силовая установка из свободнопоршневого генератора газа и газовой турбины обеспечивает $k_M = 3$ (рис. 1.5). Применение газовой турбины позволяет в 3—4 раза уменьшить число передач. Недостатком ее является повышенный шум, необходимость понижающего редуктора, более сложный пуск.

1.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА И СТРУКТУРЫ РЯДА ПЕРЕДАЧ

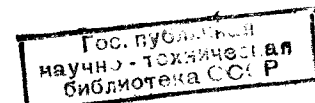
Диапазон передач должен охватывать скорости и тяговые усилия, определяемые характером выполняемых трактором операций. Различают диапазоны скоростей:

замедленных (технологических): скорости ограничиваются условиями выполнения работы, а не необходимостью увеличения тягового усилия; используются с ограничением тягового усилия ($P_{кр} \leq P_H$) и тяговой мощности; к ним же относятся скорости заднего хода;

основных: при изменении скорости движения обратно пропорционально изменяется касательная сила тяги; самая низшая основная скорость (первая) является резервной и используется для преодоления случайных возрастных сопротивлений; низшая рабочая скорость (вторая или третья) обеспечивает получение номинального тягового усилия; высшая и близкая к ней скорости являются транспортными и применяются для холостых переездов и буксирования прицепов (тележек по дорогам).

Замедленные скорости выбирают по рекомендациям нормы ОН-13-138—64, разработанной НАТИ совместно с ВИСХОМом, соответственно классу трактора:

| | | | | | |
|--|---------|-----------|---------|-----------|-------------|
| Класс трактора, тс | 0,6 | 0,9 и 1,4 | 2,0 | 3,0 и 4,0 | 6,0 и более |
| Первый диапазон замедленных скоростей, км/ч; | | | | | |
| при номинальной частоте вращения | 1,0—1,6 | 0,35—1,0 | — | 0,5—1,0 | 0,1—0,28 |
| при регулировании частоты вращения | 0,6—1,6 | 0,2—1,0 | — | 0,3—1,2 | 0,06—0,28 |
| Второй диапазон замедленных скоростей, км/ч; | | | | | |
| при номинальной частоте вращения | — | 1,2—2,8 | 1,8—3,6 | 0,33—0,91 | |
| при регулировании частоты вращения | — | 0,7—2,8 | 1,1—3,6 | 0,2—0,91 | |



Каждый из диапазонов замедленных скоростей должен иметь бесступенчатое регулирование или не менее трех передач, подобранных по геометрической прогрессии (для тракторов класса 0,6 тс допускаются две передачи). Регулировать скорость движения снижением частоты вращения двигателя допускается только при условии, что агрегируемые машины не требуют для привода всей мощности и номинальной частоты вращения двигателя.

Скорости заднего хода желательны, а для гусеничных тракторов обязательно иметь в следующих диапазонах: 2,5—4 км/ч для подъезда к орудиям при сцепке и 5—10 км/ч для холостого хода при челночном способе работы. Число передач не менее двух.

Основные скорости определяют, исходя из полного диапазона тяговых усилий $\Delta_T = \frac{P_{кр \max}}{P_{кр \min}}$. Удобнее пользоваться диапазоном передач $\Delta_i = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{u_1}{u_m}$. Общие передаточные числа силовой передачи находят по тяговому усилию:

$$u_{\max} = u_1 = \frac{(P_{кр \max} + P_f) r_k}{M_{н \eta_{м.г}}},$$

$$u_{\min} = u_m = \frac{(P_{кр \min} + P_f) r_k}{M_{н \eta_{м.г}}},$$

или по теоретической скорости движения

$$u_{\max} = u_1 = 0,377 r_k \frac{n_n}{v_1}, \quad u_{\min} = u_m = 0,377 r_k \frac{n_n}{v_{\max}},$$

где r_k — динамический радиус колеса, м: для колесного трактора $r_k = (0,5d_{ш} + 0,83b_{ш}) \cdot 10^{-3}$ [здесь $b_{ш}$, $d_{ш}$ — ширина и посадочный диаметр шины, мм; подбирают по вертикальной нагрузке Z_k на колесо]; для гусеничного трактора $r_k = \frac{l_r z_{зв}}{2\pi}$ (здесь l_r , $z_{зв}$ — шаг (м) и число звеньев гусеницы, укладываемых за один оборот звездочки).

Обычно передаточные числа резервной и нижней рабочей передач находят по максимальному $P_{кр \max}$ и номинальному P_n тяговым усилиям, принимая за u_n передаточное число второй или третьей передачи, а высшей передачи — по заданной скорости v_{\max} .

Бесступенчатые передачи еще недостаточно отработаны и поэтому требуемый диапазон передач перекрывают ступенями.

Число ступеней передач

$$m = \frac{\lg \Delta_T}{\lg \Delta_{э.ц}} + 1 = \frac{\lg \Delta_i}{\lg \Delta_{э.ц}} + 1,$$

где $\Delta_{э.ц}$ — диапазон экономически целесообразного изменения режима работы двигателя, гидромеханической и электромеханической передач: $\Delta_{э.ц} = \frac{M_{в \max}}{M_{в \min}}$ [здесь $M_{в \max}$, $M_{в \min}$ — максимальный и минимальный крутящие моменты при постоянной полной мощности двигателя или снижения ее до значения $\eta_{н.э} N_n$ (где $\eta_{н.э}$ — экономически оправданный коэффициент использования мощности при недогрузке и перегрузке двигателя или при снижении к. п. д. бесступенчатой передачи: для гидромеханической и электромеханической передач принимают $\eta_{н.э} = 0,8 \div 0,85$ и находят $\Delta_{э.ц} = \hat{\eta}_{н.э} \hat{i}_{м}$, где $\hat{i}_{м} \approx 0,95$ — силовое передаточное число при скольжении 5%)].

Для дизелей с $N_e (n_m - n_n) \neq \text{const}$ принимают $\eta_{н.э} \approx k_{з.с}$, считая средний коэффициент загрузки $k_{з.с} = 0,5 (1 + q_m)$. Тогда $\Delta_{э.ц} = 1/(2k_{з.с} - 1)$.

Значение среднего коэффициента загрузки ограничивается экономической целесообразностью, оцениваемой сроком окупаемости затрат (3 года) от введения дополнительной передачи:

$$\Gamma = \frac{c_{сеп}}{P} \leq 3 \text{ г.}$$

где $c_{сеп}$ — увеличение стоимости трактора от введения передачи, руб.: $c_{сеп} = c_1 + c_2 \sqrt{N_n}$ (здесь c_1 — стоимость комплекта шестерен и деталей механизма переключения, руб.; c_2 — коэффициент увеличения стоимости от мощности); P — прибыль от повышения производительности в результате увеличения загрузки, руб.: $P = \frac{q_{m+1} - q_m}{1 - q_m} \cdot T_{г} c_4 \beta_3$ (здесь q_m , q_{m+1} — знаменатели геометрической прогрессии передач с m и $m+1$ ступенями; $T_{г}$ — средняя годовая выработка: принимают 2000 ч/г; c_4 — стоимость одного часа работы трактора, [руб./ч; $c_4 = (0,022 \div 0,025) N_n$; β_3 — коэффициент, учитывающий усложнение эксплуатации и ремонта при введении дополнительной передачи: $\beta_3 = 0,8^m$).

Передаточные числа распределяют по ступеням, исходя из следующих условий.

1. Одинаковая степень изменения загрузки двигателя при переходе с одной передачи на другую — геометрический ряд передач (рис. 1.6, а). Основные уравнения:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_m}{P_{m-1}} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_{m-1}}{v_m} = \frac{u_2}{u_1} = \frac{u_m}{u_{m-1}} = \text{const} = q = \frac{M_{д \min}}{M_{д \max}};$$

$$P_2 = qP_1, \quad P_3 = qP_2 = q^2P_1, \quad v_1 = qv_2, \quad u_2 = qu_1,$$

где P_i — окружное усилие на ведущем колесе: $P_i = P_{кр} + P_f$.
Знаменатель геометрического ряда

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{P_m}{P_1}} = \sqrt[m-1]{\frac{u_m}{u_1}} = \sqrt[m-1]{\frac{v_1}{v_m}}.$$

2. Одинаковые интервалы между тяговыми усилиями — арифметический ряд передач. Основные уравнения:

$$P_1 - P_2 = P_{m-1} - P_m = \text{const} = d_p, \quad u_1 - u_2 = u_{m-1} - u_m = d_i,$$

$$P_2 = P_1 - d_p; \quad u_2 = u_1 - d_i,$$

где d_p , d_i — знаменатели арифметических рядов: $d_p = \frac{P_1 - P_m}{m-1}$; $d_i = \frac{u_1 - u_m}{m-1}$.

Скорости в этом случае распределятся по гармоническому ряду $\frac{1}{v_1} - \frac{1}{v_2} = \frac{1}{v_{m-1}} - \frac{1}{v_m} = \text{const}$.

При переходе на высшую передачу разгрузка двигателя увеличивается (рис. 1.6, б).

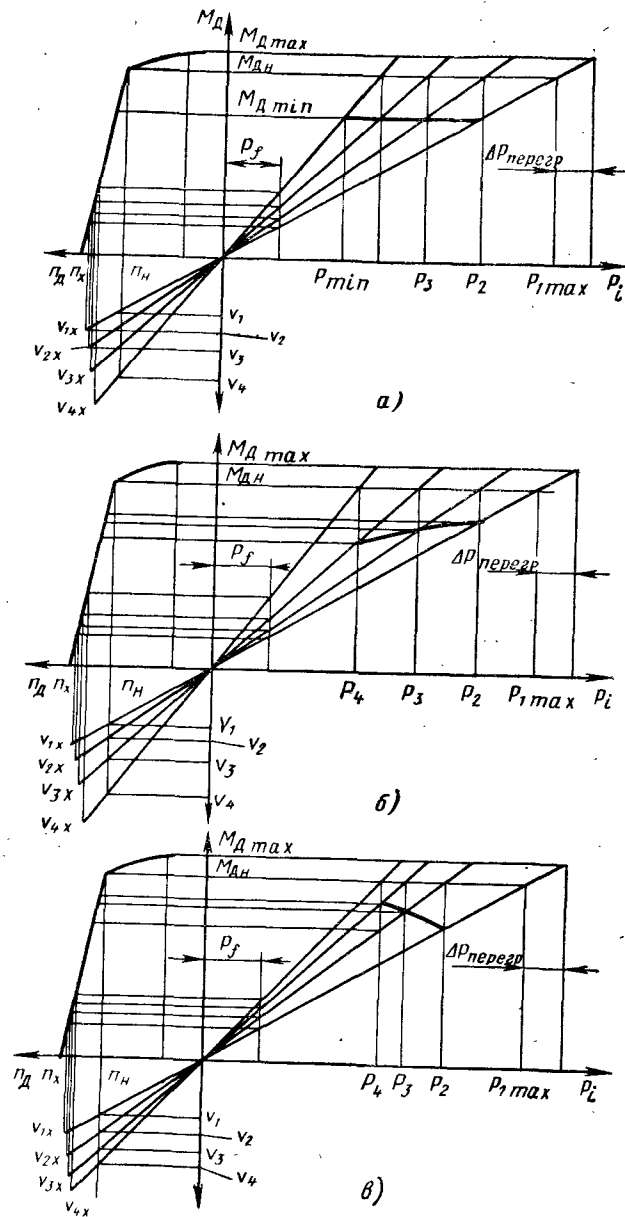


Рис. 1.6. Лучевая диаграмма подбора ступеней передач:
 а — геометрический ряд; б — арифметический ряд; в — гармонический ряд

3. Одинаковые интервалы между скоростями и изменение касательных сил тяги по гармоническому ряду. Основные уравнения:

$$v_2 - v_1 = v_m - v_{m-1} = \text{const} = d_v, \quad \frac{1}{P_2} - \frac{1}{P_1} = \frac{1}{P_m} - \frac{1}{P_{m-1}}$$

$$-\frac{1}{P_{m-1}} = \text{const} = q_P,$$

$$\frac{1}{u_2} - \frac{1}{u_1} = \frac{1}{u_m} - \frac{1}{u_{m-1}} = q_i;$$

$$P_2 = \frac{P_1}{q_P P_1 + 1}; \quad P_3 = \frac{P_1}{2q_P P_1 + 1}; \quad u_2 = \frac{u_1}{q_i u_1 + 1}.$$

Знаменатели гармонических рядов:

$$q_P = \frac{P_1 - P_m}{(m-1) P_1 P_m}; \quad q_i = \frac{u_1 - u_m}{(m-1) u_1 u_m}; \quad d_v = \frac{v_m - v_1}{m-1}.$$

При переходе на высшую передачу разгрузка двигателя уменьшается (рис. 1.6, в).

4. Обеспечение наибольшей производительности — рациональный ряд, подбирается по закону вероятности загрузки трактора $\frac{dt}{dP} = \Phi(P)$, где dt — элемент времени. Коэффициент производительности трактора при ступенчатой трансмиссии

$$\kappa = \frac{t_{\text{бес}}}{t_m},$$

где $t_{\text{бес}}$, t_m — время выполнения некоторого объема работ при бесступенчатой трансмиссии и при трансмиссии, имеющей m ступеней.

Установив закон вероятности нагрузки, можно определить структуру ряда, обеспечивающую наибольший коэффициент κ : при равновероятной нагрузке $\Phi(P) = \text{const}$, при гиперболическом изменении нагрузки $\Phi(P) = K/P$ оптимальным является геометрический ряд; при росте нагрузки по прямой $\Phi(P) = KP$ оптимальным является арифметический ряд; при распределении нагрузки

$$\text{по экспоненте } \Phi(P) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(P-P_{\text{ср}})^2}{2\sigma^2}} = \frac{2,4}{18(P-P_{\text{ср}})^2} \frac{1}{(P_1 - P_m) e^{(P-P_m)^2}} \quad (\text{здесь } \sigma - \text{стандарт, } P_{\text{ср}} \text{ и } P - \text{среднее и текущее значения нагрузки) оптимальным является комбинированный ряд.}$$

В современных тракторах широко применяют коробки передач умноженного типа, увеличивающие вдвое число передач при небольшом усложнении конструкции. В этих коробках часто принимают структуру основного рабочего ряда передач по геометрической прогрессии и повторяют ее в ускоренном (транспортном) диапазоне. Снижение производительности из-за отклонения геометрического ряда от оптимального при большом числе передач практически незаметно.

1.5. ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРА

Для вновь проектируемого трактора строят: потенциальные тяговую и скоростную характеристики и нагрузочные тяговые характеристики для одного почвенного фона — стерни нормальной влажности и плотности. Для специализированных тракторов принимают типичный фон, на котором будет в основном работать трактор.

Основные уравнения для тягового расчета приведены в табл. 1.2. Ширину колес B (м) и габаритную высоту H (м) берут по данным расчета габаритных размеров (см. гл. 3). Механический к. п. д. силовой передачи колесного трактора $\eta_m = \eta_{M1}\eta_{M2} \dots \eta_{Mz}$ и гусеничного трактора $\eta_{m.r} = \eta_{M1}\eta_{M2} \dots \eta_{Mz}\eta_r$, где $\eta_{M1}, \eta_{M2}, \dots, \eta_{Mz}$ к. п. д. первого, второго и последующих z последовательно соединенных передаточных узлов; η_r — к. п. д. ведущего участка гусениц. К. п. д. силовой передачи в реальных машинах изменяется в зависимости от нагрузки и угловой скорости ведомых валов. Характер изменения рассмотрен в разделах построения нагрузочных характеристик. К. п. д. ведущего участка гусеницы (для заднего расположения ведущих колес) подсчитывают по формуле

$$\eta_r = 1 - \mu' \frac{r_p}{r_k} \left(2\psi_3 + \frac{2\pi}{z_{3B}} \right) - \frac{g_{3B}v^2}{g_{lr}P_k}, \quad (1.4)$$

где μ' — коэффициент трения в шарнире: $\mu' = 0,25 \div 0,3$; r_p — радиус пальца, м; ψ_3 — угол наклона ведущего участка гусеницы к почве; g_{3B} — вес звена гусеницы, кгс.

Вид тяговых характеристик определяется коэффициентом сопротивления качению f и буксованием δ . Для гусеничного трактора сопротивление качению включает прессование почвы (20—60%) и внутренние потери: трение в шарнирах свободной ветви гусеницы, трение в опорных катках, поддерживающих роликах и направляющих колесах, потери на укладку звена перед первым катком. Потери на прессование почвы увеличиваются с увеличением максимального давления на почву q_{max} . Для колесных тракторов большое значение на величину f оказывает давление воздуха в шинах $P_{ш}$.

Влияние на значения f и δ рабочей скорости и тягового усилия показано на рис. 1.7 и 1.8. Так как f увеличивается с повышением скорости v и касательной силы тяги P_k , а $P_kv = const$ для данного трактора, то практически для гусеничных тракторов, а для колесных при работе на плотной почве (стерне) $f = const$. Для колесных тракторов, работающих на рыхлой почве, f уменьшается с увеличением скорости, когда снижается $\varphi_{кр}$. В этом случае при тяговом расчете следует брать средние значения f или вводить поправки.

Буксование δ во многом определяется структурой почвы и корневой системой растений. На слитных и задернелых почвах буксование возрастает при увеличении тягового усилия постепенно, а затем резко, при его уменьшении. На несвязных (песчаных) почвах буксование возрастает более резко, но предельные его значения и соответственно предельное тяговое усилие больше, чем на связных почвах. У гусеничных тракторов с увеличением рабочей скорости буксование уменьшается и поэтому у более энергонасыщенных тракторов кривые буксования проходят ниже. У колесных тракторов влияние скорости на буксование зависит от почвы и установить общую закономерность не представляется возможным.

Для проектируемого трактора кривую буксования строят по кривой буксования аналогичного трактора, полученной при испытании на заданной почве, при этом берут значения δ для ряда точек $P_{кр}/G$ или $P_{кр}/G_{сц}$. Можно также пользоваться данными рис. 1.7 и 1.8. С достаточной для предварительного расчета точностью кривую буксования можно построить по данным Б. Я. Гинцбурга, для

1.2. Основные уравнения для расчета параметров тяговой характеристики трактора

| Параметр | В единицах СИ | В технических единицах | В безразмерных (относительных) величинах |
|--|---|---|---|
| Касательная сила тяги | $P_k = \frac{\eta_{M.r} M_D}{r_k} H$ | $P_k = \frac{\eta_{M.r} M_D'}{r_k}$, кгс | $\frac{P_k}{G} = \varphi_{кр} + f$ |
| Тяговое усилие | $P_{кр} = P_k - P_f, H$ | $P_{кр} = P_k - P_f$, кгс | $\varphi_{кр} = \frac{P_{кр}}{G}$ |
| Сопротивление самоперемещению | $P_f = fG \cos \alpha, H$ | $P_f = fG \cos \alpha$, кгс | $f = \frac{P_f}{G \cos \alpha}$ |
| Сопротивление подъему | $P_{\alpha} = G \sin \alpha, H$ | $P_{\alpha} = G \sin \alpha$, кгс | $\sin \alpha$ |
| Сила сопротивления воздуха (учитывают при $v > 18$ км/ч) | $P_B = 0,7BHv^2, H$ | $P_B = 0,005BHv^2$, кгс | $\psi = \frac{P_B}{G} = 0,365 \frac{BH}{G} E^2 v^2 \cdot 10^{-3}$ |
| Теоретическая скорость | $v_T = \frac{r_k \omega_D'}{\mu}$, м/с | $v_T = 0,377 \frac{r_k}{\mu} n_D'$, км/ч | $v_T = \frac{G}{N_e} \frac{v_T}{270} = \frac{\eta_{M.r}}{\varphi_{кр} + f}$ |

Продолжение табл. 1.2

| Параметр | В единицах СИ | В технических единицах | В безразмерных (относительных) величинах |
|---------------------------------|---|--|---|
| Действительная скорость | $v = v_T \eta_0 = v_T (1 - \delta)$, м/с | $v = v_T (1 - \delta)$, км/ч | $v = \frac{\eta_T}{\varphi_{кр}} = v_T (1 - \delta)$ |
| Мощность на ведущих колесах | $N_k = \eta_m \cdot N_e$, кВт | $N_k = \eta_m \cdot N_e$, л. с. | η_m , г |
| Тяговая мощность | $N_{кр} = \frac{P_{кр} v}{1000}$, кВт | $N_{кр} = \frac{P_{кр} v}{270}$, л. с. | $\eta_T = \eta_m \cdot \eta_0 f$ |
| Тяговый к. п. д. | $\eta_T = \frac{N_{кр}}{N_e} = \eta_m$, г | $\eta_0 f = \eta_m \cdot \frac{(1 - \delta) P_{кр}}{P_{кр} + P_f}$ | $\eta_0 f = \eta_m \cdot \frac{1 - \delta}{1 + (f/\varphi_{кр})}$ |
| Тяговый удельный расход топлива | $g_{кр} = \frac{G_T}{N_{кр}} = \frac{g_e}{\eta_T}$, кг/(кВт·ч) | $g_{кр} = \frac{1000 G_T}{N_{кр}}$, г/(л. с.·ч) | $\frac{g_{кр}}{g_e \text{ min}} = \frac{g_e}{g_e \text{ min} \eta_T}$ |

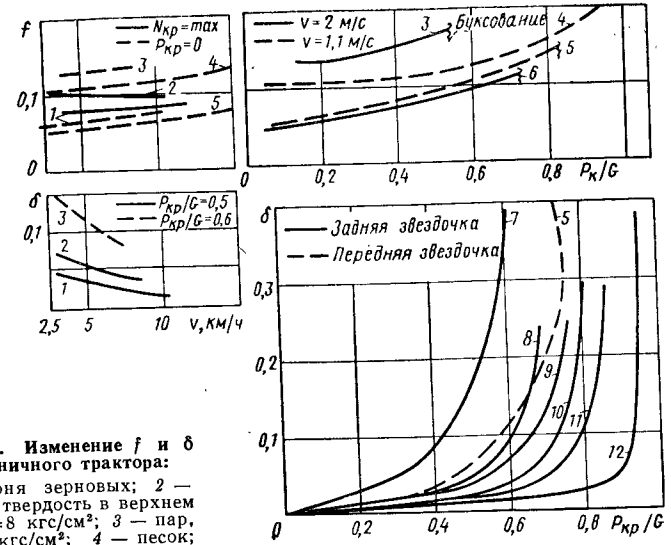


Рис. 1.7. Изменение f и δ для гусеничного трактора: 1 — стерня зерновых; 2 — стерня, твердость в верхнем слое $\sigma = 8$ кгс/см²; 3 — пар, $\sigma = 2$ кгс/см²; 4 — песок; 5 — грязная грунтовая дорога; 6 — сухая грунтовая дорога; 7 — поле, подготовленное к посеву, $\sigma = 0,8$ кгс/см²; 8 — то же, $\sigma = 2$ кгс/см²; энергонасыщенность $E = 13,5$ л. с./т; 9 — то же, $\sigma = 2$ кгс/см², $E = 22,5$ л. с./т; 10 — стерня, $\sigma = 16$ кгс/см², $E = 13,5$ л. с./т; 11 — то же, $\sigma = 16$ кгс/см², $E = 22,5$ л. с./т; 12 — однолетняя залежь, многокатковая подвеска

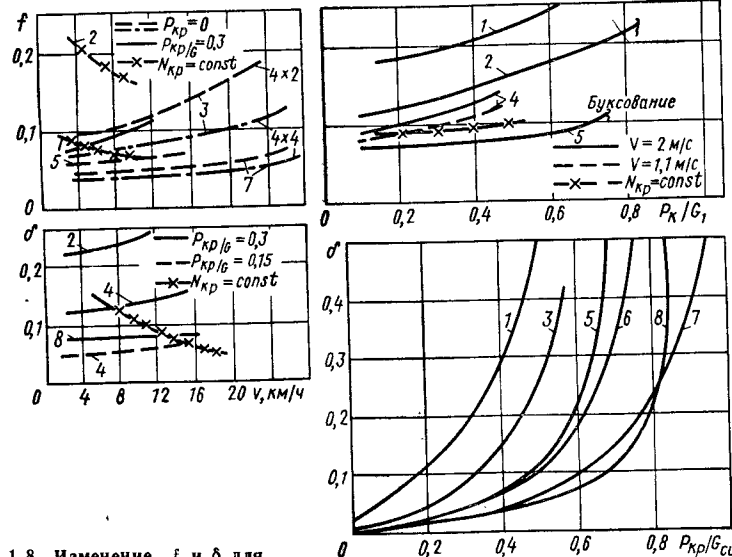


Рис. 1.8. Изменение f и δ для колесного трактора: 1 — поле, подготовленное к посеву, $\sigma = 0,8$ кгс/см²; 2 — прокультивированное поле (глина), $\sigma = 1+2$ кгс/см²; 3 — прокультивированное поле (чернозем), $\sigma = 1+2$ кгс/см²; 4 — стерня (сулесок), $\sigma = 5$ кгс/см²; 5 — стерня (чернозем), $\sigma = 10+12$ кгс/см²; 6 — стерня (сулглинок), $\sigma = 12+14$ кгс/см²; 7 — грунтовая дорога; 8 — бетонная дорога

чего сначала рассчитывают относительную силу тяги $p = \frac{P_{кр}}{\Phi_c \lambda G}$ (коэффициент сцепления Φ_c выбирают по табл. 1.1):

| | | | | | | | |
|--------------|-------|-------|-------|-------|------|-------|------|
| p | 0—0,3 | 0,4 | 0,6 | 0,65 | 0,7 | 0,8 | 0,9 |
| δ : | | | | | | | |
| для баллонов | 0,21p | 0,084 | 0,136 | 0,152 | 0,18 | 0,27 | 0,46 |
| для гусениц | 0,03p | 0,013 | 0,028 | 0,036 | 0,05 | 0,105 | 0,24 |

Если имеются данные тяговой характеристики близкого по типу трактора, то можно найти коэффициент сцепления $\Phi_c = \frac{P_{кр}}{\lambda G p}$, взяв p для значения δ , совпадающего с δ при $P_{кр}$ испытанного трактора.

Аналитически кривую буксования для почв влажностью 12—18% и твердостью 1—25 кгс/см² можно построить по формуле

$$\delta = a_0 f + a \frac{\Phi_{кр}}{\lambda} + b \left(\frac{\Phi_{кр}}{\lambda} \right)^c \quad (1.5)$$

Значения коэффициентов приведены ниже:

| Коэффициент | a_0 | a | b | c |
|------------------------|--|--|--|-----|
| Значение коэффициента: | | | | |
| для баллонов | 0,25 $\sqrt[3]{\frac{q_{ср}}{\sigma}}$ | 0,25 $\sqrt[3]{\frac{q_{ср}}{\sigma}}$ | 2,5 $\sqrt[3]{\frac{q_{ср}}{\sigma}}$ | 4 |
| для гусениц | 0,1 $\sqrt[3]{\frac{q_{ср}}{\sigma}}$ | $\frac{1}{30v} \sqrt[3]{\frac{gL_r q_{ср}}{\sigma}}$ | $\frac{1,2}{v} \sqrt[3]{\frac{gL_r q_{ср}}{\sigma}}$ | 6 |

Здесь σ — средняя твердость почвы, кгс/см²: $\sigma = \frac{\sigma_5 + \sigma_{10}}{2}$ (где σ_5, σ_{10} — твердость почвы на глубине 5 и 10 см); $q_{ср}$ — среднее давление на почву движителя, кгс/см²; L_r — длина опорной части гусеницы, м; v — поступательная скорость, м/с.

Следует отметить, что на плотной почве (стерне) предельное буксование, обеспечивающее реализацию полной мощности двигателя, составляет для гусеничных тракторов 5—7, для колесных 18—22%. На рыхлой почве предельное буксование увеличивается до 12 для гусеничных и до 30% для колесных тракторов. При превышении предельного буксования тяговое усилие практически не увеличивается, а тяговая мощность снижается из-за увеличения потерь на образование колес.

Потенциальная тяговая характеристика представляет собой зависимость тяговой мощности и поступательной скорости от тягового усилия при бесступенчатом изменении передаточного числа трансмиссии, постоянной нагрузке двигателя на номинальную мощность и, для предварительных расчетов, постоянных потерях в трансмиссии. Характеристика позволяет установить оптимальную тяговую нагрузку или оптимальный вес трактора и может быть построена в размерных и безразмерных величинах (рис. 1.9). Проводят горизонталь на ординате, равной $\eta_{м.г}$, и вниз от нее строят кривые $\eta_{м.г} = \eta_{м.г} (1 - \delta)$ и η_T по точкам, вычисленным для значений $\Phi_{кр}$. Кривую η_T можно построить графически. Для этого в точке A' любого выбранного значения $\Phi_{кр}$ восстанавливают перпендикуляр к оси абсцисс до пересечения с кривой $\eta_{м.г} \delta$ (точка C'). Точку C' соединяют прямой с точкой B , соответствующей значению f на данной почве и передаче (обычно берут усредненное для группы передач значение f). Проводят из начала координат параллельно BC' прямую OD' , пересечение которой с перпендикуляром $A'C'$ дает точку D' искомой кривой $\eta_T = \Phi(\Phi_{кр})$. Аналогично находят и другие точки. Дополнительно строят кривую v скорости.

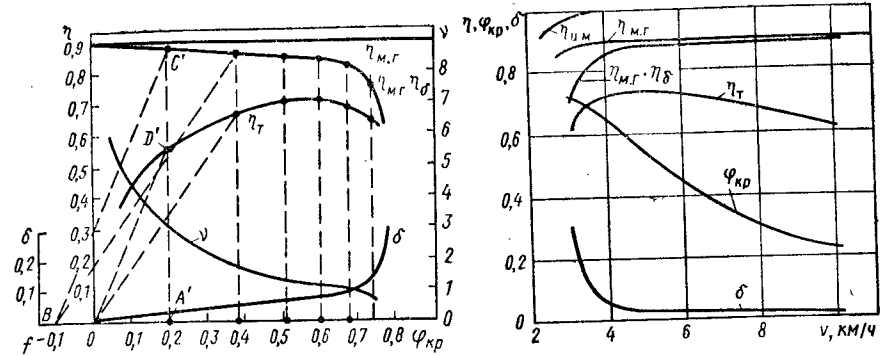


Рис. 1.9. Построение потенциальной тяговой характеристики трактора в безразмерных координатах (по данным испытаний трактора ДТ-75 на стерне)

Рис. 1.10. Потенциальная скоростная характеристика трактора (по данным испытаний трактора ДТ-75 на стерне)

Потенциальная скоростная характеристика представляет собой зависимость тяговой мощности и тягового усилия от скорости движения при бесступенчатом изменении передаточного числа трансмиссии (a , значит, и скорости), постоянной нагрузке двигателя и постоянных потерях в трансмиссии. Она позволяет выбрать оптимальный скоростной режим трактора. Строят характеристику только по данным испытаний (рис. 1.10), так как выразить аналитически зависимость $\delta = \Phi(v)$ очень сложно. Для вновь проектируемого трактора, поэтому, характеристику строят в функции расчетной теоретической скорости, размерной v_T или безразмерной v_T :

$$\Phi_{кр} = \frac{270Ne}{v_T G} \eta_{м.г} - f; \quad \delta = \Phi(\Phi_{кр}); \quad \eta_T = (1 - \delta) (\eta_{м.г} - f v_T).$$

По максимуму кривой η_T находят оптимальную теоретическую рабочую скорость.

Тяговая нагрузочная характеристика трактора с бесступенчатой передачей соответствует его потенциальной тяговой характеристике с учетом изменения к. п. д. передачи с изменением скорости [8] при передаче полной мощности (рис. 1.11) и разгрузки двигателя после достижения наибольшей заданной скорости. Например, тяговая характеристика трактора с гидростатической передачей при параллельном включении колесных гидродвигателей строится в следующем порядке (взяты для обобщения безразмерные координаты).

1. Откладываем по оси абсцисс (рис. 1.12) вправо значение $\Phi_{кр}$ (или $P_{кр}$), а влево f (например, для стерни $f = 0,1$). Принимаем для номинального усилия $\Phi_{кр.н} = 0,4$ и для максимального, получаемого за счет увеличения передаточного числа, $\Phi_{кр.1} = 1,25 \Phi_{кр.н} = 0,5$. Наибольшее тяговое усилие за счет приспособляемости двигателя ($k_M = 1,17$) $\Phi_{кр.мах} = k_M (\Phi_{кр} + f) - f = 1,17 (0,5 + 0,1) - 0,1 = 0,6$.

2. Вычисляем для ряда значений $\Phi_{кр}$ величину $\lambda = \lambda_{ст} + \Phi_{кр} \frac{r_k}{L}$ и строим кривую буксования $\delta = \Phi(\Phi_{кр}/\lambda)$ по рис. 1.8. Если гидродвигатели непосредственно связаны с ведущими колесами, буксование увеличивается в 1,2—1,4 раза в результате пульсации крутящего момента.

3. Определяем относительную нагрузку передачи

$$\frac{M}{M_1} = \frac{P_{кр} + Pf}{P_H + P_f} = \frac{\Phi_{кр} + f}{\Phi_{кр.н} + f}$$

(здесь M_1 — момент передачи при передаточном числе \hat{u}_n , обеспечивающем номинальное тяговое усилие) и строим кривую к. п. д. передачи $\eta_n = \Phi(M/M_1)$ по рис. 1.11. Если последовательно с гидроредукцией включен шестеренчатый редуктор, имеющий к. п. д. η_p , полный к. п. д. равен $\eta_{п.м} = \eta_n \eta_p$.

4. Строим кривую относительной скорости v/v_n , приняв $v_n = 1$ (для $\Phi_{кр.н} = 0,4$) и $v_{max} = 3v_n$ по формуле

$$\frac{v}{v_n} = \frac{M}{M_1} \frac{\eta_{\delta} \eta_{п} \omega_d}{\eta_{\delta 1} \eta_{п 1} \omega_n}$$

где $\eta_{\delta 1}$, $\eta_{п 1}$ — коэффициенты, соответствующие $\Phi_{кр.н}$.

Находим точку перехода двигателя на регуляторную характеристику (когда с уменьшением тягового усилия скорость сохраняется постоянной в пределах степени неравномерности регулятора)

$$\Phi_{кр.р} = (\Phi_{кр.н} + f) M_p / M_1 - f = (0,4 + 0,1) 0,46 - 0,1 = 0,13,$$

где $\frac{M_p}{M_1} = \frac{\eta_{\delta} \eta_{п}}{\eta_{\delta 1} \eta_{п 1}} \frac{v_n}{v_{max}} = 0,46.$

Значения η_{δ} и $\eta_{п}$ берем из кривых, оценив примерно зону расположения $\Phi_{кр.р}$.
5. Проводим кривую относительной мощности двигателя

$$\frac{N_e}{N_n} = 1,22 \frac{\Phi_{кр} + f}{\eta_{\delta} \eta_{п}} \frac{v_{max}}{v_n}$$

На участке $\Phi_{кр.1} - \Phi_{кр.р}$ мощность $N_e/N_n = 1$. На участке $\Phi_{кр.max} - \Phi_{кр.1}$ кривая будет соответствовать корректорной ветви характеристики двигателя с относительной мощностью при максимальном моменте $N_m/N_n = k_{маоб} = 1,17 \cdot 0,64 = 0,75$. На участке $\Phi_{кр.р} - \Phi_{кр.0}$ регуляторной ветви мощность равна:

размерная $N_e = \frac{P_{кр} + P_f}{\eta_{\delta} \eta_{п}} \frac{v_n}{v_{max}}$

безразмерная $\frac{N_e}{N_n} = A \frac{\Phi_{кр} + f}{\eta_{\delta} \eta_{п}} \frac{v_{max}}{v_n}$

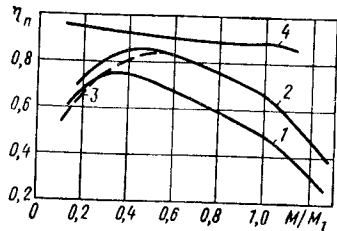


Рис. 1.11. Зависимость к. п. д. бесступенчатых передач от степени загрузки M/M_1 при постоянной мощности:

1 — электрическая передача; 2 — гидростатическая передача при параллельном соединении гидродвигателей; 3 — то же, при последовательном соединении гидродвигателей; 4 — многодисковый фрикционный трансформатор

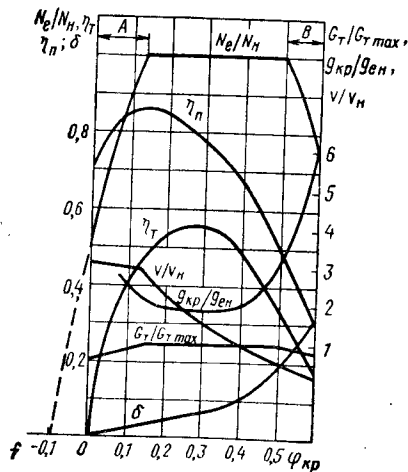


Рис. 1.12. Тяговая характеристика трактора с гидростатической передачей: А — регуляторная ветвь двигателя; В — корректорная ветвь

Коэффициент A вычислим, подставив значения $\Phi_{кр}$, f , η_{δ} , $\eta_{п}$, v_{max} и v для любого из значений $N_e/N_n = 1$. Для участков $N_e/N_n < 1$ из характеристики двигателя находим относительную угловую скорость ω_d/ω_n (для регуляторной ветви $\omega_d/\omega_n = 1 + 0,08(1 - N_e/N_n)$), часовой G_t/G_{tmax} и удельный $g_e/g_{ен}$ расход топлива. Для экономичной работы трактора следует устанавливать N_n двигателя так, чтобы $g_{ен} = g_e \cdot \min$.

Строим кривые (в безразмерных величинах):

тяговой мощности $\eta_t = \eta_n \frac{(1 - \delta) \Phi_{кр}}{\Phi_{кр} + f}$;

удельного тягового расхода топлива $g_{кр}/g_{ен} = g_e/(g_e \eta_t)$.

Тяговая нагрузочная характеристика трактора со ступенчатой передачей строится по заданной характеристике двигателя аналитическим и графоаналитическим способами. Последний способ предпочтительнее, так как позволяет проследить зависимость режима работы двигателя от режима работы трактора, подобрать оптимальные режимы работы и легко обнаружить ошибки в вычислениях.

При графоаналитическом способе характеристику строим в четырех четвертях прямоугольной системы координат. Во второй четверти (рис. 1.13) строим скоростную характеристику двигателя по данным завода-изготовителя, в первой четверти — лучевую диаграмму касательных сил тяги P_k , сместив точку O шкалы влево относительно точки пересечения координатных осей на величину P_f , и потенциальную тяговую характеристику трактора (по методу, показанному на рис. 1.9). Мощность на ведущих колесах при построении потенциальной характеристики находим по формуле $N_k = \eta_{м.г} N_e$.

Механический к. п. д. шестеренчатой трансмиссии учитывает постоянные потери (от взбалтывания масла, трения сальников) и переменные, пропорциональные передаваемому моменту:

$$\eta_m = \eta_0 - m_0 \frac{M_n}{M_d} \approx 0,98^n - \frac{M_n}{u M_d} = 0,98^n - \frac{1}{u k_s},$$

где $\eta_0 \approx 0,98^n$ — к. п. д., учитывающий потери, пропорциональные передаваемому моменту (здесь n — число пар шестерен, передающих момент); $m_0 \approx \frac{1}{u}$ — относительная постоянная потеря в трансмиссии.

Для гусеничного трактора добавляются потери в зацеплении звездочки с гусеницей и полный к. п. д. трансмиссии будет

$$\eta_{м.г} = \eta_m \eta_g \approx 0,98^n - \frac{u + e}{u^2 k_s}, \tag{1.6}$$

где e — постоянное число от 10 (для большинства современных тракторов) до 20.

Обратный к. п. д. трансмиссии (при передаче момента от двигателя к двигателю, например, при торможении двигателем) можно принимать равным $\eta_{м.г.обр} = 0,9 \eta_{м.г}$.

При изменении $\eta_{м.г}$ лучи $P_k = \Phi(M_d)$ не будут прямыми, а начальная точка O для отдельных лучей может смещаться соответственно изменению fG , k_s и u .

В третьей четверти строим лучевую диаграмму теоретических скоростей v_t , а в четвертой — тяговую характеристику, нанеся кривые буксования δ (кривая δ используется при построении кривой N_{δ} потенциальной характеристики), действительных скоростей v и тяговых мощностей $N_{кр}$ для всех передач (I, II, III, IV, V). Скорость на холостом ходу трактора находят графически, снося точку пересечения луча P_k с вертикальной осью, соответствующей $P_{кр} = 0$, на кривую M_d , а затем на луч v_t при той же передаче, или аналитически (км/ч)

$$v_x = 0,377 \frac{r_k}{u} \left[n_n - \left(1 - \frac{fG_{r_k}}{u \eta_{м.г} M_n} \right) (n_d \cdot x - n_n) \right],$$

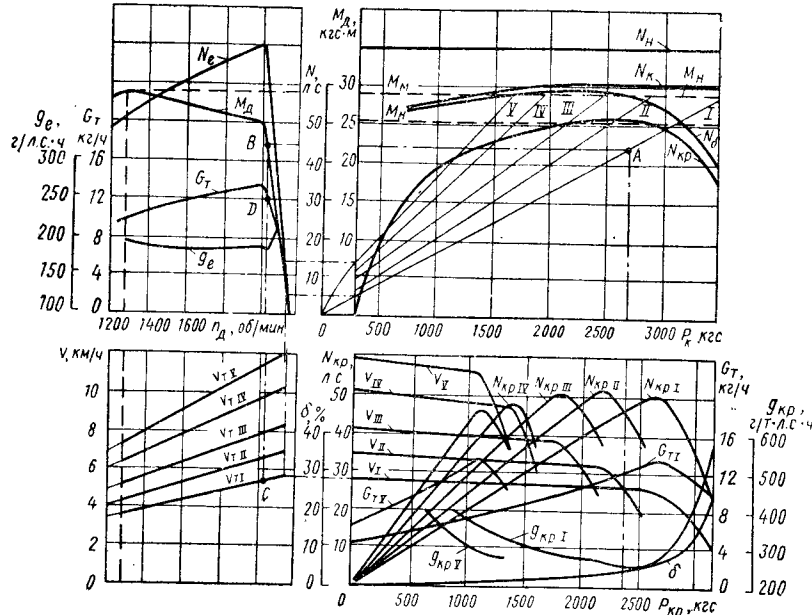


Рис. 1.13. Построение расчетной тяговой характеристики трактора со ступенчатой передачей

где $n_{д.х}$ — частота вращения коленчатого вала на холостом ходу двигателя, об/мин.

В четвертой четверти строим кривые расхода топлива для каждой передачи (на рис. 1.13 нанесены кривые только для I и V передач).

Пример. Рассчитать и построить тяговую характеристику гусеничного трактора класса 2 тс, предназначенного для работы в свекловодстве.

Исходные данные: номинальное тяговое усилие $P_H = 2000$ кгс при скорости $v_H = 6$ км/ч; максимальная скорость $v_{max} = 12$ км/ч; максимальное тяговое усилие на резервной (первой) передаче, при коэффициенте запаса тяги $\chi_{II} = 1,15$ будет $P_{кр max} = \chi_{II} P_H = 1,15 \cdot 2000 = 2300$ кгс. Трактор должен быть максимально унифицирован с колесным трактором класса 1,4 тс.

1. Определяем эксплуатационный вес трактора для работы при номинальном тяговом усилии на рыхлой почве с $\phi_c = 0,65$, $f = 0,1$ и подъемом $i = 0,05$:

$$G = \frac{P_H}{\phi_c - 0,5f - i} = \frac{2000}{0,65 - 0,05 - 0,05} = 3650 \text{ кгс};$$

для поворота при работе с нормальной нагрузкой, оцениваемой тяговым сопротивлением $R_{т.н}$ (кгс) на типичной операции — культивации междурядий с подкормкой [$n_p = 12$ (число рядков свеклы), междурядье $b_p = 0,45$ м, ширина защитной зоны $b_3 = 0,15$ м, удельное сопротивление $R_1 = 300$ кгс/м, тяговое сопротивление $R_{т.п} = n_p (b_p - b_3) R_1 = 12 (0,45 - 0,15) \cdot 300 = 1080$ кгс]:

$$G = \frac{2R_{т.н}}{\phi_c - f} = \frac{2 \cdot 1080}{0,65 - 0,10} = 3900 \text{ кгс};$$

для работы при максимальном тяговом усилии на горизонтальном участке

$$G = \frac{P_{кр max}}{\phi_c - 0,5f} = \frac{2300}{0,65 - 0,05} = 3850 \text{ кгс}.$$

Принимаем средний вес $G = 3800$ кгс, получаемый за счет балласта — грузов, навешиваемых спереди. Вес балласта $G_{бал} = 3800 - 3650 = 150$ кгс (берем четыре груза по 37,5 кгс).

2. Определяем мощность двигателя, приняв: $\eta_{м.г} = 0,88$, $\eta_{н.м} = 0,9$, почва — стерня, $f = 0,08$, $\eta_\delta = 0,95$:

$$N_e = \frac{(P_H + fG) v_H}{270 \eta_{м.г} \eta_\delta \eta_{н.м}} = \frac{(2000 + 0,08 \cdot 3800) 6}{270 \cdot 0,88 \cdot 0,95 \cdot 0,9} = 68 \text{ л. с.}$$

Проверяем достаточность мощности для работы с машиной, имеющей привод от ВОМ, свеклокомбайном КС-3. При скорости 6 км/ч тяговое сопротивление $R_T = 0,18 \times 3200 = 575$ кгс, потребляемая мощность $N_{маш} = 40$ л. с. Тогда

$$N_e = \frac{(fG + R_T) v_H}{270 \eta_{м.г} \eta_\delta \eta_{н.м}} + \frac{N_{маш}}{\eta_{о.м}} = \frac{(300 + 575) 6}{270 \cdot 0,88 \cdot 0,95 \cdot 0,9} + \frac{40}{0,95} = 68 \text{ л. с.}$$

Берем двигатель Д-240 ММЗ, отрегулированный на $N_H = 70$ л. с. при $n_H = 2000$ об/мин. Номинальный момент двигателя

$$M_H = 716,2 \frac{70}{2000} = 25 \text{ кгс} \cdot \text{м}.$$

3. Находим передаточные числа основных передач, имея условный радиус звездочки $r_k = \frac{l_{гзв}}{2\pi} = \frac{0,176 \cdot 13}{6,28} = 0,36$ м. Принимаем коэффициент использования мощности $\eta_{н.м} = 0,9$ (за счет недогрузки по тяге на низших передачах). Тогда: на нншей рабочей (второй) передаче

$$u_2 = \frac{(P_H + fG) r_k}{M_H \eta_{м.г} \eta_{н.м}} = \frac{(2000 + 300) 0,36}{25 \cdot 0,88 \cdot 0,9} = 42;$$

на резервной (первой) передаче

$$u_1 = \frac{(2300 + 300) 0,36}{25 \cdot 0,88 \cdot 0,9} = 47,2;$$

на высшей передаче

$$u_m = 0,377 r_k \frac{n_H}{v_{max}} = 0,377 \cdot 0,36 \cdot \frac{2000}{12} = 22,6.$$

4. Число ступеней основных передач находим, задавшись коэффициентом загрузки $k_3 = 0,9$:

$$m = \frac{\lg(u_1 : u_m)}{\lg[1 : (2k_3 - 1)]} + 1 = \frac{\lg(47,2 : 22,6)}{\lg[1 : (2 \cdot 0,9 - 1)]} + 1 = 4,3.$$

Ориентируясь на коробку передач трактора МТЗ-80, принимаем три замедленных передачи и пять основных: четыре рабочих и одну транспортную. Девятая, прямая передача, будет заблокирована. Передаточные числа на промежуточных рабочих передачах при распределении по геометрической прогрессии будут равны

$$u_3 = u_2 \frac{m-2}{u_2} \sqrt{\frac{u_m}{u_2}} = 42 \sqrt[3]{\frac{22,6}{42}} = 34; u_4 = 34 \cdot 0,815 = 27,7.$$

5. Замедленные передачи берем по нормали ОН-13-138-64, второй диапазона для класса 2 тс. Скорости $v_{13} = 1,8$ км/ч, $v_{33} = 3,6$ км/ч, $v_{23} = 3,6 \sqrt{\frac{1,8}{3,6}} = 2,5$ км/ч. Соответственно передаточные числа $u_{13} = 0,377 \cdot 0,36 \cdot \frac{2000}{1,8} = 151$; $u_{23} = 108$; $u_{33} = 75,5$.

6. После уточнения схемы трансмиссии и чисел зубьев шестерен (гл. 4) получим:

| Передача | I _з | II _з | III _з | I | II | III | IV | V |
|------------------------|----------------|-----------------|------------------|------|----|------|------|------|
| $i_{расч}$ | 151 | 108 | 75,5 | 47,2 | 42 | 34 | 27,7 | 22,6 |
| $i_{факт}$ | 193 | 118 | 58,4 | 49 | 41 | 34,6 | 28 | 23,8 |
| Число пар в зацеплении | 7 | 7 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |

7. Тяговую характеристику рассчитываем по формулам табл. 1.2. Механический η к. п. д. находим по формуле (1.6), приняв $\epsilon = 10$. Сопротивление самопередвижению $fG = 0,08 \cdot 3650 = 292$ кгс, а для трактора с балластом $P_f = 0,08 \cdot 3800 = 305$ кгс. Так как разница незначительна, принимаем $P_f = 300$ кгс. Кривую буксования строим для стерни твердостью $\sigma = 10$ кгс/см² (междурядья свеклы), взяв точки с рис. 1.7 для относительного тягового усилия $\Phi_{кр}$. Расчеты проводим для нескольких значений M_d (включая M_{II} и M_{III}) для каждой передачи.

8. Строим тяговую характеристику (рис. 1.13), как указано ранее. При отсутствии реальной характеристики двигателя основные точки для ее построения могут быть найдены расчетом: частота вращения на холостом ходу $n_{д.х} = 1,08n_n = 1,08 \cdot 2000 = 2160$ об/мин, при максимальном моменте $n_{м} = a_{об} n_n = 0,65 \cdot 2000 = 1300$ об/мин; максимальный момент $M_{м} = k_M M_n = 1,15 \cdot 25 = 28,8 \approx 29$ кгс·м; мощность при максимальном моменте $N_{м} = \frac{29 \cdot 1300}{716,2} = 52,5$ л. с.; часовой расход топлива при номинальной мощности $G_{т.н} = g_p N_n \cdot 10^{-3} = 190 \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 13,3$ кг/ч, при максимальном моменте $G_{т.м} = (1,1 \div 1,15) a_{об} G_{т.н} = 1,15 \cdot 0,65 \cdot 13,3 = 10$ кг/ч, на холостом ходу $G_{т.х} = (0,25 \div 0,3) \times G_{т.н} = 0,27 \cdot 13,3 = 3,6$ кг/ч. Чтобы закончить кривую потенциальной тяговой характеристики слева (в области малых нагрузок), берем какое-либо малое передаточное число, например $i = 15$, обеспечивающее значение $P_{кр} = 830$ (между 500 и 1000 кгс). Для графического нахождения теоретических скоростей переносим значение $P_{кр}$ на луч $P_{кр}$ работающей передачи (например, первой, точка А), проектируем найденную точку на кривую крутящего момента (точка В), а затем на кривую соответствующей скорости (точка С). Для получения точного характера кривых v и, особенно $N_{кр}$, интервалы $P_{кр}$ в местах перегиба следует брать не более $0,05 P_{кр}$ — тягового усилия при номинальной частоте вращения. Кривые часового расхода топлива G_t строим графически: задаваясь последовательно значениями $P_{кр}$, переносим их на луч $P_{кр}$ соответствующей передачи, проектируем найденные точки на кривую крутящего момента (например, точка В), а затем, сохраняя полученные значения $n_{д.х}$, по кривой G_t находим искомую величину (точка D). Точки кривых удельного расхода топлива рассчитываем по формуле $g_{кр} = 10^3 G_t / N_{кр}$.

Тяговая характеристика трактора с гидродинамической и электрической передачами строится по характеристике совместной работы двигателя с данной передачей, так как установка гидродинамической и электрической передач нарушает жесткую связь ведущих колес с двигателем.

Характеристику совместной работы двигателя и гидродинамической передачи строят в четырех четвертях системы координат. В третьей четверти помещают скоростную характеристику двигателя (рис. 1.14), а в первой — характеристику гидропередачи в безразмерных величинах (гл. 4). Характеристику гидропередачи дополняют построением кривой коэффициента первичного момента

$$\lambda_{II} = \gamma \lambda_n D^5.$$

Во второй четверти строим кривую коэффициента момента двигателя

$$\lambda_d = \frac{M_d}{n_d^2}. \quad (1.7)$$

При непосредственном соединении гидропередачи с двигателем и установившемся режиме работы $\lambda_{II} = \lambda_d$.

В четвертой четверти откладываем по горизонтали частоту вращения выходного вала (вала турбины) $n_t = n_d u^*$ и, задаваясь рядом рабочих точек гидропередачи, по соответствующим рабочим точкам двигателя последовательно строим кривые:

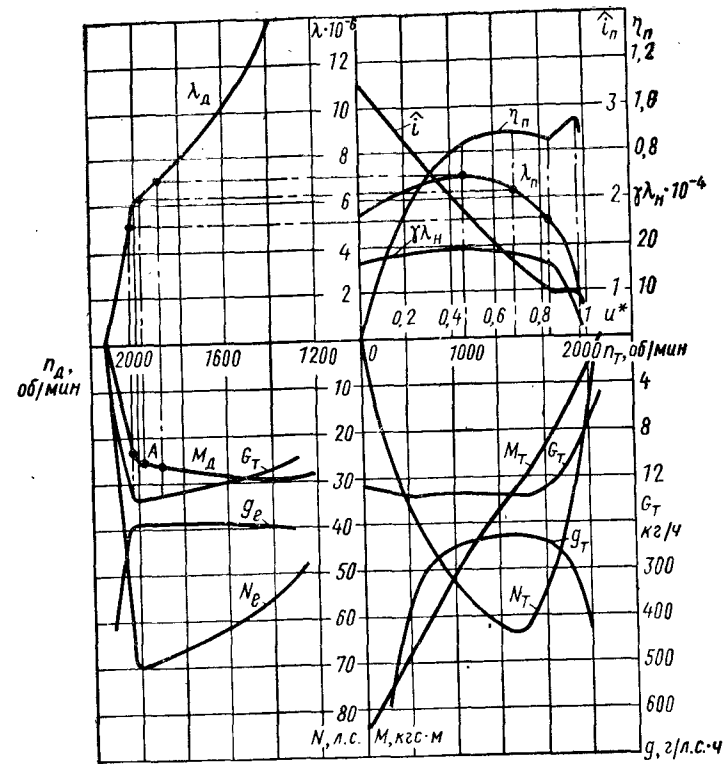


Рис. 1.14. Построение характеристики совместной работы двигателя и гидродинамической передачи

крутящего момента

$$M_T = \hat{u} M_d; \quad (1.8)$$

мощности на выходном валу

$$N_T = \frac{M_T n_T}{716,2} \text{ л. с.}; \quad (1.9)$$

часового G_t (переносом соответствующих точек G_t из характеристики двигателя) и удельного расхода топлива $g_t = \frac{1000 G_t}{N_T}$ г/л. с. · ч.

Поместив в третьей четверти кроме внешней характеристики двигателя также характеристику его при работе на пониженном скоростном режиме и вычислив для нее соответствующие значения λ_d , част, можно построить характеристику систем двигатель—гидротрансформатор на частичном режиме.

Тяговая характеристика трактора с гидромеханической передачей, имеющей несколько ступеней, строится так же, как характеристика для ступенчатой механической передачи. Во второй четверти (рис. 1.15) помещаем характеристику для выходного вала системы двигатель—гидротрансформатор, перенеся ее из гра-

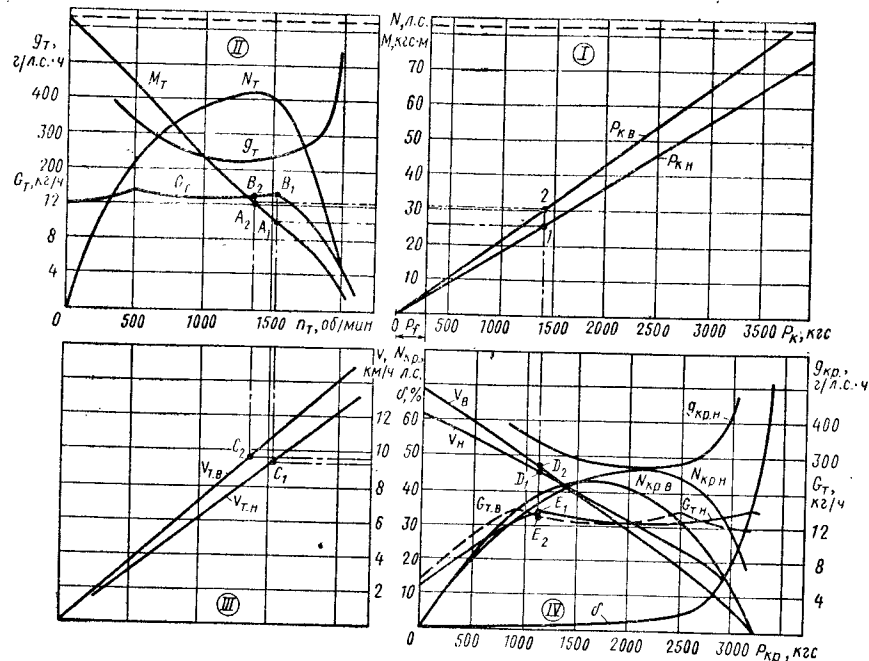


Рис. 1.15. Построение расчетной тяговой характеристики трактора с гидромеханической передачей

фика, изображенного на рис. 1.14. В первой четверти строим лучевую диаграмму сил P_k (индексы n и v относятся к нижней и высшей передачам):

$$P_k = \frac{i\eta_{м.г}}{r_k} M_T.$$

Принимаем коэффициент загрузки двигателя $k_a = 1$ при $M_T \geq M_n$ и $k_a = \frac{M_T}{M_n}$ при $M_T < M_n$. Механический к. п. д. $\eta_{м.г}$ подсчитываем по формуле (1.6).

В третьей четверти строим лучевую диаграмму теоретических скоростей v_T . В четвертой четверти помещаем тяговую характеристику. Строим кривую буксования δ . В результате более плавного приложения касательной силы тяги буксование $\delta_{г.п}$ трактора с гидropередачей будет меньше, чем при шестеренчатой передаче: можно принимать $\delta_{г.п} = 0,9\delta$. Строим кривые действительных скоростей: задаваясь последовательно значениями $P_{кр}$, отмечаем для них точки 1 и 2 на лучах P_k , проектируем их на кривую M_T , и полученные точки A_1 и A_2 , отраженные на лучи v_T , дадут значения теоретических скоростей (точки C_1 и C_2). По ним, для принятого значения $P_{кр}$, находим действительные скорости $v = v_{т\delta}$ и наносим точки D_1 и D_2 . Строим кривые $N_{кр}$, вычислив мощности для принятых значений $P_{кр}$, и кривые часового расхода топлива графически, переносим точки A_1 и A_2 кривой M_T на кривую G_T и переносим полученные для точек B_1 и B_2 значения G_T в четвертую четверть (точки E_1 и E_2). Строим кривые g_T (на рис. 1.15 построена только кривая для нижней передачи).

При электромеханической передаче тяговая характеристика строится аналогично, только вследствие большего коэффициента прозрачности передачи двигатель будет работать в полном диапазоне нагрузок.

Пример. Рассчитать и построить тяговую характеристику гусеничного трактора класса 2 т с гидромеханической трансмиссией.

Исходные данные: номинальное тяговое усилие $P_n = 2000$ кгс при скорости $v_n = 6$ км/ч; максимальная скорость $v_{max} = 12$ км/ч; коэффициент запаса тяги $\chi_{п} = 1,2$; сила сопротивления самопередвижению $P_f = 0,15P_n = 300$ кгс.

1. Находим рабочий диапазон тяговых усилий. Максимальное тяговое усилие при наибольшем силовом передаточном числе

$$P_{кр\max} = \chi_{п} P_n = 1,2 \cdot 2000 = 2400 \text{ кгс.}$$

Минимальное тяговое усилие при наименьшем силовом передаточном числе (на высшей скорости)

$$P_{кр\min} = \left[1,1 \frac{v_n}{v_{max}} - \left(1 - 1,1 \frac{v_n}{v_{max}} \right) f_0 \right] P_n =$$

$$= \left[1,1 \frac{6}{12} - \left(1 - 1,1 \frac{6}{12} \right) 0,15 \right] 2000 = 935 \text{ кгс,}$$

где $f_0 = P_f/P_n$ принято равным 0,15.

Полный диапазон тяговых усилий

$$\Delta_T = \frac{P_{кр\max}}{P_{кр\min}} = \frac{2400}{935} = 2,56.$$

2. Определяем эксплуатационный вес трактора, приняв $\Phi_{кр.опт} = 0,55$:

$$G = \frac{P_n}{\Phi_{кр.опт}} = \frac{2000}{0,55} = 3640 \text{ кгс.}$$

Анализ выполненных конструкций показывает, что тракторы с гидромеханическими передачами несколько (на 1–2%) тяжелее тракторов с шестеренчатыми. Примем увеличение веса трактора от введения гидродинамической передачи на 50 кгс, тогда $G \approx 3700$ кгс.

3. Определяем мощность двигателя, приняв: почва – стерня, $f = 0,08$; $\delta = 0,05$; $\eta_{м.г} = 0,9$; $\eta_{г.п} = 0,9$; $\eta_{н.м} = 0,95$ (берем выше, чем для шестеренчатой передачи, учитывая хорошую приспособляемость гидropередачи):

$$N_n = \frac{(P_n + fG) v_n}{270 \eta_{м.г} \eta_{г.п} \eta_{н.м}} = \frac{(2000 + 0,08 \cdot 3700) 6}{270 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 70 \text{ л. с.}$$

Принимаем двигатель Д-240 ММЗ, отрегулированный на $N_n = 70$ л. с. при $n_n = 2000$ об/мин, $M_n = 25$ кгс·м, $M_M = 1,15M_n \approx 29$ кгс·м; $n_M = 1300$ об/мин.

4. Принимаем для трактора комплексную гидродинамическую передачу ЛГ-35. По безразмерной характеристике гидropередачи (см. рис. 4.15) устанавливаем рабочую зону (зону экономически целесообразного использования гидropередачи), приняв снижение к. п. д. при работе гидротрансформатором до $\eta_{г.п} = 0,85$, при котором $u_{0,85} = 0,45$ и $\hat{u}_{0,85} = 1,9$ с переходом на работу гидромuffой, когда к. п. д. $\eta_{г.п} = 0,95$, $u_{0,95} = 0,96$ и $\hat{u}_{0,95} = 1,0$. Диапазон силовых передаточных чисел в рабочей зоне

$$\Delta_{э.ц} = \frac{\hat{u}_{0,85}}{\hat{u}_{0,95}} = \frac{1,9}{1,0} = 1,9.$$

5. Совмещаем точку M_n двигателя с точкой максимального к. п. д. гидropередачи в режиме гидротрансформатора (что рекомендуется для гусеничных тракторов) и определяем профильный диаметр, приняв $\gamma_{\lambda_c} \cdot 10^4 = 19$ (см. рис. 4.15):

$$D_{п} = \sqrt{\frac{5 M_n}{\gamma_{\lambda_c} n_n^2}} = \sqrt{\frac{5 \cdot 25}{19 \cdot 10^{-4} \cdot 2000^2}} = 0,32 \text{ м.}$$

6. Строим характеристику совместной работы двигателя и гидропередачи, как описано ранее (см. рис. 1.14). Коэффициент момента двигателя вычисляем по формуле (1.7). Коэффициент первичного момента гидропередачи $\lambda_{п} = \gamma \lambda_n D_{п}^5 = 0,334 \cdot 10^{-6} \gamma \lambda_n$ (здесь λ_n — коэффициент момента насоса). Далее строим кривые M_T , N_T , g_T по формулам (1.8) и (1.9).

7. Определяем параметры механической передачи. Число передач

$$m = \frac{1g \Delta_T}{1g \Delta_{э, ц}} + 1 = \frac{1g 2,56}{1g 1,9} + 1 = 2,47.$$

Для упрощения конструкции коробки передач принимаем две передачи, а чтобы улучшить перекрытие между ступенями, совмещаем точку P_H с точкой гидротрансформатора, имеющей $\eta_{г. п} = 0,85$ и $u_{0,85} = 1,9$, и точку v_{\max} с точкой перехода на работу в режиме гидромукфы, соответствующей $u_M^* = 0,85$. При этом двигатель в первом случае будет работать с некоторой перегрузкой, развивая момент $M_D = 25,6$ кгс·м (точка А рис. 1.14), а во втором — с недогрузкой, имея $n_D = 2020$ об/мин.

Передаточные числа:
нижней передачи

$$u_1 = \frac{(P_H + fG) r_k}{M_D u_{0,85} \eta_{г. п} \eta_{м. г}} = \frac{(2030 + 292) 0,36}{25,6 \cdot 1,9 \cdot 0,85 \cdot 0,9} = 22,2;$$

высшей передачи

$$u_2 = 0,377 r_k \frac{u_M^* n_D}{v_{\max}} = 0,377 \cdot 0,36 \frac{0,85 \cdot 2020}{12} = 19,4.$$

8. Строим тяговую характеристику в четырех четвертях (см. рис. 1.15). Во второй четверти помещаем характеристику системы двигатель—гидропередача, взяв данные из графика на рис. 1.14. В четвертой четверти строим кривую буксования $\delta_{г. п} = 0,96$, взяв значения δ из графика на рис. 1.7. В первой четверти строим лучевую диаграмму касательных сил тяги для передачи:

нижней

$$P_{к. н} = \frac{u_1}{r_k} \left(0,98^n - \frac{u_1 + 10}{u_1^2 k_a} \right) M_T = \frac{22,2}{0,36} \left(0,98^3 - \frac{22,2 + 10}{22,2^2 k_3} \right) M_T;$$

высшей

$$P_{к. в} = \frac{19,4}{0,36} \left(0,98^3 - \frac{19,4 + 10}{19,4^2 k_3} \right) M_T.$$

Для $M_T \geq 25$ кгс·м коэффициент загрузки $k_3 = 1$, при переходе на регуляторную ветвь двигателя $k_3 = M_T/25$.

В третьей четверти строим лучевую диаграмму теоретических скоростей $v_T = 0,377 \times \frac{r_k}{u} n_T$ (для нижней передачи $v_{Т. н} = 6,1 \cdot 10^{-3} n_T$, для высшей $v_{Т. в} = 7 \cdot 10^{-3} n_T$).

В четвертой четверти строим графически кривую G_T и аналитически кривые $v = v_T (1 - \delta)$, $N_{кр}$, g_T . При вычислениях удобнее задаваться значениями M_T и по ним находить остальные величины.

Тяговая характеристика трактора с четырьмя ведущими колесами зависит от распределения касательных сил тяги между передним и задним ведущими мостами, которое обуславливается распределением массы. При тракторах с колесами одинакового диаметра можно получить высокий тяговый к. п. д. (рис. 1.16), приближающийся к к. п. д. гусеничных тракторов.

При построении тяговой характеристики трактора 4×4, находят статическое распределение веса между осями по формулам (1.1), (1.2), (1.3). Рассчитывают нагрузки на оси от действия опрокидывающего момента: $(P_{кр} + P_f) h_{кр} \approx P_{кр} r_k$ и, задаваясь значениями $P_{кр}$, строят кривые буксования передних δ_1 и задних

δ_2 колес. Поскольку задние колеса движутся по следу передних, т. е. по уплотненной почве, буксование их несколько меньше [при подсчете по методу Б. Я. Гинцбурга для задних колес берут $\Phi_c = \Phi_1 + (0,05 \div 0,1)$, а при подсчете по формуле (1.5) увеличивают σ]. Задаваясь различными значениями $P_{кр2}$, находят буксование δ_2 и из условия равенства скоростей передних $v_1 = v_{T1} (1 - \delta_1)$ и задних $v_2 = v_{T2} (1 - \delta_2)$ колес определяют

$$\delta_1 = 1 - \frac{v_{T2}}{v_{T1}} (1 - \delta_2) = 1 - \frac{r_2 n_2}{r_1 n_1} (1 - \delta_2),$$

где r_1 и r_2 — динамические радиусы передних и задних колес; n_1 и n_2 — частоты их вращения.

Для универсальных тракторов привод передних колес обычно имеет обгонную муфту, включающую передний мост, когда буксование задних колес достигнет значения δ_3 . В этом случае $\delta_1 = 1 - \frac{1 - \delta_3}{1 - \delta_3}$. Для тракторов с колесами одинакового диаметра обычно $n_2 = n_1$, а $r_2 < r_1$ вследствие движения передних колес по более рыхлой почве. При движении по полю можно принимать $r_1 - r_2 = 1 \div 2$ см. По кривой δ_1 находят соответствующие значения $P_{кр1}$ и вычисляют суммарное тяговое усилие $P_{кр} = P_{кр2} + P_{кр1}$. Крутящий момент двигателя

$$M_D = \left[\frac{(P_{кр1} + f_1 G_{сц1}) r_1}{u_{п1} \eta_{п1}} + \frac{(P_{кр2} + f_2 G_{сц2}) r_2}{u_{п2} \eta_{п2}} \right] \frac{1}{u_k \eta_k},$$

где $u_{п1}$, $\eta_{п1}$ — передаточное число и к. п. д. передачи от раздаточной коробки до передних колес; $u_{п2}$, $\eta_{п2}$ — передаточное число и к. п. д. передачи от раздаточной коробки до задних колес; u_k , η_k — передаточное число и к. п. д. передачи от двигателя до раздаточной коробки.

Зная крутящий момент, по характеристике двигателя находят частоту вращения вала двигателя n_D и определяют действительную скорость движения

$$v = 0,377 \frac{r_2 n_D}{u_{п2} u_k} (1 - \delta_2).$$

Затем рассчитывают тяговые мощности, развиваемые передним $N_{кр1}$ и задним $N_{кр2}$ мостами, и суммарную мощность $N_{кр}$.

Пример. Рассчитать и построить тяговую характеристику модификации универсального колесного трактора класса 0,6 тс с передним ведущим мостом.

Исходные данные: базовая модель имеет $N_H = 20$ л. с., $n_H = 1600$ об/мин, база $L = 1,72$ м, вес в заправленном состоянии без водителя и балласта $G_P = 1400$ кгс, шести-скоростную коробку передач. Принимаем передний мост с обгонными муфтами на каждой полуоси и жестким приводом.

1. Находим вес трактора при установке переднего ведущего моста вес увеличился: для трактора МТЗ-50 на 8, МТЗ-5МС — на 12, Т-40 — на 7%. Учитывая небольшой вес базовой модели 4×2 проектируемого трактора, принимаем увеличение его на 10%. Тогда

$$G_P = 1,1 \cdot 1400 = 1540 \text{ кгс.}$$

2. Подбираем шины. Оставляем шины задних колес базовой модели 8—32, грузоподъемностью 610 кгс ($G_{зпред} = 1220$ кгс) при внутреннем давлении $p_B = 1$ кгс/см². $D_2 = 1166$ мм, $r_2 = D_2/2 = 0,17b \approx 550$ мм. Для передних ведущих колес выбираем по ГОСТ 4754—64 автомобильные шины 6,50—16 высокой проходимости (в тракторном

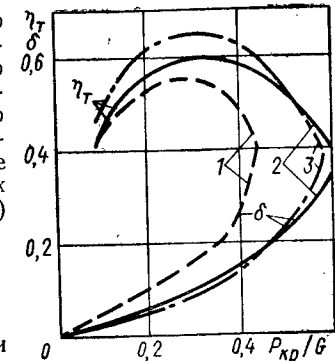


Рис. 1.16. Потенциальные тяговые характеристики колесных тракторов:

1 — 4×2; 2 — 4×4 с передними колесами уменьшенного диаметра; 3 — 4×4 с колесами одинакового диаметра

сортаменте подходящих шин нет) грузоподъемностью 390 кгс ($G_{1\text{пред}} = 780$ кгс) при внутреннем давлении 1,5 кгс/см², $D_1 = 758$ мм = 0,66 D_2 , $r_1 = \frac{D_1}{2} = 0,14 \cdot 172 = 357$ мм.

3. Определяем оптимальную статическую весовую нагрузку на передний мост: по формуле (1.7)

$$G_1 = \frac{G_{1\text{пред}}}{G_{1\text{пред}} + \left(0,8G_{2\text{пред}} - P_H \frac{h_{\text{кр}}}{L}\right)} G_p =$$

$$= \frac{780}{2 \cdot 780 + \left(0,8 \cdot 1220 - 600 \frac{40}{172}\right)} 1540 = 740 \text{ кгс;}$$

по формуле (1.8)

$$G_1 = \frac{0,25 + (0,8\varphi_2 - f) \frac{h_{\text{кр}}}{L}}{0,8\varphi_2 - f} P_H = \frac{0,25 + (0,8 \cdot 0,6 - 0,14) \frac{40}{172}}{0,8 \cdot 0,6 - 0,14} 600 =$$

$$= 580 \text{ кгс;}$$

принимая для мягкой почвы $\varphi_2 = 0,6$ и $f = 0,14$.

Среднее значение $G_1 = \frac{740 + 580}{2} = 660$ кгс, что соответствует отношению $\frac{G_1}{G} = \frac{660}{1540} = 0,43$.

4. Определяем критическое значение буксования задних колес, при котором передние колеса начинают развивать положительную силу тяги, из условия исключения перегрузки передних колес на повороте для колес $B = 120$ см:

$$\delta'_3 = 1 - \frac{L^2 - 0,5B^2}{L^2 - 0,375B^2} = \left(1 - \frac{172^2 - 0,5 \cdot 120^2}{172^2 - 0,375 \cdot 120^2}\right) 100 \approx 7,5\%.$$

5. Принимаем буксование задних колес при включении обгонной муфты $\delta_3 = \delta'_3$ и находим передаточное число постоянной передачи от вторичного вала коробки передач к переднему мосту $u_{п1}$, имея передаточное число к заднему мосту $u_{п2} = 26,1$:

$$u_{п1} = u_{п2} \frac{r_1}{r_2 (1 - \delta_3)} = 26,1 \frac{357}{550 (1 - 0,075)} = 18,3.$$

6. Подсчитываем распределение веса на передние $G_{1\text{сц}}$ и задние $G_{2\text{сц}}$ колеса для интервалов изменения тягового усилия $P_{\text{кр}2} = 50 \div 100$ кгс, имея полный сцепной вес $G = G_p + G_{\text{вод}} = 1540 + 70 = 1610$ кг ($G_{\text{вод}}$ — вес водителя), нагрузки на ось в статическом состоянии $G_1 = 660$ кгс и $G_2 = 950$ кгс, сопротивление самопередвижению $P_f = 0,14 \cdot 1610 = 225$ кгс:

$$G_{1\text{сц}} = G_1 - (P_{\text{кр}} + P_f) \frac{h_{\text{кр}}}{L}; \quad G_{2\text{сц}} = G_2 + (P_{\text{кр}} + P_f) \frac{h_{\text{кр}}}{L}.$$

Определяем величины $\Phi_{\text{кр}1} = P_{\text{кр}1}/G_{1\text{сц}}$; $\Phi_{\text{кр}2} = P_{\text{кр}2}/G_{2\text{сц}}$.

7. Строим кривые буксования передних δ_1 и задних δ_2 колес (рис. 1.17) по формуле (1.5) для мягкой почвы со средней твердостью $\sigma = 4$ кгс/см², приняв давление на почву двигателя $q_{\text{ср}} = P_H$ — давление воздуха в шинах и $\lambda = 1$:

для передних колес

$$\delta_1 = 0,25 \sqrt[3]{\frac{1,5}{4}} 0,14 + 0,25 \sqrt[3]{\frac{1,5}{4}} \Phi_{\text{кр}1} + 2,5 \sqrt[3]{\frac{1,5}{4}} \Phi_{\text{кр}1}^4;$$

для задних колес

$$\delta_2 = 0,25 \sqrt[3]{\frac{1}{4}} 0,14 + 0,25 \sqrt[3]{\frac{1}{4}} \Phi_{\text{кр}2} + 2,5 \sqrt[3]{\frac{1}{4}} \Phi_{\text{кр}2}^4.$$

На кривой буксования δ'_2 откладываем величину $\delta'_3 = 0,075$ и находим силу $P'_{\text{кр}2} = 300$ кгс при которой включается передний мост.

8. Задаваясь различными значениями $P_{\text{кр}2} > P'_{\text{кр}2}$, находим по кривой буксования соответствующие значения δ'_2 и

вычисляем $\eta'_{\delta 2} = 1 - \delta'_2$. Из условия равенства действительных скоростей передних $v_{т1} \eta_{\delta 1}$ и задних $v_{т2} \eta_{\delta 2}$ колес и зная, что $v_{т1} = v_{т2} (1 - \delta'_3)$, определяем буксование передних колес $\delta_1 = 1 - \frac{\eta_{\delta 2}}{1 - \delta'_3}$. По кривой

δ_1 находим соответствующие значения $P_{\text{кр}1}$. Вычисляем суммарное тяговое усилие $P_{\text{кр}} = P_{\text{кр}2} + P_{\text{кр}1}$, которому соответствует буксование задних колес $\delta_2 = \delta'_2$ (при работе переднего моста), и наносим значения δ_2 на рис. 1.17.

9. Подсчитываем для различных значений $P_{\text{кр}}$ силы сопротивления качению $P_{f1} = i_1 G_{1\text{сц}}$, $P_{f2} = i_2 G_{2\text{сц}}$, приняв $i_1 = i_2 = 0,14$.

10. Определяем крутящий момент двигателя для суммарного усилия $P_{\text{кр}}$:

$$M_{\text{д}} = \left[\frac{(P_{\text{кр}1} + P_{f1}) r_1}{u_{п1} \eta_{п1}} + \frac{(P_{\text{кр}2} + P_{f2}) r_2}{u_{п2} \eta_{п2}} \right] \frac{1}{u_{\text{к}} \eta_{\text{к}}},$$

где $\eta_{п1} = \eta_{\text{цил}} \eta_{\text{кон}} = 0,98^3 \cdot 0,97 = 0,91$; $\eta_{п2} = \eta_{\text{цил}} \eta_{\text{кон}} = 0,98 \cdot 0,97 = 0,95$ (здесь $\eta_{\text{цил}}$, $\eta_{\text{кон}}$ — к. п. д. цилиндрической и конической пары шестерен, n — число пар шестерен); $\eta_{\text{к}} = \eta_{\text{цил}}^2 = 0,98^2 = 0,96$ (изменение к. п. д. с изменением нагрузки не учитываем), передаточные числа коробки передач $u_{\text{к}1} = 2,8$; $u_{\text{к}2} = 2,34$; $u_{\text{к}3} = 1,9$ и т. д.

Для $P_{\text{кр}} < P'_{\text{кр}2}$ крутящий момент

$$M_{\text{д}} = \frac{(P_{\text{кр}} + P_{f2} + P_{f1}) r_2}{u_{п2} \eta_{п2} u_{\text{к}} \eta_{\text{к}}}.$$

11. Подсчитываем действительные скорости движения для всех передач: $v = 0,377 \frac{r_2}{u_{п2} u_{\text{к}}} \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{к}}} (1 - \delta_2)$, находя $n_{\text{д}}$ по регуляторной характеристике двигателя для соответствующего момента $M_{\text{д}}$ (частота вращения на холостом ходу 1720 об/мин) и строим кривые $v = \Phi(P_{\text{кр}})$.

12. Определяем тяговые мощности, развиваемые передними $N_{\text{кр}1}$ и задними $N_{\text{кр}2}$ колесами, и суммарную $N_{\text{кр}}$:

$$N_{\text{кр}1} = \frac{P_{\text{кр}1} v}{270}; \quad N_{\text{кр}2} = \frac{P_{\text{кр}2} v}{270}; \quad N_{\text{кр}} = N_{\text{кр}1} + N_{\text{кр}2}.$$

На рис. 1.17 показано построение характеристик для двух передач: I и II.

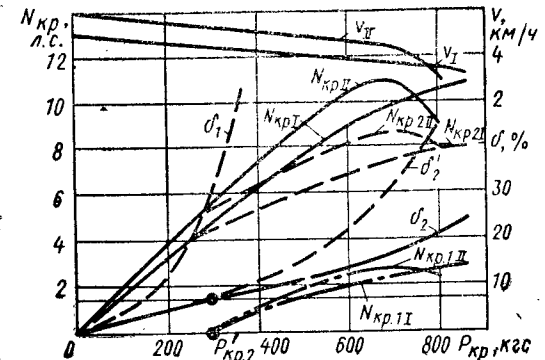


Рис. 1.17. Расчетная тяговая характеристика универсального трактора 4×4 класса 0,6 тс: нижняя горизонтальная — ограничительная линия предельного буксования задних колес, при котором включается в работу передний мост

2.1. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Машинно-тракторные агрегаты по видам взаимосвязи с трактором классифицируют следующим образом.

1. По характеру использования энергии МТА делят на тяговые, тягово-приводные и приводные (применяются редко из-за нерентабельности). Тяговые агрегаты используют тяговое усилие трактора для перемещения рабочей машины и работы ее органов. При буксировке транспортных прицепов тяговый агрегат называется транспортным. Тягово-приводной агрегат использует тяговое усилие трактора только для перемещения рабочей машины, ее рабочие органы получают энергию через ВОМ.

2. По способу соединения с трактором различают прицепные (одинарные и составные), навесные, полунавесные и монтируемые МТА.

3. По расположению рабочих машин относительно продольной оси трактора МТА делят на симметричные и асимметричные.

При расчетной проверке агрегируемости трактора составляют перечень типичных операций с несколькими вариантами рабочих машин и орудий; проверяют соответствие мест креплений монтируемых орудий и сопряжения точек отбора мощности (для сложных агрегатов вычерчивают схемы навески [10]); составляют энергетическую характеристику агрегатов; устанавливают оптимальные режимы работы; строят кинематическую характеристику агрегатов и определяют их маневренность; определяют основные эксплуатационные показатели.

2.2. СОСТАВЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ МТА

При расчете энергетической характеристики МТА определяют тяговые сопротивления орудий и машин, расчетные рабочие скорости и мощность, отбираемую через ВОМ.

Для тягового агрегата сопротивление находят по формуле

$$R_T = R_{пВр} + R_{сц} + (Q + Q_{сц}) \sin \alpha + R_{ф},$$

где $R_{п}$ — приведенное к рабочей скорости v (км/ч) сопротивление машины-орудия, кгс/м; V_p — рабочая ширина захвата, м; $V_p = V_{ор} z_{ор} \beta_3$ (здесь $V_{ор}$, $z_{ор}$ — ширина захвата и число орудий в сцепке; β_3 — коэффициент использования ширины захвата, при расчете принимаем $\beta_3 = 1$); $R_{сц}$ — сопротивление перекатыванию сцепки, кгс (табл. 2.1); $R_{сц} = f_{сц} Q_{сц}$ (здесь $f_{сц}$ — коэффициент сопротивления качению сцепки, $Q_{сц}$ — вес сцепки, кгс); Q — вес орудия, кгс; α — угол подъема (табл. 2.2); $R_{ф}$ — увеличение сопротивления самопередвижению трактора по сравнению с сопротивлением на горизонтальном участке на стерне, кгс: $R_{ф} = (\sin \alpha + f_p - f_0) G$ [здесь f_p , f_0 — коэффициенты

2.1. Основные данные сцепок

| Сцепка | Класс трактора, тс | Ширина, м | | Масса сцепки $Q_{сц}$, кг | Сопротивление $R_{сц}$, кгс | |
|--|--------------------|-----------|----------|----------------------------|------------------------------|-------------------|
| | | сцепки | агрегата | | на стерне | на поле под посев |
| Прицепная: С-18А | 4; 5; 6 | 8,2 | 21 | 980 | 120—140 | 160—200 |
| | | | | | С-11У | 1,4; 2; 3 |
| Прицепная, гидрофицированная: СП-16 | 3; 4; 5 | — | 16 | 1425 | 120—180 | 220—300 |
| | | | | | СП-11 | 1,4; 2; 3 |
| Полунавесная эшелонирующая СН-75 | 3; 4 | — | 12 | 1200 | 100—150 | 200—280 |

2.2. Вероятные величины подъемов (%)

| Местность | Максимальный подъем на дороге | | | | Подъем на обрабатываемом поле | |
|---------------------|-------------------------------|------------|-----------|---------|-------------------------------|------------|
| | одетой | грейдерной | грунтовой | полевой | средний | наибольший |
| Равнинная | 4 | 5—6 | 7 | 8 | 0,5 | 3 |
| Холмистая | 5 | 6—7 | 8 | 10 | 1 | 6 |
| Гористая | 7 | 7—8 | 8—10 | 12 | 2 | 8 |

сопротивления качению трактора по данной почве и по стерне, G — эксплуатационный вес трактора, кгс].

Сопротивление $R_{п}$ вычисляют по формуле

$$R_{п} = R_1 [1 + \epsilon (v^2 - v_3^2)],$$

или при небольшом перепаде скоростей

$$R_{п} = R_1 [1 + \epsilon_1 (v - v_3)],$$

где R_1 — удельное сопротивление (кгс/м) машины-орудия при эталонной скорости $v_3 = 4 \div 5$ км/ч (табл. 2.3); для плуга $R_1 = 100 k_{уд} h_{об}$ (здесь $k_{уд}$ — удельное сопротивление почвы (кгс/см²), равное для почв легких 0,2—0,4; средних 0,5—0,7; тяжелых 0,8—1,1; $h_{об}$ — глубина обработки, см); ϵ , ϵ_1 — коэффициенты увеличения тягового сопротивления при увеличении скорости:

| Операция | Пашота | Культивация | Боронование | Посев |
|------------------------|--------|-------------|-------------|-------------|
| ϵ | 0,004 | 0,003—0,005 | 0,002—0,003 | 0,001—0,002 |
| ϵ_1 | 0,03 | 0,04 | 0,02 | 0,02 |

Для транспортного агрегата наиболее выгодно использовать одноосные полунавесные тележки, поскольку часть веса груза передается на трактор, улучшая его сцепные свойства и снижая общее сопротивление движению агрегата. Тяговое сопротивление поезда равно

$$R_T = (f_{пp} + \sin \alpha) (Q_{пp} - \Delta Q) + (\sin \alpha + f_p - f_0) (G + \Delta Q),$$

2.3. Тяговые показатели машин-орудий общего назначения

| Вид работы | Машина-орудие | Вес машины-орудия на 1 м захвата, кгс/м | | Глубина обработки $h_{об}$, см | Сопротивление на 1 м захвата R_1 , кгс/м | |
|-----------------------------|-----------------------|---|----------------------|---------------------------------|--|----------------|
| | | прицепной | навесной | | | |
| Пахота: | Плуг | легких почв | 300—400 | 20—22 | 500—900 | |
| | | средних почв | 400—500 | 20—22 | 800—1500 | |
| | | то же | 400—500 | 27—30 | 1100—2100 | |
| | | тяжелых почв | 500—650 | 20—22 | 1400—2400 | |
| | | то же | 900 | 27—30 | 1900—3200 | |
| | Безотвальное рылление | Плуг для безотвальной пахоты | Глубокая культивация | 500—600 | 30—40 | 1400—2600 |
| | | | Лучение | 180—200 | 20—30 | 600—1200 |
| | | | Боронование | 210—220 | 8—12 | 140—260 |
| | | | Дискование | 20—35 50—80 | 4—6 6—8 | 40—60 50—70 |
| | | | Культивация: | 200—240 | 6—10 | 100—220 |
| Посев с внесением удобрений | Культиватор лапчатый | сплошная | 160—200 | 8—12 | 140—250 | |
| | | междурядий | 100—120 | 6—10 | 160—260 | |
| | | Посев | 180—220 | 8—12 | 80—140 | |
| | | Посев с внесением удобрений | 200—230 ** | — | 150—240 | |
| | | Посев с внесением удобрений | 280—330 ** | — | 180—260 | |

Примечание. Дополнительно следует учитывать * вес удобрений (примерно 80 кгс/м); ** вес семян (примерно 80 кгс/м) для навесных и 100 кгс/м для прицепных сеялок.

где $f_{пр}$ — коэффициент сопротивления качению тележки; $Q_{пр}$ — вес тележки (табл. 2.4); ΔQ — доля веса, передаваемого дышлом тележки: для тракторов класса 0,6 тс $\Delta Q = 500$ кгс; 1,4 тс — $\Delta Q = 1200$ кгс; 3 тс — $\Delta Q = 2000$ кгс.

2.4. Основные данные тракторных прицепов (тележек)

| Прицеп | Трактор класса, тс | Вес, кгс | | Ширина колеи $B_{п}$, м | Наибольшая скорость $v_{шах}$, км/ч |
|-------------------------|------------------------|-------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------------------|
| | | собственный Q_0 | с полным грузом $Q_{пр}$ | | |
| Полунавесной одноосный: | 1ПТС-2 | 750 | 2 750 | 1,52 | 25 |
| | 1ПТС-4 | 1500 | 5 500 | 1,6 | 30 |
| | Полунавесной двухосный | 3; 5 | 4400 | 13 400 | 1,8 |
| Двухосный: | 1ПТС-9 | 1600 | 5 600 | 1,6 | 30 |
| | 2ПТС-4 | 1900 | 7 900 | 1,6 | 30 |
| | 2ПТС-6 | 6000 | 18 000 | 2,0 | 35 |
| Трехосный | 3ПТС-12 | | | | |

Увеличение нагрузки на ведущую ось колесного трактора при агрегатировании с полунавесной тележкой

$$\Delta G = \left(1 + \frac{l_{кр}}{L}\right) \Delta Q,$$

где $l_{кр}$, L — вылет точки прицепа и база трактора.

Для тягово-приводного агрегата, параллельно с мощностью, затрачиваемой на поступательное движение агрегата, от двигателя отбирается мощность на привод рабочей машины [14]:

$$N_{о.м} = \frac{N_{маш}}{\eta_{о.м}},$$

где $N_{маш}$ — мощность, потребляемая машиной, л. с.; $N_{маш} \approx N_{э.маш} [1 + \xi (v^2 - 16)]$ (здесь $N_{э.маш}$ — мощность, потребляемая машиной при эталонной скорости 4 км/ч (табл. 2.5); ξ — коэффициент увеличения мощности, для большинства уборочных машин $\xi = 0,008$); $\eta_{о.м}$ — к. п. д. передачи от двигателя к машине: $\eta_{о.м} = \eta_{ред} \eta_{кв} \eta_{пр}$ (здесь $\eta_{ред}$, $\eta_{кв}$, $\eta_{пр}$ — к. п. д. редуктора, карданного вала, привода машины).

Энергетическую характеристику рассчитывают двумя методами:

а) сначала определяют условную потерю тягового усилия в результате отбора мощности двигателя

$$P_{о.м} = \frac{270N_{о.м}}{v},$$

а затем находят условное суммарное тяговое сопротивление

$$R_{\Sigma} = P_{о.м} + R_{п} B_{р} \text{ или } R_{\Sigma} = P_{о.м} + f_{пр} Q;$$

б) определяют остающуюся для получения касательной силы тяги мощность двигателя

$$N_{ст} = N_{н} - N_{о.м}$$

и строит по ней тяговую характеристику для передач, которые могут быть использованы при работе с машиной.

2.5. Основные данные уборочных машин с приводом от ВОМ

| Машина | Трактор класса, тс | Ширина захвата, м | Масса, кг | Мощность привода, л. с. | Рабочая скорость, км/ч |
|--|--------------------|-------------------|-----------|-------------------------|------------------------|
| Комбайн: | | | | | |
| силосоуборочный: | | | | | |
| КС-1,8 | 1,4 | 1,8 | 2200 | 25—35 | До 10 |
| КС-2,6А | 1,4; 3 | 2,6 | 2900 | 30—45 | До 10 |
| кукурузоуборочный «Херсон-7» | 1,4; 3 | 1,4 | 2100 | 30—40 | — |
| картофелеуборочный ККУ-2 | 1,4; 3 | 1,4 | 4400 | 25—30 | 2,8—5 |
| свеклоуборочный: | | | | | |
| КСТ-3 | 2; 3 | 1,35 | 3100 | — | 5—7 |
| КСТ-2 | 1,4; 2 | 0,9 | 2300 | — | 4—8 |
| СКД-2 | 1,4; 3 | 0,9 | 2380 | — | 5—8 |
| льноуборочный ЛКВ-4 | 1,4; 2 | 1,5 | 1900 | 25 | До 6 |
| зерновой безмоторный ПБК-5 | 3; 5 | 5,6 | 6400 | 70—90 | До 5 |
| Льнотеребилка навесная фронтальная ТЛН-1,5 | 0,6; 0,9 | 1,5 | 260 | — | 5—7 |
| Косилка навесная КС-2,1 | 0,6 | 2,1 | 120 | 4—6 | До 12 |
| Жатка рядковая ЖРС-4,9 | 1,4 | 4,9 | 480 | 8—12 | До 12 |

2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ МТА

Режим работы МТА характеризуется рабочей передачей, а следовательно и рабочей скоростью v и коэффициентом загрузки двигателя k_z .

Рабочие скорости ограничиваются в основном подготовленностью полей, качеством рабочих органов машины. В настоящее время доказана возможность выполнения ряда операций на скоростях 8—12 км/ч и намечены пути достижения скоростей 9—15 км/ч.

Возможный коэффициент загрузки двигателя ограничивается колебаниями тягового сопротивления машин и орудий и сопротивления самопередвижению трактора и возможностью трогания с места МТА.

Колебания сопротивления движению МТА вызваны изменяющимся по пути S сопротивлением $R_n(S)$ и профилем $z_n(S)$ поля, скоростью движения $v(S)$.

Периодические колебания (рис. 2.1, а) можно разложить на пять различающихся по частоте составляющих [2]. Из них основными являются две: первая — низкочастотная (макроколебания) с периодом $T_H = 2\pi/\omega_c = 8 \div 15$ с (ω_c — частота колебания) соответствует колебанию среднего значения силы сопротивления R_H и вторая — среднечастотная (мезоколебания) с периодом $T_B = 0,3 \div 3$ с. Колебания нагрузки характеризуют степень неравномерности тягового сопротивления [6]

$$\delta_c = \frac{R_{T \max} - R_{T \min}}{R_T} = 2 \frac{R_{T \max} - R_{T \min}}{R_{T \max} + R_{T \min}}$$

Результирующая от сложения первой и второй составляющей колебания тягового сопротивления представляет собой случайную величину, укладываемуюся при большом числе выборок N в кривую нормального распределения. Поэтому пользоваться крайними значениями силы, практически не встречающимися, для определения δ_c нельзя. Для получения более стабильного показателя д-р техн. наук А. А. Юшин предложил пользоваться коэффициентом неравномерности

$$K_H = \frac{2\sigma_K}{R_T}$$

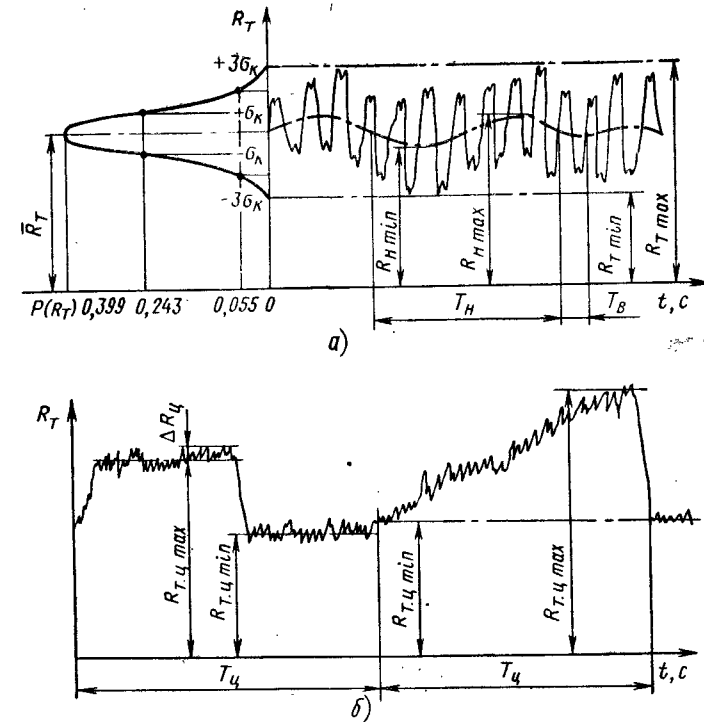


Рис. 2.1. Колебания тягового сопротивления орудия:
а — периодические; б — циклические

где σ_K — среднеквадратичное отклонение (стандарт):

$$\sigma_K = \sqrt{\frac{\sum_1^N (R_T - \bar{R}_T)^2}{N}} \approx \frac{R_{T \max} - R_{T \min}}{6} \approx \Delta R_T$$

Кроме периодического колебания нагрузки встречается эпизодическое (циклическое) изменение сопротивления $R_{T,ц}$ (рис. 2.1, б) при движении на подъем (под уклон) или при работе с машинами, имеющими переменную массу (накопление продукта в бункере, высев семян, удобрений). Оно характеризуется периодом цикла $T_ц = 40 \div 400$ с и степенью возможной перегрузки [6]

$$v_{ц} = \frac{R_{T,ц \max}}{R_{T,ц \min}}$$

Значения K_H и $v_{ц}$ для типичных операций приведены в табл. 2.6.

Неравномерность момента сопротивления вызывает колебания частоты вращения вала двигателя

$$\Delta\omega_D = \frac{M_c \delta_c}{4\pi J_{\Sigma}} T_K = \frac{\delta_c \omega_D}{4\pi} \frac{T_K}{t_{выб}}$$

2.6. Колебания тягового сопротивления орудий

| Операция | Орудие | Скорость, км/ч | Коэффициент | |
|----------------------------|--|----------------|-----------------------|----------------------------|
| | | | неравномерности K_n | возможной перегрузки v_c |
| Пахота | Плуг: двух-трехкорпусный | 5 | 0,64 | 1,3—1,35 |
| | | 8 | 0,80 | — |
| Культивация | двухкорпусный четырёх-пятикорпусный | 5 | 0,17 | 1,1—1,2 |
| | | 7 | 0,26 | — |
| Культивация междурядий | 1 КП-4 2 КП-4 | 8 | 0,28 | — |
| | | 8 | 0,42 | 1,1—1,2 |
| Лущение стерни | 2 КП-4 КРН-4,2 | 7 | 0,21 | — |
| | | 8 | 0,30 | — |
| Боронование | 1 ЛД-10 2 ЛД-10 | 8 | 0,45 | 1,05—1,1 |
| | | 8 | 0,7 | 1,1—1,2 |
| Посев: | (16—18) БЗТУ-1 (16—18) БЗТУ-1 | 5 | 0,27 | — |
| | | 8,5 | 0,33 | — |
| Уборка сахарной свеклы: | 16—18 БЗТУ-1 16—18 БЗТУ-1 | 8 | 0,4 | 1,05 |
| | | 8 | 0,5 | — |
| Посев: | 16—18 БЗТУ-1 16—18 БЗТУ-1 | 11 | 0,64 | — |
| | | 8,5 | 0,3 | 1,1—1,3 |
| Буксирование комбайна | 2СТСН-6А Комбайн СКД-3 | 8 | 0,24 | — |
| | | 8 | — | — |
| вращение механизмов от ВОМ | — | — | 0,4—0,7 | 1,3 |
| | | — | 0,45—0,9 | — |

и появление сил инерции. Формулы для расчета параметров неравномерного движения приведены в табл. 2.7.

2.7. Формулы для расчета параметров неравномерного движения

| Параметр | Формула |
|--|--|
| Момент инерции, кгс·м·с ² : | |
| полный, приведенный к валу двигателя | $J_{\Sigma} = J_d + J_c$ |
| вращающихся масс двигателя | $J_d = (1,1 + 1,3) J_M$ |
| маховка | $J_M = \frac{G_M}{16g} (D_{Mнар} + D_{Mвн})^2$ |
| агрегата | $J_c = J_a + J_k$ |
| поступательно движущихся масс | $J_a = m_a \frac{r_k^2 \eta_{\delta}^2}{u^2 \eta_{M.Г}} = m_a \frac{v_x^2 \eta_{\delta}^2}{\omega_n^2 \eta_{M.Г}}$ |

Продолжение табл. 2.7

| Параметр | Формула |
|--|---|
| приведенный, вращающихся масс трактора | $J_k = \frac{1}{u^2 \eta_{M.Г}} (\sum J_x u_x^2 \eta_x + \sum J_{xч}) \approx \frac{1}{u^2 \eta_{M.Г}} \sum J_{xч}$ |
| суммарный, вращающихся деталей двигателя: | |
| колесного | $\sum J_{xч} = z_k \frac{G_k}{g} r_{k.c}^2 + z_n \frac{G_n}{g} r_{n.c}^2$ |
| гусеничного | $\sum J_{xч} = \frac{1}{4g} (8G_r r_k^2 + G_n D_n^2 + z_{o.k} G_{o.k} D_{o.k}^2)$ |
| Поступательно движущаяся масса агрегата, кг | $m_a = \frac{G}{g} (1 + \frac{Q}{G})$ |
| Коэффициент учета вращающихся масс трактора | $\delta_{вр} = 1 + \frac{g}{G r_k^2} (\sum J_x u_x^2 \eta_x + \sum J_{x.ч})$ |
| Сила инерции (+ J_d при включенном сцеплении, $-J_d$ при включении сцепления), кгс | $P_j = m_a \frac{dv}{dt} + \sum J_{x.ч} \frac{d\omega_k}{dt} \pm J_d \frac{d\omega_d}{dt}$ |
| Время (с) выбега трактора при двигателе: | |
| остановленном | $t_{выб} = \frac{J_{\Sigma} \omega_d}{M_c}$ |
| отключенном | $t_{выб} = \frac{(m_a + \sum J_{x.ч} / r_k^2) v}{(fg + R_T) r_k}$ |
| Момент сопротивления движению агрегата: | |
| средний (приведенный), кгс·м | $M_c = (R_T + fg) \frac{r_k}{u \eta_{M.Г}} = k_3 M_H$ |
| степень неравномерности | $\delta_c = 2 \Delta M_c / M_c$ |
| амплитуда колебания | $\Delta M_c \leq \sigma_k \frac{r_k}{u} \eta_{M.Г}$ |

Примечания: 1. $\sum J_x u_x^2 \eta_x$ — следует учитывать при включении ВОМ, соединенного с машинами, имеющими тяжелые вращающиеся массы.
2. $G_k, G_n, G_r, G_{o.k}$ — веса одного ведущего колеса, направляющего колеса, гусеницы, опорного катка; $r_{k.c}, r_{n.c}$ — радиусы центра тяжести поперечного сечения шины равные 0,5 (b + d); $D_n, D_{o.k}$ — диаметры направляющего колеса, опорного катка; z_k, z_n — числа ведущих и направляющих колес; $z_{o.k}$ — число опорных катков с одной стороны; J_x, u_x, η_x — момент инерции, передаточное число и к. п. д. передачи x-й детали.

Время выбега сельскохозяйственных тракторных агрегатов $t_{\text{выб}} = 1,5 \div 3$ с. Поэтому при колебаниях с $T_k < 0,3$ с и $\delta_c = 0,2 \div 0,4$ относительные колебания частоты вращения $\Delta\omega_d/\omega_d$ составляют 0,1—0,8%, т. е. меньше степени нечувствительности регулятора: двигатель не будет на них реагировать. При $T_k > 0,3 \div 0,5$ с колебания изменяют нагрузку двигателя. Это может привести, в случае периодического выхода на корректорную ветвь, к снижению рабочей частоты вращения ω_p и степени использования мощности двигателя

$$N_H = k_p N_e,$$

где k_p — коэффициент снижения скорости: $k_p = n_\phi/n_H$ (здесь n_ϕ — средняя фактическая частота вращения вала двигателя, соответствующая M_c :

$$n_\phi = n_H - 0,5 (\Delta n_{кр} - \Delta n_p),$$

где $\Delta n_{кр}$ — изменение частоты вращения на корректорной ветви: $\Delta n_{кр} = n_H \frac{1 - a_{об}}{k_M - 1} \left(\frac{M_c - \Delta M_c}{M_H} - 1 \right)$; Δn_p — изменение частоты вращения на регуляторной ветви: $\Delta n_p = n_H \delta_p \left(1 - \frac{M_c - \Delta M_c}{M_H} \right)$ (здесь $a_{об}$ и δ_p — коэффициенты снижения частоты вращения на корректорной ветви и степени неравномерности регулятора).

Чтобы обеспечить устойчивую работу при колебательном характере нагрузки тракторов с шестеренчатыми трансмиссиями и поршневыми двигателями внутреннего сгорания применяют снижение загрузки двигателя и маеврирование скоростями.

Допустимый коэффициент загрузки двигателя по крутящему моменту при коэффициенте приспособляемости k_M равен

$$k_3 = 0,98 k_M - 0,5 K_H,$$

или

$$k_3 = 0,98 k_M - 0,5 K_H + 1 - v_{ц},$$

если эпизодическое повышение сопротивления будет преодолеваться переходом на низшую передачу с уменьшением коэффициента загрузки.

Трогание с места и разгон МТА может потребовать снижения загрузки двигателя для создания запаса мощности, необходимого чтобы преодолеть силы инерции. Все тракторные агрегаты по разгонным характеристикам можно разделить на сельскохозяйственные и транспортные, допускающие поэтапный разгон.

Трогание с места путем включения сцепления (или затяжки тормоза планетарного механизма) можно разделить на два периода:

1. Трогание с места, когда муфта сцепления (тормоз) буксует и угловая скорость двигателя снижается. Период заканчивается с окончанием буксования и выравниванием угловых скоростей вала двигателя ω_d и вала сцепления ω_c . Возможность трогания с места определяется условием [6]

$$\omega_1 \geq \omega_d \min \text{ доп.},$$

где ω_1 — угловая скорость двигателя при окончании буксования муфты; $\omega_d \min \text{ доп.}$ — минимальная угловая скорость двигателя при устойчивой работе: $\omega_d \min \text{ доп.} \approx (a_{об} - 0,15) \omega_H$.

2. Разгон, когда угловая скорость двигателя увеличивается от ω_1 до рабочей ω_p , соответствующей скорости v_p поступательного движения агрегата при работе. Период характеризуется временем разгона t_2 (обычно вычисляют время t'_2 разгона до номинальной частоты n_H вращения вала двигателя).

Разгоняемый тракторный агрегат представляют схематически в виде двухмассовой одnofрикционной динамической модели (рис. 2.2, а), когда сцепление с почвой движителей достаточно, $M_{к.т} \leq M_{фТ}$, и трехмассовой двухфрикционной

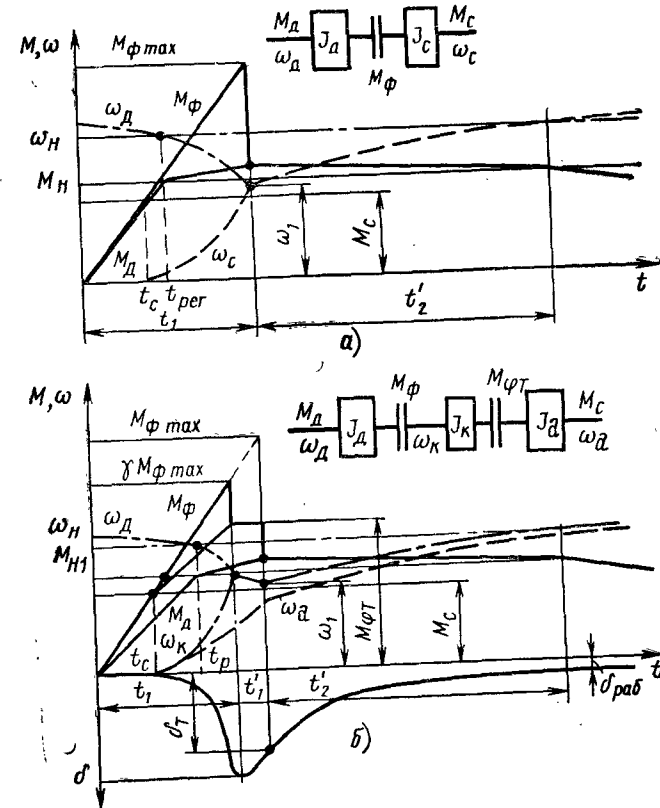


Рис. 2.2. Диаграммы трогания с места и разгона МТА: а — при $M_{к.т} < M_{фТ}$ (одnofрикционная модель); б — при $M_{к.т} > M_{фТ}$ (двухфрикционная модель)

модели (рис. 2.2, б), когда сцепление с почвой движителей ограничено, $M_{к.т} > M_{фТ}$.

Максимальный ведущий момент при трогании с места

$$M_{к.т} = \left(\beta M_H - J_k \frac{d\omega_k}{dt} \right) \eta_{\text{М}},$$

где $\beta = M_\phi/M_H$ — запас сцепления муфты (здесь M_ϕ — момент трения муфты сцепления).

Момент сцепления с почвой при трогании с места

$$M_{фТ} = \phi_T \lambda_T G r_k,$$

где ϕ_T — коэффициент сцепления с почвой при трогании с места; λ_T — коэффициент нагрузки движителей (для гусеничного трактора и колесных тракторов $4 \times 4 \lambda_T = 1$; при трогании с места колесного трактора 4×2 с большой нагрузкой $\lambda_T = \lambda_{ст} + \frac{1,5 M_H \eta_{\text{М}}}{L G} \leq 1$).

Момент от сил инерции движителя приближенно можно найти, приняв

$$\frac{d\omega_k}{dt} = \frac{\omega_1}{\left(1 - \frac{k_3}{\beta}\right) t_1} \approx \frac{a_{об}\omega_n}{\left(1 - \frac{k_3}{\beta}\right) t_m}$$

где t_m — время включения муфты сцепления.

Формулы для вычисления основных параметров диаграммы разгона приведены в табл. 2.8.

2.8. Формулы для расчета трогания с места и разгона МТА

| Параметр | Формула |
|--|---|
| Приведенный момент сцепления с почвой | $M_{\phi\pi} = \frac{M_{\phi\tau}}{u\eta_{м.г}} = \beta_{\phi} M_H$ |
| Коэффициент потерь от буксования при разгоне (для расчета) . . . | $\eta_{\delta\tau} = 1 - \delta_{раб} \left(1 + \frac{G+Q}{gP_{кр}} \frac{v}{t_m}\right)^2$ |
| Время, с: начала вращения вала сцепления | $t_c = \frac{k_3}{\beta} t_m$ |
| перехода двигателя на корректорную ветвь | $t_p = \frac{t_m}{\beta} + T_p \quad (T_p \approx 0,005 + 0,01c)$ |
| буксования сцепления при однофрикционной модели | $t_1 = \frac{J_D \omega_{д.х} + t_m}{M_H} \left[(\beta^2 - k_3^2) + \frac{J_D}{J_c} (\beta^2 - k_3^3) \right] \frac{1}{(\beta - k_m) + \frac{J_D}{J_c} (\beta - k_3)}$ |
| то же, если $t_1 = t_m$ (рис. 2.2, а) | $t_{01} = \frac{2\beta J_D \omega_{д.х}}{M_H \left[(\beta - k_m)^2 + \frac{J_D}{J_c} (\beta - k_3)^2 \right]}$ |
| второго периода разгона на корректорной ветви | $t_2' \approx 2 \frac{(J_D + J_c)}{M_H (k_m + 1 - 2k_3)} (\omega_n - \omega_1)$ |
| разгона на регуляторной ветви до $\omega_{усл} = 0,96\omega_{раб}$ (e_p — степень неравномерности регулятора) | $t_2'' = \frac{(J_D + J_c) e_p \omega_n}{M_H} \ln \frac{e_p (1 - k_3)}{0,04 [1 + e_p (1 - k_3)]}$ |
| Минимальная угловая скорость вала двигателя | $\omega_{д\ min} = \omega_1 = \frac{\omega_{д.х} - \frac{M_H k_3}{2J_D \beta} (\gamma\beta - k_m)}{1 + \frac{(\gamma\beta - k_m)}{(\gamma\beta - k_3)} A}$ |
| Коэффициент γ использования запаса муфты сцепления | $\frac{M_{\phi\pi}}{\beta M_H} \geq \gamma \leq \frac{k_3}{\beta} + \frac{J_c u}{\beta M_H r_k} \frac{dv}{dt}$ |
| Коэффициент A при: $\gamma \geq 1$ (принимают $\gamma = 1$) | $A = (J_a + J_k) / J_d$ |
| $\gamma < 1$ | $A = J_a / (J_d + J_k)$ |
| Допустимый коэффициент загрузки двигателя при трогании | $k_{з.т} = \beta - \sqrt{\frac{\beta (\beta - k_m)}{\left(\frac{\omega_{д.х}}{\omega_{д\ min\ доп}} - 1\right) J_D}}$ |

Продолжение табл. 2.8

| Параметр | Формула |
|---|---|
| Критическая скорость, выше которой трогание невозможно, м/с | $v_{кр} \approx \sqrt{\frac{1 - a_{об}}{9,3 a_{об}}} \frac{J_D n^2 (\beta - k_3)^2}{\beta (\beta - k_m) (\delta_{вп} + Q/G) G}$ |
| Путь разгона до номинальной скорости v_H (м/с), м | $S_{раз} = v_H \left[\frac{(\beta - k_3)}{2\beta} \frac{\omega_1}{\omega_n} t_1 + \frac{(J_D - J_c) (\omega_n^2 - \omega_1^2)}{\omega_n M_H (k_m + 1 - 2k_3)} \right]$ |

Минимальная угловая скорость двигателя $\omega_{д\ min}$, характеризующая первый период, во многом зависит от коэффициента γ использования запаса сцепления муфты. Величина γ ограничивается запасом сцепления движителей с почвой β_{ϕ} на низших и замедленным темпом включения муфты сцепления $t_m = \frac{\beta M_H}{t_m}$ на высших передачах. Темп включения регулируется водителем по интенсивности ускорения агрегата (допустимо $j/g < 0,3$). Вместо определения $\omega_{д\ min}$ можно проверить отсутствие заглохания двигателя по допустимому коэффициенту загрузки при трогании с места и условию $k_{з.т} \geq k_{з.раб}$.

Для транспортного агрегата возможен поэтапный разгон переключением с нижней на высшую передачу за счет движения накатом. Возможность использования наката определяется условием $t_{п.п} \leq 0,5 t_{выб}$ (здесь $t_{п.п}$ — время переключения передачи, обычно 2—5 с). Моменты сопротивления и инерции на нижней передаче (u_n) меньше, чем на высшей (u_v):

$$M_{с.н} = M_{с.в} \frac{u_v}{u_n} \quad \text{и} \quad J_{с.н} = J_{с.в} \left(\frac{u_v}{u_n}\right)^2 = J_{с.в} \left(\frac{v_H}{v_B}\right)^2$$

Скорость $\omega_{д\ min}$ при переключении передач вычисляют по формуле табл. 2.8, подставляя вместо $\omega_{д.х}$ скорость при установившемся вращении вала двигателя $\omega_{д.у}$ и значения $\gamma = 1$, $A = \frac{J_{с.в}}{J_d} \left(1 + \frac{v_H^2}{v_B^2}\right)$. Скорость v_H с учетом замедления за время переключения передач равна

$$v_H = v_{н.уст} - \frac{(R_{т} + fG)g}{\delta_{вп}G + Q} t_{п.п} \text{ м/с,}$$

где $v_{н.уст}$ — скорость при угловой скорости вала двигателя $\omega_{д.у}$.

Для сельскохозяйственного агрегата поэтапный разгон можно производить при наличии увеличителя крутящего момента (УКМ) или коробки передач, переключаемой без выключения главного сцепления. Минимальную угловую скорость $\omega_{д\ min}$ при этом находят, подставив в формулу табл. 2.8 величинный коэффициент запаса муфты УКМ β_u , $\gamma = 1$ и $A = \frac{J_c}{J_d} \left(1 - \frac{1}{u_{ув}^2}\right)$, где $u_{ув}$ —

передаточное число УКМ.

При наличии бесступенчатой передачи или двигателя с высокой приспособляемостью разгон значительно упрощается и резервирования мощности для трогания с места не требуется.

2.4. ПРОВЕРКА ПОВОРОТЛИВОСТИ МТА С КОЛЕСНЫМ ТРАКТОРОМ

Поворотливость оценивается минимальным радиусом поворота (расстоянием от центра поворота до центра заднего моста). Основным способом поворота колесного трактора является отклонение направления движения одной пары колес относительно другой. При этом может отклоняться или одна пара, или обе пары одновременно (рис. 2.3). При двух отклоняемых парах уменьшается радиус поворота, но задние колеса выезжают в сторону, противоположную повороту. Угол отклонения колес α механизмом поворота не совпадает с направлением движения из-за бокового увода шин. Углы бокового увода передних δ_{y1} и задних δ_{y2} шин находят по действующим осевым силам Y из выражения $\delta_y = Y/k_y$. Коэффициент сопротивления боковому уводу шин k_y составляет: для шин 12—38 при вертикальной нагрузке 1200 кгс и внутришинном давлении 1 кгс/см² — 150 кгс/град и для шин 6,5—20 при нагрузке 500 кгс и внутришинном давлении 1,8 кгс/см² — 65 кгс/град при предельных значениях $\delta_y < 4^\circ$.

Статический радиус поворота ρ для колесного трактора:

с одним направляющим колесом (рис. 2.3, а)

$$\rho = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}; \quad (2.1)$$

с двумя направляющими колесами (рис. 2.3, б)

$$\rho = \frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_{\text{ср}} - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2}; \quad (2.2)$$

со всеми отклоняемыми колесами (рис. 2.3, в)

$$\rho = \frac{L}{\sin(\alpha_{\text{ср}1} - \delta_1) + \sin(\alpha_{\text{ср}2} + \delta_2)}; \quad (2.3)$$

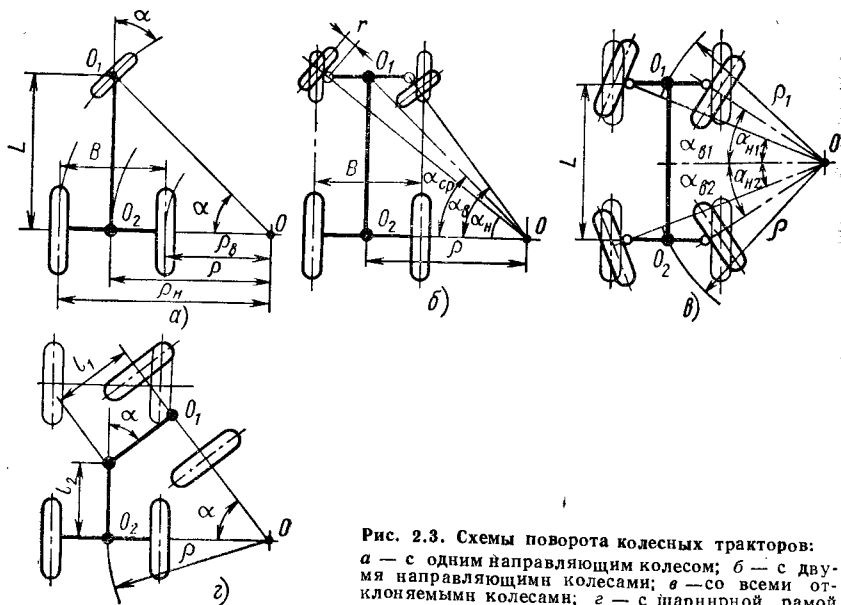


Рис. 2.3. Схемы поворота колесных тракторов: а — с одним направляющим колесом; б — с двумя направляющими колесами; в — со всеми отклоняемыми колесами; г — с шарнирной рамой

с шарнирной рамой (рис. 2.3, г)

$$\rho = \frac{\frac{l_1}{\cos \alpha} + l_2}{\operatorname{tg}(\alpha - \delta_1) - \operatorname{tg} \delta_2}. \quad (2.4)$$

Поворот состоит из трех фаз: вход в поворот; движение по дуге окружности радиусом ρ_{min} (при малом угле поворота фаза отсутствует); выход из поворота. Траектории ведомой O_1 и ведущей O_2 точек трактора с передней направляющей осью строят графоаналитическим методом, предложенным С. М. Григорьевым и И. Е. Кувчинским. Порядок построения следующий:

1. Задаемся временем t вращения рулевого колеса (обычно 2—4 с, для тяжелых тракторов больше). Делим его на z частей. Элемент времени $\Delta t = t/z$.

2. Определяем угловую скорость поворота направляющих колес $\dot{\alpha} = \frac{\pi \alpha_{\text{ср}}}{180t}$ (здесь $\alpha_{\text{ср}} = 0,5(\alpha_n + \alpha_b)$). При повороте в сторону приводного (соединенного с продольной рулевой тягой) колеса $\dot{\alpha}_1 = \dot{\alpha} \frac{\alpha_{\text{ср}}}{\alpha_b}$, в противоположную сторону

$$\dot{\alpha}_2 = \dot{\alpha} \frac{\alpha_{\text{ср}}}{\alpha_n}.$$

Средняя скорость у существующих тракторов $\dot{\alpha} = 0,1 \div 0,3$ рад/с.

3. Определяем мгновенные радиусы поворота:

$$\rho_1 = L \operatorname{ctg} \dot{\alpha} t \frac{2-1}{2z}; \quad \rho_2 = L \operatorname{ctg} \dot{\alpha} t \frac{2 \cdot 2-1}{2z}; \quad \dots; \quad \rho_z = L \operatorname{ctg} \dot{\alpha} t \frac{2z-1}{2z}$$

или

$$\rho_1 = L \operatorname{ctg} \alpha_{\text{ср}} \frac{2-1}{2z}; \quad \rho_2 = L \operatorname{ctg} \alpha_{\text{ср}} \frac{2 \cdot 2-1}{2z}; \quad \dots; \quad \rho_z = L \operatorname{ctg} \alpha_{\text{ср}} \frac{2z-1}{2z}.$$

4. На перпендикуляре к прямой O_2A (рис. 2.4) направления движения трактора откладываем радиус ρ_1 и проводим дугу $\Delta S_1 = v_0 \Delta t$, где v_0 — линейная скорость ведущей точки O_2 .

5. Продолжаем конец дуги следующей дугой ΔS_2 радиусом ρ_2 и затем $\rho_3 \dots \rho_z$. Далее агрегат поворачивается по кривой радиуса $\rho_{\text{min}} = L \operatorname{ctg} \alpha_{\text{ср}}$ на угол $\gamma = \varepsilon - 2 \frac{z-1}{z} \alpha_{\text{ср}}$, где ε — угол полного поворота.

6. Траекторию выхода из поворота строим симметрично траектории входа. 7. Траекторию ведомой точки O_1 строим, проводя перпендикуляры к радиусам $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_z$ и откладывая на них базу L .

8. Для построения траекторий других точек следует пользоваться шаблоном — масштабной схемой трактора.

Кинематика поворота трактора с четырьмя ведущими колесами. У тракторов с четырьмя ведущими колесами, имеющими блокированный привод, угловые скорости передних и задних колес определяются механизмом привода. Изменение траектории передних колес при повороте нарушает кинематическое соответствие

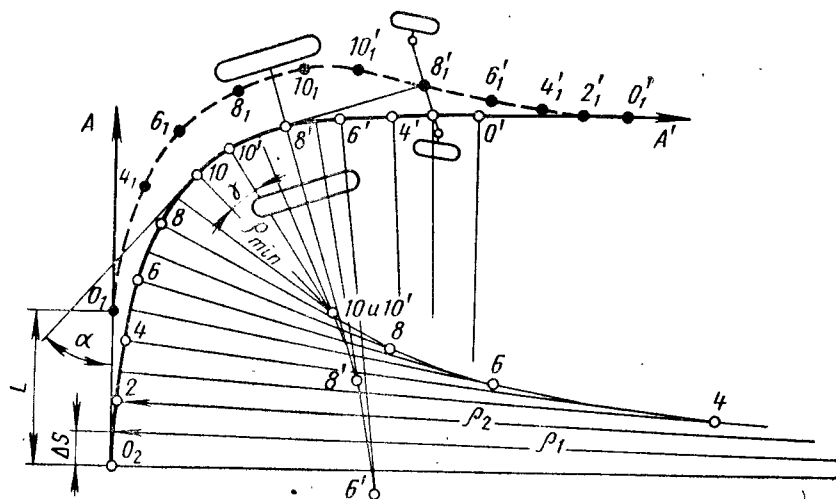


Рис. 2.4. Построение траектории поворота трактора

$v_{ср1}/v_{ср} = 1$, где $v_{ср1} = 0,5(v_{пн} + v_{лн})$ — средняя скорость правого (п) и левого (л) передних колес; $v_{ср} = 0,5(v_{знп} + v_{знл})$ — средняя скорость правого и левого задних колес.

Средняя скорость (рис. 2.5) переднего моста с дифференциалом и обгонной муфтой в приводе на повороте равна

$$v_{ср1} = v_{ср} \frac{\sqrt{\rho^2 + L^2}}{\rho} > v_{ср}.$$

В этом случае передние колеса на повороте всегда будут ведомыми, поскольку $v_{ср1}/v_{ср} > 1$ (скорости принимают пропорциональными радиусам дуг, описываемых колесами).

У переднего моста с обгонными муфтами к каждому колесу и жесткой центральной передачей ведущим колесом на повороте может быть только внутреннее. Начиная поворот, внутреннее ведущее колесо, имевшее окружную скорость $v_{в.к} = v_{ср}$, замедляет движение, и возникает неравенство

$$\frac{v_{в.к}}{v_{ср}} = \frac{\sqrt{\rho^2 + L^2}}{\rho_{в} + 0,5B} < 1.$$

При радиусе поворота $\rho_{в} = (L^2 - 0,25B^2)/B$ колея внутреннего переднего колеса расположится на окружности радиусом ρ и $v_{в.к} = v_{ср}$ как для прямолинейного движения. В дальнейшем при $v_{в.к} > v_{ср}$ (например, при ρ'_{\min} , $v_{в.к} = v_{ср1}$) переднее колесо может быть только ведомым. Наименьшая скорость переднего колеса будет на радиусе $\rho_{в} + 0,25B$.

Максимальное значение буксования заднего колеса, при котором еще не возникает тяговое усилие на внутреннем переднем колесе, определяется базой L и колеей B трактора:

$$\delta'_3 = 1 - \frac{L^2 - 0,5B^2}{L^2 - 0,375B^2}.$$

Кинематика поворота МТА. Представляет интерес при маневрировании и при заезде в смежный гоп. Трактор может делать:

1) беспетлевой поворот (рис. 2.6, а), когда расстояние между осями при въезде и выезде равно

$$x^* = x^*_{\min} = 2\rho_{\min} + \frac{K_{\text{пов}}^2}{12\rho_{\min}} = B_p,$$

где ρ_{\min} — минимальный радиус поворота агрегата, м; $K_{\text{пов}}$ — показатель поворотливости: $K_{\text{пов}} = \frac{Lv}{\dot{\alpha}}$ [здесь v и $\dot{\alpha}$ — скорость поворота (м/с) и скорость отклонения направляющих колес, рад/с]; B_p — рабочая ширина захвата агрегата, м;

2) беспетлевой поворот с прямолинейным участком S_x , когда $x^* > x^*_{\min}$;

3) петлевой поворот (рис. 2.6, б), когда $x^* < x^*_{\min}$.

Минимальный радиус поворота агрегата с навесным орудием (поворот с поднятым орудием)

$$\rho_{\min} = \rho_{и} + \frac{K_{\text{пов}}^2}{24\rho_{и}^3}; \quad (2.5)$$

с прицепным орудием

$$\rho_{\min} = \sqrt{\rho_{и}^2 + a^2 - l_{кр}^2}, \quad (2.6)$$

где $\rho_{и}$ — номинальный радиус поворота [см. формулы (2.1)–(2.4)]; $\rho'_{\min} = \chi B_{ар}$ — минимальный радиус поворота орудия (здесь χ — коэффициент боко-

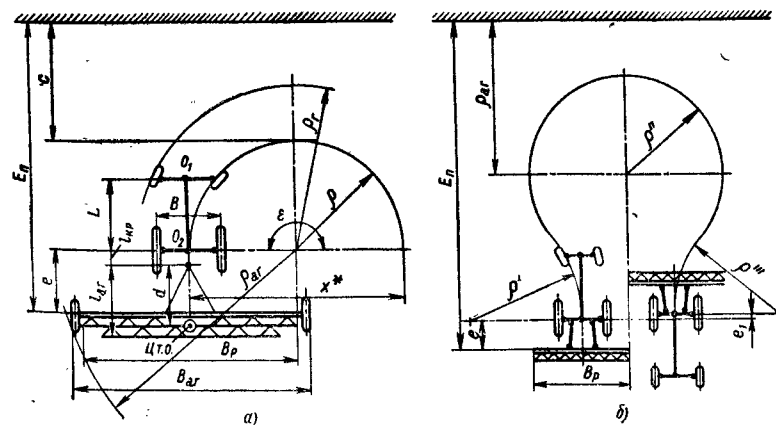


Рис. 2.6. Схема движения агрегата на поворотной полосе: а — беспетлевой поворот; б — петлевой поворот. Ц.т.о. — центр тяжести орудия

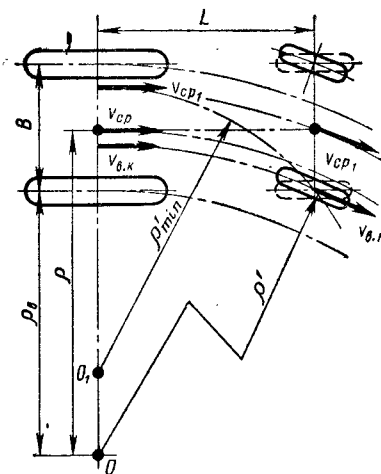


Рис. 2.5. План скоростей передних колес при повороте

вого вылета; для симметричных агрегатов равен 0,5, для несимметричных определяется из кинематической схемы агрегата; $B_{ар}$ — кинематическая ширина агрегата).

Формулы для определения параметров поворота приведены в табл. 2.9.

2.9. Показатели поворота МТА на 180° (по С. А. Иофинову)

| Поворот | Длина поворота $S_{п}$ | Наименьшая ширина поворотной полосы $E_{п}$ |
|---|--|--|
| Беспетлевой по окружности | $\pi \rho_{\min} + \frac{K_{пов}}{\rho_{\min}} + 2e$ | $\rho_{\min} + \frac{K_{пов}}{2\rho_{\min}} + \chi B_{ар} + e$ |
| Беспетлевой с прямым участком | $\rho_{\min} + \frac{K_{пов}}{\rho_{\min}} + x^* + 2e$ | $\rho_{\min} + \frac{K_{пов}}{2\rho_{\min}} + \chi B_{ар} + e$ |
| Петлевой грушевидный | $8\rho_{\min} + 2e$ | $2,8\rho_{\min} + \chi B_{ар} + e$ |

Примечание. e — длина выезда орудия: для навесных орудий $e \approx 0,1l_{ар}$, для прицепных орудий $e = (0,5 \div 0,6)(l_{ар} + l_{кр})$.

Динамика поворота. На колесный трактор 4×2 действуют следующие силы и моменты (рис. 2.7).

Силы сопротивления качению переднего $P_{f1} = f_1 Z_1$ и заднего $P_{f2} = f_2 Z_2$ моста (Z_1 и Z_2 — нормальные реакции почвы на колеса переднего и заднего мостов).

Тяговое усилие $P_{кр}$, которое раскладывается на продольную $P_{кр} \cos \gamma$ и поперечную $P_{кр} \sin \gamma$ составляющие. Угол γ отклонения линии тяги (если предположить, что центры поворота трактора и прицепа совпадают) равен:

для орудия (рис. 2.7, а)

$$\gamma = 180 - \left(\arctg \frac{\rho}{l_{кр}} + \arctg \frac{\rho'}{d} \right); \quad (2.7)$$

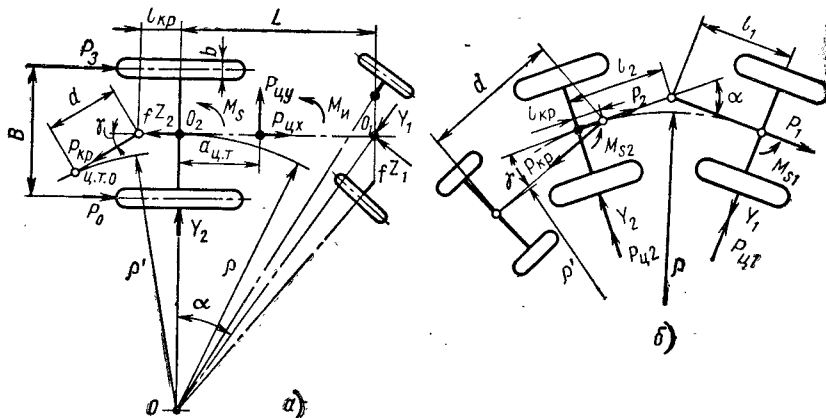


Рис. 2.7. Силы, действующие на колесный трактор при повороте: а — трактор 4×2 с прицепным орудием; б — трактор 4×4 с шарнирной рамой и полунавесной (седельной) тележкой

для седельного прицепа (рис. 2.7, б)

$$\gamma = \arctg \frac{\rho}{l_{кр}} - \arctg \frac{\rho'}{d}, \quad (2.8)$$

где ρ' — радиус поворота орудия (прицепа):

$$\rho' = \sqrt{\rho^2 + l_{кр}^2 - d^2}. \quad (2.9)$$

Центробежная сила, которая может быть разложена на две составляющие: поперечная

$$P_{цy} = \frac{Gv^2}{g\rho} + \frac{Ga_{ц.т}v\dot{\alpha}}{gL} + \frac{Ga_{ц.т}\dot{v}}{g\rho} \quad (2.10)$$

(сила, выраженная вторым слагаемым правой части уравнения действует только при повороте рулевого колеса, а третьим — при неравномерной скорости движения v ; для установившегося поворота обе эти силы равны нулю); продольная

$$P_{цx} = \frac{a_{ц.т}}{\rho} P_{цy},$$

где $a_{ц.т}$ — горизонтальная координата центра тяжести.

Момент сопротивления повороту заднего моста

$$M_S = \varphi_{пов} Z_2 \frac{B^2 b}{\rho r_k} K_6, \quad (2.11)$$

где $\varphi_{пов} \approx \varphi_c$ — коэффициент сопротивления шины повороту (см. табл. 1.1); K_6 — коэффициент блокировки дифференциала: $K_6 = M_r/M$ (здесь M_r — момент трения в дифференциале; M — момент, подводимый к дифференциалу).

Инерционный момент, направленный противоположно вращению трактора при повороте и действующий при входе в поворот и при выходе из него:

$$M_{и} = \frac{G\rho_z^2}{gL} (v\dot{\alpha} + \dot{v}),$$

где ρ_z — радиус инерции трактора: $\rho_z^2 \approx a_{ц.т}(L - a_{ц.т})$.

Касательная сила тяги на забегающем (наружном) колесе

$$P_3 = \frac{M_k}{2r_k} = \frac{M_{дл} \eta_M}{2r_k}.$$

Касательная сила тяги на отстающем (внутреннем) колесе

$$P_0 = \frac{0,5M_k - M_T}{r_k},$$

где M_T — тормозной момент (создаваемый для получения более крутого поворота), приведенный к колесу.

Суммарная касательная сила тяги

$$P_k = fG + \left(\cos \gamma + \frac{l_{кр}}{\rho} \sin \gamma \right) P_{кр} - \frac{BM_T}{2\rho r_k}.$$

Осевая сила на задних колесах

$$Y_2 = \frac{1}{L} \left[(L - a_{ц.т}) P_{цy} - (L + l_{кр}) P_{кр} \sin \gamma \mp M_{и} + \frac{B}{2r_k} M_T \right].$$

Осевая сила на передних колесах

$$Y_1 = \frac{1}{L \cos \alpha} (M_S + l_{кр} P_{кр} \sin \gamma + a_{ц} \tau P_{цл} \pm \pm M_n - \frac{B}{2r_k} M_T) + f_1 Z_1 \operatorname{tg} \alpha.$$

Поворачивающая сила

$$Y_n = Y_1 - f_1 Z_1 \operatorname{tg} \alpha.$$

Условия возможности поворота: по отсутствию скольжения передних колес

$$Y_n \leq (\varphi_1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha) Z_1;$$

по отсутствию заноса и буксования задних колес

$$Y_2 \leq \sqrt{\varphi_c^2 Z_2^2 - P_k^2}.$$

Для обеспечения крутого поворота применяют торможение отстающего колеса до получения отрицательной силы Y_n .

Схема сил, действующих при повороте на трактор 4×4 с шарнирной рамой, приведена на рис. 2.7, б. Касательные силы тяги переднего P_1 и заднего P_2 мостов находят из соотношения

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = m.$$

Из условия $\Sigma P_x = 0$, $\Sigma P_y = 0$ и $\Sigma M = 0$ имеем:

$$P_1 = \frac{M_{S1} + M_{S2} + (P_{f1} + P_{f2}) \rho + P_{кр} (\rho \cos \gamma \mp l_{кр} \sin \gamma)}{\rho \left(1 + \frac{1}{m}\right)};$$

$$Y_1 = \frac{P_1 \left(\frac{1}{m} + \cos \alpha\right) - P_{кр} \cos \gamma - P_{f2} - P_{f1} \cos \alpha}{\sin \alpha} + P_{цл}.$$

Моменты M_{S1} , M_{S2} и силы $P_{ц1}$, $P_{ц2}$ определяют по формулам (2.11) и (2.10) для соответствующих нагрузок на ось Z_1 , Z_2 . Знак у $l_{кр} \sin \gamma$ берут в зависимости от положения точки сцепки. Движение по окружности радиуса ρ без заноса и буксования возможно при условии

$$\sqrt{P_1^2 + (Y_1 - P_{ц1})^2} \leq \varphi_c Z_1; \quad \sqrt{P_2^2 + (Y_2 + P_{ц2})^2} \leq \varphi_c Z_2.$$

2.5. ПРОВЕРКА ПОВОРОТЛИВОСТИ МТА С ГУСЕНИЧНЫМ ТРАКТОРОМ

Кинематика поворота. Гусеничный трактор поворачивает вокруг мгновенного центра поворота O (рис. 2.8), положение которого определяется типом механизма поворота, распределением сил по длине гусениц и сцеплением гусениц с почвой.

Радиус поворота — расстояние от центра поворота до продольной плоскости симметрии трактора равен $\rho = 0,5B \times$

$$\times \frac{v_2(1 - \delta_2) + v_1(1 - \delta_1)}{v_2(1 - \delta_2) - v_1(1 - \delta_1)},$$

где v_2 и v_1 — теоретические скорости забегавшей и отстающей гусениц, создаваемые механизмом поворота (для большинства механизмов поворота $v_2 = v$ — скорости прямолинейного движения; скорость v_1 переменная и для различных механизмов может иметь одно, обычно $v_1 = 0$ или несколько значений, определяющих минимальный фиксированный радиус поворота (ρ_{ϕ}); δ_1 и δ_2 — буксование забегавшей и отстающей гусениц; если отстающая гусеница проскальзывает, δ_1 следует брать со знаком минус.

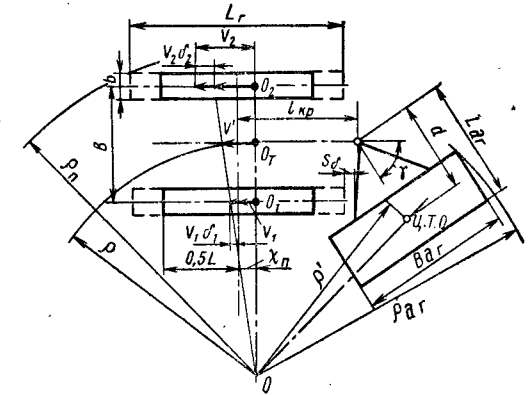


Рис. 2.8. Схема поворота гусеничного трактора

Внешний радиус поворота трактора

$$\rho_{п} \approx 0,5 \sqrt{(2\rho + B + b)^2 + (L_r + 2\lambda_{п})^2}.$$

Величины γ и ρ' находят по формулам (2.7), (2.8), (2.9).

Длину поворота S_n и ширину поворотной полосы E_n определяют по формулам табл. 2.9, приняв коэффициент поворачиваемости

$$K_{пов} = \frac{J_T v^2}{M_{п.т}},$$

где J_T — момент инерции трактора относительно вертикальной оси, проходящей через точку, сохраняющую при повороте скорость прямолинейного движения v ; при расположении этой точки на оси симметрии трактора $J_T = J_{T0} = \frac{G}{12g} [L_T^2 +$

$+ (B + b)^2]$, в полюсе $O_2 - J_T = J_{T2} = J_{T0} + \frac{G}{4g} (B^2 + \lambda_{п}^2)$; $M_{п.т}$ — избыточный поворачивающий момент: $M_{п.т} = M_{п} - M_{рез}$; $M_{п}$ — поворачивающий момент, определяемый по формуле (2.14); $M_{рез}$ — результирующий момент сопротивления повороту.

Минимальный радиус поворота для агрегата с поднятым навесным орудием

$$\rho_{\min} = \rho_{\phi} + \frac{K_{пов}}{2\rho_{\phi}}.$$

Минимальный кинематический радиус поворота прицепного агрегата находят по формулам (2.6) и (2.5) с проверкой обеспечения зазора s_8 , исключающего задевание за отстающую гусеницу.

Кинематика агрегата при маневрировании в междурядьях зависит от принятого типа навески орудия.

При задней навеске, при повороте трактора от рядка защитная зона d_3 (рис. 2.9) вначале уменьшается, а затем, после выпрямления трактора, увеличивается. Уменьшение ее при повороте трактора на угол ε равно

$$d_3 - d_3' = 2l_3 \sin \frac{\varepsilon}{2} - \sin^2 \frac{\varepsilon}{2} (2\rho - B_0)$$

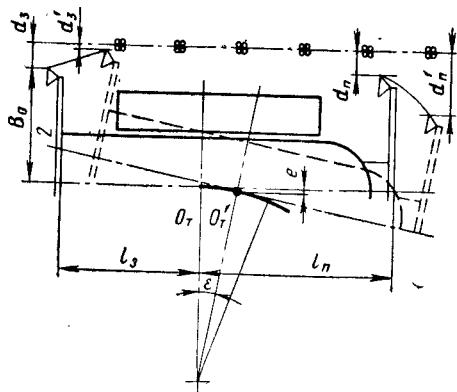


Рис. 2.9. Схема маневрирования трактора с передней и задней навеской в междурядьях

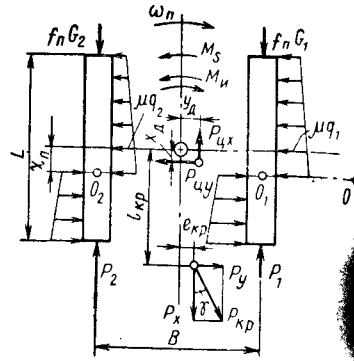


Рис. 2.10. Силы и моменты, действующие при повороте гусеничного трактора

или, если смещение центра O_T трактора выразить не угловой, а линейной величиной e , то

$$d_3 - d_3' = l_3 \sqrt{\frac{e}{2\rho}} - e \left(1 - \frac{B_0}{2\rho}\right),$$

где l_3 — вылет орудия; B_0 — ширина орудия.

При передней навеске будет происходить увеличение защитной зоны d_3 тем большее, чем больше вылет l_3 .

Динамика поворота. При повороте МТА центр поворота смещается относительно середины опорных поверхностей гусениц на величину χ_n (рис. 2.10) в результате действия смещающих моментов от продольных и поперечных сил.

Продольная составляющая тягового усилия $P_x = P_{кр} \cos \gamma$ вызывает смещение центра давления (ц. д.) на величину

$$\chi_d = \frac{h_{кр} P_x}{G} - a_0,$$

где $h_{кр}$ — высота линии тяги над почвой (высота прицепа); a_0 — смещение центра тяжести относительно середины опорной поверхности гусениц (на рис. $a_0 = 0$).

Поперечные составляющие тягового усилия $P_y = P_{кр} \sin \gamma$ и центробежные силы $P_{цy}$ вызывают поперечное смещение центра давления

$$y_d = \frac{h_{кр} P_y - h_{ц.т} P_{цy}}{G},$$

где $h_{ц.т}$ — высота центра тяжести трактора.

Так как $h_{ц.т} > h_{кр}$, обычно y_d отрицательно, т. е. смещается к забегавшей гусенице.

В результате поперечного смещения центра давления изменяются нормальные реакции почвы на гусеницы:

$$Z_2 = G_2 = G \left(\frac{1}{2} - \frac{y_d}{B} \right); \quad Z_1 = G_1 = G \left(\frac{1}{2} + \frac{y_d}{B} \right).$$

При действии только поперечных сил центр поворота сдвинется назад от оси, проходящей через середины опорных поверхностей гусениц:

$$\chi_y = \frac{P_y - P_{цy}}{\mu_n \max G} \frac{L}{2},$$

где $\mu_n \max$ — коэффициент сопротивления повороту (см. табл. 1.1).

Обычно принято смещения выражать в безразмерных величинах, отнесенных к половине опорной длины гусеницы:

$$\chi_0 = \frac{2\chi_d}{L}; \quad \chi_{0y} = \frac{2\chi_y}{L}.$$

Смещение центра поворота в результате смещения центра давления и действия поперечных сил равно

$$\chi_0 = \frac{2\chi_n}{L} = -\frac{1}{3\chi_0} + \sqrt{\frac{1}{9\chi_0^2} + 1 + \frac{2}{3} \frac{\chi_{0y}}{\chi_0}}.$$

Момент сопротивления повороту трактора

$$M_S = \frac{\mu_n GL}{4} k_c, \quad (2.12)$$

где μ_n — коэффициент сопротивления повороту, зависящий от радиуса поворота:

$\mu_n = \frac{\mu_n \max}{a + (1-a)(\rho_B + 0,5)}$ (здесь a — коэффициент, колеблющийся в пределах 0,8—0,9 для плотных почв и 0,75—0,85 для полевых (вспаханное поле, стерня); ρ_B — относительный радиус поворота: $\rho_B = \rho/B$); k_c — поправочный коэффициент момента сопротивления:

$$k_c = (1 + \chi_0^2)(1 + \chi_0 \chi_{0y}) - 4\chi_0 \chi_{0y}. \quad (2.13)$$

Результирующий момент сопротивления повороту МТА равен

$$M_{рез} = M_S + M_{кр} = M_S + P_{кр} [(l_{кр} - \chi_n) \sin \gamma - e_{кр} \cos \gamma].$$

Момент инерции при повороте определяют по формуле

$$M_H = J_{т0} \dot{\omega}_n,$$

где $\dot{\omega}_n = \frac{d\omega_n}{dt}$ — угловое ускорение трактора при повороте, так как $\omega_n = v/\rho$,

а скорость можно считать постоянной, то $\frac{d\omega_n}{dt} = v \frac{d(1/\rho)}{dt}$; при больших значениях ρ , характерных для широкозахватных агрегатов, моментом инерции можно пренебречь.

Поворачивающий момент

$$M_H = 0,5B [(P_2 - P_1) + (f_n G_1 - f_n G_2)], \quad (2.14)$$

где $f_n G_1, f_n G_2$ — силы сопротивления самопередвижению трактора; f_n — коэффициент сопротивления самопередвижению при повороте: $f_n \approx f \left(1 + \frac{10}{10 + \rho_B}\right)$.

Уравнение поворота $M_H = M_{рез} + M_H$.

Касательные силы тяги при повороте при $M_H = 0$ и $f_n G_1 = f_n G_2 = 0,5 f_n G$ равны: на забегавшей гусенице

$$P_2 = f_n G_2 + 0,5 P_x + \frac{M_{рез}}{B} = 0,5 P'_k + \frac{M_{рез}}{B} = (0,5 + \nu) P'_k \quad (2.15)$$

на отстающей гусенице

$$P_1 = f_n G_1 + 0,5 P_x - \frac{M_{рез}}{B} = (0,5 - \nu) P'_k \quad (2.16)$$

где P'_k — полная касательная сила: $P'_k = P_2 + P_1 = f_n G + P_x$; $\nu = \frac{M_{рез}}{BP'_k}$ — параметр поворота.

Условия возможности поворота следующие.

1. Достаточность сцепления с почвой забегавшей гусеницы

$$P_2 \leq \varphi_c G_2, \quad \frac{P'_k}{G} (1 + 2\nu) \leq \varphi_c,$$

или

$$M_{рез} \leq M_{нф} = 0,5B(\varphi_c G - P'_k).$$

2. Отсутствие заноса

$$\frac{P_{цy} - P_y}{\mu_n G} \leq 1.$$

3. Отсутствие торможения отстающей гусеницы

$$P_1 \geq 0; \quad 0,5 P_k \geq \frac{M_{рез}}{B}; \quad \nu \leq 0,5.$$

Для выполнения условия $P_1 \geq 0$ при повороте без тяги на крюке необходимо иметь

$$\frac{L}{B} k_c \leq \frac{2f_n}{\mu_n}.$$

Отношения L/B для некоторых тракторов следующие:

| | | | | | | | | |
|---------|-------|-------|------|-------|-------|------|-------|--------|
| Трактор | T-38M | T-54B | T-74 | ДТ-75 | T-150 | T-4 | T-130 | T-108B |
| L/B | 1,3 | 1,87 | 1,18 | 1,27 | 1,3 | 1,77 | 1,33 | 1,22 |

4. Достаточность мощности (отсутствие заглохания) двигателя при увеличении нагрузки при повороте. Коэффициент увеличения момента

$$\begin{aligned} \kappa_M &= \frac{M'_d}{M_d} = \frac{M'_k}{M_k} = \frac{v'}{v} \left(\frac{P'_k}{P_k} + \frac{M_{рез}}{P_k r} \right) + \frac{M_T \omega_T}{v P_k} = \\ &= \frac{v' P'_k}{v P_k} \left(1 + \frac{\nu}{\rho_B} \right) + \frac{M_T \omega_T}{v P_k} \leq \frac{k_M}{k_3}, \end{aligned} \quad (2.17)$$

где M'_d , M'_k — момент двигателя, ведущих колес (принимают со штрихом при повороте, без штриха при прямолинейном движении); v' — скорость центра трактора; при повороте $v' = 0,5(v_2 + v_1)$; M_T — момент сил трения в тормозе или муфте; действует при регулировании радиуса поворота пробуксовкой муфты или тормоза; ω_T — угловая скорость скольжения тормоза или муфты.

Значения $M_T \omega_T$ можно приближенно найти путем следующих рассуждений. При $\nu < 0,5$ и $0 < P_1 < 0,5 P'_k$ для муфты (тормоза планетарного механизма) $M_T \approx P_1 \frac{r_k}{u_6}$ и $\omega_T = (v - v_1) \times \frac{u_6}{r_k}$ (где u_6 — передаточное число конечной передачи).

Мощность (л. с.), затрачиваемая двигателем на буксование,

$$N_{д.ф} = \frac{M_T \omega_T}{75 \eta_{м.г}} = \frac{P_1 (v - v_1)}{75 \eta_{м.г}},$$

где $\eta_{м.г}$ — к. п. д. передачи к отстающей гусенице; $\eta_{м.г} \approx 0,85$.

При $\nu > 0,5$ и $P_1 < 0$ для остановочного тормоза

$$M_T \approx \frac{P_1 r_k}{u_6} \quad \text{и} \quad \omega_T = \frac{v_1 u_6}{r_k}.$$

Мощность (л. с.) двигателя, затрачиваемая на торможение,

$$N_{д.т} = \frac{P_1 v_1}{75} \eta_{м.г}.$$

Поворот трактора определяется типом механизма поворота, который задает скорости v_2 , v_1 и величину поворачивающего момента. Для всесторонней оценки поворотливости МТА рекомендуется строить универсальную характеристику поворота (рис. 2.11), представляющую собой график зависимости $M_{рез}$; P_2 ; P_1 ; v_2 ; v_1 ; $N_e = \Phi(\rho_B)$. Характеристику строят для орудий и машин, не выключаемых на время поворота. Определяют минимальный кинематический радиус поворота ρ_{min} по формуле (2.6), а затем, задаваясь значениями $\rho_B > \rho_{min}$, последовательно находят ρ' и γ из выражения (2.7), скорости $v' = \frac{\rho_B}{\rho_B + 0,5} v_2$ и $v_1 = \frac{\rho_B - 0,5}{\rho_B + 0,5} v_2$, силы $P_x = P_{кр} \cos \gamma$; $P_y = P_{кр} \sin \gamma$; $P_{цy} = \frac{G}{g} \frac{v'^2}{\rho}$; $P'_k = f_n G + P_x$.

Вычислив коэффициенты μ_n и k_c по формуле (2.26), определяют моменты M_S по формуле (2.12) и $M_{рез}$, касательные силы тяги на гусеницах P_2 и P_1 из выражений (2.15), (2.16) мощность, теряемую в муфте $N_{д.ф}$ или тормозе $N_{д.т}$, коэффициент увеличения момента κ_M по формуле (2.29) и достаточность сцепления с почвой забегавшей гусеницы $P_2 \leq \varphi_c G_2$. При недостаточном сцеплении радиус поворота увеличивается. Например, при повороте трактора Т-74 с тремя сеялками $\rho_B \geq 20$, хотя $\rho_{min} = 4,8$. Поэтому при работе с машинами, поворачиваемыми при наличии тягового сопротивления R_T , следует рабочую нагрузку устанавливать из условия

$$R_T = \frac{G}{2(\varphi_c - 0,5f)}.$$

Для повышения коэффициента использования мощности двигателя в этом случае увеличивают рабочую скорость.

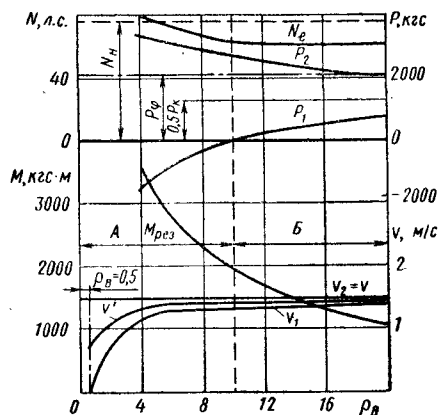


Рис. 2.11. Универсальная характеристика гусеничного трактора Т-74 при повороте: А — зона управления остановочным тормозом; Б — зона управления муфтой поворота

2.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

Рабочую передачу устанавливают по тяговой характеристике трактора согласно вычисленному среднему тяговому усилию $P_{кр} = R_T$ и допустимому коэффициенту загрузки двигателя $k_{з.д} \leq k_{з.т}$ (см. табл. 2.8) из условия

$$R_T \leq P_{ки} k_{з.д} - fG,$$

где $P_{ки}$ — касательная сила тяги при номинальном моменте двигателя на данной передаче i .

Для установленной рабочей точки по тяговой характеристике находят рабочую скорость v_p , часовой расход топлива G_T и определяют фактический коэффициент загрузки

$$k_z = \frac{R_T + fG}{P_{ки}}.$$

Находят коэффициент использования времени движения

$$\tau_{дв} = \frac{1}{1 + \frac{S_{п}}{S_p} \frac{v_p}{v_{п}}},$$

где S_p — средняя длина гона; $S_{п}$ — длина пути холостого хода при поворотах агрегата (см. табл. 2.9); v_p и $v_{п}$ — скорость при рабочем ходе и при повороте.

2.10. Энергетическая характеристика и основные показатели типичных рабочих агрегатов, комплектуемых с трактором Т-74

| Операция | Состав агрегата | Ширина захвата B , м | Удельное сопротивление R_{11} , кгс/м | Тяговое сопротивление | | | | | | |
|--------------------------------------|-----------------|------------------------|---|-----------------------------------|--------------------------|--------------------------|------|------------------------------|--|--|
| | | | | пределы R_T , кгс | среднее $R_{т.с.}$, кгс | | | | | |
| Пахота на глубину 20—22 см | Плуг П-5-35М | 1,75 | 750—900 | 1300—1575 | 1440 | | | | | |
| Пахота на глубину 27—30 см | » ПН-4-35 | 1,4 | 1100—1400 | 1540—1960 | 1750 | | | | | |
| Операция | Режим работы | | | | | Показатели | | | | |
| | Передача | Скорость v_p , км/ч | Масса топлива m_T , кг/ч | Коэффициент | | Производительность, га/ч | | Расход топлива G_W , кг/га | Удельная металлоемкость $q_{ар}$, кг·ч/га | |
| | | | загрузки двигателя $k_{з}$ | использования времени $\tau_{др}$ | чистая W | за час работы W_p | | | | |
| Пахота на глубину 20—22 см | IV | 8,0 | 12,8 | 0,82 | 0,8 | 1,4 | 1,12 | 9,1 | 5350 | |
| Пахота на глубину 27—30 см | III | 6,6 | 12,0 | 0,78 | 0,9 | 0,92 | 0,83 | 11,0 | 7600 | |

По условиям безопасности скорость $v_{п} \leq 6$ км/ч для универсальных тракторов и $v_{п} \leq 8,5$ км/ч для тракторов 4×4 общего назначения. Для гусеничных тракторов скорость $v_{п} = v'$ определяется типом механизма поворота и радиусом поворота и должна быть не более 9 км/ч.

Определяют основные показатели работы агрегата: производительность (га/ч) чистую при выполнении сельскохозяйственной операции

$$W = 0,1 B_p v_p;$$

производительность за час работы в загоне

$$W_p = W \tau_{дв};$$

расход топлива (кг/га)

$$G_W = \frac{m_T}{W};$$

удельную металлоемкость (кг·ч/га)

$$q_{ар} = \frac{m + m_{ар}}{W},$$

где m_T — масса топлива, израсходованного за 1 ч работы; m — масса трактора; $m_{ар}$ — масса машины-орудия.

Показатели энергетической и эксплуатационной характеристики трактора сводят в таблицу (табл. 2.10).

3.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ

Компоновка трактора, т. е. размещение на нем механизмов, определяется его назначением. При компоновке необходимо обеспечить следующее:

1) увязку ширины по внешним кромкам движителей: для трактора общего назначения — с тяговым усилием для устранения нецентральной прицепки (навески) плуга, вызывающей увод трактора и необходимость частого выравнивания направления движения механизмом поворота; для этого рабочее тяговое усилие на 1 м габаритной ширины по движителям должно быть не менее 1500 кгс/м для колесных тракторов и 1800 кгс/м для гусеничных;

для пропашного трактора — с шириной типичных обрабатываемых междурядий; если обрабатывается несколько рядков растений, то необходимо увязывать с шириной междурядий колею трактора;

для транспортного трактора — с колеей агрегируемых с трактором тележек-прицепов;

2) наилучшие тяговые качества при сохранении управляемости и устойчивости путем правильного распределения давления на опоры ходовой системы при работе (с учетом опрокидывающего момента от тягового усилия и от веса навешенного орудия);

3) хорошую поворотливость трактора, возможность маневрирования на узкой полосе и одновременно устойчивое сохранение заданного направления движения;

4) простоту и легкость управления, удобную посадку тракториста, хорошую обзорность пути и рабочего орудия;

5) легкость соединения трактора с рабочим машиной-орудием и возможность управления ими трактористом;

6) простоту технического обслуживания и минимальное время на его проведение, возможность механизации технического обслуживания;

7) легкость ремонта и одновременность его проведения по основным механизмам, возможность модернизации при ремонте.

3.2. ГУСЕНИЧНЫЙ ТРАКТОР

Во всех сельскохозяйственных гусеничных тракторах двигатель располагается спереди, а ведущие колеса сзади. Примером типичной компоновки трактора общего назначения с эластичной подвеской может служить трактор Т-74 (рис. 3.1). Он имеет отдельную раму, позволяющую легко разбирать трактор. Двигатель и силовая передача с рамой соединены шарнирно в трех точках для компенсации возможных перекосов, а между собой — карданным валом.

При компоновке нового трактора Т-150 (рис. 3.2) того же класса 3 тс, но имеющего двигатель в 2 раза большей мощностью предусматривалось уменьшение массы и максимальное смещение вперед центра тяжести для обеспечения равномерного распределения нормальных реакций почвы на гусеницу при работе под нагрузкой.

Третий вариант компоновки применен для экспериментального трактора ДТ-90 класса 3 тс с целью улучшения обзора. Кабина сдвинута вправо (рис. 3.3) и сиденье размещается над гусеницей так, что водителю не нужно наклоняться, чтобы наблюдать за бороздой. Топливный бак расположен слева у кабины и водитель через широкое заднее окно хорошо видит орудие. Изменение массы топлива благодаря смещению бака вперед меньше влияет на изменение положения центра тяжести. Для лучшей увязки с четырехкорпусным плугом колея уменьшена до 1330 мм.

Тракторы с полужесткой подвеской, обеспечивающей лучшие тяговые качества на рыхлой почве, имеют в большинстве полурамную конструкцию (Т-54В; Т-54С; Т-4; Т-130). У трактора Т-4 (рис. 3.4) полурама крепится к корпусу заднего моста. Подвеска трехточечная с осью качания гусеничных тележек, совмещенной с осью ведущих колес.

Помимо сельскохозяйственных тракторов общего назначения имеются конструкции гусеничных специализированных тракторов. Пропашные свекловичные тракторы имеют увеличенный дорожный просвет (450—640 мм), для получения которого применяют двухпарные бортовые передачи и выносные кронштейны подвески. Узкогабаритные виноградниковые и хмельниковые тракторы должны иметь габаритную ширину не более 1 м и предусматривать установку обтекателей, обеспечивающих проходимость в узких междурядьях. Ширину уменьшают применением узких (шириной 200 мм) гусениц (рис. 3.5), сокращением ширины корпуса до 500—550 мм и уменьшением зазоров между корпусом и гусеницами, что ухудшает проходимость тракторов по грязи. Болотоходные тракторы отличаются пониженным до 0,2—0,25 кгс/см² давлением на почву и наличием ходоуменьшителя для получения широкой гаммы замедленных технологических скоростей.

Ширину по внешним кромкам гусениц определяют (рис. 36):

а) для тракторов общего назначения из условия движения при пахоте по полю

$$B_r = \xi b_k z_k - 2(y_3 - e) \text{ см,}$$

где ξ — коэффициент смещения линии тяги орудия: $\xi \approx 1 + \frac{1}{3z_k}$; b_k и z_k — ширина захвата корпуса и число корпусов; y_3 — расстояние (см) от края борозды до кромки: $y_3 = 10v - (120/h_{об})$ (здесь v — скорость трактора, м/с; $h_{об}$ — глубина обработки, см); e — допустимое смещение вправо точки прицепа от оси симметрии трактора, равное в среднем 6 см;

б) для пропашных и виноградниковых тракторов из условия вписываемости в междурядья шириной A

$$B_r = A(z + 1) - 2y_3,$$

где z — число рядков, пропускаемых под трактором; y_3 — ширина защитной зоны; для свеклы и моркови принимают $y_3 = 10 + 12$ см, картофеля, кукурузы — 15—20 см, виноградника — 20—25 см.

Колея B при известной ширине по внешним кромкам гусениц B_r равна $B = B_r - b$, где b — ширина звена (при выступающих пальцах — длина пальца). Ширину звеньев гусениц находят из соотношения

$$b = \frac{\gamma_r}{1 + \gamma_r} B_r,$$

где γ_r — коэффициент, равный для тракторов: пропашных и узкогабаритных 0,2—0,24; общего назначения 0,27—0,3; болотоходных 0,34—0,44.

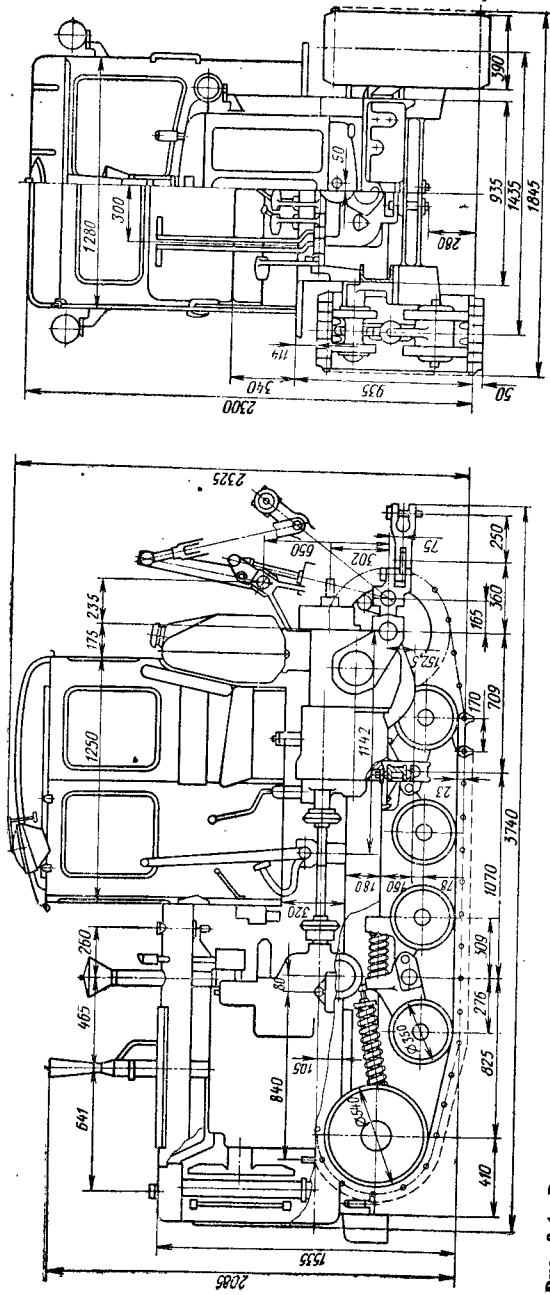


Рис. 3.1. Размерная схема трактора Т-74

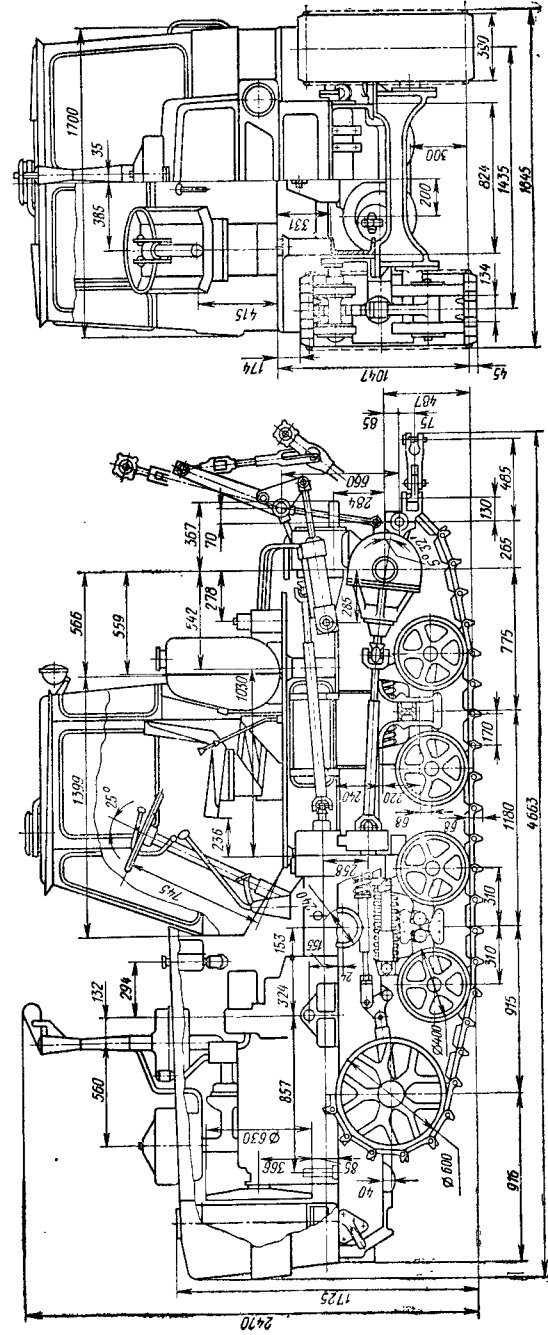


Рис. 3.2. Размерная схема трактора Т-150

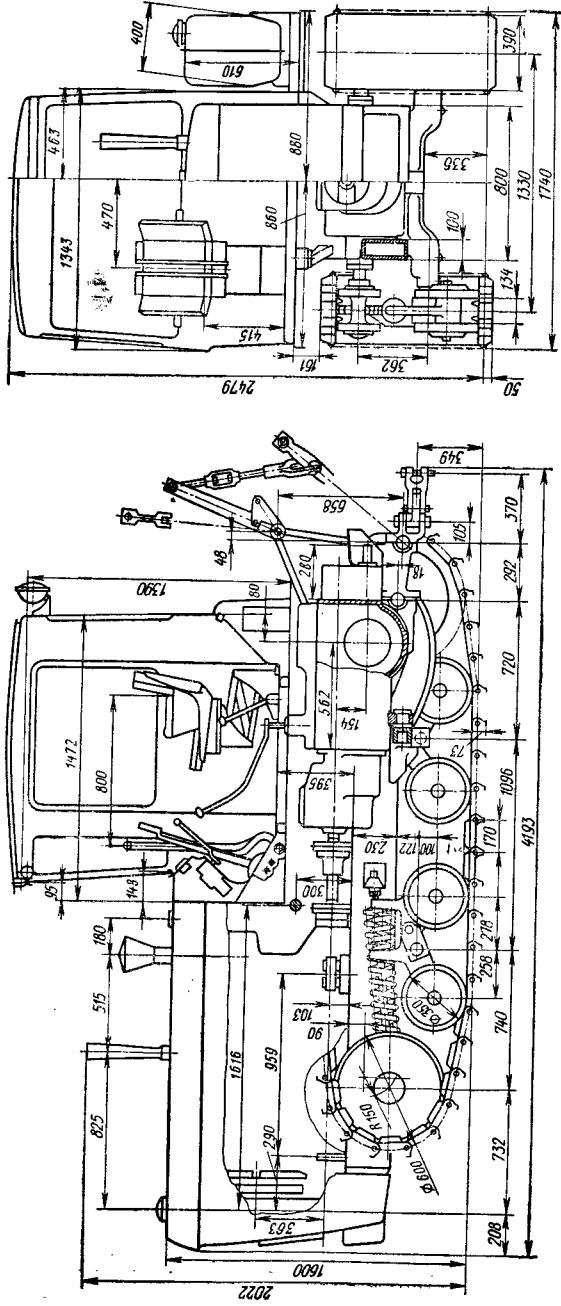


Рис. 3.3. Размерная схема экспериментального трактора ДТ-90

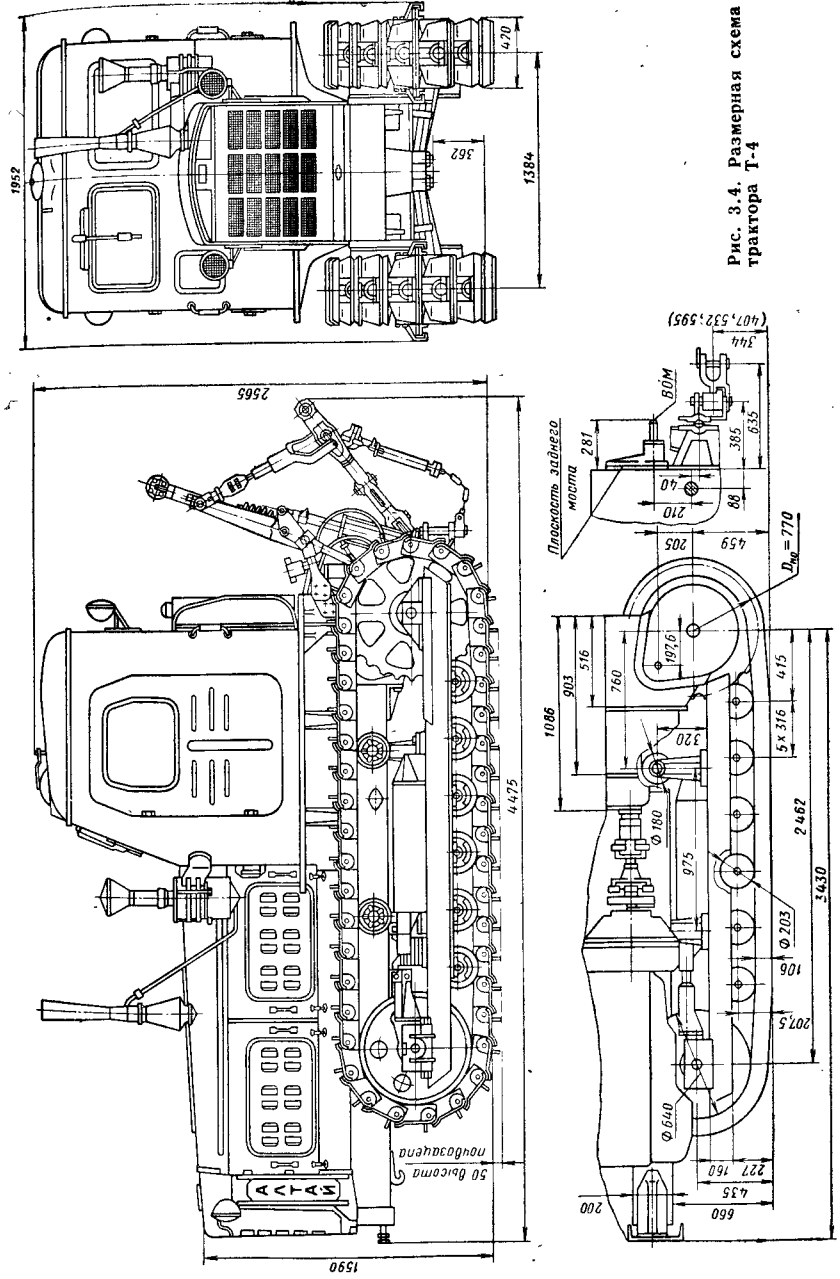


Рис. 3.4. Размерная схема трактора Т-4

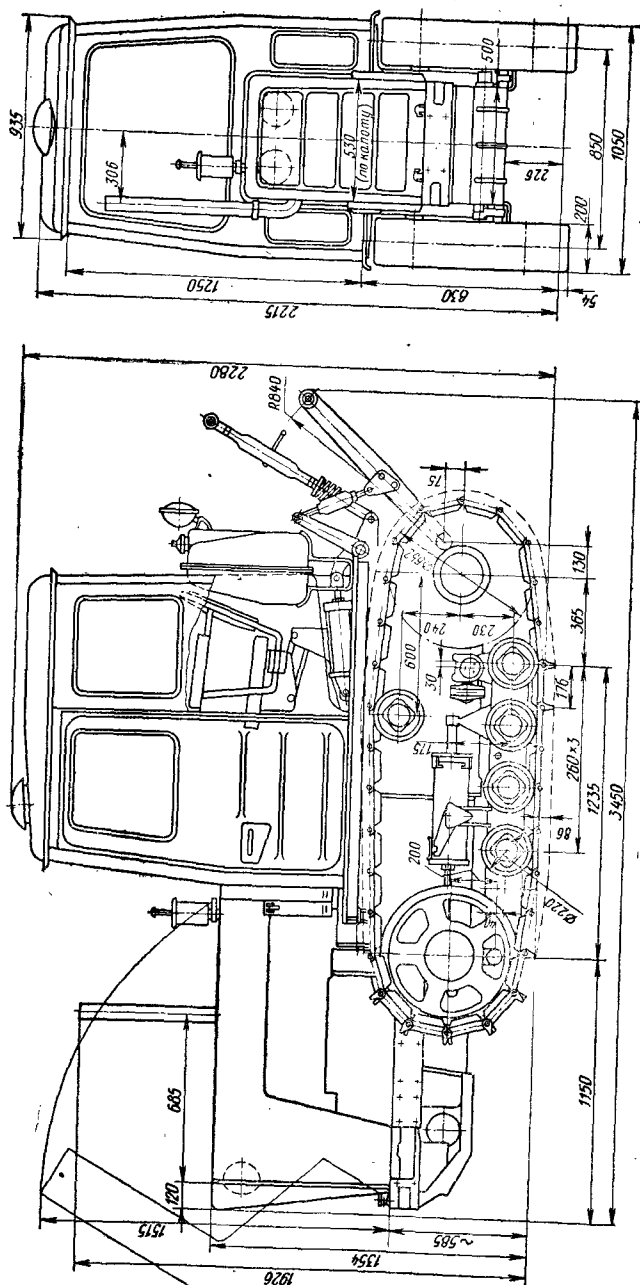


Рис 3.5. Размерная схема виноградникового трактора Т-54В

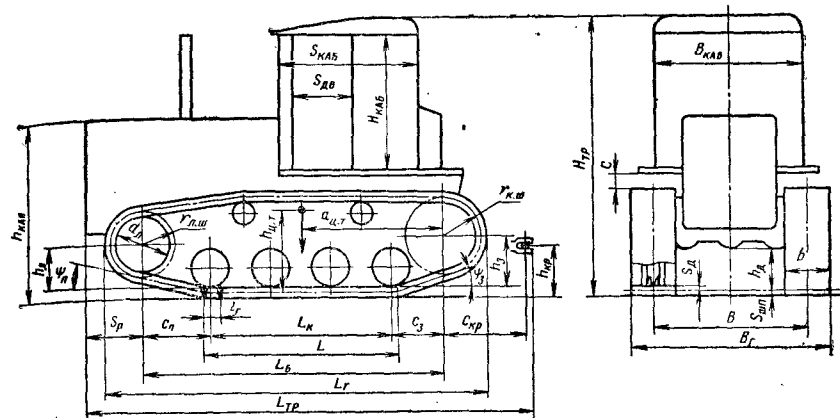


Рис. 3.6. Основные размеры гусеничного трактора

Опорную длину гусеницы L определяют из условия получения среднего давления на почву $q = 0,4 \div 0,5$ кгс/см² (0,2—0,25 кгс/см² для болотоходных тракторов):

$$L = \frac{G}{2bq} \text{ см.}$$

Полученное значение L проверяют на удельную тяговую нагрузку: $P_s = P_n / (2Lb) \leq 0,25$ кгс/см²; на отсутствие отрыва от почвы переднего катка при действии номинального тягового усилия: $L \geq 6h_{кр} P_n / G \approx 300 P_n / G_{кр}$ (здесь $h_{кр}$ — высота до крюка); на обеспечение поворотливости трактора $L/B \leq 2$.

Увеличение длины опорной поверхности приводит к росту к. п. д. и улучшает тягово-сцепные качества трактора [9].

Основные размеры гусеничного обвода определяют по указаниям гл. 15. Дорожный просвет h_d обычно указывается в агротехнических требованиях и равен: 280—320 мм для тракторов общего назначения; 180—240 мм для узкогабаритных (виноградниковых); 450—650 для пропашных тракторов. Просвет c между гусеницей и крылом выбирают из условия предупреждения заклинивания гусеницы налипшей грязью в пределах 120—180 мм (для промышленных тракторов 180—220 мм). Высоту по капоту $h_{кап}$ стремятся сделать возможно меньше, чтобы улучшить обзорность. Вылет передней плоскости трактора S_p связан с необходимостью получить оптимальное положение центра тяжести $a_{ц.т.}$

3.3. КОЛЕСНЫЙ ТРАКТОР

При компоновке колесных тракторов необходимо обеспечить достаточные тягово-сцепные свойства на слабосвязанных почвах; устойчивость трактора при навешивании машин-орудий; возможность привода рабочих элементов машины (для универсального колесного трактора необходимо иметь не менее двух независимых валов отбора мощности с выводом назад и вбок или вперед и один синхронный вал отбора мощности); нормальную работу на транспорте, для чего трактор должен быть оборудован надежными тормозами, легким рулевым управлением, средствами сигнализации, гидравлическим крюком.

Большинство колесных тракторов выпускается универсальными, т. е. с увеличенным дорожным просветом и переменной колеей, что позволяет наряду с работами общего назначения обрабатывать междурядья.

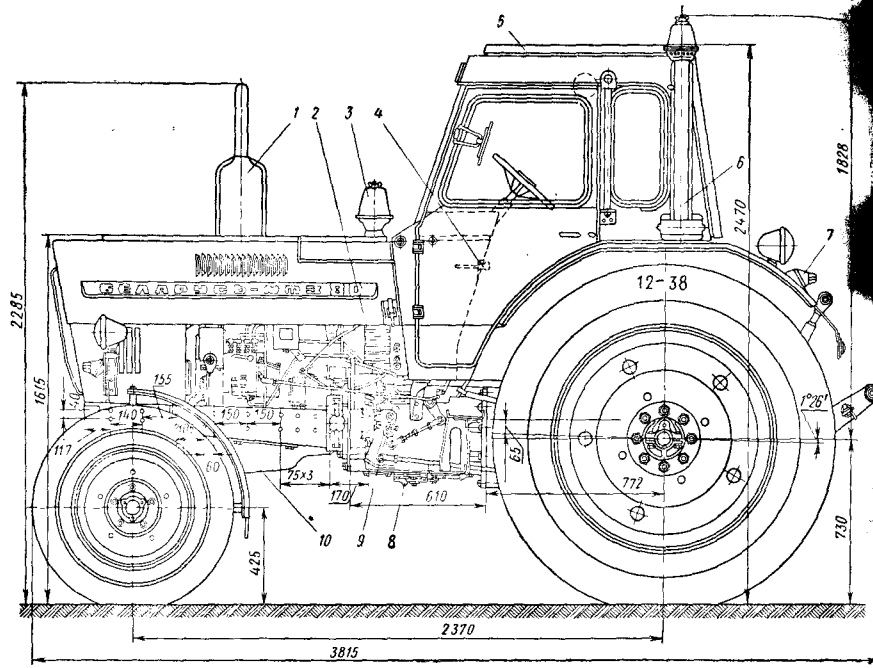


Рис. 3.7. Трактор МТЗ-80:

1 — глушитель; 2 — аккумулятор; 3 — воздухоочиститель; 4 — кабина; 5 — люк кабины; 6 — блок отопления и охлаждения воздуха в кабине; 7 — задний фонарь; 8 — механизм переключения ВОМ на 1000 и 540 об/мин; 9 — муфта сцепления; 10 — картер двигателя

Типичной конструкцией универсального колесного трактора может служить трактор МТЗ-80 (рис. 3.7) класса 1,4 тс.

Колесные тракторы агрегируются преимущественно с навесными и полунавесными орудиями и с полунавесными тележками. Навешивание тяжелых машин сзади вызывает нарушение продольной устойчивости трактора и перегрузку задних колес. Для устранения этого некоторые зарубежные фирмы выпускают тракторы с удлиненной базой и увеличенным просветом в средней части, предусматривая навешивание машин-орудий между передними и задними колесами. В этом случае затрудняется навеска и ухудшается поворотливость трактора. Повысить устойчивость при тяжелых навесных машинах можно работой трактором на реверсе. Конструкция колесного реверсируемого трактора (ХТЗ-7) впервые была создана в Советском Союзе. Опыт применения реверсируемых тракторов показал, что, работая на реверсе с волокушей, погрузчиком, фронтальной уборочной машиной (косилка, жатка, льнотеребилка), можно значительно повысить производительность, а также качество выполненной работы.

Универсальный реверсивный трактор Т-25А класса 0,6 тс (рис. 3.8) имеет спереди полураму из двух трубчатых балок, к которой эластично крепится передняя опора двигателя. Коробка передач с поперечными валами позволяет применить простой конический реверс. Установка вынесенных к колесам конечных (бортовых) передач дает возможность путем поворота их переставлять трактор в высокую (с дорожным просветом 500 мм) модификацию, основную и низкую, а также изменять длину базы.

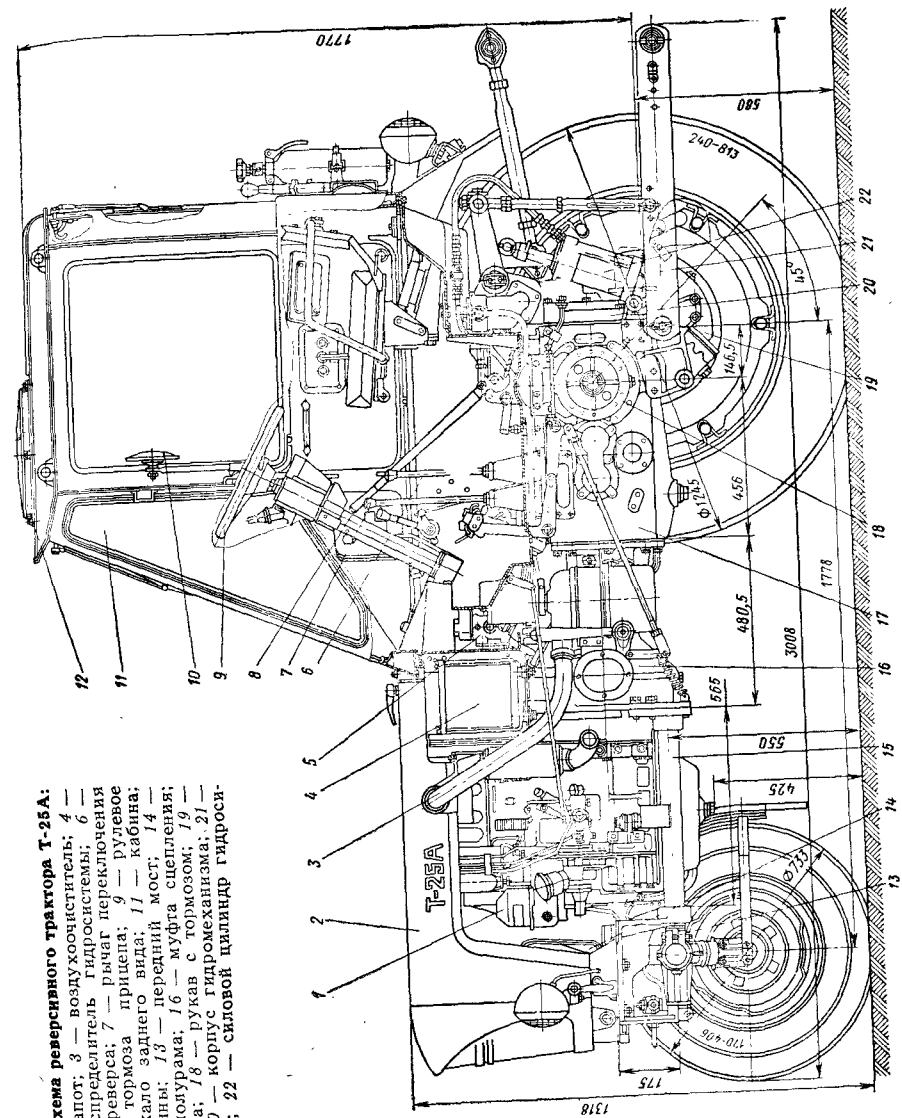


Рис. 3.8. Размерная схема реверсивного трактора Т-25А:

1 — двигатель; 2 — капот; 3 — воздухоочиститель; 4 — аккумулятор; 5 — распределитель гидросистемы; 6 — рычаг дублирующего и реверса; 7 — рычаг переключения передач; 8 — рычаг тормоза прицепа; 9 — рулевое управление; 10 — зеркало заднего вида; 11 — кабина; 12 — вентилятор кабины; 13 — передний мост; 14 — топливный бак; 15 — полурама; 16 — муфта сцепления; 17 — главная передача; 18 — рукав с тормозом; 19 — бортовая передача; 20 — корпус гидромеханизма; 21 — вал отбора мощности; 22 — силовой цилиндр гидросистемы

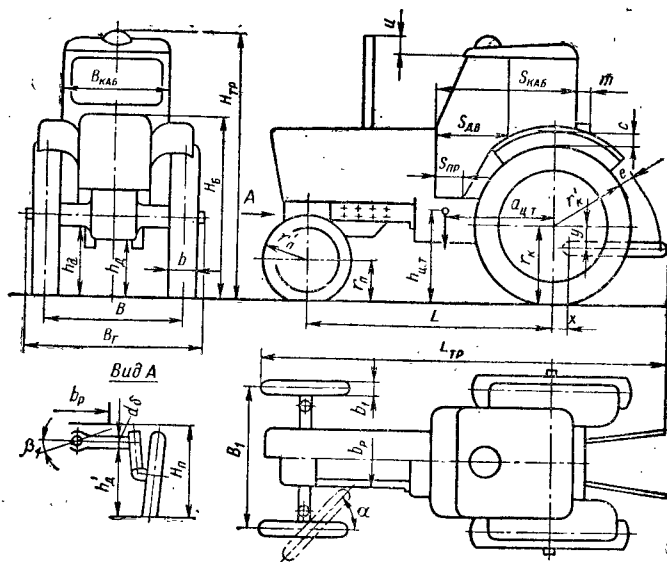


Рис. 3.9. Основные размеры универсального колесного трактора

Основные размеры универсального колесного трактора (рис. 3.9) устанавливают, исходя из следующих соображений.

Размер шин $b-d$ (соответственно r'_k и r'_n) подбирают по наибольшей вертикальной нагрузке Z_k при рабочем внутреннем давлении (см. гл. 16). Нагрузку находят по формуле

$$Z_k = \frac{\lambda G}{i_k},$$

где i_k — число колес на оси; λ — коэффициент нагрузки на ось: принимают для направляющей оси 0,4—0,5; для ведущей оси 0,8—0,9 (учитывая догрузку от навесной машины).

Продольную базу L находят из условия поворота трактора без тормоза с заданным радиусом ρ_{\min} :

$$L = \rho_{\min} \operatorname{tg} \alpha_{\text{ср}},$$

где $\alpha_{\text{ср}}$ — средний угол поворота: $\alpha_{\text{ср}} = 30 \div 35^\circ$.

Базу проверяют на обеспечение продольной устойчивости и управляемости при навешивании тяжелых машин, создающих опрокидывающий момент M_o , значение которого для тракторов разных классов приведено ниже:

| Класс трактора | 0,6 | 0,9 | 1,4 | 3,0 |
|---------------------------------|--------|--------|---------|---------|
| Расчетный момент M_o , кгс·см | 36 000 | 97 000 | 120 000 | 140 000 |

Минимальную продольную базу (см) определяют по формуле

$$L_{\min} \geq 5 \left(\frac{M_o}{G} + fr_k \right),$$

где f — коэффициент сопротивления трактора самопередвижению. Для повышения устойчивости желательно брать $L = 1,1L_{\min}$.

Дорожный просвет h_d и агротехнический просвет h_a выбирают из условия удовлетворения агротехнических требований. Для отечественных тракторов их значения составляют:

| Трактор | T-25 | T-40 | T-28X | ЮМЗ-6 | МТЗ-50 |
|------------|---------|---------|-------|-------|--------|
| h_d , мм | 425/500 | 430/580 | — | 450 | 470 |
| h_a , мм | 580/650 | 500/650 | 860 | 640 | 650 |

Увеличенный агротехнический просвет у хлопковых (Т-28Х), чайных тракторов получают за счет схемы 3×2 и введения бортовых многостепенных (гитара) или цепных передач.

Колею B делают переменной в пределах 1200—1800 мм (для тракторов класса 0,6 тс желательна колея 1000—1500 мм). Наибольшую колею B_{\max} переднего моста иногда принимают на 100—150 мм меньше наибольшей колеи ведущих колес. Все размеры остова рассчитывают для минимальной колеи B_{\min} .

Высоту рамы у переднего моста выбирают из условия отклонения балансира на угол β_1 (обычно $\beta_1 = 10 \div 12^\circ$):

$$H_{\text{п}} = h'_d + d_б + 0,5b_p \operatorname{tg} \beta_1,$$

где $d_б$ — диаметр балансира; b_p — ширина рамы.

Просвет s между крылом и колесом следует брать не менее 80 мм. Ширина двери кабины $S_{\text{дв}} \geq 600$ мм, ширина прохода $S_{\text{пр}} = 250$ мм. Выхлопная труба должна выступать над уровнем крыши кабины на высоту $u \geq 50$ мм. Размер m и высоту кромки $H_б$ топливного бака устанавливают из условия обзорности точек навески орудия с сиденья водителя.

Тракторы с четырьмя ведущими колесами применяют для увеличения тягового усилия на рыхлой почве без увеличения массы. Классифицируют их по размеру колес и по способу поворота. По размеру колес различают тракторы двух типов: А — со всеми колесами одинакового размера и одной грузоподъемности; Б — с двумя основными большего диаметра и двумя направляющими с диаметром, равным 0,55—0,65 диаметра основных колес. По способу поворота различают тракторы: для типа А — с отклонением одной пары колес; с отклонением передней и задней пар колес; с относительным отклонением секции шарнирной рамы; с выключением и торможением одной стороны; для типа Б — с отклонением направляющих колес.

Основным при конструировании трактора с четырьмя ведущими колесами одинакового размера является выбор способа поворота (рис. 2.4). Для поворота с малым радиусом отклонением одной пары колес необходимо делать большой просвет между колесом и остовом трактора, чрезмерно расширяя колею. Для уменьшения просвета и колеи применяют отклонение передней и задней пары колес, что позволяет вдвое уменьшить угол отклонения при сохранении минимального радиуса поворота. При этом на повороте задняя пара колес движется по следам передней, что улучшает проходимость. Применение шарнирной рамы позволяет, сохраняя преимущества предыдущего способа, упростить конструкцию рулевого управления, исключить применение карданных приводов к колесам и еще более приблизить колеса к остову. К ее недостаткам относятся ухудшение поперечной устойчивости при повороте и затруднение при навешивании рабочих орудий на раму.

На некоторых тракторах типа А применяют поворот выключением и притормаживанием одной стороны аналогично повороту гусеничных тракторов. Это позволяет унифицировать механизмы колесного и гусеничного тракторов, уменьшить до минимума колею, отказаться от применения карданных приводов к колесам, обеспечить устойчивое движение по прямой и малый радиус поворота. Недостатки этого способа: нагревание земли при повороте на рыхлой почве; большой износ шин и невозможность отключить один ведущий мост, когда он не нужен для работы; неустойчивое движение (занос) при повороте, особенно на дороге с пони-

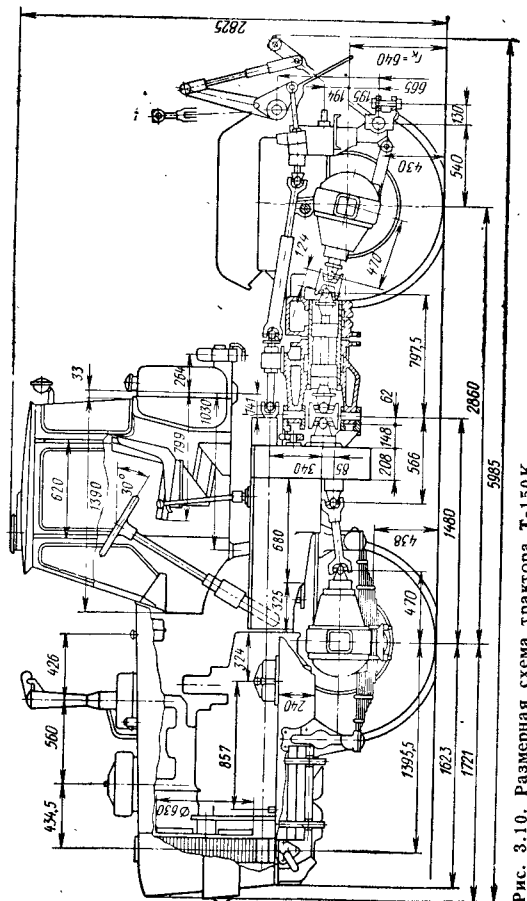
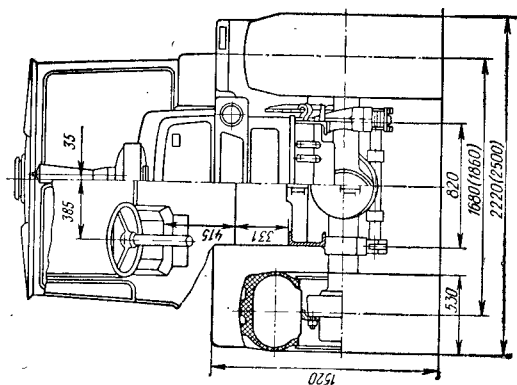


Рис. 3.10. Размерная схема трактора Т-150К

женными сцепными качествами, последний не позволяет применить его для тракторов,двигающихся со скоростью более 15 км/ч.

Для сельскохозяйственных универсальных колесных тракторов класса до 2 тс применяют передний ведущий мост с направляющими колесами меньшего диаметра, а значит, требующими меньший просвет для их отклонения без задевания остова. Такие тракторы имеют высокую степень унификации с базовой моделью 4 × 2. К недостаткам их относятся меньшая эффективность по сравнению с тракторами, имеющими четыре колеса одинакового размера.

Для мощных тракторов общего назначения применяют колеса одинакового диаметра. Примером типичной конструкции мощного колесного трактора общего назначения может служить трактор Т-150К (рис. 3.10). Он имеет шарнирную раму, части которой могут поворачиваться вокруг вертикального шарнира на 30° (для поворота трактора) и вокруг горизонтального шарнира на 18° (для переезда препятствий). Колесу трактора можно изменить перестановкой колес.

Основные размеры трактора с колесами одного размера и шарнирной рамой определяют из следующих условий.

Размер шин определяют по условной вертикальной нагрузке.

Продольную базу рассчитывают из условия поворота трактора с минимальным радиусом ρ_{\min} (обычно 5–6 м), принимая положение шарнира на середине базы и угол поворота $\alpha = 30 \div 40^\circ$:

$$L = 2\rho_{\min} \frac{\sin \alpha}{1 + \cos \alpha}.$$

Полученное значение L проверяют на:

а) отсутствие задевания переднего колеса за заднее при повороте:

$$L \geq d_k + \Delta_k + B \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

где d_k — наружный (геометрический) диаметр колеса; Δ_k — зазор между колесами (не менее 20 см);

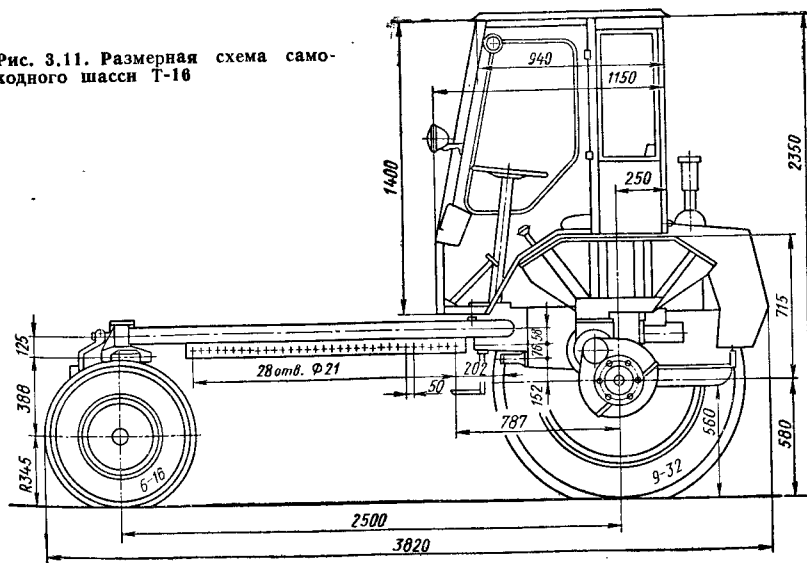
б) допустимое перераспределение вертикальных нагрузок на оси $\Delta G = 0,3G$:

$$L \geq 10 \left(\frac{M_o}{G} + fr_k \right).$$

Ширину B колеи определяют из условия увязки с пятикорпусным плугом для трактора класса 3 тс и восьмикорпусным — для 5 тс по формуле (3.1), принимая $e = 0$. Для трактора Т-150К $B = 168$ см ($B_{\max} = 186$ см), для трактора К-700 $B = 191$ см.

Самоходные шасси (самоходные рамы) применяют для работы с громоздкими и тяжелыми навесными машинами (уборочными; для борьбы с вредителями; для внесения удобрений; посевными и посадочными; погрузчиками). При конструировании самоходного шасси следует предусмотреть минимальное загромождение шасси узлами собственно трактора (двигателем, трансмиссией, рулевым механизмом), оставляя возможно больше места для размещения навешиваемой машины; удобное и легкое навешивание и снятие различных машин, возможность легкого отбора мощности для их привода от двигателя шасси; возможность использования шасси на транспортных работах при установке соответствующего кузова; хорошую видимость пути и наблюдение за работой рабочих органов навешенной машины; хорошую устойчивость как с навешенными машинами, так и без них; удобное управление шасси и навешенной машиной.

Рис. 3.11. Размерная схема самоходного шасси Т-16



В универсальных самоходных шасси с двигателями мощностью 15—35 л. с. (класс 0,6—0,9 тс), предназначенных для работы с широким набором навесных машин и с кузовом на транспорте, двигатель и силовая передача расположены сзади, а спереди имеется свободное пространство для навешиваемых машин. По типу рамы и принципу навешивания различают однобрусные и двухбрусные универсальные самоходные шасси.

Однобрусное шасси (RS-0,9, ГДР) имеет центральный брус-балку, опирающуюся спереди на балансирующий мост. Рабочие машины заводятся под балку и навешиваются на поперечный брус, прикрепленный к балке. Обычно машины делают двухсекционными, отдельные секции навешивают справа и слева, а затем соединяют между собой.

Двухбрусное самоходное шасси предусматривает в основном раздельную навеску: раму машины с бункерами для удобрений, семян, ядохимикатов монтируют на раме шасси, а рабочие органы — под ней. При этом несколько уменьшаются потери на самопередвижение, поскольку большая часть веса машины передается на колеса трактора, а на опорные колеса секций, имеющие малый диаметр, приходится лишь вес рабочих органов, но затрудняется навеска и хранение полуразобранных навесных машин. Двухбрусное самоходное шасси Т-16 (рис. 3.11) имеет раму из двух параллельных труб с приваренными снизу дырчатыми планками для крепления рабочих орудий, балансирующий передний мост, силовую передачу с поперечными валами и расположенный консольно сзади двухцилиндровый двигатель воздушного охлаждения. Шасси оснащено выведенным вперед независимым валом отбора мощности, левым синхронным валом отбора мощности в виде хвостовика у оси ведущего колеса, гидравлической системой с двумя выносными цилиндрами.

3.4. ПОЛОЖЕНИЕ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ И УСТОЙЧИВОСТЬ ТРАКТОРА

Различают следующие веса трактора:

эксплуатационный (полный) G — вес трактора в полностью заправленном состоянии, с балластом и догрузкой от навесных орудий, с инструментом и водителем;

рабочий — вес трактора в полностью заправленном состоянии (иногда принимают половину заправки топливом) без водителя;

конструктивный G_0 — вес трактора без водителя, топлива и воды, запасных частей и инструмента (ЗИП), балласта всех видов;

сухой — конструктивный вес без учета веса управляемого масла.

Конструктивный вес трактора определяют для оценки качества конструкции и материалоемкости по формуле

$$G_0 = G - (G_{\text{в}} + G_{\text{и}} + G_{\text{вод}}) - (G_{\text{топ}} + G_{\text{бал}} + G_{\text{дог}}),$$

где $G_{\text{в}}$ — вес воды в системе охлаждения; $G_{\text{и}}$ — вес возимого ЗИПа, составляющий 10—40 кгс; $G_{\text{вод}}$ — вес водителя (принимают условно 70 кгс); $G_{\text{топ}}$ — вес топлива: $G_{\text{топ}} = TG_{\text{т}} + G_{\text{ост}} = Tg_e N_e + G_{\text{ост}}$ (здесь T — запас времени работы до заправки: для тракторов общего назначения и пропашных $T \geq 10$ ч, для специальных тракторов (виноградниковых, горных самоходных шасси) $T = 6 \div 8$ ч; $G_{\text{ост}}$ — вес нерасходуемого остатка топлива: $G_{\text{ост}} = 3 \div 10$ кгс; $G_{\text{т}}$ и g_e — часовой и удельный расходы топлива двигателем; N_e — мощность двигателя; $N_e = \eta_{\text{и.м.}} N_{\text{н}}$; $\eta_{\text{и.м.}}$ — коэффициент использования мощности: для тракторов общего назначения принимают 0,9, для пропашных 0,8); $G_{\text{бал}}$ — вес балласта, состоящего из съемных грузов и заливаемой в шины воды; $G_{\text{дог}}$ — догрузка от навесного орудия или полунавесного прицепа.

Вес $(G_{\text{в}} + G_{\text{и}} + G_{\text{вод}})$ является постоянным, а $(G_{\text{топ}} + G_{\text{бал}} + G_{\text{дог}})$ переменным, зависящим от степени заполнения топливного бака, положения орудия, степени установки балласта.

Распределение веса по отдельным узлам и механизмам трактора оценивается по выполненным конструкциям (табл. 3.1 и 3.2) и опытным данным. Знать рас-

3.1. Распределение веса (кгс) колесных тракторов 4×2

| Составляющая | Трактор | | | | | Среднее значение, % |
|---|---------|------|------|-------|--------|---------------------|
| | Т-16М | Т-25 | Т-40 | ЮМЗ-6 | МТЗ-50 | |
| Трактор без водителя | 1675 | 1700 | 2870 | 3565 | 3345 | 120 |
| Балласт | 40 | 150 | 490 | 480 | 530 | 17 |
| в том числе: | | | | | | |
| вода в задних колесах | — | 90 | 210 | 340 | 340 | — |
| грузы на задних колесах | — | — | 160 | 140 | 140 | — |
| грузы у передних колес | 40 | 60 | 120 | — | 50 | — |
| Топливо | 34 | 38 | 62 | 87 | 85 | — |
| Возимые ЗИП | 16 | 12 | 18 | 20 | 20 | — |
| Вода системы охлаждения | — | — | — | 28 | 20 | — |
| Конструктивный вес | 1585 | 1500 | 2300 | 2950 | 2700 | 100 |
| Ведущие колеса | 174 | 174 | 380 | 400 | 400 | 14 |
| Передний мост с колесами и рулевым приводом | 156 | 150 | 245 | 250 | 260 | 10 |
| Полурама | 150 | 70 | 90 | 100 | 100 | 4 |
| Облицовка и капот | 15 | 26 | 35 | 30 | 30 | 1,2 |
| Радиаторы | — | — | — | 30 | 30 | 18,5 *** |
| Двигатель с воздухоочистителем | 285 | 285 | 395 | 620 | 430 | — |
| Муфта сцепления и промежуточная передача | 40 | 80 | 110 | 130 | 150 | 4,8 |
| Главная передача | 230 | 235 | 300 | 580 | 560 | 17 |
| Рукава с конечными передачами | 160 | 157 | 210 | 185 | 170 | 8 |
| Тормоза | 25 | 25 | 40 | 50 | 40 | 1,6 |
| Рулевая колонка и управление | 40 | 30 | 30 | 45 | 30 | 1,5 |
| Кабина с оборудованием | 140 | 10* | 150 | 165 | 165 | 6 |
| Сиденье, пол, крылья | 70 | 70 | 70 | 80 | 80 | 3,3 |
| Топливный бак | 15 | 15 | 20 | 20 | 20 | 0,7 |
| Механизм навески и прицепная скоба | 35 | 85 | 145 | 155 | 155 | 5,7 |
| Бак гидросистемы с маслом | — | 58 | 30 | 40 | 35 | 3,7 |
| Распределитель гидросистемы, аккумулятор | 40 | 30** | 50 | 40 | 45 | — |

* Вместо кабины установлен тент.

** Вес только аккумулятора.

*** При воздушном охлаждении 18%, при водяном 19%.

3.2. Распределение веса (кгс) гусеничных тракторов

| Составляющая | Трактор | | | | | | Среднее значение, % |
|---|---------|------|--------|-------|------|--------|---------------------|
| | Т-38М | Т-74 | ДТ-75М | Т-150 | Т-4 | Т-108 | |
| Трактор без водителя | 4100 | 5880 | 6570 | 7000 | 8140 | 11 510 | 105 |
| Балласт | — | 130 | 200 | — | — | 195 | — |
| Топливо | 100 | 180 | 210 | 270 | 260 | 80 | — |
| Возимые ЗИП | 20 | 25 | 25 | 30 | 30 | 80 | — |
| Вода системы охлаждения | 30 | 45 | 60 | 45 | 50 | 75 | — |
| Конструктивный вес | 3950 | 5500 | 6100 | 6655 | 7750 | 11 160 | 100 |
| Двигатель в сборе с муфтой сцепления и воздухоочистителем | 750 | 760 | 1050 | 1130 | 1290 | 2 400 | 17,0 |
| Радиаторы (водяной и масляный) | 70 | 150 | 180 | 90 | 105 | 110 | 1,6 |
| Коробка передач | 160 | 250 | 340 | 660 | 300 | 350 | 5,0 |
| Задний мост и редуктор вала отбора мощности | 410 | 480 | 450 | 430 | 600 | 1 010 | 8,5 |
| Конечные передачи со звездочками (две) | 570 | 370 | 540 | 340 | 610 | 960 | 8,5 |

Продолжение табл. 3.2

| Составляющая | Трактор | | | | | | Среднее значение, % |
|--|---------|------|--------|-----------|------|-------|---------------------|
| | T-38M | T-74 | DT-75M | T-150 | T-4 | T-108 | |
| Рычаги управления и приборы | 40 | 60 | 85 | 100 | 95 | 90 | 1,1 |
| Рама | — | 750 | 750 | 640 | — | — | 7,9 |
| Полурама | 190 | — | — | — | 310 | 370 | — |
| Тележки с опорными катками | 390 | — | — | — | 1410 | 2 010 | 14,2 |
| Колеса эластичной подвески | — | 760 | 720 | 420/390 * | — | — | — |
| Направляющие колеса | 240 | 210 | 230 | 300 | 290 | 600 | 4,4 |
| Поддерживающие ролики | 30 | 90 | 110 | 130 | 120 | 180 | 1,5 |
| Гусеницы | 530 | 860 | 880 | 980 | 1500 | 2 120 | 16,7 ** |
| Кабина с оборудованием | 110 | 130 | 130 | 340 | 260 | 315 | 3,0 |
| Сиденье, пол, крылья | 80 | 100 | 100 | 105 | 120 | 105 | 1,5 |
| Облицовка и капот | 60 | 70 | 70 | 85 | 110 | 125 | 1,2 |
| Прицепное приспособление | — | 50 | 50 | 60 | 120 | 260 | 1,2 |
| Механизм навески с цилиндром | 230 | 270 | 270 | 320 | 350 | — | 5,0 |
| Бак гидросистемы с маслом | 30 | 65 | 65 | 60 | 60 | — | 1,4 |
| Распределитель и арматура | 20 | 25 | 30 | 25 | 30 | — | — |
| Топливный бак | 40 | 50 | 50 | 50 | 70 | 165 | 0,9 |

* Передние и задние.

** Целые звенья 14,5%, составные 19%.

пределение веса необходимо для нахождения координат центра тяжести и обеспечения получения требуемой массы.

Положение центра тяжести определяется координатами: горизонтальной — от оси ведущего колеса $a_{ц.т.}$, вертикальной — от поверхности почвы $h_{ц.т.}$ и поперечным смещением по горизонтали от плоскости симметрии $e_{ц.т.}$.

Координаты центра тяжести для вновь проектируемого трактора находят графически или графоаналитически. На боковой проекции трактора выделяют контуры основных узлов и механизмов и наносят векторы их веса, приложенные к центрам тяжести. При графическом методе построением веревочных многоугольников находят вертикальную и горизонтальную равнодействующие суммы весов, точка пересечения которых определит положение центра тяжести. При графоаналитическом методе находят координаты центра тяжести каждого узла или механизма a_i , h_i , а затем общие координаты центра тяжести:

$$a_{ц.т.} = \frac{\sum G_{уз} a_i}{G}; \quad h_{ц.т.} = \frac{\sum G_{уз} h_i}{G},$$

где $G_{уз}$ — вес узла.

Координаты центра тяжести трактора с навешенным орудием в транспортном положении можно определить по формуле

$$a_{ар} = \frac{Ga_{ц.т.} + Qa_n}{G + Q}; \quad h_{ар} = \frac{Gh_{ц.т.} + Qh_n}{G + Q},$$

где Q — вес орудия; a_n — проекция на плоскость пути расстояния центра тяжести орудия от оси ведущих (задних) колес; берется со знаком «минус», если на-

правлена в сторону, противоположную центру тяжести трактора; h_n — высота центра тяжести орудия в транспортном положении.

Оптимальное статическое положение центра тяжести гусеничного трактора находят по формуле (1.3). Для колесного трактора $a_{ц.т.} = \frac{G_1}{G} L$, при этом отношение G_1/G определяют по формулам (1.2), (1.3).

Под действием опрокидывающих моментов центр давления смещается относительно центра тяжести в статическом положении на горизонтальной площадке на величину [33]

$$a_d = \frac{h_{ц.т.} (\pm G \sin \alpha \pm P_j) - h_{кр} P_{кр} - M_f + L_n Z_n}{G \cos \alpha},$$

где α — угол подъема (уклона); P_j — сила инерции машинно-тракторного агрегата; $M_f = fGr_k$ — момент сопротивления самопередвижению; L_n — расстояние от оси ведущего колеса до оси опорного катка навесного орудия; Z_n — вертикальная реакция почвы на опорном катке орудия [принимают $Z_n = (0,3 \div 0,5) Q$]; знак «+» для сил, направленных по движению трактора, знак «-» против него].

Устойчивость трактора характеризуется углами продольного и поперечного наклонов, превышение которых приводит к опрокидыванию или сползанию трактора [25].

Для оценки продольной устойчивости необходимо знать: угол начала опрокидывания на подъеме ($\alpha_{lim} = 39 \div 48^\circ$)

$$\operatorname{tg} \alpha_{lim} = \frac{a_{ц.т.} \pm a_d}{h_{ц.т.}},$$

на уклоне ($\alpha'_{lim} = 52 \div 62^\circ$)

$$\operatorname{tg} \alpha'_{lim} = \frac{L - a_{ц.т.} \pm a_d}{h_{ц.т.}};$$

угол начала сползания

$$\operatorname{tg} \alpha_\phi = \varphi_c;$$

угол сползания при задних ведущих (тормозных) колесах на подъеме (на склоне $\alpha_\phi = 29 \div 31^\circ$)

$$\operatorname{tg} \alpha_\phi = \varphi_c \frac{L - a_{ц.т.}}{L - \varphi_c h_{ц.т.}};$$

на уклоне (на склоне $\alpha_\phi = 18 \div 20^\circ$)

$$\operatorname{tg} \alpha_\phi = \varphi_c \frac{L - a_{ц.т.}}{L + \varphi_c h_{ц.т.}};$$

угол заглохания двигателя

$$\sin \alpha_p = P_{кр} \max / G.$$

Поперечную устойчивость характеризуют следующие величины: угол начала опрокидывания на склоне ($\beta_{lim} = 32 \div 52^\circ$)

$$\operatorname{tg} \beta_{lim} = \frac{A_y \pm e_{ц.т.}}{h_{ц.т.}};$$

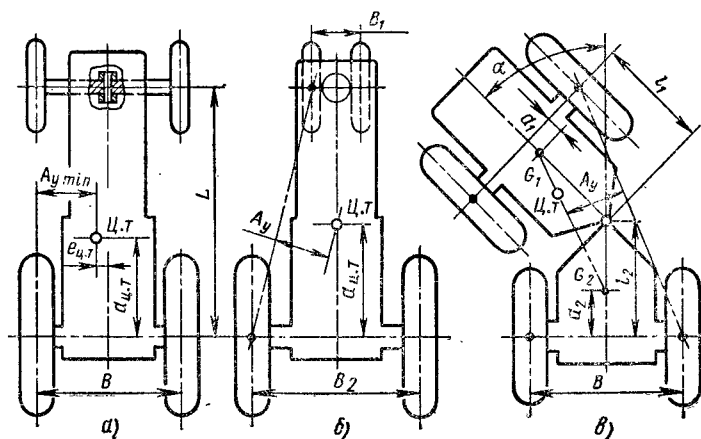


Рис. 3.12. Определение плеча устойчивости колесного трактора:

а — при одинаковой колее передних и задних колес; б — при разной колее $A_y = \frac{B_1 L + (B_2 - B_1)(L - a_{ц.т.})}{\sqrt{4L^2 + (B_2 - B_1)^2}}$; в — при повороте трактора с шарнирной рамой (если $l_1 = l_2$ и $a_1 = a_2$, то $A_y = 0,5B \cos \frac{\alpha}{2} - a \sin \frac{\alpha}{2}$; если $l_1 \neq l_2$, то A_y находят графическим построением)

угол начала сползания на склоне

$$\operatorname{tg} \beta_{\phi} = \varphi_{\text{поп}} \approx 0,8 \varphi_c;$$

критическая скорость (км/ч) по опрокидыванию при повороте на горизонтальной дороге (для $\rho_{\text{мин}} v_{\text{кр}} = 18 \div 22$ км/ч)

$$v_{\text{кр}} = 11,2 \sqrt{\frac{A_y}{h_{ц.т.}} \rho};$$

критический радиус (м) поворота по опрокидыванию при скорости движения

$$\rho_{\text{кр}} = \frac{h_{ц.т.} v^2}{127 A_y}.$$

Для гусеничного трактора за базу L следует принимать расстояние между осями направляющего и ведущего колес, так как при начале опрокидывания одно из них опирается на почву, а плечо устойчивости $A_y = 0,5(B + b)$. Для колесного трактора плечо устойчивости зависит от конструкции (рис. 3.12). Универсальные тракторы имеют балансирную переднюю ось и плечо устойчивости в начале опрокидывания даже при одинаковой колее передних и задних колес определяется тремя точками опоры с $B_1 = 0$. После отклонения балансира на угол качания β_1 и соответствующего смещения центра тяжести в сторону опрокидывания опорой будет переднее колесо и плечо устойчивости станет равным

$$A_y = 0,5B - h_{ц.т.} \sin \beta_1.$$

При проверке устойчивости определяют: предельные углы подъема, уклона и косогора в статическом положении, перераспределение вертикальных реакций почвы при движении с поднятой самой тяжелой навесной машиной и во время работы при номинальном тяговом усилии с прицепным орудием, критическую ско-

рость при повороте для широкой и узкой колес, критический радиус поворота для узкой колес на высших передачах.

Давление на почву определяет проходимость и тяговые качества трактора. Для колес с пневматическими шинами давление на почву пропорционально внутришинному давлению p_b :

$$q = C p_b^z,$$

где C — коэффициент, зависящий от конструкции шины, числа слоев каркаса и рисунка протектора; z — показатель степени, меньший единицы.

Для гусеничного трактора предварительно находят среднее давление $q_{\text{ср}} = G/2Lb$, что справедливо при совпадении центра давления с центром опорной поверхности и шаге катков $l_k \leq 2,5l_r$ (где l_r — шаг звена гусеницы). Если $l_k > 2,5l_r$, то среднее давление находят по формуле

$$q'_{\text{ср}} = \frac{G}{2i_k \lambda_d l_r b},$$

где i_k — число катков на одной стороне; λ_d — коэффициент, учитывающий число звеньев, участвующих в передаче давления на почву: при $l_k = (2,5 \div 3) l_r$ принимают $\lambda_d = 2,5$; при $l_k = (3 \div 4) l_r$ $\lambda_d = 2,2$ и при $l_k > 4l_r$ $\lambda_d = 2$.

Нормальные реакции почвы по длине опорной поверхности распределяются неравномерно при смещении центра давления относительно центра опорной поверхности на величину

$$x_d = a_{ц.т.} - (0,5L_k + c_3) + a_d,$$

где размеры L_k и c_3 указаны на рис. 3.6.

Максимальные и минимальные значения давлений для полужесткой подвески (рис. 3.13) определяют по формулам:

$$\text{при } 0 < x_d < \frac{L}{6}$$

$$q_{\text{max}} = q_{\text{ср}} \left(1 + \frac{6x_d}{L}\right), \quad q_{\text{min}} = q_{\text{ср}} \left(1 - \frac{6x_d}{L}\right);$$

$$\text{при } x_d = \frac{L}{6}$$

$$q_{\text{max}} = 2q_{\text{ср}}, \quad q_{\text{min}} = 0;$$

$$\text{при } x_d > \frac{L}{6}$$

$$q_{\text{max}} = \frac{G}{3b(0,5L - x_d)}.$$

Для эластичной балансирной подвески (рис. 3.14) справедливы следующие уравнения:

$$\text{при } 0 < x_d < \frac{L_T}{2}$$

$$q_{\text{max}} = q_{\text{ср}} \left(1 + \frac{2x_d}{L_T}\right), \quad q_{\text{min}} = q_{\text{ср}} \left(1 - \frac{2x_d}{L_T}\right);$$

$$\text{при } x_d = \frac{L_T}{2}$$

$$q_{\text{max}} = 2q_{\text{ср}}, \quad q_{\text{min}} = 0.$$

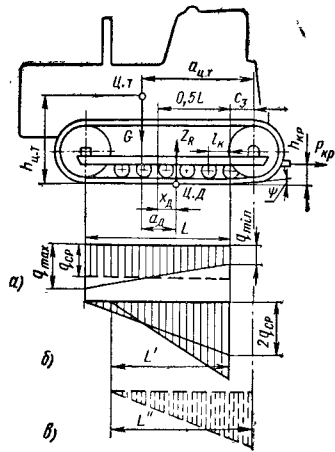


Рис. 3.13. Распределение давлений на почву для полужесткой подвески:
 а — при $x_D > 0$; б — при $x_D \geq \frac{L}{6}$;
 в — при опускании звездочки до упора в почву

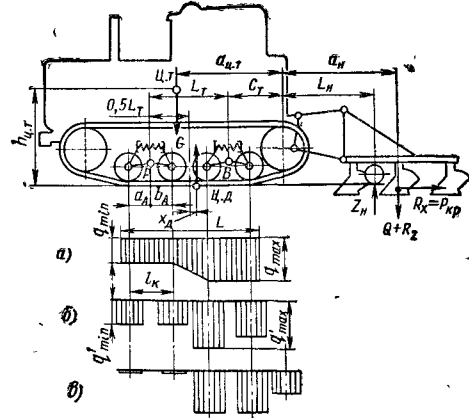


Рис. 3.14. Распределение давлений на почву для эластичной балансирующей подвески:
 а — при $l_k = a_A + b_A \leq 2l_T$; б — при $l_k > 2l_T$;
 в — при $x_D > 0,5L_T$

Для полужесткой подвески можно принимать $L = L_6$, учитывая, что при смещении центра давления (ц. д.) назад звездочка опирается на почву. При балансирующей подвеске звездочка контактирует с почвой, когда она опускается путем сжатия рессоры задней подвески на величину

$$\frac{(0,5L_T + x_D)(L_T + c_T)}{L_T^2} \frac{G}{c_B} = h_3 - (r_{к.ш} + S_D),$$

где c_B — жесткость рессор задней подвески, приведенная к оси качения, или когда $x_D > 0,5L_T$; $r_{к.ш}$ — радиус по шарнирам звеньев, уложенных на ведущее колесо; S_D — высота дорожки катания над осью шарнира.

Давление на почву в этом случае передается через задние тележки и звездочки и распределяется в зависимости от силы упругости c_B/l_B задней подвески (l_B — ход опускания оси качения).

При индивидуальной, а также более чем четырехточечной балансирующей подвеске определяют нагрузку Z_{ki} на каждый каток, считая жесткость рессор одинаковой для всех катков, а затем давление, передаваемое на почву:

$$Z_{ki} = \frac{G}{2i_k} \left(1 + \frac{6x_D l_i}{L_k^2} \right);$$

$$q_i = \frac{Z_{ki}}{\lambda_D l_i b},$$

где l_i — расстояние от оси катка до нормали, проходящей через центр опорной поверхности (при смещении вперед со знаком «+», назад — «-».)

Давление на почву, передаваемое задним катком, обычно меньше, чем остальными, в результате действия вертикальной составляющей касательной силы тяги поднимающейся ветви цепи, равной $[0,5(P_{кр} + fG) + T] \sin \psi_3$, где T — сила

3.3. Расчет распределения давлений на почву трактора с навесным плугом

| Параметр | Переезд с поднятым плугом | Пахога при $P_{кр}$ |
|---|--|--|
| Смещение центра давления (см) относительно центра тяжести a_D | $-\frac{a_H Q - f(G+Q)}{G+Q} r_k = -21$ | $-\frac{h_{кр} P_{кр} - fG i_k + Z_{ц.т.н}}{G} = -16$ |
| центра опорной поверхности x_D | $a_{ц.т} - (0,5L_T + C_T) - a_D = -23$ | $a_{ц.т} - (0,5L_T + C_T) - a_D = -18$ |
| Реакция на осях качания, кгс: передних тележек Z_A | $0,5(G+Q) \left(1 - \frac{2x_D}{L_T} \right) = 1970$ | $0,5G \left(1 - \frac{2x_D}{L_T} \right) = 2080$ |
| задних тележек Z_B | $0,5(G+Q) \left(1 + \frac{2x_D}{L_T} \right) = 4830$ | $0,5G \left(1 + \frac{2x_D}{L_T} \right) = 4120$ |
| Давление на почву при работе всей цепи, кгс/см ² : под передней тележкой q_{min} | $\frac{G+Q}{2Lb} \left(1 - \frac{2x_D}{L_T} \right) = 0,3$ | $\frac{G}{2Lb} \left(1 - \frac{2x_D}{L_T} \right) = 0,31$ |
| под задней тележкой q_{max} | $\frac{G+Q}{2Lb} \left(1 + \frac{2x_D}{L_T} \right) = 0,72$ | $\frac{G}{2Lb} \left(1 + \frac{2x_D}{L_T} \right) = 0,62$ |
| Давление на почву, передаваемое катками, кгс/см ² : передней тележки $q_{пч}$ | $\frac{Z_A}{2i_A \lambda_D l_i b} = 0,34$ | $\frac{Z_A}{2i_A \lambda_D l_i b} = 0,36$ |
| передним катком задней тележки $q_п$ | | $\frac{(Z_B/i_B) + (P_{кр} + fG + 2T) \sin \psi_3}{2\lambda_D l_i b} = 0,95$ |
| для задним катком задней тележки q_3 | $\frac{Z_B}{2i_B \lambda_D l_i b} = 0,83$ | $\frac{(Z_B/i_B) - (P_{кр} + fG + 2T) \sin \psi_3}{2\lambda_D l_i b} = 0,42$ |

статического натяжения гусеницы с соответствующей догрузкой катка, расположенного впереди.

Пример. Определить распределение нормальных реакций почвы для трактора ДТ-75 при работе с навесным плугом ПН-4-35.

Исходные данные для трактора: $G = 6200$ кгс; $a_{ц.т} = 125$ см; $l_T = 17$ см; $b = 39$ см; $L = 10 l_T = 170$ см; $L_T = 110$ см; $C_T = 72$ см; $l_K = 53$ см; $a_i = b_i$; $r_K = 33$ см; $\psi_3 = 12^\circ$; $T = 250$ кгс; $h_{кр} = 40$ см; для плуга: $Q = 600$ кгс; $a_H = 210$ см; $L_H = 120$ см; поле — стерня, $f = 0,08$.

Расчет проводим для случаев переезда с поднятым плугом и пахоты с тяговым усилием $P_{кр} = 3000$ кгс (табл. 3.3). По отношению $l_K/l_T = 3,1$ выбираем $\lambda_d = 2,2$. Принимаем для гусеничного трактора $Z_H = 0,5Q$. Схема сил, действующих при работе, показана на рис. 3.14.

3.5. РАЗМЕЩЕНИЕ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

Прицепные устройства разделяют на прицепные скобы, предназначенные для прицепа рабочих машин, транспортные крюки для прицепки двухосных прицепов (тележек) и гидрокрюки для полунавесных прицепов.

Прицепные скобы выполняют в соответствии с ГОСТ 3481—66 в виде поперечного сдвоенного бруса, размеры которого приведены в табл. 3.4. Скобу желательнее

3.4. Основные размеры (мм) прицепного устройства (рис. 3.15)

| Класс трактора, тс | Брус трактора | | | | Палец | Вилка | Тяга сельскохозяйственной машины | | |
|--------------------|---------------|-------|-----|-----|-------|-------|----------------------------------|-----|---------------------|
| | B_{max} | d_1 | c | h | | | d | l | $B_{п max}$ |
| До 0,6 | — | — | — | — | — | 40 | 100 | 40 | 15 \varnothing 20 |
| От 0,6 до 3 | 45 | 34 | 80 | 55 | 32 | 50 | 100 | 40 | 20 \varnothing 30 |
| От 3 до 10 | 70 | 46 | — | 90 | 44 | 60 | 160* | 60 | 30* |

* Для сельскохозяйственных машин, работающих с тракторами классов до 6 тс.

Примечание. $A = 400 \pm 10$; $H_{min} = 250$ мм; $H_{п} = 350$ мм; $L_{min} = 200$ мм.

делать регулируемой по высоте. Вместо сдвоенного бруса часто применяют вилку, закрепляемую двумя пальцами на поперечной планке [рис. 3.15, I (вариант)]. Прицепное устройство сельскохозяйственной или дорожно-строительной машины должно иметь форму дышла (см. рис. 3.15, б) с размерами по ГОСТ 13398—67.

Транспортные крюки для прицепных тележек по размерам и расположению должны соответствовать ГОСТ 2349—54. Для полунавесных прицепов они должны опускаться и подниматься при помощи гидравлического цилиндра. В поднятом положении крюк должен фиксироваться запорами или стяжками. В опущенном положении верхняя точка крюка должна находиться от земли на расстоянии, не превышающем 150 мм. Вылет крюка назад от оси ведущих колес рекомендуется делать минимальным. Буксирное устройство для двухосных прицепов должно располагаться на высоте 800—850 мм. Колесные тракторы, работающие на транспорте, должны снабжаться приводом к тормозам прицепа (гидравлическим или пневматическим) и розеткой для подключения сигнальных огней.

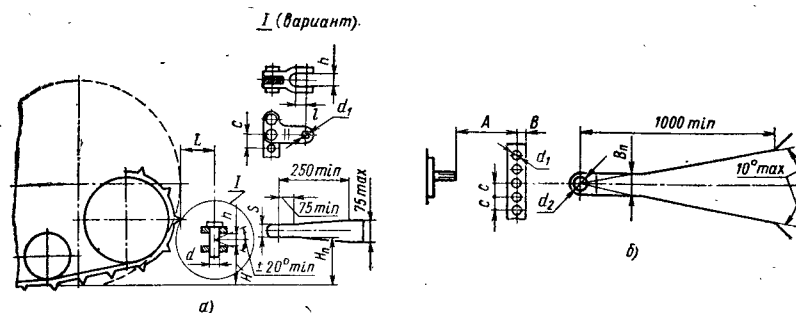


Рис. 3.15. Расположение прицепного устройства: а — на тракторе; б — на прицепной машине-орудии

Вывод (хвостовик) вала отбора мощности располагают сзади, сбоку и спереди. В настоящее время стандартизированы лишь задние валы отбора мощности (ГОСТ 3480—58 и ГОСТ 3481—66). Независимый и зависимый задние валы отбора мощности должны иметь две скорости вращения: 540 ± 10 и 1000 ± 20 об/мин при номинальной частоте вращения двигателя. Синхронные валы должны делать 3,3—3,5 об/мин на 1 м пути. Направление вращения — по часовой стрелке. Расположение хвостовика заднего вала отбора мощности показано на рис. 3.16. Вылет L от торца вала до оси подвеса при горизонтальном положении нижних тяг механизма навески должен быть равен 500—600 мм.

Приводной шкив располагают сзади, а у колесных тракторов также с правой или с левой стороны на высоте не менее 500 мм. Размеры шкива по ГОСТ 6720—67.

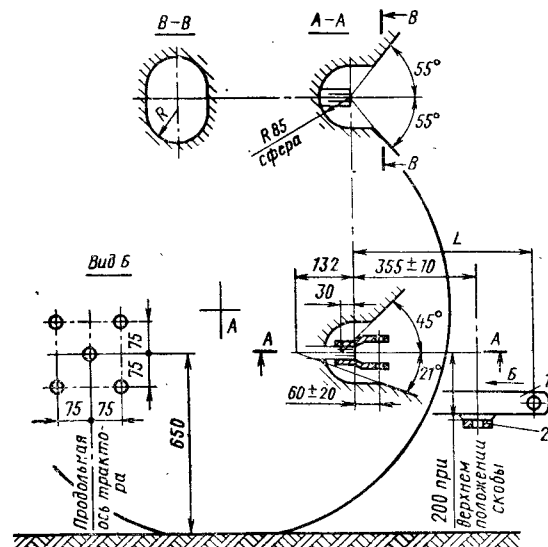


Рис. 3.16. Расположение хвостовика вала отбора мощности: 1 — нижняя тяга механизма навески; 2 — прицепная скоба

3.6. РАЗМЕЩЕНИЕ ВОДИТЕЛЯ И УСЛОВИЯ ТРУДА

Для высокопроизводительной и безопасной работы необходимо обеспечить удобную, спокойную посадку водителя, удобное и легкое управление трактором, хорошую обзорность пути и рабочего орудия, требуемые санитарные условия на рабочем месте, сократить время и облегчить техническое обслуживание трактора.

Сиденье должно иметь спинку, а у гусеничных тракторов, управляемых рычагами поворота, еще и подлокотники [15]. Все сиденья одноместные, пружинные, с амортизатором. На тракторах класса 3 тс и выше ставится два сиденья, на тракторах меньшего класса можно устанавливать откидное сиденье для вспомогательного рабочего. Обшивка подушки сиденья не должна мешать воздухообмену, пачкаться и отсыреть. Хорошо делать подушку из нескольких полос, между которыми циркулирует воздух. Положение сиденья со спинкой должно быть регулируемым по высоте на ± 40 мм и в продольном направлении на ± 75 мм. Схема посадки водителя и основные размеры сиденья, а также размещение органов управления на гусеничном тракторе показаны на рис. 3.17.

Органы управления делят на постоянно, часто и редко используемые. Разработанное НАТИ рекомендуемое расположение органов управления универсальных тракторов показано на рис. 3.18. Нижняя точка штурвала должна быть на 250—300 мм выше края сиденья и на 400—500 мм впереди спинки. Педали должны иметь боковой ограничитель и рифленую поверхность для предупреждения соскальзывания ноги. Рукоятки часто используемых рычагов нужно изготавливать из малотеплопроводного материала. Усилие не должно превышать: на штурвале — 3 кгс, на рычагах часто используемых органов управления — 6 кгс; на остальных рычагах — 12 кгс; на педалях — 12 кгс; на органах управления двигателем (рычагах и педалях) — 3 кгс. Для рычагов и педалей, редко (не более 5 раз в смену) используемых, допускается усилие до 20 кгс.

Обзорность пути и рабочих орудий характеризуется размерами и очертаниями невидимой зоной, определяемой по диаграмме обзорности (рис. 3.19). Основные размеры невидимой зоны некоторых отечественных тракторов приведены ниже:

| Трактор | МТЗ-5 | ДТ-20 | Т-74 | Т-100М |
|---------|-------|-------|--------|--------|
| A, мм | 8450 | 4300 | 11 800 | 19 500 |
| B, мм | 1750 | 1700 | 2 550 | 3 100 |
| C, мм | 1600 | 1800 | 570 | 6 800 |
| D, мм | 2900 | 1800 | 3 650 | 6 200 |

В диаграммах не учитываются площади, затененные стойками кабины, которые могут быть видны после поворота или наклона головы водителя. Зону обзорности делят на зоны постоянного и периодического наблюдения. Зоной постоянного наблюдения (просматриваемой водителем более 90% времени) для основных работ является участок между правой стенкой капога и обработанной полосой поля. Эту зону водитель должен просматривать, находясь в позе наиболее удобной для него. Для обзора зоны периодического

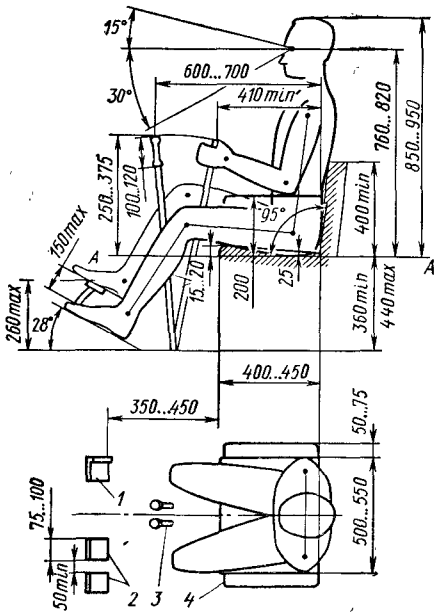


Рис. 3.17. Посадка водителя и размещение основных органов управления на гусеничном тракторе:

A—A — нулевая линия сиденья; 1 — педаль муфты сцепления; 2 — тормозные педали; 3 — рычаги управления поворотом; 4 — подлокотник

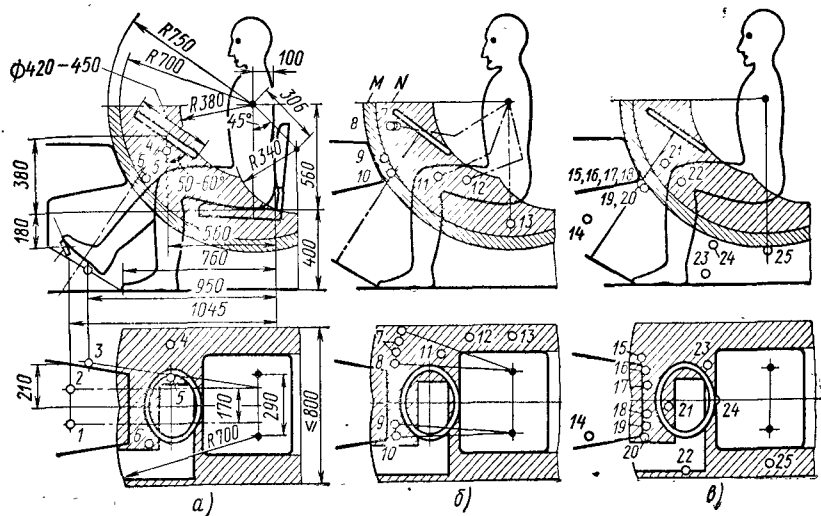


Рис. 3.18. Рекомендуемое расположение органов управления универсальных колесных тракторов:

a — постоянно используемые; б — часто используемые; в — редко используемые; M — зона работы пальцев рук; N — зона работы рук; 1 — педаль сцепления; 2 — педаль тормоза; 3 — педаль подачи топлива; 4 — рычаг подачи топлива; 5 — рычаг коробки передач; 6 — рычаг гидрораспределителя; 7 — рычаг гидрораспределителя и дальнего света; 8 — рычаг указателей поворота; 9 — рычаг понижающего редуктора; 10 — переключатель ближнего и дальнего света; 11 — рукоятка силового регулятора; 12 — рычаг понижающего редуктора; 13 — рычаг заднего ВОМ; 14 — рычаг муфты сцепления и шестерни включения редуктора пускового двигателя; 15 — рычаг декомпрессора; 16 — выключатель стартера; 17 — кнопка выключателя магнето; 18 — рукоятка крана топливного бака пускового двигателя; 19 — рукоятка воздушной заслонки карбюратора; 20 — выключатель массы; 21 — кнопка звукового сигнала; 22 — рычаг бокового ВОМ; 23 — педаль блокировки дифференциала; 24 — рычаг режимов ВОМ; 25 — рычаг ходоуменьшителя

наблюдения, охватывающей рабочие органы орудий и прицепные устройства, допустимо придавать водителю несколько неудобную позу, во всех случаях не мешающую управлению трактором. Угол, составляемый лучом зрения тракториста с плоскостью пути, называемый кратким углом зрения, зависит от скорости движения и выполняемой работы (рис. 3.20).

В ночное время участок постоянного наблюдения на расстоянии 10 м перед трактором должен иметь у поверхности земли освещенность не менее 0,5 лк. Освещенность следа маркера на расстоянии 2 м впереди колеса (гусеницы) трактора и рабочих органов (плугов, культиваторных лап, сошников сеялок и др.) должна быть не менее 5 лк. Все тракторы должны иметь две передние и две задние фары.

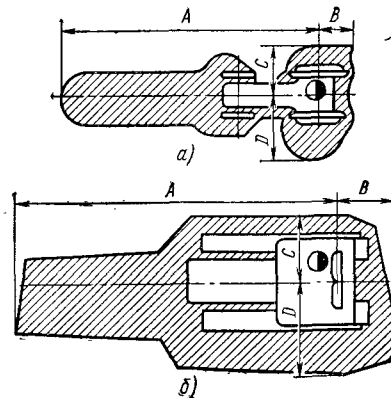


Рис. 3.19. Диаграмма обзорности трактора: а — колесного; б — гусеничного

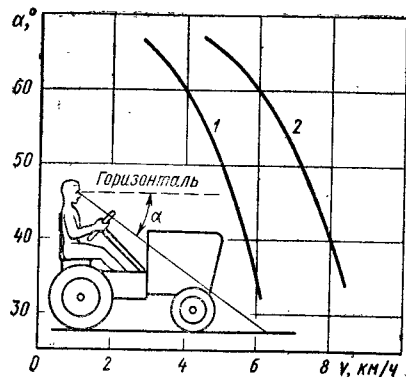


Рис. 3.20. Зависимость угла зрения α от рабочей скорости v при междурядной обработке:

1 — свеклы; 2 — картофеля

в теплой одежде — не менее 600 мм. Для удобства посадки у двери должна быть лесенка-подножка с высотой первой ступеньки от земли не более 400 мм (в отдельных случаях допускается 500 мм). Шаг ступенек 250—350 мм. У лесенки должны быть поручни из нетеплопроводного материала.

Форма кабины может быть прямоугольной (см. рис. 3.1) и с наклоненным назад (см. рис. 3.2) и вперед (см. рис. 3.3) передним стеклом. Наклон стекол внутрь кабины увеличивает попадание солнечных лучей на рабочее место и перегрев водителя, поэтому для гусеничных тракторов более целесообразна форма кабины по рис. 3.3. и 3.1. Для колесных тракторов, используемых на транспорте, приходится применять кабину с наклоненным назад передним стеклом для облегчения наблюдения за светофорами и дорожными знаками. Для снижения нагрева кабины применяют термоизоляцию передней панели (совмещая ее с шумоизоляцией картоном или обмазкой шумоизолирующей мастикой № 579), установку под крышей экрана, окраску крыши в белый цвет. Температура воздуха в кабине летом в умеренной полосе не должна превышать наружную более чем на 2—3° С. Для этого кабины снабжают воздухоохладителями. На тракторах Т-150 и МТЗ-80 устанавливают воздухоохладитель испарительного типа. Он состоит из расположенного на крыше кабины дискового вентилятора-увлажнителя с системой фильтров и помещенного между сиденьями водяного бака с насосом. Электромоторы вентилятора и насоса питаются от электрогенератора увеличенной мощности. При эксплуатации в жарком климате применяют малогабаритные фреоновые кондиционеры. В холодное время воздух в кабине подогревают, подводя горячий воздух от радиатора или устанавливая калорифер по типу автомобильного. Количество горячего воздуха регулируют заслонкой.

Для снижения уровня шума от вибрации двигателя кабины выполняют в виде замкнутой системы, соединяемой с рамой через резиновые амортизаторы-буферы (см. гл. 17). Звуковое давление на уровне головы водителя должно быть не более 98—74 дБ в пределах частоты 63—8000 Гц.

Чтобы исключить попадание пыли и газов, кабина должна быть герметизирована резиновыми прокладками по контуру дверей или мастиками в разборных соединениях. Степень герметичности кабины оценивается по предложению НАТИ сечением эквивалентного по утечке круглого отверстия. Удовлетворительной считается герметичность, соответствующая отверстию диаметром 80—100 мм. Чтобы при этом исключить попадание пыли и газов, нужно создать в кабине избыточное давление воздуха в 2—5 мм вод. ст. Давление создается вентилятором, подающим

Колесные тракторы необходимо оборудовать двухсветными передними фарами, габаритными фонарями и фонарем заднего номерного знака, указателями поворотов и сигналом торможения. Крепление фар должно позволять устанавливать их, направляя световой поток на необходимые рабочие поверхности. Тракторы должны иметь розетки для подключения освещения и сигнализации прицепа. Все тракторы оборудуют звуковым электрическим сигналом.

Кабина должна надежно защищать водителя от непогоды, пыли, газов, паров топлива, повышенного шума. Внутренние габаритные размеры кабины должны обеспечивать удобное положение водителя на сиденье, удобный и безопасный выход через дверцы. Высота от пола до потолка кабины должна быть не менее 1400 мм, ширина двери для возможности посадки

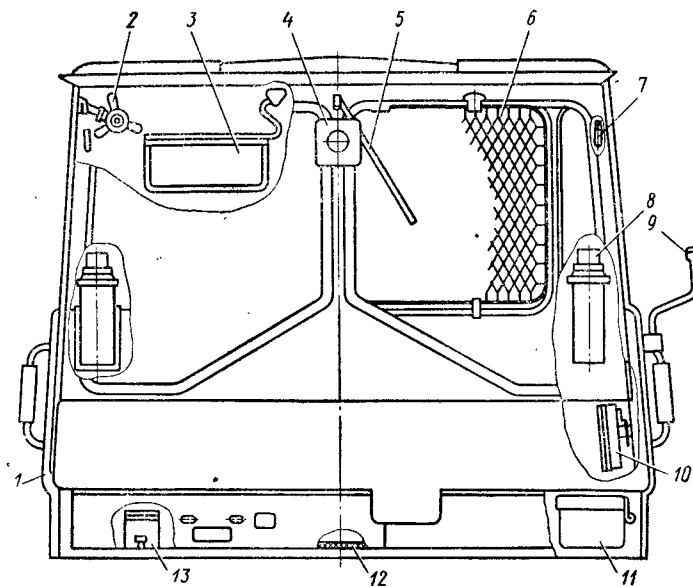


Рис. 3.21. Оборудование кабины трактора Т-150К:

1 — место для огнетушителя (снаружи кабины); 2 — обдувающий вентилятор; 3 — противосолнечный козырек; 4 — зеркало заднего вида; 5 — стеклоочиститель (ручной); 6 — защитная сетка заднего окна; 7 — крючок для одежды; 8 — термос для питьевой воды; 9 — держатель зеркала; 10 — санитарная аптечка; 11 — инструментальный ящик; 12 — резиновый коврик; 13 — пенал для запчастей электрооборудования

нужный для дыхания воздух. В НАТИ разработан вентилятор-пылеотделитель КП-150 с приводом от электродвигателя мощностью 25 Вт, производительностью 150 м³/ч. Воздух очищается центробежным способом, вылетающая с лопаток пыль удаляется через отверстия нижнего кожуха. Степень очистки доходит до 92%.

Кабина должна освещаться плафоном, иметь подсветку приборного щитка и устройства для размещения и закрепления вспомогательного оборудования (рис. 3.21).

Кабина должна предохранять водителя от травмирования при опрокидывании трактора. Для этого ее снабжают каркасом, который рассчитывают на прочность от ударной нагрузки. При испытании кабин наносят удары сбоку, сзади и спереди [21]. Энергия (кгс·см) удара равна

$$Э = QH,$$

где Q — вес груза, принимают равным 2000 кгс; H — высота падения груза, для бокового удара $H = 12,5 + 0,015G$; для удара сзади $H = 2,16 \cdot 10^{-7}GL^2$ (здесь G и L — вес и база колесного трактора).

При расчете на прочность принимают следующие допущения: 1) каркас представляют состоящим из простых элементов — плоских рам; 2) считают, что стержни каркаса остаются прямыми, а энергия удара поглощается в пластических шарнирах, возникающих в местах соединения стержней. Изгибающий момент в пластическом шарнире для стержней из труб прямоугольного сечения равен

$$M = \frac{\sigma_T}{4} [bh^2 - (b - 2\delta)(h - 2\delta)^2],$$

где σ_T — предел текучести, принимаемый для стали равным 2100 кгс/см^2 ; b и h — длины большей и меньшей сторон прямоугольника; δ — толщина стенки.

Сила, вызывающая пластическую деформацию в плоскости простейшей П-образной рамы, вычисляется по формуле

$$P = \frac{2}{l} (M_1 + M_2),$$

где M_1 — пластический момент у заделки; M_2 — меньший из двух пластических моментов в верхнем углу у вертикального и горизонтального стержней; l — длина стойки рамы.

Перемещение верха рамы

$$\Delta = \frac{\partial}{P} = \frac{\partial l}{2(M_1 + M_2)} \leq 30 \text{ см.}$$

КЛАССИФИКАЦИЯ И ТИПОВЫЕ СХЕМЫ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ

4.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Силовая передача трактора представляет собой совокупность механизмов, передающих мощность двигателя ведущим колесам и приемному валу рабочей машины.

Силовая передача (трансмиссия) изменяет угловую скорость ω_k ведомого вала и крутящий момент M_k . Изменение скорости характеризуется кинематическим передаточным числом $u = \frac{\omega_d}{\omega_k}$ (ω_d — угловая скорость ведущего вала) или кинематическим передаточным отношением $u^* = \frac{1}{u} = \frac{\omega_k}{\omega_d}$ (часто определение «кинематическое» опускают). Изменение момента характеризуется силовым передаточным числом или коэффициентом преобразования момента $\hat{u} = K_p = \frac{M_k}{M_d}$. У силовой передачи с жесткой связью элементов (шестеренчатые и цепные передачи)

$\hat{u} = \eta_m u$, где η_m — механический к. п. д. передачи. У силовых передач с гидродинамической и электромагнитной связью элементов $\hat{u} = \eta_m \eta_s u$, где $\eta_s = 1 - s$ — снижение к. п. д. в результате скольжения ведомого вала относительно ведущего, равного s .

Силовая передача должна обеспечивать:

- 1) изменение передаточного числа в заданном диапазоне $\Delta u = u_{\max}/u_{\min}$;
- 2) изменение направления вращения ведущих колес для получения заднего хода; если диапазон скоростей переднего и заднего ходов одинаков, передачу называют полностью реверсивной;
- 3) изменение соотношения скорости вращения ведущих колес правой и левой сторон для поворота трактора;
- 4) отсоединение механизмов, передающих мощности от двигателя;
- 5) поглощение обратного потока мощности от ведущих колес, развиваемого при накате трактора, а также от увлекающей силы при повороте (торможение трактора);
- 6) передачу мощности к приводу рабочей машины с одной или несколькими устанавливаемыми по условиям работы частотами вращения.

Силовые передачи классифицируют по способу изменения передаточного числа на ступенчатые и бесступенчатые.

Ступенчатые силовые передачи могут быть механические (шестеренчатые), гидромеханические и электромеханические; бесступенчатые — механические (импульсные и фрикционные), гидравлические (гидростатические), электрические.

4.2. СТУПЕНЧАТЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Ступенчатые зубчатые силовые передачи получили наибольшее распространение на тракторах благодаря простоте конструкции, небольшой металлоемкости, высокому к. п. д., хорошей надежности, легкости ремонта.

Зубчатые передачи колесных универсальных тракторов 4×2 имеют 6—18 передач (в том числе две-четыре замедленных и две-четыре транспортных), не менее двух передач заднего хода, иногда дополнительно устанавливаемый ходоуменьшитель для получения ползучих (менее 1 км/ч) скоростей, независимый (или полунезависимый) вал отбора мощности (ВОМ) с выводом назад и в сторону (для тракторов мощностью более 75 л. с. задний ВОМ должен иметь две частоты вращения — 540 и 1000 об/мин), синхронные ВОМ с выводом в сторону или назад, приводной шкив, поставляемый по отдельному заказу.

Схемы силовых передач колесных тракторов отличаются по расположению валов коробки передач — продольное или поперечное; расположению конечных передач — у центральной передачи или у колес (бортовые передачи); системе привода ВОМ — через двухпоточную управляемую муфту сцепления или жесткий привод с управлением у выводного конца вала.

При продольном расположении валов коробки передач (рис. 4.1; 4.2; 4.3) остов трактора уже, а колея и вес меньше. Вынесенные к колесам отдельные конечные (бортовые) передачи позволяют регулировать дорожный просвет и длину базы трактора. Жесткий привод ВОМ с управлением у выводного конца вала является более универсальным, упрощает конструкцию муфты сцепления.

Коробки передач с поперечным расположением валов применяют при поперечном расположении двигателя; для получения реверсивной передачи; при создании унифицированных для тракторов и самоходных шасси силовых передач. Реверсивные передачи имеют тракторы Т-25 (рис. 4.4) и Т-40 (рис. 4.5). Реверс с переключаемыми коническими шестернями помещен перед коробкой передач. На самоходных шасси коробку передач с поперечными валами ставят для максимального сокращения длины трансмиссии (рис. 4.6).

Зубчатые передачи колесных тракторов 4×4 должны обеспечивать возможность получения наибольшего тягового усилия при ухудшении сцепления отдельных колес с почвой и отсутствии циркулирующей паразитной мощности. Последняя возникает в замкнутом контуре задние ведущие колеса — почва — передние ведущие колеса — силовая передача — задние ведущие колеса при кинематическом несоответствии переднего и заднего мостов. Кинематическое несоответствие появляется в результате различия радиусов колес (3—7%) и траекторий передних и задних колес при повороте (до 16%). Циркулирующая мощность возрастает на плотной почве при работе с малой нагрузкой.

Для тракторов с четырьмя одинаковыми колесами и поворотом при помощи шарнирной рамы во всех случаях движения по полю циркуляция мощности незначительна. Для них обычно применяют жесткий привод к ведущим мостам через раздаточную коробку с принудительным (при движении по дороге) выключением одного моста (рис. 4.7). Обычно раздаточные коробки выполняют двухступенчатыми, что позволяет получить две группы передач: рабочую и транспортную. Для улучшения тяговых качеств, согласно исследованиям А. Ф. Полетаева, следует принимать передаточное число привода от вторичного вала коробки передач к переднему мосту равным

$$u_{п1} = u_{п2} (1 - \delta_{п}),$$

где $\delta_{п}$ — расчетное буксование передних колес: $\delta_{п} = 0,04 \div 0,06$.

В ведущих мостах устанавливают простой дифференциал, дифференциал повышенного трения (улучшает тяговые качества примерно на 20%) и обгонную муфту двустороннего действия, работающую на переднем и заднем ходах (трактор К-700).

У универсальных тракторов 4×4 с поворотом передних колес при повороте возникает значительное кинематическое несоответствие (см. рис. 2.6) и появляется

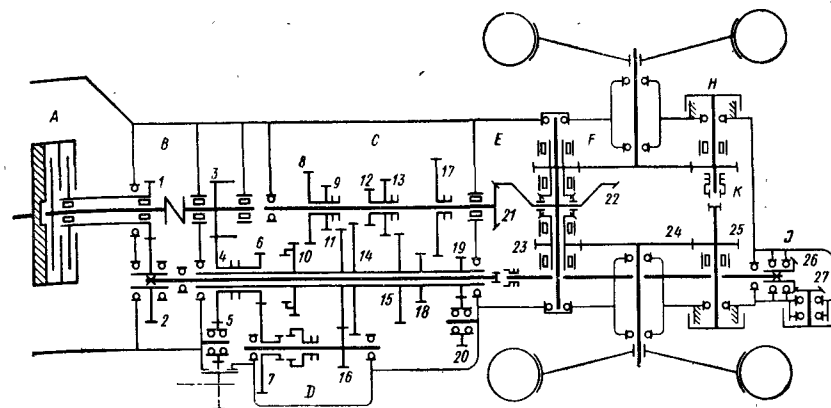


Рис. 4.1. Кинематическая схема силовой передачи трактора ЮМЗ-6:

A — двухпоточная муфта сцепления; B — привод к ВОМ; C — коробка передач; D — редуктор-удвоитель; E — центральная передача с дифференциалом; F — конечная передача; H — колодочный тормоз; J — приводной шкив; K — муфта блокировки дифференциала

| Шестерня | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---------------------|------------------------------------|----|----|------------------------------------|-----------------------------------|----|----|--------------------------|------------------------------------|----|-------------------------|----|-----------------------------------|----|
| Число зубьев | 14 | 44 | 19 | 40 | 31 | 20 | 37 | 32 | 21 | 27 | 37 | 18 | 29 | 41 |
| Шестерня | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | — |
| Число зубьев | 30 | 19 | 34 | 24 | 18 | 25 | 13 | 53 | 14 | 72 | 12 | 22 | 14 | — |
| Передача | С редуктором | | | | | | | | | | | | | |
| | I | | | | II | | | | III | | | | IV | |
| Работающие шестерни | 4.7.11.17.22.24 3.6.16.18.21.23 | | | | 4.7.11.8.22.24 3.6.16.10.21.23 | | | | 4.7.11.13.22.24 3.6.16.15.21.23 | | | | 4.7.11.9.22.24 3.6.16.11.21.23 | |
| Передаточное число | 225,3 | | | | 188,5 | | | | 153,7 | | | | 90,3 | |
| Передача | С редуктором | | | | | | | Без редуктора | | | | | | |
| | V | | | Задний ход | | | | VI | | | VII | | | |
| Работающие шестерни | 4.7.11.12.22.24 3.6.16.14.21.23 | | | 4.7.11.17.22.24 3.6.16.19.21.23 | | | | 4.17.22.24 3.18.21.23 | | | 4.8.22.24 3.10.21.23 | | | |
| Передаточное число | 69,8 | | | 300 | | | | 62,5 | | | 52,5 | | | |
| Передача | Без редуктора | | | | | | | | | | | | | |
| | VIII | | | | IX | | | | X | | | | Задний ход | |
| Работающие шестерни | 4.13.22.24 3.15.21.23 | | | | 4.9.22.24 3.11.21.23 | | | | 4.12.22.24 3.14.21.23 | | | | 4.17.22.24 3.19.21.23 | |
| Передаточное число | 42,7 | | | | 25,1 | | | | 19,4 | | | | 83,4 | |

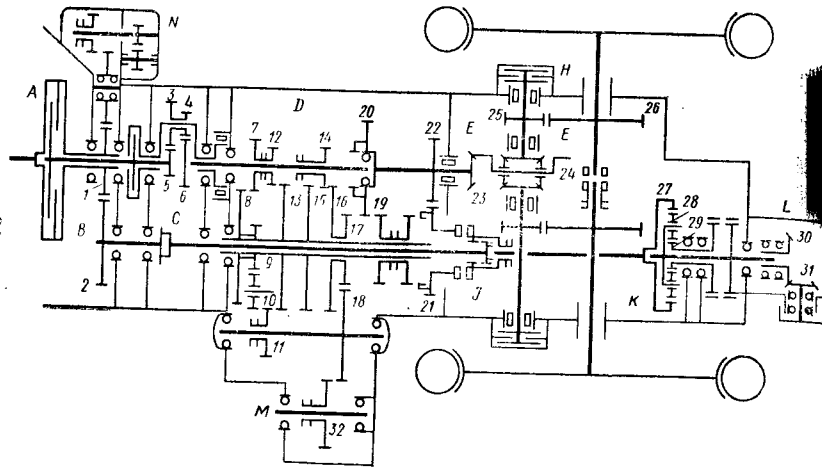


Рис. 4.2. Кинематическая схема силовой передачи трактора МТЗ-50:

A — муфта сцепления; B — независимый привод к ВОМ; C — увеличитель крутящего момента; 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 — приводной шквн; M — боковой ВОМ; N — привод к насосу гидронавесной системы

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|---|--|----|----|---|----|--|----|-----------------------------------|----|----|-------------------|-----------------------------------|----|----|----|
| Шестерня | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| Число зубьев | 21 | 43 | 27 | 24 | 27 | 30 | 27 | 38 | 19 | 30 | 18 | 24 | 40 | 21 | 43 | 43 |
| Шестерня | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | 32 |
| Число зубьев | 23 | 35 | 20 | 45 | 28 | 37 | 12 | 41 | 13 | 69 | 57 | 15 | 27 | 22 | 14 | 34 |
| Передача | I | | | | II | | | | III | | | | IV | | | |
| Работающие шестерни | $\frac{16.18.13.20.24.26}{14.17.11.19.23.25}$ | | | | $\frac{16.18.13.22.24.26}{14.17.11.21.23.25}$ | | | | $\frac{15.20.24.26}{14.19.23.25}$ | | | | $\frac{13.20.24.26}{12.19.23.25}$ | | | |
| Передаточное число | 282,58 | | | | 165,93 | | | | 83,54 | | | | 68,46 | | | |
| Передача | V | | | | VI | | | | VII | | | | VIII | | | |
| Работающие шестерни | $\frac{8.20.24.26}{7.19.23.25}$ | | | | $\frac{15.22.24.26}{14.21.23.25}$ | | | | $\frac{13.22.24.26}{12.21.23.25}$ | | | | $\frac{8.22.24.26}{7.21.23.25}$ | | | |
| Передаточное число | 57,4 | | | | 49,05 | | | | 39,93 | | | | 33,7 | | | |
| Передача | IX прямая | Задний ход | | | | | | | | | | Редуктор УКМ | | | | |
| | | I | | | | | II | | | | | | | | | |
| Работающие шестерни | $\frac{24.26}{23.25}$ | $\frac{16.18.9.20.24.26}{14.17.11.19.23.25}$ | | | | | $\frac{16.18.9.22.24.26}{14.17.11.21.23.26}$ | | | | | $\frac{3.6}{5.4}$ | | | | |
| Передаточное число | 18,1 | 134,16 | | | | | 78,64 | | | | | 1,25 | | | | |

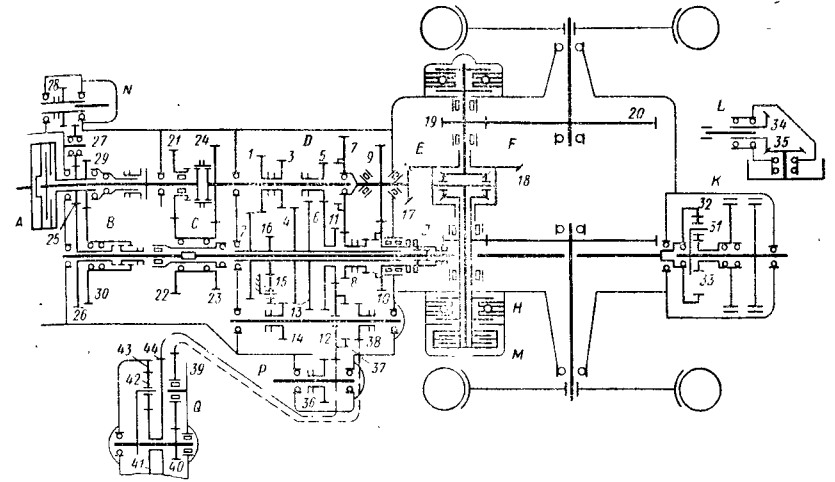


Рис. 4.3. Кинематическая схема силовой передачи трактора МТЗ-80:

A — муфта сцепления; B — двухскоростной редуктор привода ВОМ; C — 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 — приводной шквн; M — муфта блокировки дифференциала, управляемая от гидросилителя руля; N — привод к насосу навесной системы; P — привод бокового ВОМ; Q — ходоуменьшитель

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------------------------|--|---|----|----|---|----|--|----|--------------------------------|----|----|--|--------------------------------|----|----|--|
| 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 | $\frac{6.12.4.7.18.20}{6.11.14.8.17.19}$ | | | | $\frac{6.12.4.9.18.20}{5.11.14.10.17.19}$ | | | | $\frac{13.7.18.20}{6.8.17.19}$ | | | | $\frac{4.7.18.20}{3.8.17.19}$ | | | |
| Передаточные числа: u | 241,95 | | | | 142,1 | | | | 83,55 | | | | 68,0 | | | |
| u_p (с редуктором-ходоуменьшителем) | 319,9 | | | | 187,88 | | | | 110,47 | | | | 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: u | 57,43 | | | | 49,06 | | | | 39,94 | | | | 33,73 | | | |
| u_p | 75,93 | | | | 64,88 | | | | 52,81 | | | | 44,59 | | | |
| Передача | IX прямая | Задний ход | | | | | | | | | | Ходоуменьшитель | | | | |
| | | I | | | | | II | | | | | | | | | |
| Работающие шестерни | $\frac{18.20}{17.19}$ | $\frac{8.12.16.7.18.20}{6.11.14.8.17.19}$ | | | | | $\frac{6.12.16.9.18.20}{5.11.14.10.17.19}$ | | | | | $\frac{44}{12} \left(1 + \frac{43}{41}\right) \frac{39.38}{40.39}$ | | | | |
| Передаточные числа: u | 18,13 | 144,93 | | | | | 67,5 | | | | | 7 | | | | |
| u_p | 23,98 | 151,96 | | | | | 89,25 | | | | | 104 | | | | |

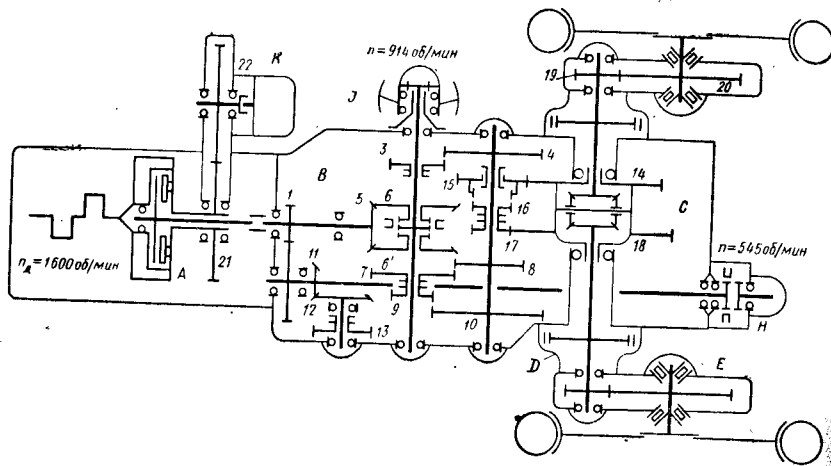
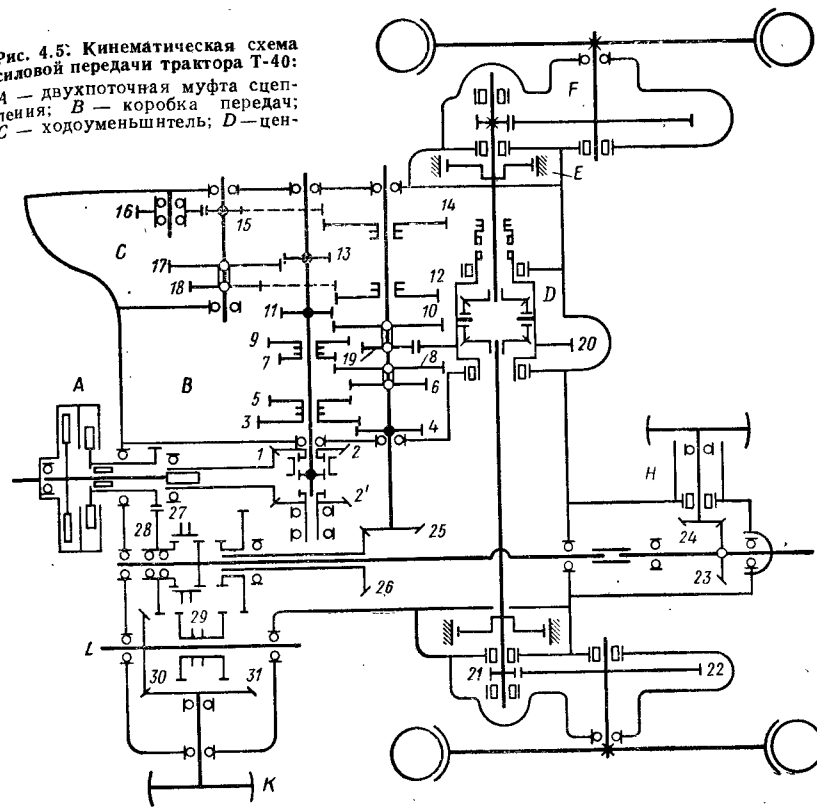


Рис. 4.4. Кинематическая схема силовой передачи трактора Т-25: А — муфта сцепления; В — коробка передач; С — центральная передача с дифференциалом; D — ленточный тормоз; E — конечная передача; H — зубчатая муфта включения ВОМ; J — шкив; K — привод к насосу гидравлической системы

| | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|----------------------------------|----|---------------------------------|---------------------------------|----|---------------------------------|----------------------------------|----|--------------------------------|---------------------------------|----|----|
| Шестерня | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 6' | 7 | 8 | 9 | 10 | — |
| Число зубьев | 14 | 41 | 21 | 36 | 20 | 35 | 35 | 31 | 26 | 18 | 39 | — |
| Шестерня | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 |
| Число зубьев | 15 | 29 | 18 | 59 | 25 | 19 | 19 | 66 | 12 | 57 | 43 | 44 |
| Передача | Вперед и назад | | | | | | | | | | | |
| | I | | | II | | | III | | | IV | | |
| Работающие шестерни | 6 (6').10.18.20 5 (5).9.17.19 | | | 6 (6').4.18.20 5 (5).3.17.19 | | | 6 (6').10.14.20 5 (5).9.15.19 | | | 6 (6').4.14.20 5 (5).3.15.19 | | |
| Передач-ное число | 62,6 | | | 49,5 | | | 42,5 | | | 33,6 | | |
| Передача | Вперед и назад | | | | | Ходоуменьшитель (только вперед) | | | | | | |
| | V | | VI | | | I | | | II | | | |
| Работающие шестерни | 6 (6').8.18.20 5 (5).7.17.19 | | 6 (6').8.14.20 5 (5).7.15.19 | | | 2.12.10.18.20 1.11.13.17.19 | | | 2.12.10.14.20 1.11.13.15.19 | | | |
| Передач-ное число | 24,2 | | 16,4 | | | 121 | | | 82 | | | |

Рис. 4.5: Кинематическая схема силовой передачи трактора Т-40: А — двухпоточная муфта сцепления; В — коробка передач; С — ходоуменьшитель; D — цен-



тральная передача с дифференциалом; E — ленточный тормоз; F — конечная передача; H — задний приводной шкив и ВОМ; J — зубчатая муфта переключения ВОМ на независимый или синхронный привод; K — боковой шкив; L — боковой ВОМ

| | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|---|----|-----------------------------------|---------------------------------|----|----|---------------------------------|---------------------------------|----|----|----------------------------------|---|----|----|----|------------|
| Шестерня | 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 |
| Шестерня | 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 | | | | | | | | | | | | | | | |
| | Замедленная | | I | | | | II | | | | III | | | | | |
| Работающие шестерни | 2 (2').17.14.20.22 1 (1).13.15.19.21 | | 2 (2').14.20.22 1 (1).13.19.21 | | | | 2 (2').8.20.22 1 (1).7.19.21 | | | | 2 (2').10.20.22 1 (1).9.19.21 | | | | | |
| Передач-ное число | 312,3 | | 89,2 | | | | 74,9 | | | | 63,6 | | | | | |
| Передачи | Вперед и назад | | | | | | | | | | | | | | | Задний ход |
| | IV | | | V | | | | VI | | | | | | | | |
| Работающие шестерни | 2 (2').12.20.22 1 (1).11.19.21 | | | 2 (2').6.20.22 1 (1).5.19.21 | | | | 2 (2').4.20.22 1 (1).3.19.21 | | | | 2 (2').17.12.20.22 1 (1).13.18.19.21 | | | | |
| Передач-ное число | 54,4 | | | 29,4 | | | | 20,5 | | | | 106,6 | | | | |

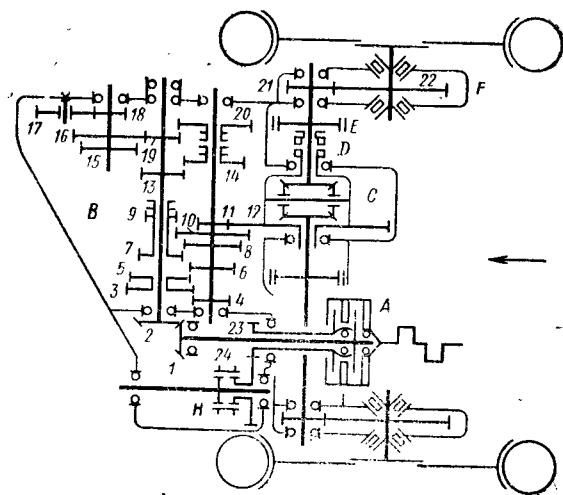


Рис. 4.6. Кинематическая схема силовой передачи самоходного шасси Т-16М:

А — двухшочтная муфта сцепления; В — коробка передач; С — центральная передача с дифференциалом; D — кулачковая муфта блокировки дифференциала; E — ленточный тормоз; F — конечная передача; H — привод к ВОМ

| | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|---|----|---------------------------------|----|----|----|--------------------------------|----|----|----|---------------------------------------|----|
| Шестерня | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| Число зубьев | 23 | 26 | 36 | 23 | 31 | 28 | 22 | 38 | 19 | 40 | 19 | 77 |
| Шестерня | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| Число зубьев | 24 | 25 | 32 | 39 | 31 | 11 | 16 | 43 | 12 | 70 | 16 | 48 |
| Передача | Замедленная | | I | | | | II | | | | III | |
| Работающие шестерни | $\frac{2.16.17.20.12.22}{1.19.18.17.11.21}$ | | $\frac{2.20.12.22}{1.19.11.21}$ | | | | $\frac{2.10.12.22}{1.9.11.21}$ | | | | $\frac{2.8.12.22}{1.7.11.21}$ | |
| Передачочное число | 255 | | 72 | | | | 56,3 | | | | 46,2 | |
| Передачи | IV | | V | | | | VI | | | | Задний ход | |
| Работающие шестерни | $\frac{2.14.12.22}{1.13.11.21}$ | | $\frac{2.6.12.22}{1.5.11.21}$ | | | | $\frac{2.4.12.22}{1.3.11.21}$ | | | | $\frac{2.16.14.12.22}{1.19.15.11.21}$ | |
| Передачочное число | 39 | | 24,2 | | | | 17,1 | | | | 71,3 | |

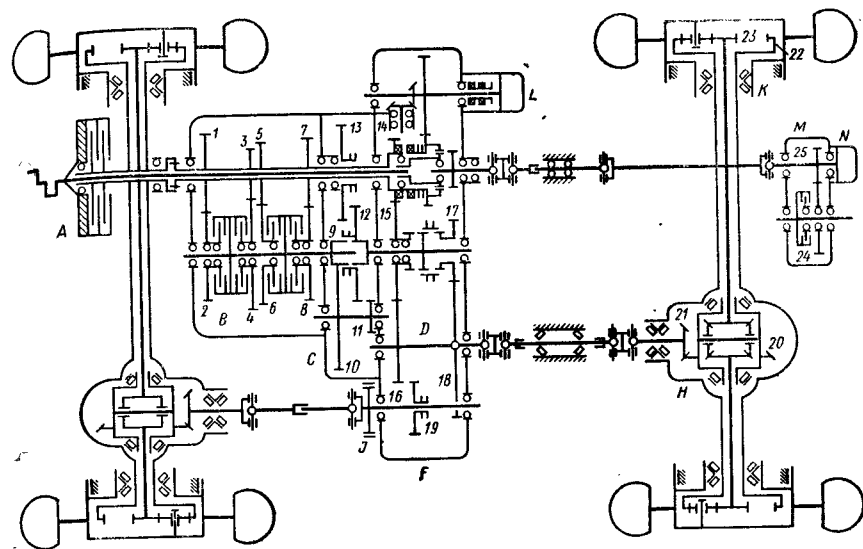


Рис. 4.7. Кинематическая схема силовой передачи трактора Т-150К:

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 | | |
| Передачочное 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 = $1 + \frac{22}{23}$ | | |
| Передачочное число | 23,4 | | 20,6 | | | | 17,64 | | 4,7 | | 4,59 | | |
| Передача | 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 | | |
| Передачочное число | 75 | | | 63,5 | | | | 55,9 | | | 47,9 | | |

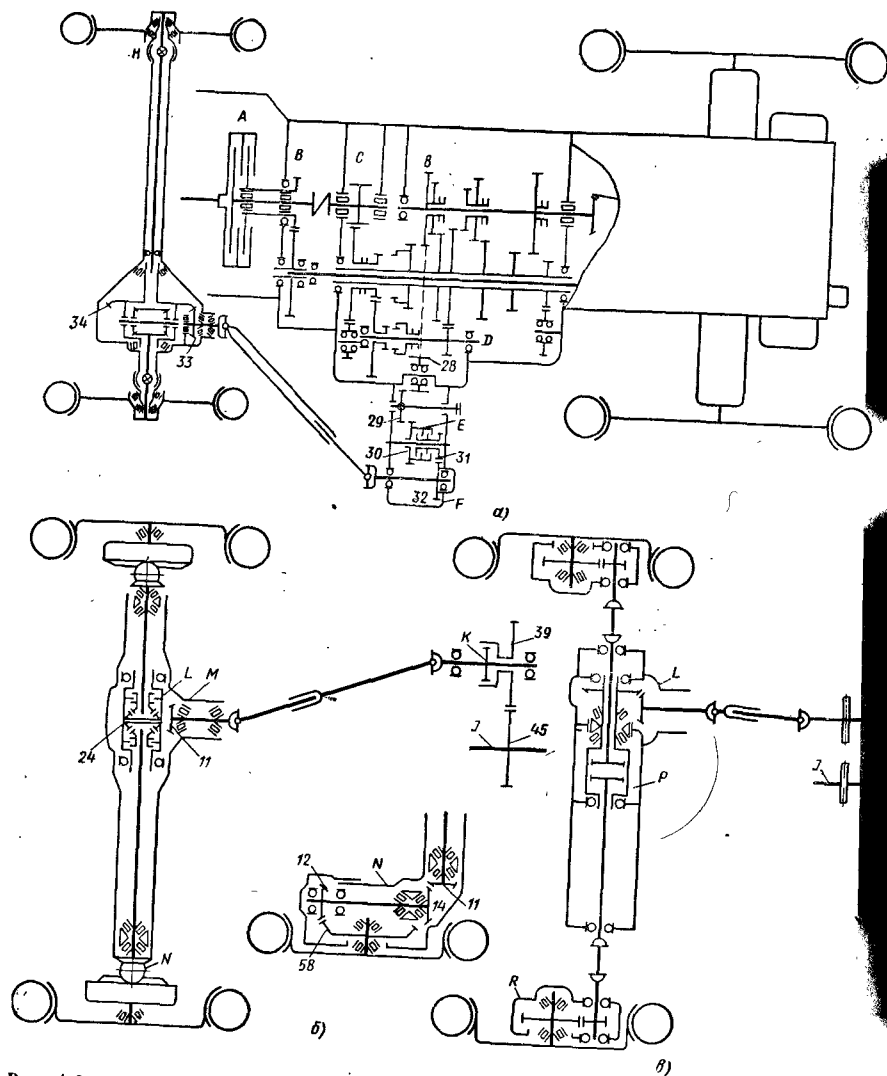


Рис. 4.8. Кинематические схемы силовых передач тракторов с передними ведущими мостами:

а — привод через предохранительную муфту (трактор МТЗ-7МС); б — привод через обгонную муфту (трактор МТЗ-52); в — привод через две обгонные муфты, помещенные в центральной передаче (трактор Т-40А); А — двухпоточная муфта сцепления; В — предохранительная муфта; С — коробка передач; D — редуктор-удвоитель; E — предохранительная муфта; F — раздаточная коробка; H — соединительная муфта равных дифференциал с муфтами повышенного трения; M — центральная передача; N — двухпарный конический колесный редуктор; P — двойная обгонная муфта; R — колесный редуктор

большая циркулирующая мощность. Для уменьшения циркулирующей мощности в силовую передачу можно включить межосевой дифференциал, предохранительную фрикционную муфту и обгонную муфту. Однако межосевой дифференциал значительно снижает проходимость и поэтому на тракторах не применяется. Предохранительная фрикционная муфта, устанавливаемая в приводе к переднему мосту (рис. 4.8, а), рассчитывается на момент трения $M_{\phi} = (1,2 \div 1,5) M_1$, где M_1 — момент, передаваемый переднему мосту на первой передаче. При применении предохранительной муфты в результате перегрузки происходит повышенный износ шин передних колес. Поэтому в приводе трактора МТЗ-52 установлена обгонная муфта (рис. 4.8, б), включающаяся когда буксование задних колес $\delta_3 \geq 8\%$. Конструкция привода переднего моста упрощается при замене дифференциала двумя обгонными муфтами двустороннего действия, по одной на каждую сторону (рис. 4.8, в). В этом случае на повороте ведущим может стать внутреннее переднее колесо, и, чтобы не допустить этого, буксование задних колес, при котором включается передний мост, принимают равным 6—7% (трактор Т-40А). Для включения в работу переднего моста не только на переднем, но и на заднем ходу ставят обгонные муфты двустороннего действия или дополнительную зубчатую блокировочную муфту. Передний мост выключают, выводя из зацепления подвижную шестерню или зубчатую муфту. Передаточное число привода к передним колесам равно

$$u_{п1} = \frac{r_{к1} u_{п2}}{r_{к2} (1 - \delta_3)};$$

где $r_{к1}$, $r_{к2}$ — радиусы (динамические) колес переднего и заднего мостов; $u_{п2}$ — передаточное число привода к задним колесам от вторичного вала коробки передач.

Зубчатые передачи гусеничных тракторов компонуются в зависимости от принятого типа механизма поворота, коробки передач и конечной передачи. В силовой передаче трактора Т-74 (рис. 4.9) общего назначения установлены муфты поворота, простые по устройству.

Схема силовой передачи с однорядным планетарным механизмом поворота трактора ДТ-75 представлена на рис. 4.10. Планетарный механизм поворота (ПМП) при прямолинейном движении работает как замедляющий редуктор, снижая крутящий момент в коробке передач.

Для получения нескольких фиксированных радиусов поворота в тракторе Т-150 применена двухпоточная, переключаемая без разрыва потока мощности коробка передач (рис. 4.11). От главной муфты сцепления, используемой для переключения рядов передач и срочной остановки трактора, вращение передается первичному валу с переключаемыми зубчатыми муфтами шестернями основного и ускоренного рядов передач. Промежуточный вал связан через шестерни постоянного зацепления с двумя (левым и правым) вторичными валами, соединяемыми с зубчатыми колесами при помощи индивидуальных муфт с гидравлическим нажатием дисков. Включением различных передач на левом и правом вторичных валах можно получить несколько фиксированных радиусов поворота, а выключением всех муфт одной стороны и затормаживанием вала — поворот с радиусом, равным ширине колеи. Конечные передачи для унификации с колесной модификацией выполнены в виде планетарных редукторов. Планетарные редукторы компактнее и легче обычных зубчатых бортовых передач, но требуют увеличения диаметра звездочки для получения заданного дорожного просвета.

Определение передаточных чисел механизмов и чисел зубьев шестерен. Общие передаточные числа механизмов, найденные при тяговом расчете, равны

$$u_i = u_{цi} u_{гi}$$

где $u_{цi}$ — переменное передаточное число коробки передач для i -й передачи; $u_{гi} = u_{ц6} u_{г6}$ — передаточное число постоянной (главной) передачи, образованной центральной $u_{ц6}$ и конечной (бортовой) $u_{г6}$ передачами, а также дополнитель-

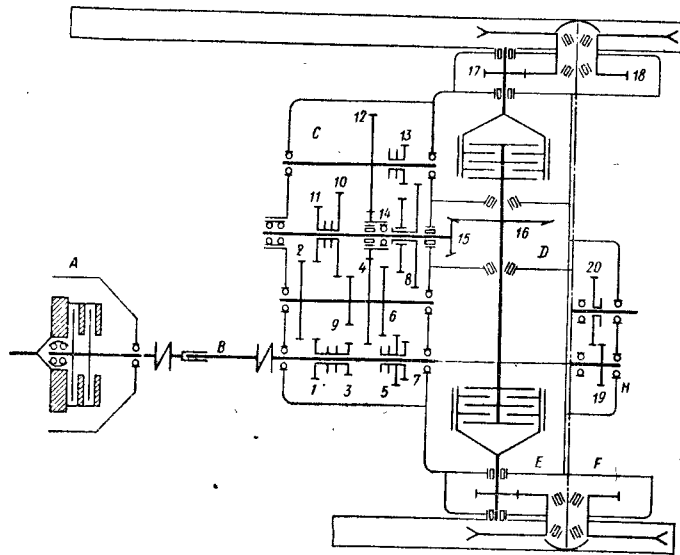


Рис. 4.9. Кинематическая схема силовой передачи трактора Т-74:
 А — муфта сцепления; В — карданный вал; С — коробка передач;
 D — центральная передача; E — муфта поворота и тормоз; F — конечная (бортовая) передача; H — редуктор независимого ВОМ

| | | | | | | | | | | |
|---------------------|--------------------------------|--------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|----|----|----|----|----|
| Шестерня | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Число зубьев | 20 | 32 | 18 | 34 | 23 | 30 | 19 | 43 | 24 | 36 |
| Шестерня | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| Число зубьев | 27 | 31 | 14 | 25 | 12 | 41 | 13 | 62 | 12 | 37 |
| Передача | I | II | III | IV | V | | | | | |
| Работающие шестерни | $\frac{4.10.16.18}{3.9.15.17}$ | $\frac{2.10.16.18}{1.9.15.17}$ | $\frac{6.10.16.18}{5.9.15.17}$ | $\frac{4.11.16.18}{3.2.15.17}$ | $\frac{2.11.16.18}{1.2.15.17}$ | | | | | |
| Передачочное число | 46,1 | 39,1 | 31,9 | 26,0 | 22,0 | | | | | |
| Передача | VI | Задний ход | Ходоуменьшитель | | | | | | | |
| | | | I | II | III | | | | | |
| Работающие шестерни | $\frac{6.11.16.18}{5.2.15.17}$ | $\frac{8.16.18}{7.15.17}$ | $\frac{4.12.8.16.18}{3.4.13.15.17}$ | $\frac{2.12.8.16.18}{1.4.13.15.17}$ | $\frac{6.12.8.16.18}{5.4.13.15.17}$ | | | | | |
| Передачочное число | 17,9 | 36,9 | 81,1 | 73 | 59,5 | | | | | |

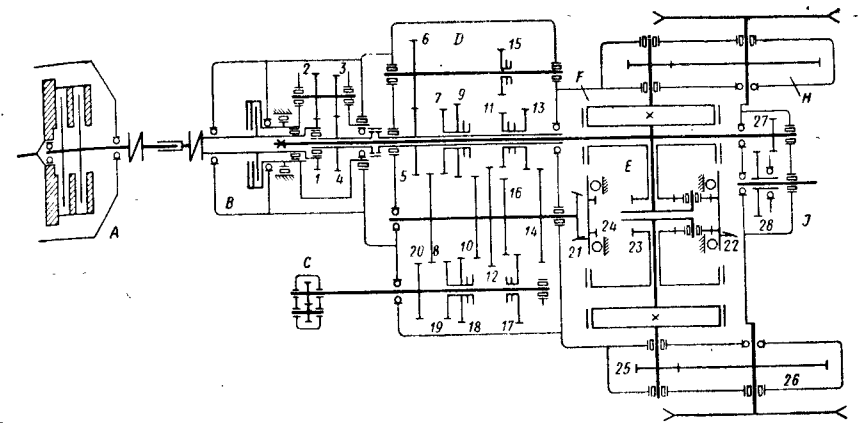


Рис. 4.10. Кинематическая схема силовой передачи трактора ДТ-75:
 А — муфта сцепления; В — увеличитель крутящего момента (УКМ); С — масляный насос УКМ; D — коробка передач; E — планетарный механизм поворота; F — остановочный тормоз; H — конечная (бортовая) передача; J — редуктор независимого ВОМ

| | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|--|--|---|--|---|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| Шестерня | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| Число зубьев | 27 | 27 | 24 | 30 | 37 | 37 | 32 | 46 | 34 | 44 | 28 | 50 | 30 | 48 |
| Шестерня | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 |
| Число зубьев | 24 | 40 | 37 | 33 | 31 | 29 | 18 | 57 | 23 | 55 | 13 | 71 | 18 | 57 |
| Передача | I | II | III | IV | V | | | | | | | | | |
| Работающие шестерни | $\frac{12.22}{11.21}$ ПМП $\frac{26}{25}$ | $\frac{14.22}{13.21}$ ПМП $\frac{26}{25}$ | $\frac{8.22}{7.21}$ ПМП $\frac{26}{25}$ | $\frac{10.22}{9.21}$ ПМП $\frac{26}{25}$ | $\frac{20.8.22}{5.19.21}$ ПМП $\frac{26}{25}$ | | | | | | | | | |
| Передачочное число | 43,8 | 39,24 | 35,26 | 31,74 | 28,53 | | | | | | | | | |
| Передача | VI | VII | Задний ход | ПМП | УКМ | | | | | | | | | |
| Работающие шестерни | $\frac{20.10.22}{5.18.21}$ ПМП $\frac{26}{25}$ | $\frac{20.16.22}{5.17.21}$ ПМП $\frac{26}{25}$ | $\frac{6.12.22}{5.15.21}$ ПМП $\frac{26}{25}$ | $1 + \frac{23}{24}$ | $\frac{2.7}{1.3}$ | | | | | | | | | |
| Передачочное число | 25,63 | 20,78 | 51,09 | 1,42 | 1,25 | | | | | | | | | |

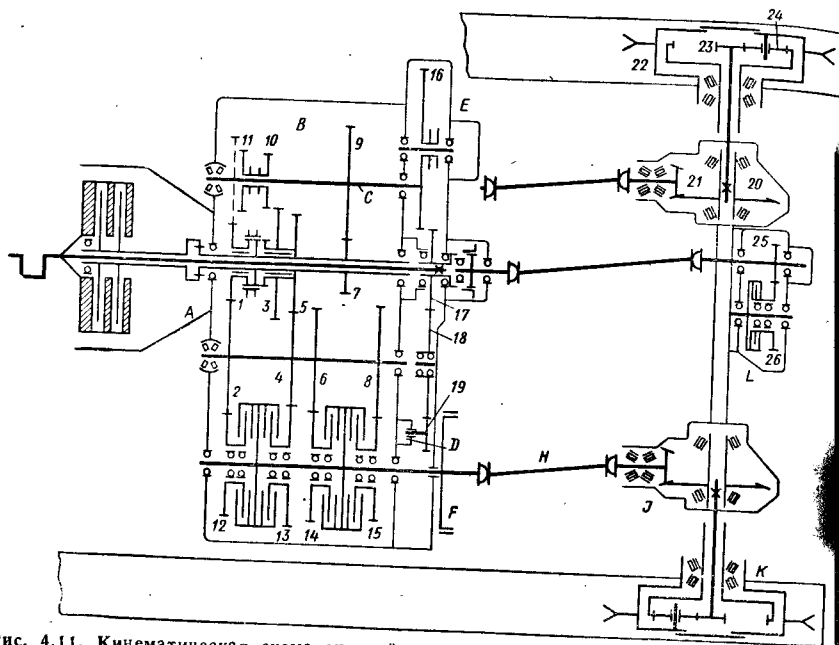


Рис. 4.11. Кинематическая схема силовой передачи трактора Т-150:
 А — главная муфта сцепления; В — коробка передач; С — вал заднего хода и ходоуменьшителя; D — маслонасос коробки передач; E — привод вспомогательных механизмов; F — тормоз; H — карданный вал; J — центральная передача; K — колесный редуктор; 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 | 83 | 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 | | | | | | | | | | | | |
| Работающие шестерни | I 9.3.4.13.20 K | | | | II 9.3.4.14.20 K | | | | III 9.3.4.15.20 K | | | | IV 9.3.4.12.20 K |
| Передач. число | 106,54 | | | | 94,4 | | | | 83,72 | | | | 76,63 |
| Работающие шестерни | I 2.13.20 K | | II 2.14.20 K | | III 2.15.20 K | | IV 2.12.20 K | | | | | | |
| Передач. число | 37,36 | | 33,12 | | 29,37 | | 26,89 | | | | | | |
| Работающие шестерни | V 4.13.20 K | | VI 4.14.20 K | | VII 4.15.20 K | | VIII 4.12.20 K | | | | | | |
| Передач. число | 24,97 | | 22,12 | | 19,64 | | 17,97 | | | | | | |
| Передача | Задний ход | | | | | | | | | | | | |
| Работающие шестерни | I 9.2.13.20 K | | | | II 9.2.14.20 K | | | | III 9.2.15.20 K | | | | IV 9.2.12.20 K |
| Передач. число | 65,39 | | | | 57,95 | | | | 51,41 | | | | 47,05 |

ным редуктором u_r , если он применен (например, при планетарном механизме поворота).

Передачное число постоянной передачи берут по возможности большим, чтобы уменьшить крутящий момент на вторичном валу коробки передач, а с ним и размеры шестерен и валов коробки.

Наибольшее передачное число конечной бортовой передачи определяется условием вписываемости в контур ведущего колеса. Когда конечная передача колесного трактора располагается в общем картере, а не у колеса, наибольший радиус зубчатого колеса обуславливается дорожным просветом h_d :

$$r_{з.к} = r_k - (h_d + b + c),$$

где r_k — радиус ведущего колеса; h_d — дорожный просвет под картером; b — толщина стенки картера ($\approx 1,5$ см); c — зазор между стенкой и зубчатым колесом ($\approx 3-4$ см).

Число зубьев ведомого колеса конечной передачи равно

$$z_{з.к} = \frac{2r_{з.к}}{m_6} - 2,$$

где m_6 — модуль зуба, определяемый по условиям прочности и долговечности (см. гл. 6).

Приняв минимально допустимое число зубьев ведущей шестерни конечной передачи $z_{ш} = 12 \div 13$, находят передачное число $u_6 = z_{з.к}/z_{ш}$, а затем передачное число центральной передачи $u_{ц} = u_r/u_6$. Число зубьев шестерни центральной конической передачи выбирают из условия долговечности; для прямозубых и конических шестерен с нулевым углом наклона зубьев $z_{ш} = 12 \div 15$, для спиральных шестерен число зубьев может быть уменьшено (см. табл. 12.1).

Передачные числа коробки передач выбирают в зависимости от ее конструкции. Для простейшей коробки передач с двумя параллельными валами и одной парой работающих шестерен передачное число определяют по формуле

$$u_{ki} = \frac{u_i}{u_r}$$

Число зубьев для первой передачи находят, задавшись минимальным числом зубьев ведущей шестерни $z_{ш1} = 16 \div 18$ (менее 16 зубьев трудно разместить по диаметру шлицевого вала). Число зубьев ведомого колеса $z_{з.к1} = u_{k1}z_{ш1}$ округляют до ближайшего целого числа. Сумма чисел зубьев $\sum z = z_{ш1} + z_{з.к}$ остается постоянной для всех передач на параллельных валах (у отдельных передач сумма чисел зубьев может быть увеличена или уменьшена на один-два зуба угловой коррекцией шестерен). Число зубьев ведомых шестерен остальных передач определяют по формуле

$$z_{з.кi} = \frac{u_{ki} \sum z}{u_{ki} + 1}$$

Число зубьев ведущих шестерен равно

$$z_{шi} = \frac{\sum z}{u_{ki} + 1} = \sum z - z_{з.кi}$$

Для трехвальной коробки передач, имеющей две пары переключаемых шестерен, ряды передач подбирают из условия кратности последующего ряда предыдущему:

$$u_{кI} = u_{сI}u_{у1}; \quad u_{к.вI} = u_{сI}u_{у2}$$

где $u_{сI}$ — передачное число основного ряда на первой передаче; $u_{у1}$, $u_{у2}$ — передачные числа редуктора удвоителя передач для основного и ускоренного рядов.

Отношение передаточных чисел удвоителя находят в зависимости от принятого механизма переключения по отношению передаточных чисел смежных передач:

$$\frac{u_{y1}}{u_{y2}} = \frac{u_{к I}}{u_{к II}} = \frac{u_{к III}}{u_{к IV}} = \frac{u_{к V}}{u_{к VI}} \dots$$

или групп передач:

$$\frac{u_{y1}}{u_{y2}} = \frac{u_{к I}}{u_{к IV}} = \frac{u_{к II}}{u_{к V}} = \frac{u_{к III}}{u_{к VI}} \dots$$

Пример. Рассчитать зубчатую передачу трактора Т-74 (см. рис. 4.9). Для коробок передач будем иметь:

для основного ряда (включены шестерни 9 и 10) для ускоренного ряда (включены шестерни 2 и 11)

$$u_{к I} = \frac{z_4}{z_3} \frac{z_{10}}{z_9} = 2,82; \quad u_{к IV} = \frac{z_4}{z_8} \frac{z_{11}}{z_2} = 1,59;$$

$$u_{к II} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_{10}}{z_9} = 2,4; \quad u_{к V} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_{11}}{z_2} = 1,35;$$

$$u_{к III} = \frac{z_6}{z_5} \frac{z_{10}}{z_9} = 1,95; \quad u_{к VI} = \frac{z_6}{z_5} \frac{z_{11}}{z_2} = 1,1.$$

Отношение передаточных чисел удвоителя

$$\frac{u_{y1}}{u_{y2}} = \frac{z_{10}/z_9}{z_{11}/z_2} = \frac{u_{к I}}{u_{к IV}} = \frac{u_{к II}}{u_{к V}} = \frac{u_{к III}}{u_{к VI}} = 1,77.$$

Примем для ускоренного ряда передачу с $u_{y2} = 0,85$. Тогда $u_{y1} = 1,77 \cdot 0,85 = 1,5$. Задав сумму чисел зубьев промежуточного и вторичного валов $\Sigma z = 60$, находим число зубьев ведущих шестерен

$$z_9 = \frac{\Sigma z}{u_{y1} + 1} = \frac{60}{1,5 + 1} = 24; \quad z_2 = \frac{\Sigma z}{u_{y2} + 1} = \frac{60}{0,85 + 1} = 32$$

и ведомых шестерен удвоителя $z_{10} = 60 - 24 = 36$; $z_{11} = 60 - 32 = 28$ (в дальнейшем для улучшения ряда была заменена корригированной шестерней с $z_{11} = 27$).
Передаточные числа переключаемых шестерен $u_{к I} = u_{к I}/u_{y1} = 2,82/1,5 = 1,88$;
 $u_{к II} = 2,4/1,5 = 1,6$; $u_{к III} = 1,95/1,5 = 1,3$.

При использовании шестерни 2 в удвоителе и для получения передачи II сумма чисел зубьев первичного и вторичного валов будет равна

$$\Sigma z = z_2 + z_1 = z_2 \left(1 + \frac{1}{u_{к II}}\right) = 32 \left(1 + \frac{1}{1,6}\right) = 52.$$

Числа зубьев остальных шестерен находят из выражений:

$$z_1 = 52 - 32 = 20; \quad z_3 = \frac{52}{1,88 + 1} = 18; \quad z_4 = 52 - 18 = 34;$$

$$z_5 = \frac{52}{1,3 + 1} = 22,5 \text{ (принято } 23); \quad z_6 = 52 - 23 = 29$$

(за счет корригирования для исправления передаточного числа принято 30). Полученные значения чисел зубьев (в целых числах) сводят в таблицу и по ним подсчитывают уточненные общие передаточные числа и корректируют тяговые показатели.

Передаточное число $u_{ув}$ увеличителя крутящего момента (УКМ) выбирают из следующих соображений.

1. При включении УКМ касательная сила тяги должна увеличиваться от среднего значения $P_{к}$, необходимого для выполнения операции, до максимального $P_{к \max} = P_{к \text{нп}}$, где $\nu_{п}$ — коэффициент возможной перегрузки (см. табл. 2.6). Требуемое передаточное число $u_{ув} = (\nu_{п}/\eta_{ув}) \cdot (1 - k_3)$, где $\eta_{ув}$ — к. п. д. УКМ, а k_3 — коэффициент загрузки двигателя.

2. Для облегчения трогания с места разгон должен производиться в два этапа. Желательное передаточное число $u_{ув} = v_p/v_{кр}$, где v_p — рабочая скорость агрегата; $v_{кр}$ — критическая по троганию с места скорость.

4.3. ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Преимущества планетарной передачи: компактность, высокий к. п. д. и возможность включения на ходу. Планетарный ряд, составляющий основу планетарной передачи, может иметь внешнее зацепление, когда полюса зацепления расположены по одну сторону оси сателлитов (рис. 4.12, а), и смешанное зацепление, при котором полюса расположены с разных сторон оси (рис. 4.12, б).

Для выбора относительных размеров элементов передачи применяют графический метод — построение плана скоростей. Сначала строят в произвольном масштабе схему планетарного ряда, проводят ось, продолжающую ось ведущего и ведомого валов, к оси восстанавливают перпендикуляр, на который проектируют полюса P_a, P_b, P_c . Затем от ведущего полюса P_b откладывают параллельно

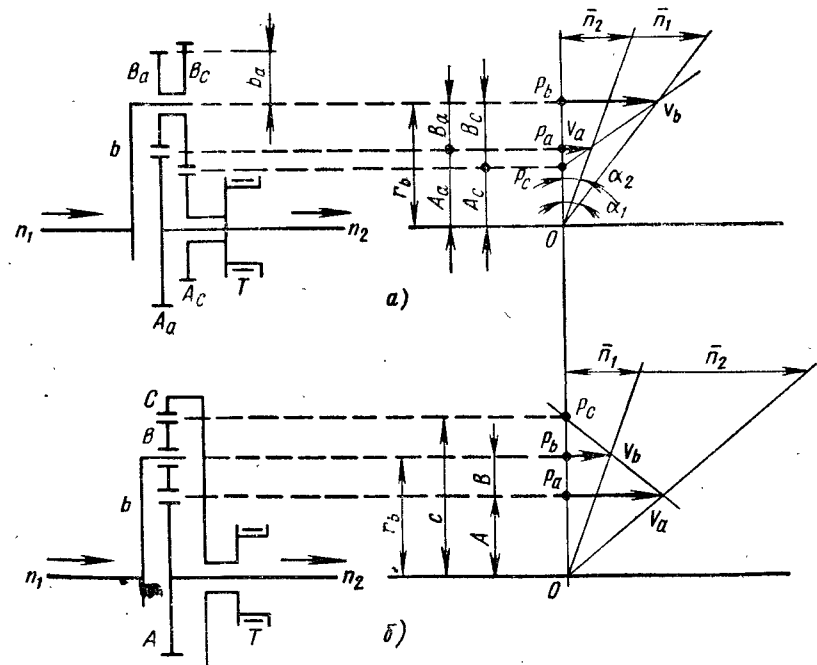


Рис. 4.12. Схемы планетарных рядов:

а — с внешним зацеплением; б — со смешанным зацеплением (эпицикл); A, A_a, A_c — солнечные шестерни; B, B_a, B_c — сателлиты; b — водило; C — коронная шестерня; T — тормоз

горизонтальной оси вектор скорости v_b и соединяют его конец с полюсом заторможенной шестерни P_c . От ведомого полюса P_a откладывают вектор v_a , равный расстоянию от полюса до проведенной прямой. Из точки O пересечения перпендикуляра с горизонтальной осью проводят лучи к концам векторов скоростей. Продолжив лучи до пересечения с произвольной прямой, параллельной оси валов, получим отрезки, пропорциональные их частотам вращения. Частота вращения n_2 ведомого вала равна

$$n_2 = n_1 \frac{\bar{n}_2}{\bar{n}_1} = n_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha_2}{\operatorname{tg} \alpha_1} = n_1 \frac{v_a r_b}{v_b A_a}$$

где n_1 — частота вращения ведущего вала; \bar{n}_1 и \bar{n}_2 — длины отрезков от перпендикуляра до пересечения лучей n_1 и n_2 ; α_1 и α_2 — углы между перпендикуляром и лучами; r_b — радиус водила; A_a — радиус ведомой шестерни.

Если тормоз проскальзывает, то в полюсе P_c появляется вектор скорости, а мгновенный центр вращения смещается по перпендикуляру.

Для аналитического определения передаточных чисел пользуются методом Виллиса, заключающимся в мысленной остановке водила путем вращения его в обратную сторону с той же частотой вращения. При этом связь частоты вращения солнечной шестерни n_a , водила n_b и коронной (или второй солнечной) шестерни n_c можно выразить уравнениями, имеющими вид:

для внешнего зацепления

$$n_a - n_b(u_x - 1) - n_c u_x = 0;$$

для смешанного зацепления

$$n_a - n_b(u_x + 1) + n_c u_x = 0,$$

где u_x — характеристика ряда — кинематическое передаточное число при остановленном водиле, равное:

для внешнего зацепления

$$u_x = \frac{B_a A_c}{A_a B_c};$$

для смешанного зацепления

$$u_x = \frac{C}{A}.$$

Различные схемы соединения с ведущим, ведомым и тормозным элементами, передаточные числа и необходимые тормозные моменты приведены для планетарных рядов с внешним зацеплением в табл. 4.1 и со смешанным зацеплением — в табл. 4.2. В схемах приняты следующие цифровые обозначения: 1 — ведущий вал; 2 — ведомый вал; 3 — тормоз. В сочетании с буквенными обозначениями они определяют схему ряда. Например, для смешанного зацепления обозначение $A_2 b_1 C_3$ означает что солнечная шестерня является ведомой, водило — ведущим, коронная шестерня заторможена (см. рис. 4.12, б).

Для выключения планетарного ряда и получения прямой передачи два элемента ряда замыкают фрикционной блокировочной муфтой (табл. 4.3). В таблице приведен момент M_Φ , действующей в муфте.

Подбирая числа зубьев шестерен планетарных передач и нужно помимо получения требуемого передаточного числа учитывать дополнительные условия, перечисленные в табл. 4.4.

4.1. Схемы планетарных рядов с внешним зацеплением

| Схема механизма и план скоростей | Передаточное число | Тормозной момент и к. п. д. передачи |
|--------------------------------------|--|--|
| <p>1. A_2, A_c, b_1</p> | $u = \frac{1}{1 - \frac{B_a A_c}{A_a B_c}}$ $1 < u < \infty$ | $M_s = M_1 \frac{1}{\frac{A_a B_c}{B_a A_c} - 1}$ $\eta_n = \frac{1 - \frac{B_a A_c}{A_a B_c}}{1 - \eta_{ц}^2 \frac{B_a A_c}{A_a B_c}}$ |
| <p>2. A_a, A_c, b_2</p> | $u = 1 - \frac{B_a A_c}{A_a B_c}$ $0 < u < 1$ | $M_s = -M_1 \frac{B_a A_c}{A_a B_c}$ $\eta_n = \frac{\eta_{ц}^2 - \frac{B_a A_c}{A_a B_c}}{\eta_{ц}^2 \left(1 - \frac{B_a A_c}{A_a B_c}\right)}$ |
| <p>3. A_a, A_c, b_1</p> | $u = \frac{1}{1 - \frac{A_a B_c}{B_a A_c}}$ $-1 < u < 0$ | $M_s = M_1 \frac{1}{\frac{B_a A_c}{A_a B_c} - 1}$ |
| <p>4. A_a, A_c, b_2</p> | $u = 1 - \frac{A_a B_c}{B_a A_c}$ $-\infty < u < 0$ | $M_s = -M_1 \frac{A_a B_c}{B_a A_c}$ |
| <p>5. A_a, A_c, b_3</p> | $u = \frac{B_a A_c}{A_a B_c}$ $u \leq 1$ | $M_s = M_1 \left(1 - \frac{B_a A_c}{A_a B_c}\right)$ $\eta_n = \eta_{ц}^2$ |

Продолжение табл. 4.1

| Схема механизма и план скоростей | Передаточное число | Тормозной момент и к. п. д. передачи |
|--------------------------------------|--|--|
| <p>б. A_0, A_c, b_3</p> | $u = \frac{A_0 B_c}{B_a A_c}$ $u \geq 1$ | $M_3 = M_1 \left(1 - \frac{A_0 B_c}{B_a A_c} \right)$ $\eta_{п} = \eta_{ц}^2$ |

4.2. Схемы планетарных рядов со смешанным зацеплением

| Схема механизма и план скоростей | Передаточное число | Тормозной момент |
|--------------------------------------|---|--|
| <p>1. A_1, b_2, C_3</p> | $u = 1 + \frac{C}{A}$ $2 < u < \infty$ | $M_3 = M_1 \frac{C}{A}$ $M_3 = M_2 \frac{C}{1 + \frac{C}{A}}$ |
| <p>2. A_2, b_1, C_3</p> | $u = \frac{1}{1 + \frac{C}{A}}$ $0 < u < 0.5$ | $M_3 = M_1 \frac{C}{1 + \frac{C}{A}}$ $M_3 = M_2 \frac{C}{A}$ |
| <p>3. A_1, b_3, C_2</p> | $u = -\frac{C}{A}$ $-\infty < u < -1$ | $M_3 = M_1 \left(1 + \frac{C}{A} \right)$ $M_3 = M_2 \frac{1 + \frac{C}{A}}{\frac{C}{A}}$ |
| <p>4. A_2, b_3, C_1</p> | $u = -\frac{A}{C}$ $-1 < u < 0$ | $M_3 = M_1 \frac{1 + \frac{C}{A}}{\frac{C}{A}}$ $M_3 = M_2 \left(1 + \frac{C}{A} \right)$ |

Продолжение табл. 4.2

| Схема механизма и план скоростей | Передаточное число | Тормозной момент |
|--------------------------------------|---|---|
| <p>5. A_3, b_1, C_2</p> | $u = \frac{C}{1 + \frac{C}{A}}$ $0.5 < u < 1$ | $M_3 = M_1 \frac{1}{1 + \frac{C}{A}}$ $M_3 = M_2 \frac{A}{C}$ |
| <p>6. A_3, b_2, C_1</p> | $u = \frac{1 + \frac{C}{A}}{\frac{C}{A}}$ $1 < u < 2$ | $M_3 = M_1 \frac{A}{C}$ $M_3 = M_2 \frac{1}{\frac{C}{A} + 1}$ |

4.3. Схемы включения и моменты блокировочной муфты для планетарных передач со смешанным зацеплением

| Замыкаются А и С | | Замыкаются А и В | | Замыкаются В и С | |
|------------------|---------------------|------------------|---------------------|------------------|---------------------|
| Схема | Момент | Схема | Момент | Схема | Момент |
| | $\frac{C}{C+A} M_1$ | | $\frac{C+A}{C} M_1$ | | $\frac{C}{A} M_1$ |
| | $\frac{C}{C+A} M_1$ | | $\frac{C+A}{C} M_1$ | | $\frac{C}{A} M_1$ |
| | $A \cdot M_1$ | | $\frac{A}{C} M_1$ | | $\frac{C+A}{A} M_1$ |
| | $\frac{A}{C+A} M_1$ | | $\frac{A}{C} M_1$ | | $\frac{C+A}{A} M_1$ |

Примечание. Через А, В и С обозначены числа зубьев шестерен.

4.4. Условия подбора чисел зубьев планетарных рядов

| Ряд с внешним зацеплением (см. рис. 4.12, а) | Ряд со смешанным зацеплением (см. рис. 4.12, б) | Ряд с внешним зацеплением (см. рис. 4.12, а) | Ряд со смешанным зацеплением (см. рис. 4.12, б) |
|---|---|--|---|
| <p>Условие сборки</p> $A_c B_a - A_a B_c = \nu k B_a$ $A + C = \nu k$ | | <p>Условие соседства</p> <p>При $B_c > B_a > A_a$</p> $(A_c + B_c) \sin \frac{\pi}{k} - (C - B) \sin \frac{\pi}{k} - B_c \geq 2 + \frac{\Delta}{m}$ $-B \geq 2 + \frac{\Delta}{m}$ | |
| <p>Условие соосности</p> $m_a (A_a + B_a) = m_c (A_c + B_c)$ $C = A + 2B$ | | | |
| <p>Примечание. k — число сателлитов; ν — коэффициент кратности (любое целое число); Δ — минимально допустимый зазор между наружными окружностями соседних сателлитов (принимают 3–5 мм); m_a, m_c — модуль шестерен, обозначаемых индексами a и c.</p> | | | |

4.4. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Гидромеханическая передача состоит из последовательно соединенных зубчатой (механической) и гидродинамической передач. Применяя гидродинамическую передачу, можно предохранить двигатель и силовую передачу от резких динамических нагрузок и повысить их долговечность; автоматически изменить передаточное число при колебании нагрузки трактора; облегчить трогание с места и разгон трактора; уменьшить буксование трактора и тем самым улучшить проходимость по слабым грунтам.

Простейшей гидродинамической передачей является гидродинамическая муфта (рис. 4.13 а), состоящая из насосного колеса 1, соединенного с входным (ведущим) валом, и турбинного колеса 2, закрепленного на выходном (ведомом) валу. Лопатки турбинного колеса заключены в кожух. Циркулирующая в рабочих полостях насосного и турбинного колес жидкость передает вращения от насосного колеса к турбинному. При этом всегда угловая скорость насосного колеса больше скорости турбинного ($\omega_n > \omega_t$). Отношение их разности к угловой скорости насосного колеса называется скольжением муфты:

$$s = \frac{\omega_n - \omega_t}{\omega_n} = 1 - \frac{\omega_t}{\omega_n}$$

Кинематическое передаточное отношение $\omega_t/\omega_n = u^*$ представляет собой к. п. д. гидромуфты η_s . Зависимость передаваемого гидромуфтой момента M_t , скольжения s и к. п. д. η_s от отношения ω_t/ω_n (при $\omega_n = \text{const}$) называется внешней характеристикой гидромуфты (рис. 4.14, а). Значения s_0 и $\eta_s = 1$ соответствуют теоретическому холостому ходу гидромуфты и поэтому в действительности не имеют места.

Недостатки гидромуфты:

1) при выключении (снижении угловой скорости двигателя) муфта ведет, затрудняя переключение передач (для устранения последовательно ставят фрикционную муфту); при увеличении частоты вращения двигателя муфта самовключается;

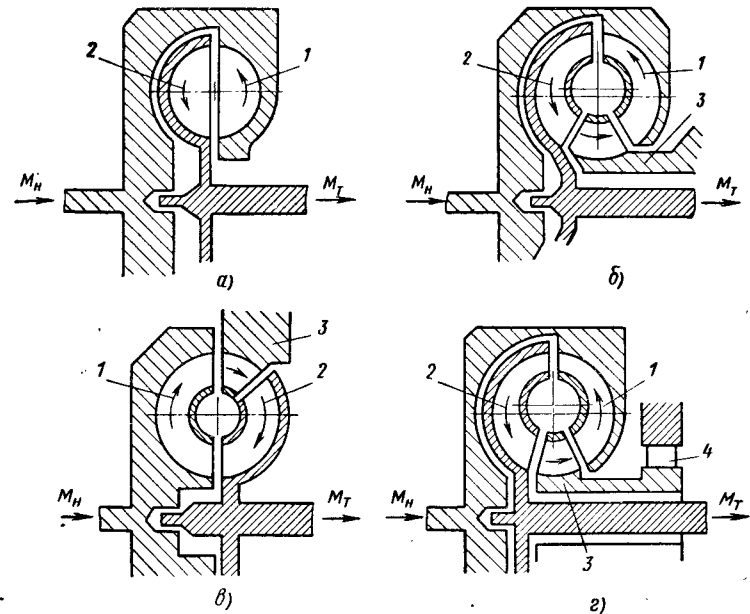


Рис. 4.13. Схемы гидродинамических передач: а — гидромуфта; б — гидротрансформатор с центростремительным турбинным колесом класса 1-2-3; в — то же, класса 1-3-2; г — комплексная гидропередача

2) наличие скольжения, поглощающего даже при оптимальных режимах 2–3% передаваемой мощности (для устранения параллельно ставят вторую блокировочную фрикционную муфту).

Из-за этих недостатков гидромуфты не получили применения на тракторах.

Гидротрансформатор в отличие от гидромуфты имеет еще неподвижное лопастное направляющее колесо 3 (рис. 4.13, б и в) — реактор. Изменяя направление потока жидкости, реактор увеличивает крутящий момент на валу турбинного

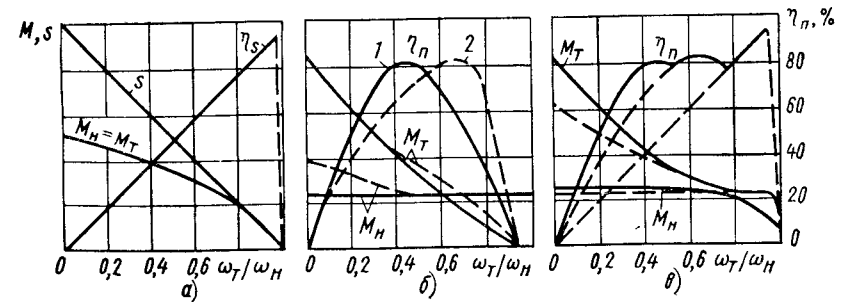


Рис. 4.14. Внешние характеристики гидравлических передач: а — гидромуфты; б — гидротрансформатора; в — комплексной двухреакторной гидропередачи; 1 — с центробежным турбинным колесом; 2 — с центростремительным турбинным колесом

колеса. Для лучшего формирования потока жидкости, меридиональное сечение рабочей полости делают торообразным с внутренним тором. Обычно реактор помещают на выходе потока жидкости из турбинного колеса, что обеспечивает более высокий к. п. д. передачи и устойчивую работу двигателя. Для получения большого коэффициента трансформации момента реактор располагают на выходе потока жидкости из насосного колеса, несмотря на более низкий к. п. д. такой передачи.

Внешняя характеристика гидротрансформатора (рис. 4.14, б) представляет собою выраженную графически зависимость

$$K_{\Pi}, M_T(\lambda_T), M_H(\lambda_H), \eta_s = \Phi(u^*),$$

где $K_{\Pi} = \frac{M_T}{M_H}$ — коэффициент трансформации момента (силовое передаточное число); M_T и M_H — крутящие моменты турбинного и насосного колес; λ_T и λ_H — коэффициенты моментов турбинного и насосного колес:

$$\lambda = \frac{M}{\gamma D^5 n^2} \quad \left(\text{или } \lambda' = \frac{M}{\rho D^5 \omega^2} \right), \quad (4.1)$$

[здесь γ и ρ — удельный вес и плотность рабочей жидкости; D — наружный (профильный) диаметр рабочей полости]; η_s — к. п. д. гидротрансформатора:

$$\eta_s = K_{\Pi} u^*. \quad (4.2)$$

Для получения более высокого к. п. д. гидротрансформатора при $K_{\Pi} = 1$ устанавливают блокирующую муфту сцепления и делают комплексную гидропередачу. В качестве блокирующей применяют однодисковую фрикционную муфту, замыкающую маховик двигателя с турбинным колесом при установившемся режиме. Передача превращается в механическую и исключается пробуксовка, вызывающая потерю энергии в гидротрансформаторе.

Комплексная передача работает при малых значениях u^* в режиме гидротрансформатора, а при больших — гидромуфты. При этом реактор связывают с корпусом через муфту свободного хода 4 (см. рис. 4.13, а). Когда коэффициент трансформации $K_{\Pi} \geq 1$, возникает реактивный момент на реакторе 3. При этом муфта свободного хода заклинивается и удерживает реактор в неподвижном положении. При $K_{\Pi} < 1$ муфта 4 расклинивается и реактор вращается совместно с турбинным колесом. Устанавливая рядом два реактора с различной формой лопастей, получают последовательное их расклинивание с увеличением угловой скорости турбинного колеса. В результате на кривой к. п. д. гидротрансформатора будет два максимума, располагающихся при двух значениях u^* (рис. 4.14, в).

Нагружающие свойства гидротрансформатора оценивают коэффициентом λ_{H1} момента насосного колеса при $K_{\Pi} = 1$ (для комплексных гидропередач при переходе на режим гидромуфты), определяющим энергоемкость гидротрансформатора данного типа и коэффициентом прозрачности $P = \lambda_{H \max} / \lambda_{H1}$.

В непрозрачном гидротрансформаторе при $P = 1 \div 1,2$ изменение нагрузки и частоты вращения турбинного колеса не оказывают влияния на режим работы насосного колеса и связанного с ним двигателя. На безразмерной характеристике прозрачность гидротрансформатора проявляется в том, что коэффициент первичного момента λ_H (а, значит, и M_H) для непрозрачного трансформатора сохраняет во всем диапазоне u^* примерно постоянное значение, а для прозрачного изменяется.

Гидротрансформатор рассчитывают в следующей последовательности.

1. Подбирают из существующих гидротрансформаторов прототип с известной внешней характеристикой. Для тракторов предпочтительны комплексный двухреакторный одноступенчатый симметричный непрозрачный гидротрансформатор с центробежным турбинным колесом типа ГТР по типу НАТИ или ЛГ-35 по типу НАМИ. Для мощностей $N_H < 65$ л. с. применяют одnoreактор-

ные гидротрансформаторы, так как при малой мощности второй реактор не улучшает характеристики. По данной характеристике $M_H, M_T = \Phi(u^*)$ (эту характеристику можно построить, испытав трансформатор на стенде) строят безразмерную характеристику $\lambda_H, K_{\Pi}, \eta_s = \Phi(u^*)$ (рис. 4.15) по формулам (4.1) и (4.2). Чтобы избежать малых чисел и исключить плотность жидкости, часто λ_H заменяют произведением $\gamma \lambda_H \cdot 10^{-4}$.

2. Подбирают точки совместной работы гидротрансформатора с двигателем. Номинальный режим работы двигателя можно совместить:

- с работой гидротрансформатора с $K_{\Pi} > 1$ при максимальном к. п. д., что предпочтительно для гусеничных тракторов;
- с переходом на режим работы гидромуфты при $K_{\Pi} = 1$.

Определяют профильный диаметр рабочего колеса

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_H}{\gamma \lambda_c n_H^2}} = D_{\text{пр}} \sqrt[5]{\frac{M_H n_{\text{пр}}^2}{M_{\text{пр}} n_H^2}},$$

где λ_c — коэффициент первичного момента для совмещаемой точки характеристики гидротрансформатора; $D_{\text{пр}}, M_{\text{пр}}, n_{\text{пр}}$ — профильные диаметр, момент и частота вращения вала насосного колеса гидротрансформатора — прототипа.

3. Вычерчивают по соотношениям меридиональные колеса и детали на прочностной [13].

4. Составляют схему гидравлической системы трансформатора [2, 13] и рассчитывают параметры ее элементов.

Узкий диапазон рабочих передаточных чисел, определяемый допустимым минимальным к. п. д., и невозможность реверсирования гидротрансформатора вызывают необходимость соединить его с механической передачей. Наиболее распространено последовательное соединение гидротрансформатора со ступенчатой коробкой передач, как правило, переключаемой на ходу. При применении коробки передач с переключением шестернями нужно последовательно с гидротрансформатором установить главную муфту сцепления, обеспечивающую полное его отключение. Для возможности торможения двигателем, пуска двигателя от буксира и повышения к. п. д. при близких к единице передаточных отношениях ставят блокировочную (фрикционную, зубчатую) муфту.

При работе с отбором мощности на привод рабочей машины автоматическое регулирование может ухудшить качество работы. Чтобы обеспечить постоянство угловой скорости ВОМ, его включают через редуктор параллельно гидротрансформатору. В этом случае гидротрансформатор следует рассчитывать на свободную мощность $N_{\text{ГТ}} = N_{\text{д}} - N_{\text{ВОМ}}$ (где $N_{\text{д}}$ — мощность двигателя).

Из-за недостатков гидромеханических передач: низкого по сравнению с зубчатыми передачами к. п. д., особенно малого при отклонении от оптимального режима работы; сложности и большого общего веса, на 7—10% превышающего вес механической передачи той же мощности; необходимости усложненного независимого привода ВОМ для обеспечения постоянства его угловой скорости, они не получили применения на сельскохозяйственных тракторах. Для промышленных тракторов, работающих при резко выявленных динамических нагрузках, применение гидромеханических передач целесообразно.

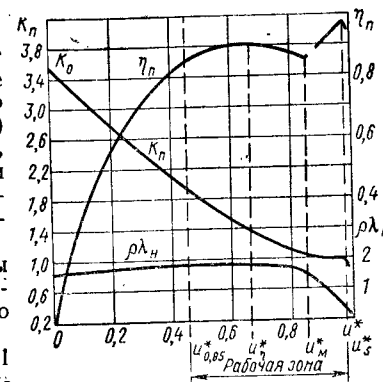


Рис. 4.15. Безразмерная характеристика гидротрансформатора ЛГ-35

4.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ОБЪЕМНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Двигатель гидрообъемной передачи соединен с валом насоса, который питает гидродвигатель рабочей жидкостью под высоким давлением. В зависимости от схемы соединения насоса и гидродвигателя различают передачи разомкнутые и замкнутые.

Разомкнутая передача состоит из бака с рабочей жидкостью, насоса, засасывающего через фильтр жидкость из бака и подающего ее в гидродвигатель непосредственно или через гидрораспределитель (если требуется изменить направление вращения), гидродвигателя, преобразующего энергию потока рабочей жидкости в энергию движения выходного звена, обратного трубопровода, по которому отработавшая жидкость возвращается в гидробак, дренажной гидролинии, по которой просочившаяся в рабочих органах насоса и гидродвигателя жидкость сливается в гидробак.

Замкнутая передача имеет насос, позволяющий изменить направление потока жидкости без изменения направления вращения двигателя. Насос и гидродвигатель в ней соединяют трубопроводами, образующими замкнутый контур циркуляции. Для компенсации утечки жидкости через зазоры к трубопроводам подключают коробку с клапанами подпитки, через которую от насоса подпитки поступает жидкость, создавая во всасывающей гидролинии постоянное давление до 10—12 кгс/см². В систему подпитки и в систему передачи включают предохранительные гидроклапаны, предотвращающие чрезмерное повышение давления.

Гидрообъемные передачи, используемые в качестве трансмиссий, выполняют по замкнутой схеме, обеспечивающей более четкое и быстрое регулирование, а также возможность торможения гидродвигателя насосом.

Гидрообъемные передачи имеют следующие преимущества: широкий диапазон изменения силовых и кинематических передаточных чисел ($D_i = 5 \div 10$); простота и удобство компоновки на тракторе, легкость привода четырех ведущих колес, передачи мощности через гибкий шланг к гидродвигателю на прицепной машине; удобство управления — одной рукояткой можно пустить трактор в ход, задать желаемую скорость, изменить направление движения и затормозить трактор; возможность легкой и простой автоматизации управления; легкость монтажа и установки на трактор.

К недостаткам гидрообъемных передач относятся необходимость применения материалов высокого качества и их тщательной обработки из-за высоких напряжений, возникающих при работе с высоким давлением в системе (100—250 кгс/см²) более низкий, чем у механических передач, к. п. д., уменьшающийся с увеличением температуры; трудность создания надежных уплотнений; необходимость прогрева передачи перед работой при пониженной температуре; относительно большой удельный вес (5—12 вместо 4—8 кгс/л. с. для механических передач).

В качестве насоса и гидродвигателя используют поршневые и роторные гидромашин, характеристики которых приведены в табл. 4.5 и 4.6.

Мощность (л. с.), потребляемую насосом и развиваемую гидродвигателем, можно определить по формуле

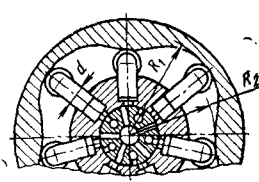
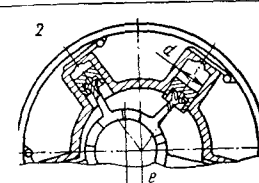
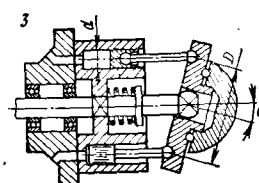
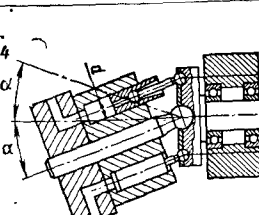
$$N = \frac{q p n}{45 \cdot 10^4},$$

где q — рабочий объем машины (объем, вытесняемый за один оборот вала), см³; p — давление в системе, кгс/см²; n — частота вращения вала гидромашин, об/мин.

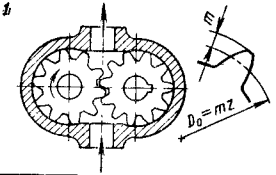
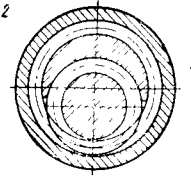
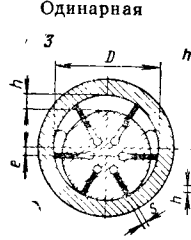
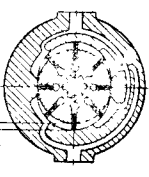
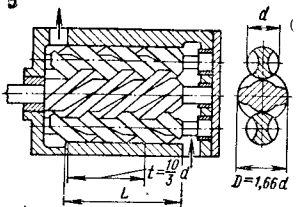
При постоянной мощности на входе для регулирования частоты вращения и крутящего момента на выходе можно применить следующие способы.

1. Перепуск части жидкости через переливной клапан в бак или во всасывающую гидролинию при постоянном давлении p и подаче в гидродвигатель количества жидкости $Q_{гд} = q_{гд} n_{гд}$, которое меньше подачи насоса $Q_n = q_n n_n$. Так как q_n и $q_{гд}$ постоянны, то уменьшение $Q_{гд}$ ведет к снижению частоты

4.5. Схемы и характеристики поршневых гидромашин

| Схема | Характеристика |
|---|--|
| <i>С радиальным расположением поршней</i> | |
|  | <p>Наибольшее давление</p> $p_{\max} \leq 300 \text{ кгс/см}^2$ <p>Общий к. п. д.</p> $\eta_{\Sigma} = \eta_M \eta_0 \approx 0,9$ <p>Рабочий объем</p> $q_1 = 0,785 d^2 z m (R_1 - R_2);$ $q_2 = 1,57 d^2 z e$ |
|  | |
| <i>С осевым расположением поршней</i> | |
|  | <p>Наибольшее давление</p> $p_{\max} \leq 350 \text{ кгс/см}^2$ <p>Общий к. п. д.</p> $\eta_{\Sigma} = \eta_M \eta_0 \approx 0,95$ <p>Рабочий объем</p> $q = 0,785 d^2 z D \sin \alpha$ |
|  | |
| <p>Примечание. d — диаметр цилиндра; D — диаметр рабочей шайбы; e — эксцентриситет; m — число выступов кольца; z — число цилиндров; α — угол наклона шайбы или блока цилиндров; η_M — механический к. п. д.; η_0 — объемный к. п. д.</p> | |

4.6. Схемы и характеристики роторных гидромашин

| Схема | Характеристика |
|---|---|
| <p align="center">Шестеренная</p> <p>С внешним зацеплением</p>  <p>С внутренним зацеплением</p>  | <p>Наибольшее давление</p> $p_{\max} \leq 150 \text{ кгс/см}^2$ <p>Общий к. п. д.</p> $\eta_{\Sigma} = \eta_m \eta_o \approx 0,80 \div 0,85$ <p>Рабочий объем</p> $q = 2\pi m^2 z b$ |
| <p align="center">Пластинчатая</p> <p>Одинарная</p>  <p>Двойная</p>  | <p>Наибольшее давление</p> $p_{\max} \leq 100 \text{ кгс/см}^2$ <p>Общий к. п. д.</p> $\eta_{\Sigma} = \eta_m \eta_o \approx 0,70 \div 0,75$ <p>Рабочий объем</p> $q = [\pi (D - 0,5e) - sz] be$ <p>(для одинарной)</p> $q = 2 [\pi (D - 0,5e) - sz] be$ <p>(для двойной)</p> |
| <p align="center">Винтовая</p> <p>Трехвинтовая</p>  | <p>Наибольшее давление</p> $p_{\max} \leq 150 \text{ кгс/см}^2 \text{ при } L = 5t$ <p>Общий к. п. д.</p> $\eta_{\Sigma} = \eta_m \eta_o \approx 0,75 \div 0,80$ <p>Рабочий объем</p> $q = Ft \approx 4,15d^3$ |

Примечание. b — ширина шестерни, лопасти; e — эксцентриситет; F — площадь сечения канала червяка; m — модуль зуба; t — шаг червяка; z — число зубьев, лопастей.

вращения $n_{гд} = \frac{Q_{гд}}{Q_{п}} n_{п}$. Основные недостатки этого способа — очень низкий к. п. д., особенно уменьшающийся при большом перепаде жидкости, и невозможность увеличения крутящего момента на ведомом валу при снижении частоты вращения.

2. Регулирование рабочего объема насоса ($q_{п} \neq \text{const}$). Чтобы мощность оставалась постоянной при изменении подачи насоса, необходимо изменить давление, так как $q_{п} p_{п} = \text{const}$: т. е. уменьшение $q_{п}$ вызывает увеличение давления $p_{п}$ (рис. 4.16). При максимальном давлении срабатывает предохранительный клапан, предотвращая повреждение деталей. Минимальное давление получают при максимальном значении $q_{п}$. Диапазон регулирования

$$D_p = \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{M_{\max}}{M_{\min}}$$

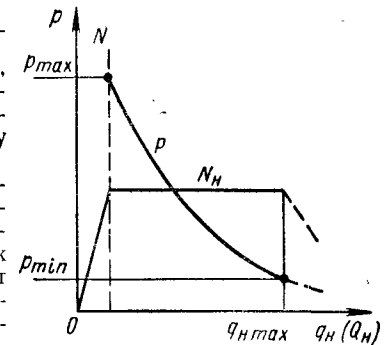


Рис. 4.16. Характеристика регулирования гидрообъемной передачи при изменении подачи насоса

Регулирование частоты вращения изменением рабочего объема насоса $q_{п}$ имеет следующие преимущества, обеспечивающие широкое применение этого способа в трансмиссиях транспортных машин: допускает плавное регулирование частоты вращения выходного вала от нуля до максимума; позволяет реверсировать направление движения, тормозить выходной вал; допускает работу при переменном давлении, невысоком на больших скоростях, что обеспечивает лучшую долговечность передачи; упрощает привод управления ввиду расположения насоса около двигателя.

3. Изменение расхода гидродвигателя $q_{гд}$. При постоянной подаче насоса $Q_{п}$ частота вращения вала гидродвигателя $n_{гд} = \frac{Q_{п}}{q_{гд}}$. Отсюда следует, что $n_{гд}$ не может быть снижено до нуля, и для обеспечения остановки трактора и трогания с места нужно вводить между двигателем и насосом муфту сцепления. Управление гидродвигателями, расположенными у ведущих колес, более сложно. По этим причинам регулирование изменением расхода гидродвигателя не применяется.

4. Изменение подачи насоса и расхода гидродвигателя. Этот способ имеет все преимущества регулирования изменением подачи насоса и одновременно дает более широкий диапазон регулирования, но очень сложен и поэтому редко применяется.

Основные типичные схемы гидрообъемных передач следующие.

1. Насос и гидродвигатель объединены в один блок (рис. 4.17, а), соединенный карданным валом с центральной передачей и заменяют только коробку передач и сцепление зубчатой передачи. Из-за недостатков: стесненности в компоновке агрегатов, низкого общего к. п. д., сложности устройства в чистом виде схема не применяется. Встречается в двухпоточных передачах, у которых гидропередача включена параллельно механической передаче.

2. Насос соединен с двигателем, а гидродвигатели — с ведущими колесами (рис. 4.17, б) непосредственно или через колесные редукторы. Привод ведущих колес имеет гидродифференциальную связь, облегчающую поворот. Для повышения проходимости возможна блокировка путем установки дроссельных клапанов. Включением гидродвигателей последовательно можно увеличить скорость их вращения при снижении крутящего момента и получить высшую (транспортную) передачу.

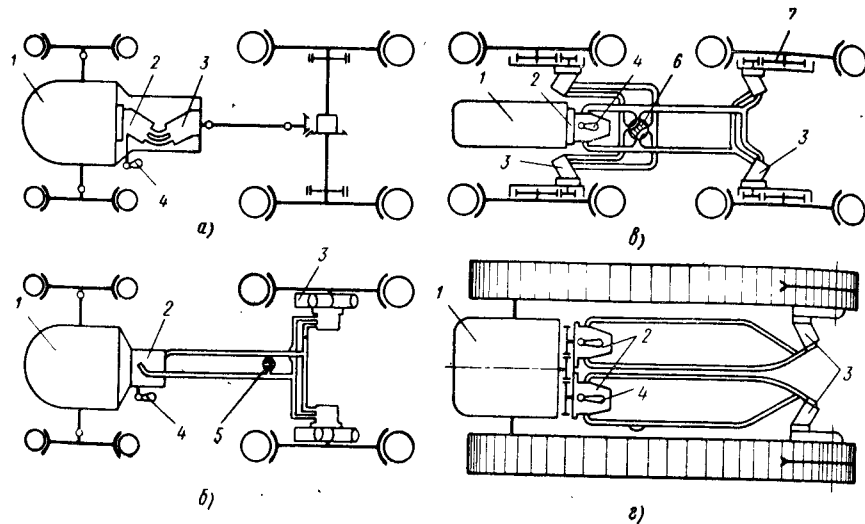


Рис. 4.17. Основные схемы гидрообъемных передач:

1 — двигатель; 2 — насос; 3 — гидродвигатель; 4 — рукоятка управления насосом; 5 — край включения свободного хода (наката); 6 — край выключения переднего моста; 7 — конечная передача

3. Насос, соединенный с двигателем, питает четыре гидродвигателя, установленных в колесах (рис. 4.17, в). Передние колеса можно отключать краном. Недостатком схемы является гидродифференциальная связь между колесами, снижающая проходимость. Для устранения ее необходимо применять блокировку.

4. С двигателем соединены два насоса, питающие два гидродвигателя (рис. 4.17, д) отдельно для каждой стороны. Такая схема обеспечивает поворот гусеничного трактора с любым радиусом. Устройство ее сложнее, чем устройство предыдущих схем. При применении на колесных машинах один насос используют для питания гидродвигателей передних колес, а другой — задних.

Основные параметры гидроагрегатов определяют по принятой схеме трансмиссии для полученных при тяговом расчете номинальной мощности двигателя N_n (л. с.) и максимального крутящего момента на ведущих колесах по условию сцепления с почвой:

$$M_k \max = \varphi_c \lambda G r_k.$$

Максимальный крутящий момент, который должен развивать гидродвигатель одного ведущего колеса при установке без редуктора

$$M_{гд \max} = \kappa_3 \frac{M_k \max}{z};$$

с редуктором

$$M_{гд \max} = \kappa_3 \frac{M_k \max}{z u_6},$$

где κ_3 — коэффициент запаса крутящего момента; для гусеничных тракторов $\kappa_3 = 1,5 \div 2,0$ из условия обеспечения поворота под нагрузкой; для колесных

тракторов $\kappa_3 = 1,2 \div 1,4$ с учетом догрузки на колеса; z — число ведущих гидродвигателей (колес); u_6 — передаточное число колесного редуктора (бортовой передачи).

Если применяют гидродвигатели из числа выпускаемых, то $M_{гд}$ известен, и для него определяют необходимое передаточное число колесного редуктора. При этом проверяют возможность получения заданной максимальной скорости v_m (км/ч), исходя из допустимой для гидродвигателя максимальной частоты вращения $n_{гд \max}$: $v_m = 0,377 r_k n_{гд \max} / u_6$.

Рабочий объем (см³) гидродвигателя

$$q_{гд} = \frac{M_{гд \max}}{0,00159 p_{\max} \eta_{м. гд} \eta_{м. б}},$$

где p_{\max} — максимальное давление, зависит от типа применяемых гидроагрегатов, кгс/см²; $\eta_{м. гд}$ — механический к. п. д. гидродвигателя: $\eta_{м. гд} = 0,9 \div 0,92$; $\eta_{м. б}$ — механический к. п. д. колесного редуктора.

Максимальный расход (см³/мин) гидродвигателя при v_{\max} равен

$$Q_{гд \max} = \frac{q_{гд} n_{гд \max}}{\eta_{о. гд}} = \frac{q_{гд} v_m u_6}{0,377 r_k \eta_{о. гд}},$$

где $\eta_{о. гд}$ — объемный к. п. д. гидродвигателя; r_k — радиус ведущего колеса, м. Минимальный расход (см³/мин) гидродвигателя при v_{\min}

$$Q_{гд \min} = \frac{q_{гд} n_{гд \min}}{\eta_{о. гд}}.$$

Давление (кгс/см²) в гидродвигателе при v_{\max}

$$p_{\min} = \frac{M_{гд \min}}{0,00159 q_{гд} \eta_{м. гд} \eta_{м. б}}$$

принимают не менее 30—40 кгс/см².

Максимальная подача (см³/мин) насоса, необходимая для обеспечения v_{\max} , равна

$$Q_n \max = \frac{Q_{гд \max}}{\eta_{о. н}} z',$$

где $\eta_{о. н}$ — объемный к. п. д. насоса: $\eta_{о. н} = 0,94 \div 0,96$; z' — количество гидродвигателей, работающих при движении по хорошей дороге (у трактора 4×4 обычно работает один мост).

Максимальный рабочий объем (см³) насоса

$$q_n \max = \frac{Q_n \max}{n_n \eta_{о. н}},$$

где n_n — частота вращения насоса, выбираемая в зависимости от его типа; для высокочастотных насосов $n_n = n_d$; при низкочастотных ставят редуктор и

$$n_n = \frac{n_d}{u_p}.$$

Давление, которое должен создать насос,

$$p_n = \frac{P_{гд}}{\eta_p},$$

где η_p — гидравлический к. п. д. передач: $\eta_p = 0,85 \div 0,95$.
Мощность (л. с.), необходимая для привода насоса,

$$N_e = \frac{Q_n \max D_n}{45 \cdot 10^4 \eta_m \cdot \eta_p},$$

где η_m — механический к. п. д. насоса и его привода.

Диаметры трубопроводов выбирают из условия, что скорость жидкости $v_{ж} = 3,5 \div 4,5$ м/с. Тогда диаметр (см) главного трубопровода

$$d = \sqrt{\frac{2Q_n \max}{3\pi v_{ж}}} \approx 0,23 \sqrt{Q_n \max},$$

а трубопровода к гидродвигателю

$$d' = 0,23 \sqrt{Q_{гд} \max}.$$

По подсчитанным параметрам подбирают существующие или проектируют новые гидроагрегаты [5, 18, 32]. Проверяют тепловой режим и устанавливают необходимость применения масляного радиатора.

5.1. НОМИНАЛЬНЫЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ КРУТЯЩИЕ МОМЕНТЫ

Элементы трансмиссии рассчитывают на долговечность и динамическую прочность в соответствии с нагрузочными режимами на каждой ступени. Следует различать два варианта расчета: расчет по номинальным нагрузкам и уточненный расчет.

При расчете по номинальным нагрузкам определяют: номинальный крутящий момент M_n двигателя; номинальную частоту вращения вала n_n двигателя в минуту; расчетное время T_p .

При уточненном расчете определяют динамический крутящий момент M_p , учитывающий динамические параметры системы, а также внешние и внутренние возмущающие воздействия; номинальную частоту вращения вала n_n двигателя в минуту; расчетное время T_p .

Номинальный и динамический крутящие моменты двигателя ограничены моментом от сцепного веса трактора:

$$M_\phi = \lambda G \phi r_k,$$

где λ — коэффициент использования сцепного веса: для гусеничных тракторов $\lambda = 1$, для колесных с одним ведущим мостом $\lambda = G_2/G$ или $\lambda = G_1/G$ (здесь G_1 и G_2 — вес, приходящийся на передний или задний ведущий мост соответственно); G — эксплуатационный вес трактора; ϕ — коэффициент сцепления: для гусеничных тракторов $\phi = 1,2$; для колесных $\phi = 0,8$; r_k — радиус ведущего колеса (звездочки).

Произведение λG_1 или λG_2 не должно превышать допустимую нагрузку на шину.

Если $\frac{M_\phi}{i_{тр} \eta_{тр}} \leq M_n$ для расчета принимают $M_\phi / i_{тр} \eta_{тр}$;

если $\frac{M_\phi}{i_{тр} \eta_{тр}} \geq M_n$ для расчета принимают M_n ,

где $i_{тр}$ и $\eta_{тр}$ — передаточное отношение и к. п. д. трансмиссии соответственно.

Элементы трансмиссии, расположенные за узлом, в котором поток мощности разделяется, рассчитываются на долговечность, исходя из номинальной частоты вращения двигателя и момента, равного $0,5M_p$.

Для гусеничных тракторов следует учитывать, что при повороте вся мощность может реализоваться одним бортом. Этот режим составляет не менее 10% времени работы трактора.

Элементы редуктора ВОМ рассчитывают по номинальному крутящему моменту двигателя.

Трансмиссии современных тракторов должны обеспечить долговечность 6000 ч.

Расчетное время для узлов трансмиссии связано с действительным временем T соотношением

$$T = \frac{T_p}{K_B},$$

где K_B — коэффициент загрузки, определяемый отношением среднего эксплуатационного момента $M_{эк}$ к номинальному: $\xi = M_{эк}/M_n$.

Средний эксплуатационный крутящий момент определяется на основании анализа работ, для выполнения которых предназначен трактор.

Возможные значения коэффициента ξ находятся в пределах 0,6—1. Коэффициенты K_B и ξ связаны соотношением: $K_B = \xi^x$, где $x = 9$ для расчета шестерен на изгиб, $x = 3$ для расчета на контактную прочность, $x = 3,33$ для расчета долговечности подшипников.

В таблице 5.1 приведены значения K_B в зависимости от ξ .

5.1. Значения коэффициентов K_B

| x | K_B при ξ , равном | | | | | | | | |
|------|--------------------------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|-------|---|
| | 0,6 | 0,65 | 0,7 | 0,75 | 0,8 | 0,85 | 0,9 | 0,95 | 1 |
| 3 | 0,216 | 0,275 | 0,343 | 0,422 | 0,512 | 0,613 | 0,723 | 0,857 | 1 |
| 3,33 | 0,182 | 0,238 | 0,304 | 0,383 | 0,408 | 0,581 | 0,702 | 0,842 | 1 |
| 9 | 0,01008 | 0,0208 | 0,0403 | 0,0748 | 0,134 | 0,23 | 0,346 | 0,63 | 1 |

Рекомендуется принимать для гусеничных и колесных тракторов с двумя ведущими мостами $\xi = 0,9$, с одним ведущим мостом $\xi = 0,8$.

В табл. 5.2 приведены эксплуатационные данные по использованию передач гусеничных и колесных тракторов.

Динамический крутящий момент определяется для установившегося и переходного режимов и зависит от параметров элементов трансмиссии трактора и степени влияния отдельных узлов, как источников возмущающих воздействий.

В установившемся режиме динамический крутящий момент зависит от параметров двигателя, зубчатого зацепления, зацепления ведущего колеса с гусеничной цепью, карданной передачи.

Амплитуда и частота возмущающего момента двигателя определяется разложением в ряд Фурье суммарной диаграммы крутящего момента. При ее отсутствии вычисляется крутящий момент от давления газов M_r в цилиндрах и от инерционных сил M_{kj} :

$$M_r = M_{ср} + \sum_{k=1}^{\infty} a_k \cos k\Omega t + b_k \sin k\Omega t,$$

где $M_{ср}$ — средний крутящий момент за один период: $M_{ср} = \frac{1}{T} \int_0^T M_r(t) dt$;

a_k, b_k — амплитуды фазовых слагаемых гармоники k -го порядка (коэффициенты ряда Фурье):

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T M_r(t) \cos \Omega t dt; \quad b_k = \frac{2}{T} \int_0^T M_r(t) \sin \Omega t dt;$$

5.2. Данные по использованию передач по времени (α , %) тракторов

| Т-25 | | | | | | | | | | |
|----------------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|
| Передача | I | II | III | IV | V | VI | ИД | ИД | | |
| Скорость, км/ч | 5,69 | 7,18 | 8,37 | 10,6 | 14,7 | 21,6 | 1,75 | 2,58 | | |
| α , % | 10 | 15 | 20 | 15 | 20 | 10 | 4 | 6 | | |
| Т-16 | | | | | | | | | | |
| Передача | I | II | III | IV | V | VI | ИД | 3/Х | | |
| Скорость, км/ч | 3,72 | 4,75 | 5,8 | 6,85 | 13,6 | 19,6 | 1,05 | 3,76 | | |
| α , % | 10 | 30 | 20 | 10 | 15 | 7 | 5 | 3 | | |
| Т-125 | | | | | | | | | | |
| Передача | I | II | III | IV | V | VI | VII | VIII | | |
| Скорость, км/ч | 5,15 | 7,55 | 9,1 | 10,6 | 12,9 | 19,0 | 22,8 | 26,7 | | |
| α , % | 1,78 | 32,8 | 35,3 | 15 | 2,77 | 1,86 | 2,48 | 1,24 | | |
| Т-150К | | | | | | | | | | |
| Передача | I | II | III | IV | V | VI | VII | VIII | | |
| Скорость, км/ч | 8,45 | 9,62 | 10,88 | 13,56 | 18,6 | 21,2 | 24 | 29,9 | | |
| α , % | 33,5 | 35,3 | 15 | 2,77 | 1,86 | 2,48 | 1,24 | 1,2 | | |
| Т-74 | | | | | | | | | | |
| Передача | I | II | III | IV | V | VI | | | | |
| Скорость, км/ч | 4,49 | 5,45 | 6,69 | 7,69 | 9,35 | 11,41 | | | | |
| α , % | 10,6 | 29,8 | 28,5 | 15,6 | 10,3 | 5,2 | | | | |
| МТЗ-80 | | | | | | | | | | |
| Передача | I | II | III | IV | V | VI | VII | VIII | IX | X |
| Скорость, км/ч | 4,78 | 6,75 | 8,72 | 10,2 | 11,2 | 13,5 | 15,8 | 20,4 | 23,9 | 31,6 |
| α , % | 7,5 | 12,35 | 15,5 | 18,75 | 10,75 | 10,25 | 6,9 | 3 | 10 | 5 |
| К-700 | | | | | | | | | | |
| Режим | | | | | | | | | | |
| Передача | I | II | III | IV | I | II | III | IV | | |
| Скорость, км/ч | 2,78 | 3,37 | 4,07 | 4,76 | 5,41 | 6,56 | 7,91 | 9,52 | | |
| α , % | 0 | 2 | 3 | 5 | 5 | 15 | 10 | 10 | | |
| К-700 | | | | | | | | | | |
| Режим | | | | | | | | | | |
| Передача | I | II | III | IV | I | II | III | IV | | |
| Скорость, км/ч | 8,82 | 10,71 | 13,0 | 15,55 | 17,4 | 20,65 | 25,05 | 30,3 | | |
| α , % | 5 | 5 | 5 | 10 | 10 | 5 | 5 | 5 | | |

Ω — угловая скорость, определяемая периодом крутящего момента,

$$M_{kj} = m_j R^2 \omega^2 \left(\frac{\lambda}{4} \sin \alpha - \frac{1}{2} \sin 2\alpha - \frac{3}{4} \sin 3\alpha - \frac{\lambda^2}{4} \sin 4\alpha \right),$$

где m_j — масса поступательно движущихся деталей кривошипно-шатунного механизма; R — радиус кривошипа; ω — угловая скорость вала двигателя; $\alpha = \omega t$; $\lambda = R/l$ (здесь l — длина шатуна).

Для двух-, четырех-, восьмицилиндрового рядного двигателя

$$M_{kj(2)} = -m_j R^2 \omega^2 \left(\sin 2\alpha + \frac{\lambda^2}{2} \sin 4\alpha \right);$$

$$M_{kj(4)} = -m_j R^2 \omega^2 (2 \sin 2\alpha + \lambda^2 \sin 4\alpha);$$

$$M_{kj(6)} = -\frac{9}{4} m_j R^2 \omega^2 \lambda (\sin 3\alpha - \cos 3\alpha);$$

$$M_{kj(8)} = -2m_j R^2 \omega^2 \lambda^2 \sin 4\alpha.$$

Амплитуда и частота возмущающего момента от зубчатого зацепления коробки передач определяются динамической $P_{днн}$ составляющей суммарного усилия в зацеплении:

$$M_d = 0,8 v b_{\min} r \sqrt{\frac{A(\Delta - 5)}{u}};$$

$$f_z = \frac{nz}{60},$$

где v — окружная скорость зубчатого колеса, м/с; b_{\min} — длина зуба в зацеплении, см; r — радиус основной окружности, см; A — межцентровое расстояние, см; Δ — суммарная погрешность основного шага; u — передаточное число; n — частота вращения зубчатого колеса, об/мин; z — число зубьев зубчатого колеса.

При наличии нескольких пар зубчатых колес определяется амплитуда и частота возмущающего момента от каждого зацепления.

Влияние карданных передач учитывается приложением крутящего момента $M_{кар}$ к массам, между которыми находится карданный вал:

$$M_{кар} = c_{пр} (\beta_1 - \beta_2) \sin 2\omega_{кар} t,$$

где $c_{пр}$ — приведенная жесткость карданной передачи;

$$c_{пр} = \frac{c_1 c_2 c_3}{c_1 c_2 + c_1 c_3 + c_2 c_3}$$

(здесь c_1 — жесткость вала до первой карданной головки; c_2 — жесткость карданного вала; c_3 — жесткость вала за второй карданной головкой); β_1, β_2 — углы установки кардана; $\omega_{кар}$ — угловая скорость вращения кардана.

Динамические моменты от указанных выше источников могут усиливаться в зависимости от соотношений их частот и частот собственных колебаний системы. Поэтому действительные динамические моменты в элементах трансмиссии трактора можно определить лишь путем рассмотрения вынужденных крутильных колебаний всей системы.

Динамические моменты в трансмиссии при вынужденных колебаниях определяются как произведение модуля передаточной функции на гармонические составляющие возмущающего момента M_k :

$$M_{ij} = \sum_k \Phi_{ijk} M_k \sin(\omega_b t + \delta_k),$$

где Φ_{ijk} — модуль передаточной функции ij -го участка трансмиссии соответствующей k -й гармонике; ω_b — частота воздействия колебаний; δ_k — фаза колебания.

В табл. 5.3 приведены формулы для определения модулей передаточных функций упругих моментов некоторых эквивалентных систем. Для «отстройки» системы от резонансных режимов достаточно рассчитать частоты собственных колебаний силовой передачи. При этом затуханием колебаний можно пренебречь.

Спектр частот собственных колебаний системы определяется решением уравнения

$$\omega^n - b_1 \omega^{n-2} + b_2 \omega^{n-4} + \dots + b_n = 0,$$

где b_i — постоянные коэффициенты, зависящие от динамических параметров системы (табл. 5.4).

Динамический крутящий момент в переходном режиме зависит от параметров муфты сцепления, индивидуальных фрикционов, муфт поворота, тормозов, сцепления движителя трактора с почвой.

При «броске педали» на валу муфты сцепления возникает максимальный крутящий динамический момент

$$M_{i, i+1} = \frac{\sum_{j=i+1}^n J_j}{\sum_{j=1}^n J_j} M_M \left(1 - \frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1 t} \right), \quad 1 \leq i \leq n-1.$$

При включении фрикциона максимальный крутящий динамический момент на валу

$$M_{i, i+1} = \frac{\sum_{j=i+1}^n J_j}{\sum_{j=k+1}^n J_j} M_{ф. пр} \left(1 - \frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1 t} \right) (k+1 \leq i \leq n-1);$$

$$M_{i, i+1} = \frac{\sum_{j=1}^i J_j}{\sum_{j=1}^k J_j} M_{ф. пр} \left(1 - \frac{\sin \omega_1' t}{\omega_1' t} \right) (1 \leq i \leq k-1),$$

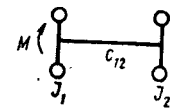
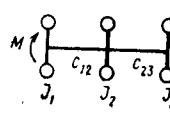
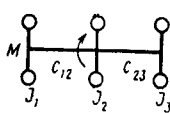
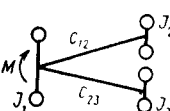
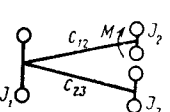
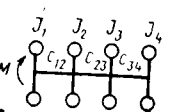
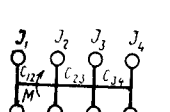
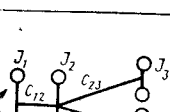
где $M_{ф. пр}$ — приведенный к первичному валу момент фрикциона; $\sum_{j=1}^k J_j$ — сумма

моментов инерции масс, расположенных левее индивидуальных фрикционов,

муфт поворота; $\sum_{j=k+1}^n J_j$ — сумма моментов инерции масс, расположенных правее

индивидуальных фрикционов; ω_1, ω_1' — частоты собственных колебаний эквивалентной системы, расположенной слева и справа от индивидуальных (бортовых) фрикционов; M_M — момент трения муфты сцепления.

5.3. Вычисление упругих моментов для эквивалентных систем

| Система | ψ | μ | λ | δ | Φ_1 | M_{12} | M_{23} | M_{34} | M_{45} |
|---|--|---|---|----------|---|---|--|---|----------|
|  | $\frac{c_{12}}{c_{12} - J_1 \Omega^2}$ | — | — | — | $\frac{M}{c_{12}(1-\psi) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\psi) \Phi_1 c_{12}$ | — | — | — |
|  | $\frac{c_{23}}{c_{23} - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23} \times (1-\psi) - J_2 \Omega^2}$ | — | — | $\frac{M}{c_{12}(1-\mu) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\mu) \Phi_1 c_{12}$ | $(1-\psi) \mu \Phi_1 c_{23}$ | — | — |
|  | $\frac{c_{23}}{c_{23} - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\psi) - J_1 \Omega^2}$ | — | — | $\frac{\mu M}{c_{12}(1-\mu) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\mu) \Phi_1 c_{12} - M \mu$ | $(1-\psi) \mu \Phi_1 c_{23} + \frac{M \mu}{c_{12}} c_{23}$ | — | — |
|  | $\frac{c_{23}}{c_{12} - J_2 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} - J_2 \Omega^2}$ | — | — | $\frac{M}{c_{12}(1-\psi) + c_{12} \times (1-\mu) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\psi) \Phi_1 c_{12}$ | $(1-\mu) \Phi_1 c_{12}$ | — | — |
|  | $\frac{c_{12}}{c_{12} - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} - J_3 \Omega^2}$ | — | — | $\frac{M \mu}{(1-\mu) c_{12} + 1 - \psi - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\mu) \Phi_1 c_{12} - \psi M$ | $(1-\psi) \Phi_1 c_{12}$ | — | — |
|  | $\frac{c_{34}}{c_{34} - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{23}}{c_{23} + c_{34} \times (1-\psi) - J_2 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23} \times (1-\mu) - J_2 \Omega^2}$ | — | $\frac{M}{c_{12}(1-\lambda) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\lambda) c_{12} \Phi_1$ | $(1-\mu) \Phi_2 c_{23} \lambda$ | $(1-\psi) \mu \lambda \Phi_1 c_{34}$ | — |
|  | $\frac{c_{34}}{c_{34} - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{23}}{c_{23} + c_{34} + (1-\psi) - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\mu) - J_2 \Omega^2}$ | — | $\frac{M \lambda}{c_{12}(1-\lambda) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\lambda) \Phi_1 c_{12} + M \lambda$ | $(1-\mu) c_{12} \lambda \Phi_1 + M \lambda$ | $(1-\psi) \mu \times (\lambda \Phi_1 c_{12} + M \lambda \frac{c_{34}}{c_{12}})$ | — |
|  | $\frac{c_{23}}{c_{23} - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{24}}{c_{24} - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\psi) + c_{24}(1-\mu) - J_2 \Omega^2}$ | — | $\frac{M}{c_{12}(1-\lambda) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\lambda) \Phi_1 c_{12}$ | $(1-\psi) \lambda \Phi_1 c_{23}$ | $(1-\mu) \lambda \Phi_1 c_{23}$ | — |

| Система | ψ | μ | λ | δ |
|---------|---|---|---|--|
| | $\frac{c_{23}}{c_{23} - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{24}}{c_{24} - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\psi) + c_{24}(1-\mu) - J_3 \Omega^2}$ | - |
| | $\frac{c_{23}}{c_{23} - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{24}}{c_{24} - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\psi) + c_{24}(1-\mu) - J_3 \Omega^2}$ | - |
| | $\frac{c_{45}}{-J_5 \Omega^2 + c_{45}}$ | $\frac{c_{24}}{c_{24} + c_{45}(1-\psi) - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{23}}{c_{23} + c_{24}(1-\mu) - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\lambda) - J_2 \Omega^2}$ |
| | $\frac{c_{45}}{c_{45} - J_5 \Omega^2}$ | $\frac{c_{24}}{c_{24} + c_{45}(1-\psi) - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{23}}{c_{23} + c_{24}(1-\mu) - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\lambda) - J_2 \Omega^2}$ |
| | $\frac{c_{45}}{c_{45} - J_5 \Omega^2}$ | $\frac{c_{24}}{c_{24} + c_{45}(1-\psi) - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{23}}{c_{24} + c_{23}(1-\mu) - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\lambda) - J_2 \Omega^2}$ |
| | $\frac{c_{24}}{c_{24} - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{25}}{c_{25} - J_5 \Omega^2}$ | $\frac{c_{23}}{c_{23} + (1-\psi)c_{24} + (1-\mu)c_{25} - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\lambda) - J_2 \Omega^2}$ |
| | $\frac{c_{24}}{c_{24} - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{25}}{c_{25} - J_5 \Omega^2}$ | $\frac{c_{23}}{c_{23} + (1-\psi)c_{24} + (1-\mu)c_{25} - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\lambda) - J_2 \Omega^2}$ |
| | $\frac{c_{24}}{c_{24} - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{25}}{c_{25} - J_5 \Omega^2}$ | $\frac{c_{23}}{c_{23} + (1-\psi)c_{24} + (1-\mu)c_{25} - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\lambda) - J_2 \Omega^2}$ |
| | $\frac{c_{24}}{c_{24} - J_4 \Omega^2}$ | $\frac{c_{25}}{c_{25} - J_5 \Omega^2}$ | $\frac{c_{23}}{c_{23} + (1-\psi)c_{24} + (1-\mu)c_{25} - J_3 \Omega^2}$ | $\frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23}(1-\lambda) - J_2 \Omega^2}$ |

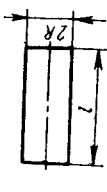



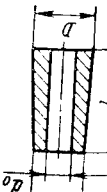
Продолжение табл. 5.3


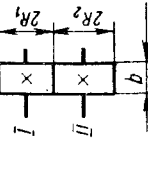
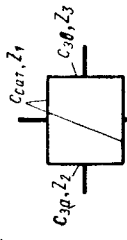
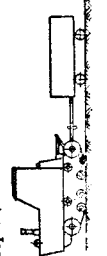
| Φ_1 | M_{12} | M_{23} | M_{34} | M_{45} |
|--|--|---|--|--|
| $\frac{M\lambda}{c_{12}(1-\lambda) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\lambda)\Phi_1 c_{12} - M\lambda$ | $(1-\psi)\left[\lambda\Phi_1 + \frac{M\lambda}{c_{12}}\right]c_{23}$ | $(1-\mu)\left[\lambda\Phi_1 + \frac{M\lambda}{c_{12}}\right]c_{24}$ | - |
| $\frac{\lambda\mu M}{c_{12}(1-\lambda) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\lambda)\Phi_1 c_{12} - \lambda\mu M$ | $(1-\mu)\left(\Phi_1\lambda + \frac{\lambda\mu M}{c_{12}}\right)c_{23} - \lambda\mu M$ | $(1-\psi)\left(\Phi_1\lambda + \frac{\lambda\mu M}{c_{12}}\right)c_{24}$ | - |
| $\frac{M}{c_{12}(1-\delta) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\delta)c_{12}\Phi_1$ | $\delta(1-\lambda)c_{23}\Phi_1$ | $(1-\mu)\lambda\delta\Phi_1 c_{24}$ | $(1-\psi)\mu\lambda\delta\Phi_1 c_{45}$ |
| $\frac{M\delta}{c_{12}(1-\delta) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\delta)\Phi_1 c_{12} - M\delta$ | $(1-\lambda)\left(\Phi_1\delta + \frac{M\delta}{c_{12}}\right)c_{23}$ | $(1-\mu)\lambda\left(\delta\Phi_1 + \frac{M\delta}{c_{12}}\right)c_{24}$ | $(1-\psi)\left(\delta\Phi_1 + \frac{M\delta}{c_{12}}\right)c_{45}\mu\lambda$ |
| $\frac{M\lambda}{c_{12}(1-\delta) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\delta)\Phi_1 c_{12} - M\lambda$ | $(1-\lambda)\left(\Phi_1 c_{23} - M\lambda \frac{c_{23}}{c_{12}}\right)$ | $(1-\mu)\left(\lambda\Phi_1 + M\frac{\lambda}{c_{23}}\right)c_{24}$ | $(1-\psi)\mu\left[\lambda(\delta\Phi_1 + M\lambda) + M \times \frac{\lambda}{c_{23}}\right]c_{45}$ |
| $\frac{M}{c_{12}(1-\delta) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\delta)\Phi_1 c_{12}$ | $(1-\lambda)\delta\Phi_1 c_{23}$ | $(1-\psi)\lambda\delta\Phi_1 c_{24}$ | $(1-\mu)\lambda\delta\Phi_1 c_{25}$ |
| $\frac{M\delta}{c_{12}(1-\delta) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\delta)\Phi_1 c_{12} - M\delta c_{12}$ | $(1-\lambda)\left(\delta\Phi_1 + \frac{M\delta}{c_{12}}\right)c_{23}$ | $(1-\psi)\lambda\left(\delta\Phi_1 + \frac{M\delta}{c_{12}}\right)c_{24}$ | $(1-\mu)\lambda\left(\delta\Phi_1 + \frac{M\delta}{c_{12}}\right)c_{25}$ |
| $\frac{M\lambda\delta}{c_{12}(1-\delta) - J_1 \Omega^2}$ | $c_{12} - (1-\delta)\Phi_1 - M\lambda\delta$ | $(1-\lambda)\left(\delta\Phi_1 + \frac{M\lambda\delta}{c_{12}}\right)c_{23} + \frac{M\lambda}{c_{12}}c_{23}$ | $(1-\psi)\left[\lambda\left(\delta\Phi_1 + \frac{M\lambda\delta}{c_{12}}\right) + \frac{M\lambda}{c_{12}}\right]c_{24}$ | $(1-\mu)\left[\lambda\left(\delta\Phi_1 + \frac{M\lambda\delta}{c_{12}}\right) + \frac{M\lambda\delta}{c_{12}} + \frac{\mu\lambda}{c_{12}}\right] \times c_{23}$ |
| $\frac{M\psi\lambda\delta}{c_{12}(1-\delta) - J_1 \Omega^2}$ | $(1-\delta)\Phi_1 c_{12} - M\psi\lambda\delta$ | $\left[(1-\lambda)\left(\Phi_1\delta + \frac{M\psi\lambda\delta}{c_{12}}\right) - \frac{M\psi\lambda}{c_{23}}\right]c_{23}$ | $\left[(1-\psi)\left\{\lambda\left(\delta\Phi_1 + \frac{M\psi\lambda\delta}{c_{12}}\right) + \frac{M\psi\lambda}{c_{23}} - \frac{M\psi\lambda}{c_{24}}\right\} \times c_{24}\right]$ | $(1-\mu)\left\{\lambda\left(\delta\Phi_1 + \frac{M\psi\lambda\delta}{c_{12}}\right) + \frac{M\psi\lambda}{c_{23}}\right\} c_{25}$ |

5.4. Коэффициенты частотных уравнений

| Система | b_1 | b_2 | b_3 | b_4 |
|---------|--|---|---|--|
| | $c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}$ | — | — | — |
| | $c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3}$ | $c_{12} c_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3}$ | — | — |
| | $c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + c_{13} \frac{J_1 + J_3}{J_1 J_3}$ | $c_{12} c_{13} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3}$ | — | — |
| | $c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + c_{23} \frac{J_1 + J_3}{J_1 J_3} + c_{34} \frac{J_3 + J_4}{J_3 J_4}$ | $c_{12} c_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} + c_{23} c_{34} \frac{J_2 + J_3 + J_4}{J_2 J_3 J_4} + c_{12} c_{34} \frac{J_1 J_3 + J_2 J_3 + J_1 J_4 + J_2 J_4}{J_1 J_2 J_3 J_4}$ | $c_{12} c_{23} c_{34} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4}{J_1 J_2 J_3 J_4}$ | — |
| | $c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} + c_{34} \frac{J_2 + J_4}{J_2 J_4}$ | $c_{12} c_{24} \frac{J_1 + J_2 + J_4}{J_1 J_2 J_4} + c_{12} c_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} + c_{23} c_{34} \frac{J_2 + J_3 + J_4}{J_2 J_3 J_4}$ | $c_{12} c_{23} c_{34} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4}{J_1 J_2 J_3 J_4}$ | — |
| | $c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} + c_{34} \frac{J_3 + J_4}{J_3 J_4} + c_{45} \frac{J_4 + J_5}{J_4 J_5}$ | $c_{12} c_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} + c_{23} c_{34} \frac{J_2 J_3 J_4}{J_2 J_3 J_4} + c_{34} c_{45} \frac{J_3 + J_4 + J_5}{J_3 J_4 J_5}$ | $c_{12} c_{23} c_{34} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4}{J_1 J_2 J_3 J_4} + c_{23} c_{34} c_{45} \frac{J_2 + J_3 + J_4 + J_5}{J_2 J_3 J_4 J_5} + c_{12} c_{23} c_{34} c_{45} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5}{J_1 J_2 J_3 J_4 J_5}$ | $c_{12} c_{23} c_{34} c_{45} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5}{J_1 J_2 J_3 J_4 J_5}$ |
| | $c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} + c_{34} \frac{J_3 + J_4}{J_3 J_4} + c_{45} \frac{J_4 + J_5}{J_4 J_5} + c_{56} \frac{J_5 + J_6}{J_5 J_6}$ | $c_{12} c_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} + c_{23} c_{34} \frac{J_2 J_3 J_4}{J_2 J_3 J_4} + c_{34} c_{45} \frac{J_3 + J_4 + J_5}{J_3 J_4 J_5} + c_{45} c_{56} \frac{J_4 + J_5 + J_6}{J_4 J_5 J_6}$ | $c_{12} c_{23} c_{34} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4}{J_1 J_2 J_3 J_4} + c_{23} c_{34} c_{45} \frac{J_2 + J_3 + J_4 + J_5}{J_2 J_3 J_4 J_5} + c_{34} c_{45} c_{56} \frac{J_3 + J_4 + J_5 + J_6}{J_3 J_4 J_5 J_6} + c_{12} c_{23} c_{34} c_{45} c_{56} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 + J_6}{J_1 J_2 J_3 J_4 J_5 J_6}$ | $c_{12} c_{23} c_{34} c_{45} c_{56} \frac{J_1 + J_2 + J_3 + J_4 + J_5 + J_6}{J_1 J_2 J_3 J_4 J_5 J_6}$ |

5.5. Справочные данные для расчета динамических параметров эквивалентных схем

| Тело | Момент инерции J | Жесткость c | Примечание |
|---|--|-------------------------------|--|
|  | $\frac{1}{2} MR^2$ | $\frac{\pi GD^4}{32l}$ | $D = 2R$; G — модуль сдвига; M — масса |
|  | $\frac{1}{2} M (R^2 + r^2)$ | $\frac{\pi GD^4 K}{32l}$ | $K = 1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4$ |
|  | $\frac{3}{10} M \frac{R^5 - r^5}{R^2 - r^2}$ | $\frac{\pi GD^4}{32Kl}$ | $K = \frac{1}{3} \frac{D}{d} \left(1 + \frac{D}{d} + \frac{D^3}{d^3}\right)$ |
|  | $\frac{1}{12} M (b^2 + a^2)$ | — | — |
|  | $\frac{\pi \gamma l}{10g} \left(\frac{R^5 - r^5}{R - r} - 5r^5 \right)$ | $\frac{\pi GD^4 K_1}{32lK_2}$ | γ — удельный вес; g — ускорение силы тяжести; $K_1 = 1 - \left(\frac{d_0}{D}\right)^4$; $K_2 = \frac{1}{3} \frac{D}{d} \left(1 + \frac{D}{d} + \frac{D^3}{d^3}\right)$ |

| | | | |
|---|--|---|---|
|  | $\frac{1}{2} MR_{cp}^2$ | $\frac{\pi GD^4}{32l} D_{cp}$ | $R_{cp} = \frac{D + d}{2}$; $D_{cp} = \frac{D + d}{2}$ |
|  | $\frac{1}{2} \left(MR_1^2 + \frac{MR_2^2}{u^2} \right)$ | $\frac{b^2 R_1^2 \cos^2 \alpha}{K_3}$ | α — угол зацепления зубчатых колес; K_3 — упругая деформация пары зубьев при действии единичного нормального давления на единицу ширины зуба |
|  | — | $\frac{1}{\frac{z_1}{c_{сат}} + \frac{z_2 (u_{оп.в})^2}{c_{за}} + \frac{z_3 (u_{пр.а})^2}{c_{зв}}}$ | $c_{за}$, $c_{зв}$ — жесткости зубьев полуосевых шестерен; $u_{оп.в}$, $u_{пр.а}$ — передаточные числа дифференциала; z_1 — число зубьев сателлита; z_2 , z_3 — число зубьев правой и левой полуосевых шестерен |
| Дифференциал | $2J_{напр} \left(\frac{R_k}{R_H} \right) + k_{кат} J_{кат} \times \left(\frac{R_k}{R_{кат}} \right)^2 + k_{под} J_{под} \times \left(\frac{R_k}{R_{под}} \right)^2 + 2J_{вк}$ | — | $J_{напр}$ — момент инерции направляющего колеса; $J_{кат}$ — момент инерции опорного катка; $J_{под}$ — момент инерции поддерживающего ролика; $J_{в.к}$ — момент инерции ведущего колеса; $k_{кат}$ — число опорных катков; $k_{под}$ — число поддерживающих роликов; R_H — радиус направляющего колеса |
| Элементы ходовой системы | $J_{пр} = M_{пр} R_k^2 + z J_{пр.к} \left(\frac{R_k}{R_{пр}} \right)^2$ | — | $J_{пр}$ — момент инерции прицепа, введенный к оси ведущего колеса трактора; $M_{пр}$ — масса прицепа; $J_{пр.к}$ — момент инерционного колеса прицепа; z — число колес прицепа; $R_{пр}$ — радиус колеса прицепа; R_k — радиус качения колеса трактора |
| Прицеп |  | — | — |

Максимальные крутящие динамические моменты на валу при включении тормоза вычисляются аналогично моментам при включении фрикциона, только $M_{фр. пр}$ следует заменить на $M_{тор. пр}$, приведенный к первичному валу момент тормоза.

При ограничении по сцеплению максимальный крутящий динамический момент

$$M_{ij} = \frac{J_1 + J_2 + \dots + J_i}{\sum_{i=1}^n J_i} M_{ф пр} \left(1 - \frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1 t} \right),$$

где $M_{ф пр}$ — момент сцепления, приведенный к первичному валу.

Для составления эквивалентных крутильных схем в табл. 5.5 приведены справочные данные моментов инерции тел различной формы и приведенных жесткостей элементов трансмиссии.

5.2. УЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОГО КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПРИ РАСЧЕТАХ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ

В установившемся режиме динамический крутящий момент

$$M_{ф} = M_{ср} + \sum_n M_m \sin n\varphi + \sum_n M_n \cos n\varphi,$$

где M_m, M_n — амплитудные значения переменных слагаемых крутящего момента.

При расчетах принимается крутящий момент

$$M_{р.к} = M_{ср} K_{пр.к}, \quad M_{р.и} = M_{ср} K_{пр.и}, \quad M_{р.п} = M_{ср} K_{пр.п}.$$

где $K_{пр.к}, K_{пр.и}, K_{пр.п}$ — коэффициенты приведения переменного крутящего момента к постоянному при расчете прочности зубчатых колес контактной и при изгибе и при расчете подшипников на долговечность соответственно (рис. 5.1):

$$K_{пр.к} = \sqrt[3]{1 + \frac{3}{2} \left[\sum_m \left(\frac{M_m}{M_{ср}} \right)^2 + \sum_n \left(\frac{M_n}{M_{ср}} \right)^2 \right]};$$

$$K_{пр.и} = \sqrt[9]{1 + 18 \sum_m \left(\frac{M_m}{M_{ср}} \right)^2 + \sum_n \left(\frac{M_n}{M_{ср}} \right)^2 + \dots}$$

$$+ \frac{189}{4} \left[\sum_m \left(\frac{M_m}{M_{ср}} \right)^4 + \sum_n \left(\frac{M_n}{M_{ср}} \right)^4 \right] + \dots$$

$$+ \frac{105}{4} \left[\sum_m \left(\frac{M_m}{M_{ср}} \right)^2 + \sum_n \left(\frac{M_n}{M_{ср}} \right)^2 \right] + \dots$$

$$+ \frac{345}{128} \left[\sum_m \left(\frac{M_m}{M_{ср}} \right)^8 + \sum_n \left(\frac{M_n}{M_{ср}} \right)^8 \right];$$

$$K_{пр.п} = \sqrt[3,33]{1 + \frac{35}{18} \left[\sum_m \left(\frac{M_m}{M_{ср}} \right)^2 + \sum_n \left(\frac{M_n}{M_{ср}} \right)^2 \right]}.$$

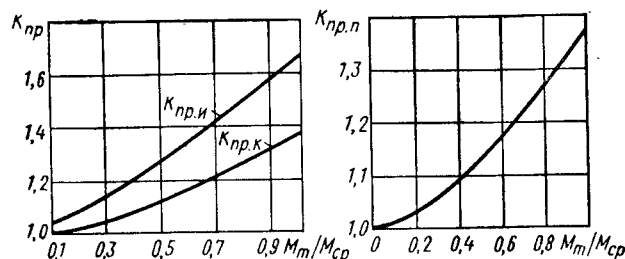


Рис. 5.1. Коэффициенты приведения переменного крутящего момента к постоянному

В переходных режимах переменность динамического момента учитывается введением эквивалентного времени работы элемента силовой передачи.

В режиме разгона при резком приложении нагрузки (рис. 5.2, а)

$$M = \frac{M_{д max}}{t_1} t \quad \text{при } 0 < t < t_1;$$

$$M = M_{д max} \quad \text{при } t_1 < t < t_1 + \tau;$$

$$M = -\frac{M_{д max}}{t_1} t + \frac{M_{д max}}{t_1} (2t_1 + \tau)$$

$$\text{при } t_1 + \tau < t < 2t_1 + \tau.$$

При плавном приложении нагрузки (рис. 5.2, б)

$$M = \frac{M_{д max}}{t_1} t.$$

Эквивалентное время работы элемента

$$T_{эkv} = \frac{\int_{T_1}^{T_2} M^x(t) dt}{M_p^x}.$$

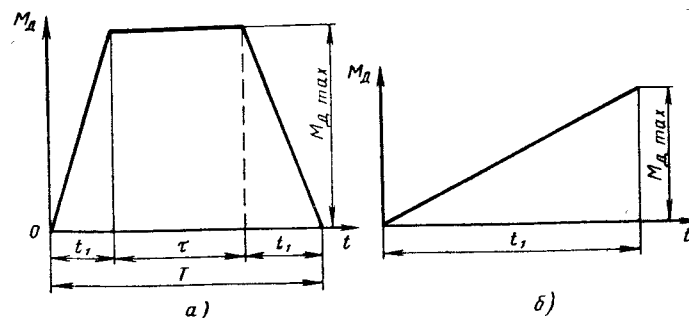


Рис. 5.2. Диаграмма нагрузок в режиме разгона при приложении нагрузки:

а — резком; б — плавном

где $T_2 - T_1$ — время работы силового элемента при действии момента M ; x — показатель степени (см. табл. 5.1). При резком приложении нагрузки

$$T_{\text{эв. к}} = k_{\text{д max}}^3 \left[\frac{t_1}{4} + \tau - \frac{(2t_1 + \tau)^4 - (t_1 + \tau)^4}{4t_1^3} + \frac{(2t_1 + \tau)^3}{t_1^2} \right];$$

$$T_{\text{эв. и}} = k_{\text{д max}}^9 \left[\frac{t_1}{10} + \tau - \frac{(2t_1 + \tau)^{10} - (t_1 + \tau)^{10}}{10t_1^9} + \frac{(2t_1 + \tau)^9}{t_1^8} \right];$$

$$T_{\text{эв. п}} = k_{\text{д max}}^{3,33} \left[\frac{t_1}{4,33} + \tau - \frac{(2t_1 + \tau)^{4,33} - (t_1 + \tau)^{4,33}}{4,33t_1^{3,33}} + \frac{(2t_1 + \tau)^{3,33}}{t_1^{2,33}} \right];$$

где $k_{\text{д max}}$ — максимальный коэффициент динамичности; $k_{\text{д max}} = M_{\text{д max}}/M_{\text{н}}$. При плавном приложении нагрузки:

$$T_{\text{эв. к}} = k_{\text{д max}}^3 \frac{t_1}{4};$$

$$T_{\text{эв. и}} = k_{\text{д max}}^9 \frac{t_1}{10};$$

$$T_{\text{эв. п}} = k_{\text{д max}}^{3,33} \frac{t_1}{4,33}.$$

За время действия максимальной пиковой нагрузки каждый зуб войдет в зацепление несколько раз. Это учитывается введением множителя ξ :

а) при резком приложении нагрузки

$$\xi_{\text{р}} = \frac{2t_1 + \tau}{60} na;$$

при плавном приложении нагрузки

$$\xi_{\text{п}} = \frac{t_1 na}{60},$$

где n — частота вращения зубчатого колеса, об/мин; a — число включений муфты сцепления. По статистическим данным $a = 12$ включений в час.

Общее количество циклов приложения пиковой нагрузки за время $T_{\text{эв}}$ при резком приложении нагрузки

$$N_{\text{р}} = \xi_{\text{р}} T_{\text{эв}} = \frac{2t_1 + \tau}{5} n T_{\text{эв}};$$

при плавном приложении нагрузки

$$N_{\text{п}} = \xi_{\text{п}} T_{\text{эв}} = \frac{t_1}{5} n T_{\text{эв}}.$$

5.3. РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ О НАГРУЖЕННОСТИ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРОВ

Эквивалентное время в переходном режиме существенно зависит от значения пиковых нагрузок (табл. 5.6). Для получения действительного расчетного времени работы детали в установившемся режиме необходимо полученное значение времени вычитать из расчетного значения времени работы детали только в установившемся режиме.

5.6. Эквивалентное время работы зубчатых передач и подшипников при разгоне трактора Т-74

| Параметр | Передачное число трансмиссии | | | | | |
|---------------------------------------|------------------------------|------------------|------------------|-------------------|------------------|------------------|
| | 46,36 | 38,15 | 31,1 | 27,05 | 22,26 | 18,14 |
| <i>Плавное приложение нагрузки</i> | | | | | | |
| t_1 , с (эксперимент) | 0,84 | 0,68 | 1,05 | 1,03 | 1,32 | 1,34 |
| $k_{\text{д max}}$ (эксперимент) | 1,95 | 1,86 | 2,12 | 2,72 | 3,08 | 3,12 |
| $\sum T_{\text{эв. к}}$, ч | 15,5 | 11 | 25 | 50,8 | 92 | 102 |
| $\sum T_{\text{эв. и}}$, ч | 340 | 178 | 915 | 8350 | 28 300 | 38 000 |
| $\sum T_{\text{эв. п}}$, ч | 18 | 11,0 | 29 | 66 | 122 | 137 |
| <i>Резкое приложение нагрузки</i> | | | | | | |
| t_1 , с (эксперимент) | 0,09 | 0,1 | 0,1 | 0,09 | 0,12 | 0,08 |
| τ , ч (эксперимент) | 0,1 | 0,1 | 0,1 | 0,17 | 0,31 | 0,32 |
| $k_{\text{д max}}$ (эксперимент) | 2,59 | 3,12 | 3,16 | 3,16 | 3,21 | 3,24 |
| $\sum T_{\text{эв. к}}$, ч | 203 | 368 | 372 | 600 | 1 190 | 1 440 |
| $\sum T_{\text{эв. и}}$, ч | $89,5 \cdot 10^6$ | $386 \cdot 10^6$ | $436 \cdot 10^6$ | $3620 \cdot 10^6$ | $225 \cdot 10^6$ | $157 \cdot 10^6$ |
| $\sum T_{\text{эв. п}}$, ч | 418 | 776 | 850 | 1420 | 2 990 | 3 960 |

Уменьшение пиковых нагрузок может быть, как показали эксперименты ХТЗ, достигнуто за счет снижения запаса муфты сцепления и жесткости ее нажимных пружин. Уменьшение коэффициента запаса муфты сцепления трактора Т-74 на 25% привело к уменьшению максимального коэффициента динамичности в трансмиссии на 15—25%; снижение жесткости пружин вдвое при сохранении коэффициента запаса муфты сцепления уменьшило максимальный коэффициент динамичности на 25%. По данным ХТЗ наиболее нагруженным элементом трансмиссии в переходном режиме является привод ВОМ. Наибольшая динамическая нагруженность в приводе ВОМ соответствует режиму разгона при работе трактора с дождевальными машинами. Максимальный коэффициент динамичности для ВОМ трактора Т-74 при резком включении муфты сцепления достигает $k_{\text{д max}} = 7,5$, при плавном включении $k_{\text{д max}} = 1,5$.

Время разгона при резком включении составляет 0,02 с, при плавном — 0,1 с.

Значительные перегрузки приводят к поломкам зубьев шестерен ВОМ. Допускаемые по прочности на изгиб и в месте контакта напряжения для зубчатых колес при резком приложении нагрузки $\sigma_{\text{н. доп}} = 12 000 \text{ кгс/см}^2$, $\sigma_{\text{к доп}} = 28 000 \text{ кгс/см}^2$.

Разрушающие напряжения изгиба для зубчатых колес из стали 18ХГТ при разгоне равны 15 700—16 600 кгс/см².

Основные характеристики нагруженности валов трансмиссии трактора даны в табл. 5.7—5.10.

5.7. Статистические характеристики нагруженности валов трансмиссии трактора Т-74

| Вал | n, об/мин | M _{ср} | M _{min} | M _{max} | k _д | k _{д max} | D | σ | δ, % |
|----------------------------------|-----------|-----------------|------------------|------------------|----------------|--------------------|--------|------|-------|
| <i>Транспортирование прицепа</i> | | | | | | | | | |
| Муфты сцепления | 1600—1800 | 34 | 18,7 | 61,2 | 2,04 | 1,94 | 86,2 | 9,26 | 30,9 |
| Карданный | 1600—1800 | 37,5 | 29,3 | 53 | 1,575 | 1,68 | 207,9 | 14,4 | 24,1 |
| Первичный | 1600—1800 | 36 | 24,7 | 53,8 | 1,71 | 1,7 | 47,6 | 6,9 | 23,8 |
| Вторичный | 1600—1800 | 66 | 28,3 | 113,5 | 1,83 | 1,83 | 377 | 19,4 | 30,9 |
| Ступицы бортовой передачи | 1600—1800 | 440 | 188 | 822 | 2,44 | 1,92 | 32 400 | 180 | 52,6 |
| | | 525 | 354 | 1045 | 2,46 | 2,78 | 34 100 | 185 | 38,2 |
| <i>Пахота</i> | | | | | | | | | |
| Муфты сцепления | 1440—1660 | 29 | 12,6 | 46 | 1,94 | 1,46 | 35,1 | 5,93 | 32,9 |
| Карданный вал | 1400—1660 | 30 | 17,1 | 45,5 | 1,63 | 1,44 | 31,4 | 5,56 | 23,2 |
| Первичный | 1400—1660 | 30 | 14,1 | 47,7 | 2,03 | 1,51 | 26,8 | 5,18 | 26,7 |
| Вторичный | 1400—1660 | 53,5 | 26,4 | 80,6 | 1,59 | 1,34 | 69 | 8,3 | 16,62 |

Примечание. D, σ, δ — дисперсия, среднеквадратичное отклонение и степень неравномерности крутящих моментов; моменты даны в кгс·м.

5.8. Основные частоты и коэффициенты динамичности карданных передач трактора Т-150 (данные ХТЗ) в установившемся режиме

| Частота вращения карданного вала, об/мин | Низкочастотные колебания (источник — ведущее колесо) | | | | Высокочастотные колебания (источник — главная передача) | | | | | |
|--|--|----------------|-------------------|----------------|---|----------------|-------------------|----------------|--|----------------|
| | Трубчатый кардан | | Стержневой кардан | | Трубчатый кардан | | Стержневой кардан | | Стержневой кардан с развернутыми вилками | |
| | f, Гц | k _д | f, Гц | k _д | f, Гц | k _д | f, Гц | k _д | f, Гц | k _д |
| 1100 | 10 | 1,8 | 11 | 1,8 | 160 | 1,61 | 110 | 1,33 | 120 (120) | 1,2 (1,36) |
| 1200 | 13 | 1,77 | 12 | 1,78 | (1,55) | [1,7] | 110 | 1,26 | 120 (120) | 1,4 (1,28) |
| 1260 | 15 | 1,98 | 14 | 1,81 | 180 | 1,74 | 110 | 1,45 | 140 (120) | 1,12 (1,47) |
| 1440 | 15 | 1,77 | 15 | 1,98 | (160) | [1,8] | 100 | 1,46 | 160 (140) | 1,33 (1,58) |
| 1620 | 20 | 2,01 | 18 | 2,17 | 180 | 1,53 | 100 | 1,64 | 260 (250) | 1,2 (1,28) |
| 1680 | 20 | 2,68 | 20 | 2,17 | (160) | [1,78] | 130 | 1,56 | 210 (280) | 1,2 (1,16) |
| 1920 | 21 | 2,1 | 20 | 1,9 | 200 | 1,42 | 68 | 1,24 | 230 (240) | 1,2 (1,55) |
| 2100 | 21 | 2,33 | 22 | 1,95 | (160) | [2,09] | 70 | 1,29 | 260 (240) | 1,55 (1,42) |

Примечание. В круглых скобках даны значения для переднего кардана, в квадратных — для резонансной зоны.

5.9. Коэффициенты динамичности карданных передач трактора К-700 при установившемся режиме (данные Кировского завода)

| Передающее число трансмиссии | Карданный вал | | |
|------------------------------|-----------------|-----------------|---------------|
| | коробка передач | переднего моста | заднего моста |
| 116,6 | 1,22—1,36 | 1,08—1,13 | 1,03—1,04 |
| 96,9 | 1,12—1,28 | 1,08—1,085 | 1,06—1,1 |
| 87,7 | 1,15—1,28 | 1,08—1,12 | 1,13—1,22 |
| 72,3 | 1,27—1,29 | 1,17—1,182 | 1,08 |
| 80,0 | 2,78—3,78 | 1,51—1,61 | 1,07—1,15 |
| 53,8 | 1,18 | 1,17—1,19 | 1,11—1,18 |

5.10. Основные частоты и коэффициенты динамичности карданных передач трактора Т-150К при установившемся режиме (данные ХТЗ)

| Передающее число коробки передач | Карданная передача | | | |
|----------------------------------|--------------------|----------------|---------|----------------|
| | передняя | | задняя | |
| | f, Гц | k _д | f, Гц | k _д |
| 2,913 | 130—140 | 1,1—1,24 | 90—110 | 1,23—1,32 |
| 2,464 | 100—120 | 1,2—1,31 | 100—180 | 1,14—1,31 |
| 2,172 | 100—150 | 1,12—1,36 | 100—150 | 1,19—1,37 |
| 1,858 | 130—180 | 1,4—1,65 | 100—150 | 1,28—1,37 |
| 1,356 | 160—220 | 1,31—1,93 | 25—60 | 1,25—1,84 |
| 1,147 | 20—70 | 1,35—1,87 | 20—65 | 1,42—1,97 |
| 1,011 | 55—80 | 1,24—2,53 | 55—85 | 1,81—2,52 |
| 0,865 | 50—90 | 1,3—2,55 | 55—100 | 1,4—3,22 |

Пример. Определять динамические моменты в трансмиссии трактора Т-150 при включении муфты сцепления и в установившемся режиме от переменного крутящего момента двигателя (на рабочей передаче I).

Принимаем для расчета трехмассовую рядную эквивалентную систему:
 $J_1 = 38,55$ кгс·см² — момент инерции движущихся масс двигателя, маховика, муфты сцепления;

$J'_1 = 1,87$ кгс·см² — момент инерции ведомых частей муфты сцепления;

$J_2 = 5,26$ кгс·см² — момент инерции коробки передач, тормозов, карданных передач, главных передач;

$J_3 = 7,9$ кгс·см² — момент инерции планетарных передач, ходовой системы и трактора.

$c_{12} = 1,6 \cdot 10^5$ кгс·см — жесткость демфера и вала муфты сцепления;

$c_{23} = 0,151 \cdot 10^5$ кгс·см — жесткость полуосей;

$M_{дв} = 7500 \sin 1,5\omega t$ — возмущающий момент двигателя;

$M_M = 17 000$ кгс·см.

Вычисляем коэффициенты b_i :

для разгона

$$b_1 = c_{12} \frac{J'_1 + J_2}{J'_1 J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} = 1,6 \cdot 10^5 \frac{1,87 + 5,26}{1,87 \cdot 5,26} +$$

$$+ 0,151 \cdot 10^5 \frac{5,26 + 7,9}{5,26 \cdot 7,9} = 1,2 \cdot 10^5;$$

$$b_2 = c_{12} c_{23} \frac{J'_1 + J_2 + J_3}{J'_1 J_2 J_3} = 1,6 \cdot 10^5 \cdot 0,151 \cdot 10^5 \frac{1,87 + 5,26 + 7,9}{1,87 \cdot 5,26 \cdot 7,9} =$$

$$= 0,047 \cdot 10^{10};$$

для установившегося режима

$$b_1 = c_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + c_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} = 1,6 \cdot 10^5 \frac{38,55 + 5,26}{38,55 \cdot 5,26} + 0,151 \cdot 10^5 \frac{5,26 + 7,9}{5,26 \cdot 7,9} = 0,393 \cdot 10^5;$$

$$b_2 = c_{12} c_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} = 1,6 \cdot 10^5 \cdot 0,151 \cdot 10^5 \times$$

$$\times \frac{38,55 + 5,26 + 7,9}{38,55 \cdot 5,26 \cdot 7,9} = 0,007 \cdot 10^{10}.$$

2. Частоты собственных колебаний:
при разгоне

$$\omega^4 - 1,2 \cdot 10^5 \omega^2 + 0,047 \cdot 10^{10} = 0,$$

откуда

$$\omega_1 = 63,5 \text{ 1/с}, \quad \omega_2 = 340 \text{ 1/с}, \quad f_1 = 10,6 \text{ Гц}, \quad f_2 = 52,6 \text{ Гц};$$

при установившемся движении

$$\omega^4 - 0,393 \cdot 10^5 \omega^2 + 0,007 \cdot 10^{10} = 0,$$

откуда

$$\omega_1 = 42,5 \text{ 1/с}; \quad \omega_2 = 193 \text{ 1/с}; \quad f_1 = 6,8 \text{ Гц}; \quad f_2 = 30,8 \text{ Гц}.$$

3. Проверяем резонансные частоты системы.
Рабочий диапазон частоты вращения $n = 1550 \rightarrow 2000$ об/мин.
Частота возмущающего момента полуторной гармоники:

$$\Omega_{1,550} = \frac{k\pi n}{30} = \frac{1,5\pi \cdot 1550}{30} = 242 \text{ 1/с}; \quad f_{1,550} = 38,7 \text{ Гц};$$

$$\Omega_{2,000} = \frac{1,5\pi \cdot 2000}{30} = 315 \text{ 1/с}; \quad f_{2,000} = 50,2 \text{ Гц}.$$

Соотношения частот возмущающего момента и частот собственных колебаний системы соответственно равны 5,7; 7,4; 1,25; 1,63.

Резонанс практически отсутствует.

4. Динамические моменты в режиме разгона

$$M_{12} = M_M \frac{J_2 + J_3}{J_1 + J_2 + J_3} \left(1 - \frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1 t} \right) =$$

$$= 17\,000 \frac{5,26 + 7,9}{1,87 + 5,26 + 7,9} (1 - \sin 63,5t);$$

при $\omega_1 t = \frac{3}{2} \pi$ имеем $M_{12} = 18\,000$ кгс·см;

$$M_{23} = M_M \frac{J_1}{J_1 + J_2 + J_3} \left(1 - \frac{\sin \omega_1 t}{\omega_1 t} \right) =$$

$$= 17\,000 \frac{7,9}{1,87 + 5,26 + 7,9} \left(1 - \frac{\sin 63,5t}{63,5t} \right);$$

при $\omega_1 t = \frac{3}{2} \pi$ имеем $M_{23} = 10\,800$ кгс·см.

Определяем динамические моменты в установившемся режиме.
Вычисляем коэффициенты и упругие моменты.

При $\Omega = 315 \text{ 1/с}$

$$\psi = \frac{c_{23}}{c_{23} - J_3 \Omega^2} = \frac{0,151 \cdot 10^5}{0,151 \cdot 10^5 - 7,9 \cdot 0,98 \cdot 10^5} = -0,02;$$

$$\mu = \frac{c_{12}}{c_{12} + c_{23} (1 - \psi) - J_2 \Omega^2} =$$

$$= \frac{1,6 \cdot 10^5}{1,6 \cdot 10^5 + 0,151 \cdot 10^5 (1 + 0,02) - 5,26 - 0,98 \cdot 10^5} = -0,47;$$

$$\Phi_1 = \frac{M}{c_{12} ((1 - \mu) - J_1 \Omega^2)} =$$

$$= \frac{7500}{1,6 \cdot 10^5 (1 + 0,47) - 38,55 \cdot 0,98 \cdot 10^5} = -207 \cdot 10^{-5};$$

$$M_{12} = (1 - \mu) \Phi_1 \quad c_{12} = -(1 + 0,47) \cdot 207 \cdot 10^5 \cdot 1,6 \cdot 10^5 = -487 \text{ кгс·см};$$

$$M_{23} = (1 - \psi) \mu \Phi_1 \quad c_{23} = (1 + 0,02) \cdot 0,47 \cdot 207 \cdot 10^{-5} \cdot 0,151 \cdot 10^5 = 15 \text{ кгс·см}$$

При $\Omega = 242 \text{ 1/с}$

$$\psi = 0,034; \quad \mu = -1,22;$$

$$M_{12} = 1440 \text{ кгс·см}; \quad M_{23} = 71 \text{ кгс·см}.$$

6.1. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Расчет прямоугольной цилиндрической передачи (рис. 6.1) выполняют по табл. 6.1.

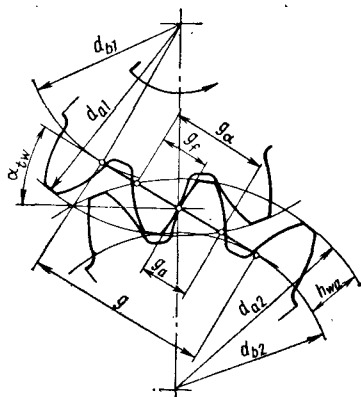
6.2. Стандартизованный ряд модулей

| | | | | | | | | | | |
|---------|------|------|------|-----|-----|-----|---|---|----|----|
| 1-й ряд | — | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 |
| 2-й ряд | 1,75 | 2,25 | 2,75 | 3,5 | 4,5 | 5,5 | 7 | 9 | 11 | 14 |

Колеса, применяемые в тракторостроении, корригируют. Основной целью коррекции является увеличение нагрузочной способности передачи путем повышения прочности и сопротивления разрушению рабочих поверхностей зубьев. Коэффициент смещения (коррекции) исходного контура выбирают по альбому блокирующих контуров, а при отсутствии его следующим образом. Заданное межцентровое расстояние определяет величину коэффициента суммарного смещения и, следовательно, контактную прочность передачи. Поэтому коэффициенты смещения x_1 и x_2 находят из условия наибольшей прочности зубьев на изгиб, реализации коэффициента перекрытия $\epsilon_v \geq 1,1$, отсутствия подрезания и заострения зубьев ($s_{na} \geq 0,4m$).

При высотном корригировании ($x_g = 0$) в табл. 6.4 даны значения $x_{мин}$, $x_{0,4}$ и $x_{остр}$ в зависимости от числа зубьев z , где $x_{0,4}$ — коэффициент коррекции, при котором $s_{na} = 0,4m$; $x_{остр}$ — коэффициент коррекции, при котором $s_{na} = 0$.

Если шестерня находится в зацеплении с двумя другими шестернями, то после определения суммарного смещения рассчитываемых пар следует корригировать более нагруженную передачу. После выбора ее коэффициента коррекции определяют коррекцию другой пары.



При небольшом числе зубьев и произвольном выборе коррекции следует выполнить проверку на незаострение вершины зуба по номограмме, изображенной на рис. 6.5 для $\alpha = 20^\circ$, где s_{n0} — толщина зуба при вершине некорригированной шестерни.

Рис. 6.1. Внешнее эвольвентное зацепление

6.1. Расчет основных геометрических параметров шестерен коробки передач трактора Т-150

| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Передачи | |
|---|-------------|------------------------------|--|--------|
| | | | I—IV | V—VIII |
| Число зубьев | шестерни | z_1 | 25 | 31 |
| | колеса | z_2 | 35 | 29 |
| Модуль (см. табл. 6.2) | | m | 5 | 5 |
| Угол профиля | | α | 20° | 20° |
| Коэффициент высоты головки | | h_a^* | 1,0 | 1,0 |
| Коэффициент граничной высоты | | h_f^* | — | — |
| Коэффициент радиального зазора | | c^* | 0,35 | 0,35 |
| Коэффициент высоты модификации головки | | h_g^* | — | — |
| Коэффициент глубины модификации головки | | Δ^* | — | — |
| Межосевое расстояние | | a_w | 155 | 155 |
| Коэффициент смещения | у шестерни | x_1 | Выбирается по альбому блокирующих контуров | 0,585 |
| | у колеса | x_2 | | 0,529 |
| Делительное межосевое расстояние | | a | $0,5m(z_1 + z_2)$ | 150 |
| Делительный диаметр | шестерни | d_1 | mz_1 | 125 |
| | колеса | d_2 | mz_2 | 175 |
| Передаточное число | | u | z_2/z_1 | 1,4 |
| Начальный диаметр | шестерни | d_{w1} | $\frac{2a_w}{a+1}$ | 129,17 |
| | колеса | d_{w2} | $\frac{2a_w u}{u+1}$ | 149,84 |

Продолжение табл. 6.1

| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Передачи | |
|--|---------------|---|----------|---------|
| | | | I—IV | V—VIII |
| Коэффициент воспринимаемого смещения | y | $\frac{a_w - a}{m}$ | 1 | 1 |
| Вспомогательная величина | A | $\frac{1000y}{z_1 + z_2}$ | 16,7 | 16,7 |
| | B | $\frac{1000x_\Sigma}{z_1 + z_2}$ | 18,5 | 18,5 |
| | Γ | Определяется по номограмме (рис. 6.2) | 1,9 | 1,9 |
| Угол зацепления | α_{tw} | Определяется по номограмме (рис. 6.3) | 24° 35' | 24° 35' |
| Коэффициент уравнительного смещения | Δy | $\frac{(z_1 + z_2) \Gamma}{1000}$ | 0,114 | 0,114 |
| Коэффициент суммы смещений | x_Σ | $x_1 + x_2$ | 1,114 | 1,114 |
| Диаметр вершин зубьев | шестерни | $d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)m$ | 136,71 | 169,6 |
| | колеса | $d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)m$ | 189,15 | 159,15 |
| Постоянная хорда | шестерни | $\bar{s}_{c1} = \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha + x_1 \sin 2\alpha\right)m$ | 8,813 | 6,935 |
| | колеса | $\bar{s}_{c2} = \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha + x_2 \sin 2\alpha\right)m$ | 8,64 | 10,514 |
| Высота до постоянной хорды | шестерни | $\bar{h}_{c1} = 0,5(d_{a1} - d_1 - \bar{s}_{c1} \operatorname{tg} \alpha)$ | 5,751 | 6,038 |
| | колеса | $\bar{h}_{c2} = 0,5(d_{a2} - d_2 - \bar{s}_{c2} \operatorname{tg} \alpha)$ | 5,507 | 5,162 |
| Расчетное число зубьев в длине общей нормали | шестерни | $z_{nr1} = \frac{z_1}{18} \alpha + 0,5 - \frac{2x_1 \operatorname{tg} \alpha}{\pi}$ | 3,044 | 3,809 |
| | колеса | $z_{nr2} = \frac{z_2}{18} \alpha + 0,5 - \frac{2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{\pi}$ | 4,268 | 3,598 |

Продолжение табл. 6.1

| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Передачи | |
|---|-------------|---|----------|---------|
| | | | I—IV | V—VIII |
| Длина общей нормали (z_n — округленное до ближайшего целого числа значение z_{nr} ; при $\alpha = 20^\circ$ рекомендуется W определять по табл. 6.3) | шестерни | $W_1 = \pi m \cos \alpha \left(z_{n1} - 0,5 + \frac{2x_1 \operatorname{tg} \alpha + z_1 \operatorname{inv} \alpha}{\pi} \right)$ | 55,41 | 55,83 |
| | колеса | $W_2 = \pi m \cos \alpha \left(z_{n2} - 0,5 + \frac{2x_2 \operatorname{tg} \alpha + z_2 \operatorname{inv} \alpha}{\pi} \right)$ | 70,68 | 55,499 |
| Нормальная толщина | шестерни | $s_{n1} = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) m$ | 9,983 | 9,983 |
| | колеса | $s_{n2} = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) m$ | 9,78 | 9,78 |
| Диаметр ролика (шарика) | D | При $\alpha = 20^\circ$ (включая исходные контуры по ГОСТ 175-68 и ГОСТ 9587-68) рекомендуется принимать 1,7m (для роликов допускается выбирать ближайшее значение по ГОСТ 2475-62) | 10,353 | 10,353 |
| Угол профиля в точке на концентрической окружности зубчатого колеса, проходящей через центр ролика (шарика) | шестерни | $\alpha_{D1} = \operatorname{inv} \alpha_{D1} = \frac{D}{d_1 \cos \alpha} + \operatorname{inv} \alpha + \frac{2x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_1} - \frac{\pi}{2z_1}$ | 0,02133 | 0,02841 |
| | колеса | $\alpha_{D2} = \operatorname{inv} \alpha_{D2} = \frac{D}{d_2 \cos \alpha} + \operatorname{inv} \alpha + \frac{2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} - \frac{\pi}{2z_2}$ | 0,02133 | 0,02841 |
| Размер по роликам (шарикам) с четным числом зубьев | шестерни | $M_1 = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{D1}} + D$ | — | — |
| | колеса | $M_2 = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{D2}} + D$ | — | — |
| Размер по роликам (шарикам) с нечетным числом зубьев | шестерни | $M_1 = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{D1}} \cos \frac{90^\circ}{z_1} + D$ | 146,526 | 172,65 |
| | колеса | $M_2 = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{D2}} \cos \frac{90^\circ}{z_2} + D$ | 196,75 | 170,35 |

Продолжение табл. 6.1

| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Передачи | | |
|--|--------------|--|---|----------|----------|
| | | | I-IV | V-VIII | |
| Основной диаметр | шестерни | d_{b1} | $d_1 \cos \alpha$ | 117,461 | 145,652 |
| | колеса | d_{b2} | $d_2 \cos \alpha$ | 164,446 | 136,255 |
| Угол профиля зуба в точке на окружности вершин | шестерни | α_{a1} | $\cos \alpha_{a1} = \frac{d_{b1}}{d_{a1}}$ | 32° 47' | 30° 49' |
| | колеса | α_{a2} | $\cos \alpha_{a2} = \frac{d_{b2}}{d_{a2}}$ | 29° 37' | 31° 7' |
| Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке | шестерни | ρ_{p1} | $a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5 d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2}$ | 17,74261 | 23,3586 |
| | колеса | ρ_{p2} | $a_w \sin \alpha_{tw} - 0,5 d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1}$ | 26,65831 | 21,04166 |
| Угол развернутости активного профиля зуба в нижней точке | шестерни | γ_{p1} | $2\rho_{p1}/d_{b1}$ | 0,302 | 0,321 |
| | колеса | γ_{p2} | $2\rho_{p2}/d_{b2}$ | 0,324 | 0,309 |
| Коэффициент наименьшего смещения | шестерни | $x_1 \min$ | $h_a^* - \frac{z_1 \sin^2 \alpha}{2}$ | -0,462 | -0,813 |
| | колеса | $x_2 \min$ | $h_a^* - \frac{z_2 \sin^2 \alpha}{2}$ | -1,047 | -0,696 |
| Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба. При $\rho_e < \rho_p$ интерференция зубьев отсутствует | шестерни | ρ_{e1} | $0,5 d_1 \sin \alpha - \frac{h_a^* - x_1}{\sin \alpha} m$ | 15,309 | 20,439 |
| | колеса | ρ_{e2} | $0,5 d_2 \sin \alpha - \frac{h_a^* - x_2}{\sin \alpha} m$ | 23,041 | 17,911 |
| Коэффициент перекрытия | ϵ_v | или $\frac{z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha) + z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha)}{2\pi}$ или $\frac{e_1 h_{wa1} + e_2 h_{wa2}}{2,95m}$ Коэффициенты e_1 и e_2 определяются по рис. 6.4 | 1,36 | 1,37 | |
| | | | 1,36 | 1,37 | |
| Нормальная толщина на поверхности вершин | шестерни | s_{na1} | $d_{a1} \left(\frac{s_{n1}}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right)$ | 3,2 | 1,171 |
| | колеса | s_{na2} | $d_{a2} \left(\frac{s_{n2}}{d_2} - \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right)$ | 3,64 | 5,807 |

6.3. Длина общей нормали некорригированных цилиндрических колес при $m = 1$ и $\alpha = 20^\circ$

| z = 8 | x | | z _n | | W ₀ | | x | | z _n | | W ₀ | | x | | z _n | | W ₀ | |
|-------|------|---|----------------|-------|----------------|-------|-------|---|----------------|-------|----------------|-------|-------|---|----------------|-------|----------------|-------|
| | 0,8 | 2 | 4,54 | ≤0,8 | 2 | 4,554 | ≤0,9 | 2 | 4,568 | ≤0,9 | 2 | 4,582 | ≤0,8 | 2 | 4,596 | ≤0,8 | 2 | 4,596 |
| 9 | 0,7 | 2 | 4,610 | ≤0,6 | 2 | 4,624 | ≤0,6 | 2 | 4,638 | ≤0,5 | 2 | 4,652 | ≤0,6 | 2 | 4,666 | ≤0,6 | 2 | 4,680 |
| 10 | 0,6 | 2 | 4,680 | ≤0,5 | 2 | 4,694 | ≤0,5 | 2 | 4,708 | ≤0,4 | 2 | 4,722 | ≤0,5 | 2 | 4,736 | ≤0,5 | 2 | 4,750 |
| 11 | 0,5 | 2 | 4,750 | ≤0,4 | 2 | 4,764 | ≤0,4 | 2 | 4,778 | ≤0,3 | 2 | 4,792 | ≤0,4 | 2 | 4,806 | ≤0,4 | 2 | 4,820 |
| 12 | 0,4 | 2 | 4,820 | ≤0,3 | 2 | 4,834 | ≤0,3 | 2 | 4,848 | ≤0,2 | 2 | 4,862 | ≤0,3 | 2 | 4,876 | ≤0,3 | 2 | 4,890 |
| 13 | 0,3 | 2 | 4,890 | ≤0,2 | 2 | 4,904 | ≤0,2 | 2 | 4,918 | ≤0,1 | 2 | 4,932 | ≤0,2 | 2 | 4,946 | ≤0,2 | 2 | 4,960 |
| 14 | 0,2 | 2 | 4,960 | ≤0,1 | 2 | 4,974 | ≤0,1 | 2 | 4,988 | ≤0,0 | 2 | 5,002 | ≤0,1 | 2 | 5,016 | ≤0,1 | 2 | 5,030 |
| 15 | 0,1 | 2 | 5,030 | ≤0,0 | 2 | 5,044 | ≤0,0 | 2 | 5,058 | ≤-0,1 | 2 | 5,072 | ≤0,0 | 2 | 5,086 | ≤0,0 | 2 | 5,100 |
| 16 | 0,0 | 2 | 5,100 | ≤-0,1 | 2 | 5,114 | ≤-0,1 | 2 | 5,128 | ≤-0,2 | 2 | 5,142 | ≤-0,1 | 2 | 5,156 | ≤-0,1 | 2 | 5,170 |
| 17 | -0,1 | 2 | 5,170 | ≤-0,2 | 2 | 5,184 | ≤-0,2 | 2 | 5,198 | ≤-0,3 | 2 | 5,212 | ≤-0,2 | 2 | 5,226 | ≤-0,2 | 2 | 5,240 |
| 18 | -0,2 | 2 | 5,240 | ≤-0,3 | 2 | 5,254 | ≤-0,3 | 2 | 5,268 | ≤-0,4 | 2 | 5,282 | ≤-0,3 | 2 | 5,296 | ≤-0,3 | 2 | 5,310 |
| 19 | -0,3 | 2 | 5,310 | ≤-0,4 | 2 | 5,324 | ≤-0,4 | 2 | 5,338 | ≤-0,5 | 2 | 5,352 | ≤-0,4 | 2 | 5,366 | ≤-0,4 | 2 | 5,380 |
| 20 | -0,4 | 2 | 5,380 | ≤-0,5 | 2 | 5,394 | ≤-0,5 | 2 | 5,408 | ≤-0,6 | 2 | 5,422 | ≤-0,5 | 2 | 5,436 | ≤-0,5 | 2 | 5,450 |
| 21 | -0,5 | 2 | 5,450 | ≤-0,6 | 2 | 5,464 | ≤-0,6 | 2 | 5,478 | ≤-0,7 | 2 | 5,492 | ≤-0,6 | 2 | 5,506 | ≤-0,6 | 2 | 5,520 |
| 22 | -0,6 | 2 | 5,520 | ≤-0,7 | 2 | 5,534 | ≤-0,7 | 2 | 5,548 | ≤-0,8 | 2 | 5,562 | ≤-0,7 | 2 | 5,576 | ≤-0,7 | 2 | 5,590 |
| 23 | -0,7 | 2 | 5,590 | ≤-0,8 | 2 | 5,604 | ≤-0,8 | 2 | 5,618 | ≤-0,9 | 2 | 5,632 | ≤-0,8 | 2 | 5,646 | ≤-0,8 | 2 | 5,660 |
| 24 | -0,8 | 2 | 5,660 | ≤-0,9 | 2 | 5,674 | ≤-0,9 | 2 | 5,688 | ≤-1,0 | 2 | 5,702 | ≤-0,9 | 2 | 5,716 | ≤-0,9 | 2 | 5,730 |
| 25 | -0,9 | 2 | 5,730 | ≤-1,0 | 2 | 5,744 | ≤-1,0 | 2 | 5,758 | ≤-1,1 | 2 | 5,772 | ≤-1,0 | 2 | 5,786 | ≤-1,0 | 2 | 5,800 |
| 26 | -1,0 | 2 | 5,800 | ≤-1,1 | 2 | 5,814 | ≤-1,1 | 2 | 5,828 | ≤-1,2 | 2 | 5,842 | ≤-1,1 | 2 | 5,856 | ≤-1,1 | 2 | 5,870 |
| 27 | -1,1 | 2 | 5,870 | ≤-1,2 | 2 | 5,884 | ≤-1,2 | 2 | 5,898 | ≤-1,3 | 2 | 5,912 | ≤-1,2 | 2 | 5,926 | ≤-1,2 | 2 | 5,940 |
| 28 | -1,2 | 2 | 5,940 | ≤-1,3 | 2 | 5,954 | ≤-1,3 | 2 | 5,968 | ≤-1,4 | 2 | 5,982 | ≤-1,3 | 2 | 5,996 | ≤-1,3 | 2 | 6,010 |
| 29 | -1,3 | 2 | 5,996 | ≤-1,4 | 2 | 6,010 | ≤-1,4 | 2 | 6,024 | ≤-1,5 | 2 | 6,038 | ≤-1,4 | 2 | 6,052 | ≤-1,4 | 2 | 6,066 |
| 30 | -1,4 | 2 | 6,066 | ≤-1,5 | 2 | 6,080 | ≤-1,5 | 2 | 6,094 | ≤-1,6 | 2 | 6,108 | ≤-1,5 | 2 | 6,122 | ≤-1,5 | 2 | 6,136 |

Продолжение табл. 6.3

| | | | | | | | | | | | | |
|--------|-------|------------|----------|-------|-------------|----------|-------|------------|----------|-------|-------------|----------|
| $z=28$ | x | $\leq 0,8$ | 0,81—1,6 | x | $\leq 0,55$ | 0,56—1,3 | x | $\leq 0,7$ | 0,71—1,7 | x | $\leq 0,3$ | 0,31—1,1 |
| | z_n | 4 | 5 | z_n | 4 | 5 | z_n | 5 | 6 | z_n | 5 | 6 |
| | W_0 | 10,724 | 13,674 | W_0 | 10,794 | 13,746 | W_0 | 13,816 | 16,768 | W_0 | 73,886 | 16,888 |
| 29 | x | $\leq 0,7$ | 0,71—1,5 | x | $\leq 0,5$ | 0,51—1,2 | x | $\leq 0,7$ | 0,71—1,7 | x | $\leq 0,2$ | 0,21—1,0 |
| | z_n | 4 | 5 | z_n | 4 | 5 | z_n | 5 | 6 | z_n | 5 | 6 |
| | W_0 | 10,738 | 13,690 | W_0 | 10,808 | 13,760 | W_0 | 13,830 | 16,782 | W_0 | 13,900 | 16,582 |
| 30 | x | $\leq 0,6$ | 0,61—1,4 | x | $\leq 0,4$ | 0,41—1,1 | x | $\leq 0,6$ | 0,61—1,6 | x | $\leq 0,2$ | 0,21—1,0 |
| | z_n | 4 | 5 | z_n | 4 | 5 | z_n | 5 | 6 | z_n | 5 | 6 |
| | W_0 | 10,752 | 13,704 | W_0 | 10,822 | 13,774 | W_0 | 13,844 | 16,796 | W_0 | 13,914 | 16,866 |
| 31 | x | $\leq 0,6$ | 0,61—1,4 | x | $\leq 0,3$ | 0,31—1 | x | $\leq 0,5$ | 0,51—1,4 | x | $\leq 0,6$ | 0,61—1,5 |
| | z_n | 4 | 5 | z_n | 4 | 5 | z_n | 5 | 6 | z_n | 6 | 7 |
| | W_0 | 10,766 | 13,718 | W_0 | 10,836 | 13,788 | W_0 | 13,858 | 16,810 | W_0 | 16,880 | 19,832 |
| 32 | x | $\leq 0,6$ | 0,61—1,3 | x | $\leq 0,7$ | 0,71—1,7 | x | $\leq 0,4$ | 0,41—1,2 | x | $\leq 0,55$ | 0,56—1,5 |
| | z_n | 4 | 5 | z_n | 5 | 6 | z_n | 5 | 6 | z_n | 6 | 7 |
| | W_0 | 10,780 | 13,732 | W_0 | 13,802 | 16,754 | W_0 | 13,872 | 16,824 | W_0 | 16,894 | 19,846 |

Продолжение табл. 6.3

| | | | | | | | | | |
|--------|-------|------------|----------|-------|-------------|----------|-------|------------|----------|
| $z=48$ | x | $\leq 0,4$ | 0,41—1,1 | x | $\leq 0,8$ | 0,81—1,6 | x | $\leq 0,5$ | 0,51—1,2 |
| | z_n | 6 | 7 | z_n | 7 | 8 | z_n | 7 | 8 |
| | W_0 | 16,964 | 19,916 | W_0 | 19,972 | 22,924 | W_0 | 20,028 | 22,980 |
| 49 | x | $\leq 0,3$ | 0,31—1,0 | x | $\leq 0,8$ | 0,81—1,5 | x | $\leq 0,4$ | 0,41—1,1 |
| | z_n | 6 | 7 | z_n | 7 | 8 | z_n | 7 | 8 |
| | W_0 | 16,978 | 19,930 | W_0 | 19,986 | 22,938 | W_0 | 20,042 | 22,994 |
| 50 | x | $\leq 0,2$ | 0,21—1,0 | x | $\leq 0,8$ | 0,81—1,4 | x | $\leq 0,3$ | 0,31—1,0 |
| | z_n | 6 | 7 | z_n | 7 | 8 | z_n | 7 | 8 |
| | W_0 | 16,992 | 19,944 | W_0 | 20,000 | 22,952 | W_0 | 20,056 | 23,008 |
| 51 | x | $\leq 0,8$ | 0,81—1,7 | x | $\leq 0,65$ | 0,66—1,3 | x | $\leq 0,2$ | 0,21—0,9 |
| | z_n | 7 | 8 | z_n | 7 | 8 | z_n | 7 | 8 |
| | W_0 | 19,958 | 22,910 | W_0 | 20,014 | 22,966 | W_0 | 20,070 | 23,022 |

Продолжение табл. 6.3

| | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|------|----------------|--------|----------|----|----------------|--------|----------|----|----------------|--------|----------|----|----------------|--------|----------------|---|----|
| z=64 | x | ≤0,8 | 0,81—1,6 | 68 | x | ≤0,8 | 0,81—1,3 | 72 | x | ≤0,4 | 0,4—1,0 | 76 | x | ≤0,8 | 0,81—1,4 | | |
| | z _n | 8 | 9 | | z _n | 8 | 9 | | z _n | 8 | 9 | | z _n | 9 | z _n | 9 | 10 |
| | W ₀ | 23,036 | 25,988 | | W ₀ | 23,092 | 26,044 | | W ₀ | 23,148 | 26,100 | | W ₀ | 26,156 | 29,108 | | |
| 65 | x | ≤0,8 | 0,81—1,5 | 69 | x | ≤0,7 | 0,71—1,2 | 73 | x | ≤0,8 | 0,81—1,7 | 77 | x | ≤0,7 | 0,71—1,3 | | |
| | z _n | 8 | 9 | | z _n | 8 | 9 | | z _n | 9 | 10 | | z _n | 9 | 10 | | |
| | W ₀ | 23,050 | 26,002 | | W ₀ | 23,106 | 26,058 | | W ₀ | 26,114 | 29,066 | | W ₀ | 26,170 | 29,122 | | |
| 66 | x | ≤0,8 | 0,81—1,5 | 70 | x | ≤0,6 | 0,61—1,2 | 74 | x | ≤0,8 | 0,81—1,6 | 78 | x | ≤0,6 | 0,61—1,2 | | |
| | z _n | 8 | 9 | | z _n | 8 | 9 | | z _n | 9 | 10 | | z _n | 9 | 10 | | |
| | W ₀ | 23,064 | 26,016 | | W ₀ | 23,120 | 26,072 | | W ₀ | 26,128 | 29,080 | | W ₀ | 26,184 | 29,136 | | |
| 67 | x | ≤0,8 | 0,81—1,4 | 71 | x | ≤0,5 | 0,51—1,1 | 75 | x | ≤0,8 | 0,81—1,5 | 79 | x | ≤0,5 | 0,51—1,1 | | |
| | z _n | 8 | 9 | | z _n | 8 | 9 | | z _n | 9 | 10 | | z _n | 9 | 10 | | |
| | W ₀ | 23,078 | 26,030 | | W ₀ | 23,134 | 26,086 | | W ₀ | 26,142 | 29,094 | | W ₀ | 26,198 | 29,150 | | |

Примечание. $W_{1,2} = m (W_0 + 0,684x_{1,2})$.

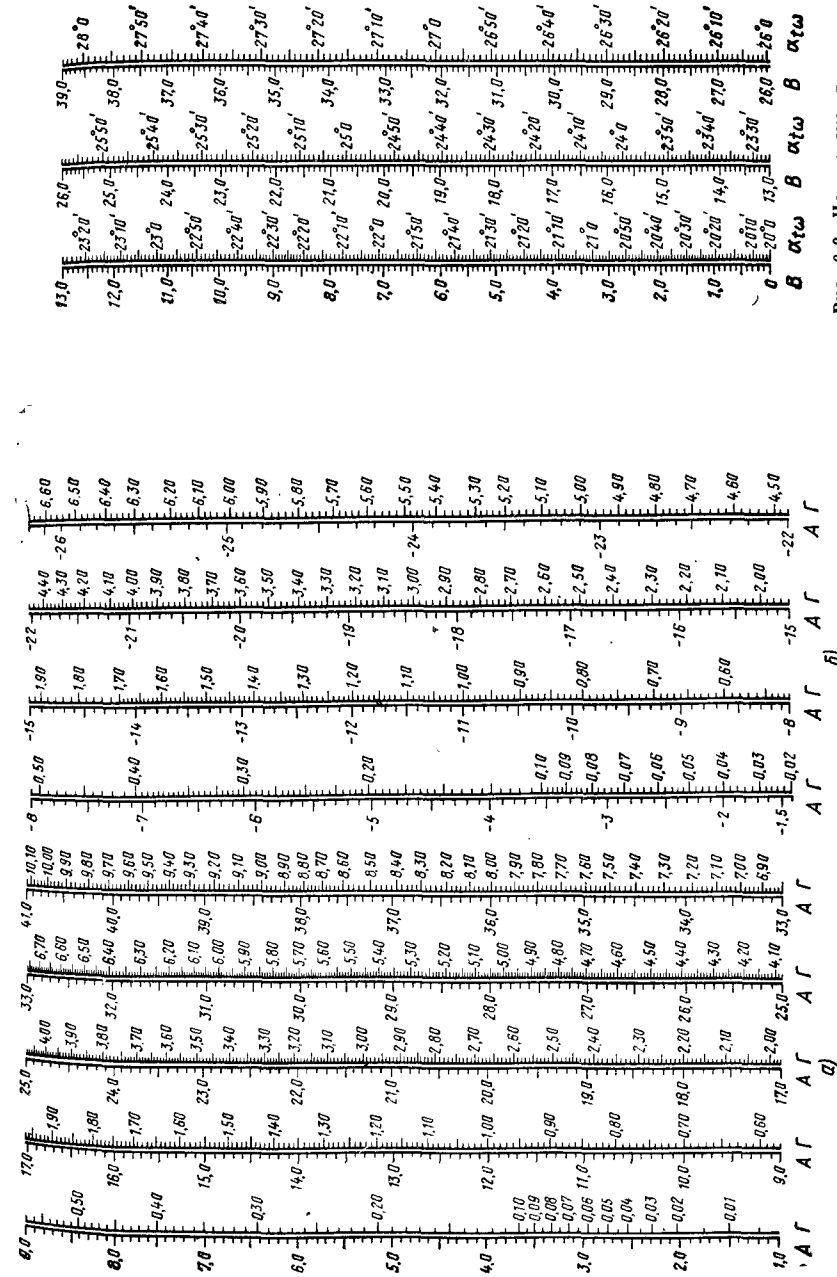


Рис. 6.3. Номограмма для определения угла зацепления

Рис. 6.2. Номограмма для определения величины Γ в зависимости от А при угле: а — α_{ftw} ≥ 20°; б — α_{ftw} ≤ 20°

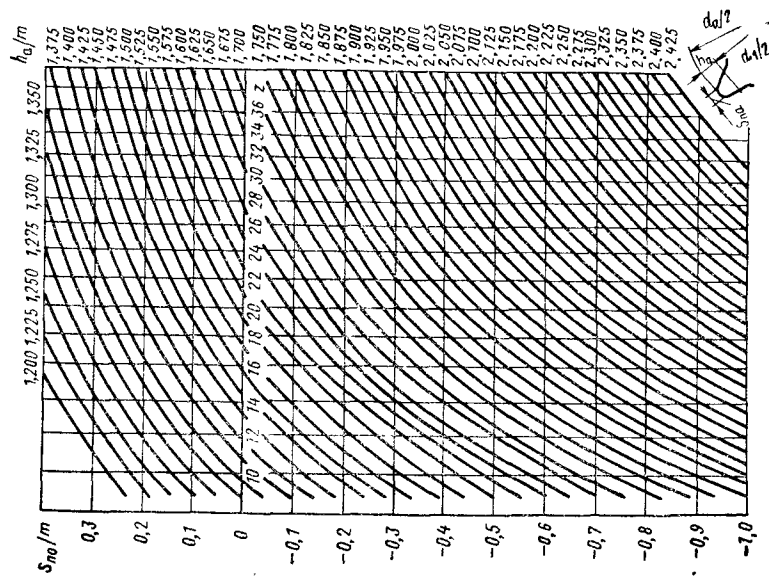


Рис. 6.5. Номотграмма для определения S_{na} при $\alpha_0 = 20^\circ$

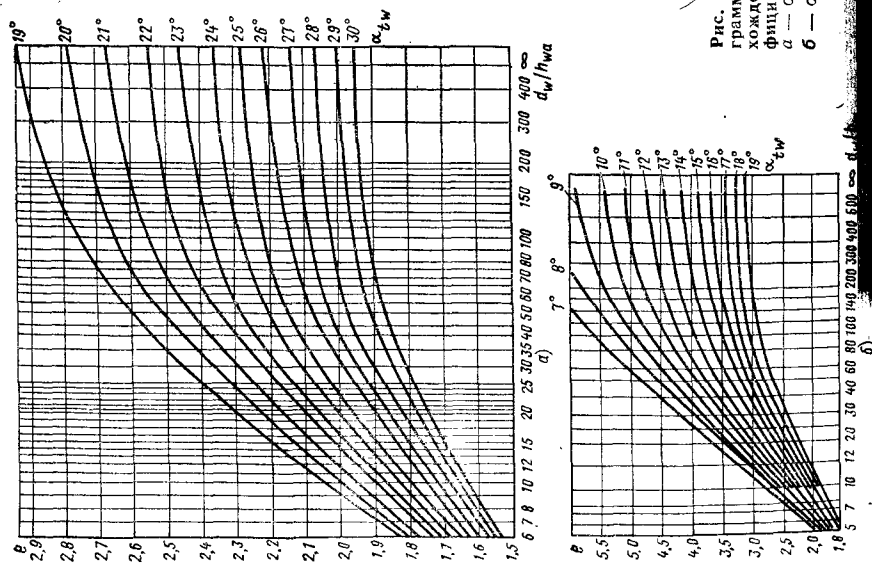


Рис. 6.4. Номотграмма для нахождения коэффициента e при: а — $\alpha_{t\omega} > 20^\circ$; б — $\alpha_{t\omega} < 20^\circ$

6.4. Граничные значения коэффициентов коррекции

| | | | | | | | |
|------------|------|------|------|-------|-------|-------|------|
| z | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
| x_{min} | 0,63 | 0,47 | 0,42 | 0,36 | 0,30 | 0,24 | 0,18 |
| $x_{0,4}$ | 0,18 | 0,22 | 0,27 | 0,31 | 0,35 | 0,39 | 0,43 |
| $x_{остр}$ | 0,56 | 0,63 | 0,70 | 0,76 | 0,82 | 0,88 | 0,93 |
| z | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | |
| x_{min} | 0,12 | 0,06 | 0 | -0,05 | -0,11 | -0,17 | |
| $x_{0,4}$ | 0,46 | 0,5 | 0,53 | 0,56 | 0,59 | 0,62 | |
| $x_{остр}$ | 0,98 | 1,03 | 1,08 | 1,13 | 1,18 | 1,23 | |

При $\alpha \neq 20^\circ$

$$S_{na 1,2} = d_{a 1,2} \left(\frac{S_{n 1,2}}{m z_{1,2}} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a 1,2} \right),$$

где

$$\alpha_{na 1,2} = \arccos \frac{d_{1,2} \cos \alpha}{d_{a 1,2}}$$

Для нормальной работы передачи необходимо выполнение условия $\epsilon_v \geq 1,2$. Минимально допускаемое значение для прямозубых нефланкированных передач $\epsilon_v = 1,2$, для фланкированных — $\epsilon_{v \min} = 1,09$ (ГОСТ 13755—68).

6.2. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ШЕСТЕРЕН НА ПРОЧНОСТЬ

Шестерни рассчитывают на изгибную и контактную прочность и долговечность. Порядок расчета приведен в табл. 6.5.

6.5. Прочностной расчет цилиндрических шестерен трактора Т-150

| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Передачи | |
|--|-------------|------------------------------|----------|--------|
| | | | I—IV | V—VIII |
| Число зубьев ведущей и ведомой шестерен | z_1 | Исходные данные | 25 | 31 |
| | z_2 | | 35 | 29 |
| Передачное число | u | z_2/z_1 | 1,4 | 0,935 |
| Модуль, см | m | Исходные данные | 0,5 | 0,5 |
| Момент (кгс·см) и частота вращения (об/мин) ведущей шестерни | M | | 5 550 | 2 000 |
| | n | | | |

Продолжение табл. 6.5

| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Передачи | |
|--|---------------------|--|----------|---------|
| | | | I—IV | V—VIII |
| Межосевое расстояние, см | a_w | Исходные данные | 15,5 | 15,5 |
| Длина зуба шестерен, см | $b_1 b_2$ | | 3,6 3,6 | 3,3 3,3 |
| Длина контактной линии, см | b_k | | 3,45 | 3,3 |
| Угол зацепления | α_{tw} | См. табл. 6.1 | 24° 35' | 24° 35' |
| Коэффициенты смещения | x_1 | | 0,585 | 0,585 |
| | x_2 | | 0,529 | 0,529 |
| Делительный диаметр | d_1 | $m z_1$ | 12,5 | 15,5 |
| Суммарная погрешность основного шага, мкм | Δ | Исходные данные | 20 | 20 |
| — | a_w/u | a_w/u | 11,07 | 16,57 |
| Окружная скорость, см/с | v | $0,524 \cdot 10^{-3} d_1 n$ | 13,1 | 16,24 |
| Удельные статическая и динамическая нагрузки в зацеплении, кгс/см | $P_{ст}/b_{min}$ | $2M/d_1 b_{min}$ | 257 | 217 |
| | $P_{дин}/b_{min}$ | $3,1v \sqrt{\frac{a_{tw}}{u}}$ | 135 | 205 |
| Суммарная удельная нагрузка в зацеплении, кгс/см | $\frac{P}{b_{min}}$ | $\frac{P_{ст}}{b_{min}} + \frac{P_{дин}}{b_{min}}$ | 392 | 422 |
| Коэффициенты динамичности и неравномерности распределения нагрузки | k_d | $1 + \frac{P_{дин}}{P_{ст}}$ | 1,1625 | 1,945 |
| | $k_{н.р}$ | См. табл. 6.6 | 1,1 | 1,0 |
| Коэффициент формы зуба при нормальной высоте зуба | y_1 | См. рис. 6.6 | 0,31 | 0,312 |
| | y_2 | | 0,31 | 0,311 |

Продолжение табл. 6.5

| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Передачи | |
|---|---------------|--|---------------------------|--------|
| | | | I—IV | V—VIII |
| Напряжения изгиба в корне зуба при приложении всей нагрузки в вершине зуба, кгс/см ² | $\sigma_{н1}$ | $\frac{P}{b_{min}} \frac{k_{н.р}}{m y_1}$ | 2 785 | 2 705 |
| | $\sigma_{н2}$ | $\sigma_{н1} \frac{y_1}{y_2}$ | 2 785 | 2 713 |
| Коэффициент влияния коррекций на нагрузочную способность | Φ_k | $\frac{tg \alpha}{tg 20^\circ}$ | 1,24 | 1,243 |
| Коэффициент контактной напряженности | C_k | $\frac{P}{b_{min}} \frac{b_{min} u + 1}{b_k u d_1} \frac{k_{н.р}}{\Phi_k}$ | 47,62 | 45,3 |
| Действующее контактное напряжение, кгс/см ² | σ_k | $1510 \sqrt{C_k}$ | 10420 | 10 163 |
| Материал, твердость поверхности и сердцевины | — | Исходные данные | 25ХГТ HRC58—63 н 30—42 | |

Крутящие моменты и частота вращения для расчета шестерен выбираются в соответствии с нагрузочными режимами (см. гл. 5).

За предельную динамическую нагрузку принимают силу, которая деформирует пару зубьев на величину расчетной ошибки основных шагов:

$$\left(\frac{P_{дин}}{b_{min}} \right)_{max} = c (\Delta - 5) = 16,5 (\Delta - 5),$$

где $c = 16,5$ кгс/см — жесткость пары зубьев.

При твердости рабочих поверхностей $HRC < 56$ и окружной скорости $v < 3,5$ м/с коэффициент $k_{н.р}$ подсчитывают по формуле

$$k_{н.р} = 1 + (\theta_{н.р} - 1) k_p$$

где $\theta_{н.р}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца в начале работы пары, т. е. при отсутствии приработки (находится на рис. 6.7 в зависимости от отношения $q_d = b_{min}/d_1$ и конструктивных особенностей узла); k_p — коэффициент прирабатываемости, зависящий от твердости рабочих поверхностей и окружных скоростей (определяется по графикам, изображенным на рис. 6.8).

6.6. Значения $k_{н.р}$

| Расположение шестерни | Степень полноты зубчатого колеса $q_y = b/d_b$ | | | |
|---|--|------|------|------|
| | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 |
| Косильное на опорах: шарикоподшипниковых роликподшипниковых | 1,25 | 1,35 | 1,47 | 1,6 |
| | 1,15 | 1,21 | 1,28 | 1,37 |

Примечания: 1. При симметричном расположении шестерни $k_{н.р} = 1$, при несимметричном $k_{н.р} = 1,1$.
2. Значения справедливы для твердости поверхностей $HRC \geq 56$ и окружной скорости $v \geq 3,5$ м/с.

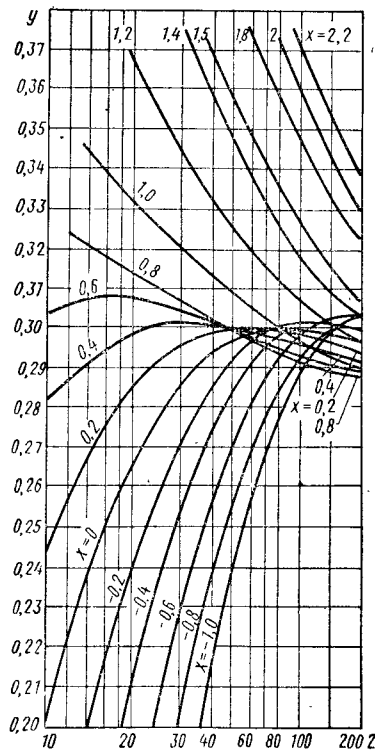


Рис. 6.6. График для определения коэффициента формы зуба y при приложении всей нагрузки в вершине зуба цилиндрической шестерни

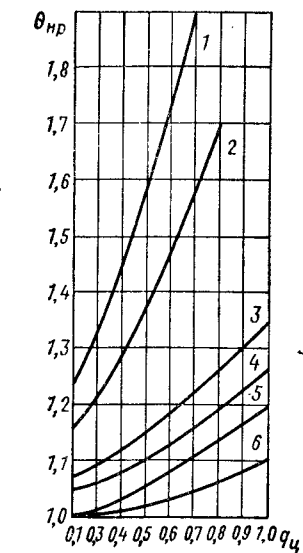


Рис. 6.7. Ориентировочные значения $\theta_{нр}$:
 1 — для консольного расположения шестерни (θ , δ , ϵ , жс) при шарикоподшипниковых опорах; 2 — то же при роликоподшипниковых опорах; 3 — для быстроходной ступени (θ); 4 — для тихоходной ступени (ϵ); 5 — для тихоходной ступени (θ) и для быстроходной ступени (ϵ); 6 — при симметричной передаче (α); Т — тихоходная ступень; Б — быстроходная ступень

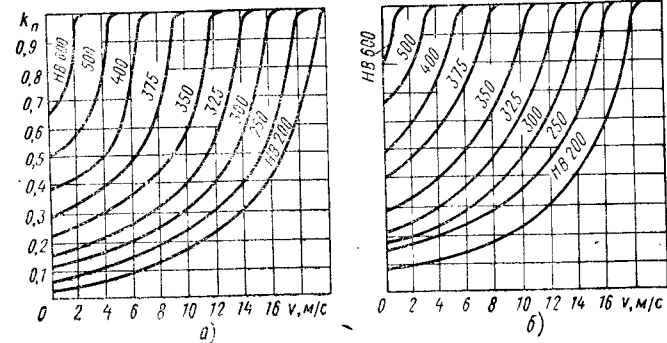
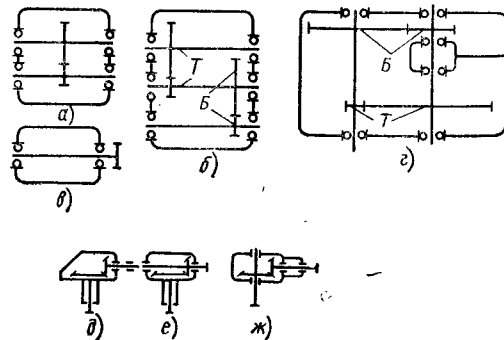


Рис. 6.8. Определение коэффициента k_n при нагрузке:
 а — постоянной или мало изменяющейся; б — резко изменяющейся

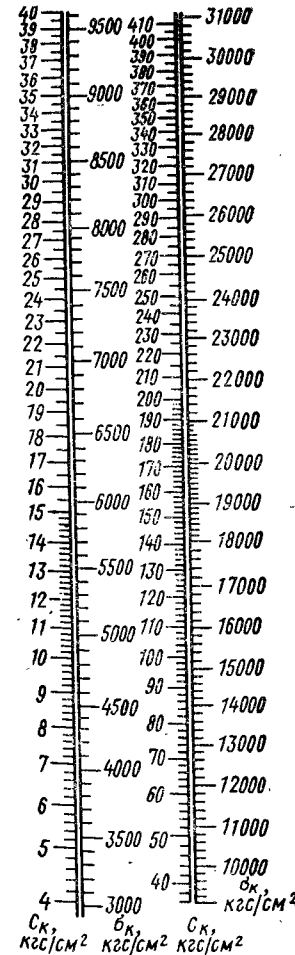


Рис. 6.9. Зависимость σ_k от C_k

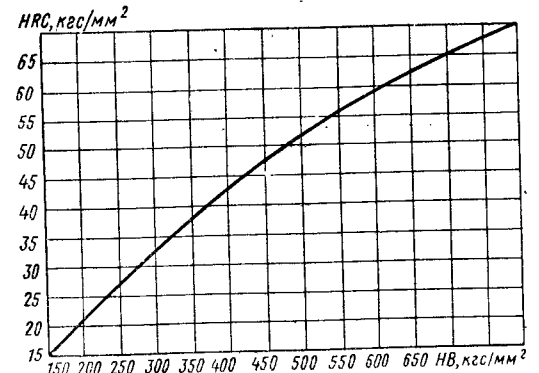


Рис. 6.10. График, связывающий величины твердости HRC и HB

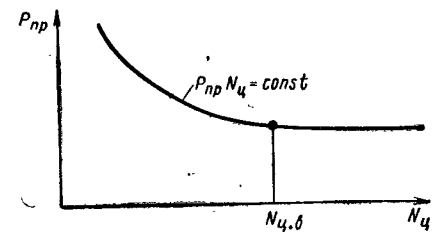


Рис. 6.11. Кривая усталости

Для облегчения пересчета зависимость между C_k и σ_k выражена графиком, изображенным на рис. 6.9 (для стальных зубчатых колес).

График, связывающий твердости HRC и HB , приведен на рис. 6.10.

Допускаемые напряжения при изгибе $[\sigma_{и}]$ при нереверсивной нагрузке

$$[\sigma_{и}] = \frac{0,75\sigma_B}{n_{и}}$$

где $n_{и}$ — запас прочности.

Для цементованных и закаленных зубьев без специальной обработки выкружки зуба при закалке боковой поверхности и выкружки $n_{и} = 2,3$. При реверсивной нагрузке допускаемые напряжения уменьшаются в 1,5 раза.

В приведенных ниже данных по определению допустимых контактных напряжений используются рекомендации проф. В. М. Кудрявцева.

Чем больше число $N_{ц}$ циклов изменения напряжений, тем меньше нагрузка (напряжение), при которой может произойти разрушение.

Число циклов изменения напряжений за данный промежуток времени T

$$N_{ц} = 60nT.$$

6.7. Значения $[C_{к. в}]$, кгс/см²

| Материал | Твердость рабочих поверхностей зубьев | | | | | |
|--|---------------------------------------|------|------|------|------|------|
| | 54 | 56 | 58 | 60 | 62 | 64 |
| Высоколегированные цементованные стали | 53,8 | 56,2 | 58,7 | 61,3 | 64,0 | 66,7 |
| Легированные цементованные стали | 45,5 | 47,5 | 49,6 | 51,8 | 54,1 | 56,4 |

6.8. Параметры шестерен коробок передач тракторов

| Трактор | z_1 | z_2 | m , мм | u | b_1 , мм | b_2 , мм | α | x_1 | x_2 |
|---------|-------|-------|----------|------------|------------|------------|-----------------|--------------|------------------|
| T-25 | 18-30 | 27-66 | 4 | 0,9-3,47 | 16-35 | 16-30 | 20°-21° 46' | 0-0,822 | 0-(-0,3) |
| T-40 | 15-35 | 22-59 | 4; 4,5 | 0,628-3,47 | 15-40 | 15-40 | 20°-22° 36' | 0-0,74 | -0,13-0,15 |
| T-50 | 14-35 | 22-59 | 4; 4,5 | 0,628-3,47 | 15-40 | 15-40 | 20°-22° 36' | 0-0,74 | -0,13-0,15 |
| MT3-50 | 20-28 | 35-45 | 4,5 | 1,34-2,25 | 17-38 | 20-26 | 20°-22° 17' | 0-0,528 | 0- |
| MT3-80 | 20-36 | 28-44 | 4,5 | 0,778-2,2 | 22-30 | 22-28 | 20°-22° 17' | -0,2-0,528 | -(0,264)-0-0,328 |
| T-150K | 25-37 | 32-46 | 5 | 0,892-1,93 | 30- | 28- | 20°-24° 23' | -0,024-0,535 | 0-0,573 |
| T-4A | 17-27 | 23-35 | 6 | 1,1-1,67 | 25- | 25- | 20°-23° 22' | -0,1-0,7612 | -0,2175-0,631 |
| T-54B | 18-28 | 35-45 | 4; 4,5 | 1,34-2,25 | 20-26 | 17-24 | 20°-22° 18' | 0-0,528 | 0-0,265 |
| T-108 | 15-27 | 16-30 | 7 | 0,592-2,0 | 36-46 | 36-46 | 20° | 0-0,5 | 0-0,5 |
| T-130 | 16-28 | 17-28 | 7 | 0,63-1,75 | 37-50 | 37-49 | 22° 14'-26° 07' | 0,14-0,653 | 0,14-0,653 |
| T-150 | 29-35 | 33-38 | 5 | 0,943-1,32 | 27-40 | 30-38 | 22° 09'-24° 09' | 0,529-0,551 | -0,003-0,573 |

Если же рассчитываемое зубчатое колесо сцепляется с несколькими зубчатыми колесами (a), то

$$N_{ц} = 60naT.$$

У паразитного зубчатого колеса в одном из зацеплений зубья являются ведущими, в другом — ведомыми, т. е. они работают разными сторонами, и поэтому в данном случае $a = 1$.

На рис. 6.11 приведена экспериментальная кривая усталости, т. е. зависимость между предельной нагрузкой $P_{пр}$ и числом циклов $N_{ц}$.

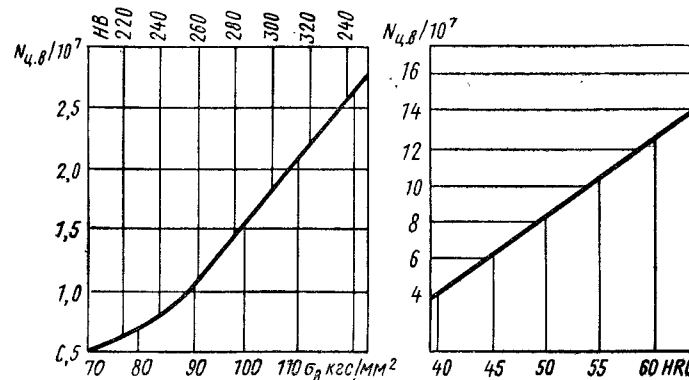


Рис. 6.12. Графики для определения величины $N_{ц. в}$

Параметры шестерен тракторных коробок передач приведены в табл. 6.8.

| $M_{кр}$, кгс·см | n , об/мин | v , м/с | $\sigma_{и1}$, кгс/см ² | $\sigma_{и2}$, кгс/см ² | $\sigma_{к'}$, кгс/см ² | Материал | Твердость поверхности, сердцевинный HRC | Глубина цементованного слоя, мм |
|-------------------|--------------|-----------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|----------|---|---------------------------------|
| 1 487— | 282— | 1,062— | 1850— | 1880— | 9 050— | 18ХГТ | 56—63 | 0,9—1,4 |
| 3 160— | 914— | 4,02— | 3200— | 2840— | 12 600— | 20ХНЗА | 25—38 | — |
| 2 060— | 485— | 1,94— | 2900— | 3190— | 11 700— | 20ХНЗА | 56—63 | 0,8—1,2 |
| 5 500— | 1320— | 9,66— | 3510— | 3470— | 13 600— | 20ХНЗА | 35—45 | — |
| 2 290— | 496— | 1,99— | 3220— | 3340— | 12 200— | 20ХНЗА | 56—63 | 0,8—1,2 |
| 6 720— | 1485— | 10,9— | 4150— | 4000— | 15 050— | 20ХНР | 35—45 | — |
| 2 100— | 832— | 1,08— | 2260— | 2340— | 9 660— | 20ХНР | 56—63 | 0,8—1,2 |
| 4 200— | 1700— | 9,63— | 3640— | 3520— | 13 290— | 25ХГТ | 30—40 | — |
| 3 190— | 816— | 5,43— | 2895— | 2895— | 10 550— | 25ХГТ | 56—63 | 0,8—1,2 |
| 6 800— | 1800— | 15,3— | 3740— | 3520— | 12 450— | 25ХГТ | 30—40 | — |
| 5 800— | 721— | 6,23— | 2950— | 2960— | 10 350— | 25ХГТ | 58—63 | 1,4—1,9 |
| 8 636— | 2100— | 18,15— | 3600— | 3600— | 12 000— | 20ХГНР | 35 | — |
| 5 480— | 935— | 6,16— | 2560— | 2550— | 10 700— | 20ХГНР | 56—63 | 1,1—1,6 |
| 9 600— | 1700— | 9,1— | 3320— | 4150— | 14 350— | 20ХНР | 35—45 | — |
| 2 238— | 516— | 2,19— | 2410— | 2500— | 10 310— | 20ХНР | 56—63 | — |
| 3 640— | 1600— | 10,02— | 4660— | 4150— | 14 950— | 18ХГТ | 56—63 | — |
| 5 900— | 825— | 4,54— | 1890— | 1805— | 10 150— | 18ХГТ | 27 | — |
| 9 000— | 1290— | 10,4— | 2180— | 2690— | 12 110— | 18ХГТ | 56—63 | — |
| 8 850— | 905— | 6,16— | 2020— | 1950— | 9 700— | 18ХГТ | 27 | — |
| 13 300— | 1050— | 10,41— | 2640— | 2700— | 11 800— | 25ХГТ | 58—63 | 1,4—1,9 |
| 3 810— | 1429— | 10,8— | 1918— | 1918— | 8 191— | 25ХГТ | 35 | — |
| | | 13,1— | 2212— | 2326— | 9 059— | | | |

Минимальное число циклов, при котором выявляется предел выносливости, т. е. число циклов, соответствующее началу горизонтального участка кривой усталости, обозначается $N_{ц.в.}$

Значения $N_{ц.в.}$ в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев даны на рис. 6.12, из которых следует, что с увеличением твердости растет величина $N_{ц.в.}$

Без учета влияния вязкости масла и режимов работы шестерен при $C_k > [C_{к.в}]$ долговечность (τ)

$$\tau = \frac{N_{ц.в.}}{60na} \left(\frac{[C_{к.в}]}{C_k} \right)^3$$

Значения $[C_{к.в}]$ выбираются из табл. 6.7.

6.3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕН С КРУГОВОЙ ЛИНИЕЙ ЗУБЬЕВ

Пример расчета геометрических параметров зацепления конических колес дан в табл. 6.9. Пояснения к расчету даны на рис. 6.13.

Наибольшее распространение получили передачи со средним углом наклона линии зуба $\beta_m = 0 \div 45^\circ$. Рекомендуется выбирать угол β_m из следующего ряда чисел: $\beta_m = 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45^\circ$.

Ширина колес принимается такой, чтобы выдержать условие $b/L \leq 0,3$. Коническая передача с круговой линией зубьев обычно выполняется с высотой коррекции: $x_1 = -x_2$.

Графики для определения коэффициента коррекции, составленные для угла зацепления 20° , приведены на рис. 6.14.

Для выравнивания изгибной прочности иногда дополнительно применяется тангенциальная коррекция τ .

Полную h_n и рабочую h_p высоту зуба принимают в зависимости от числа зубьев шестерни:

| | | | |
|-------|------------|------------|------------|
| z_1 | 7 | 8 | 9 и более |
| h_n | $1,757m_n$ | $1,788m_n$ | $1,888m_n$ |
| h_p | $1,6m_n$ | $1,6m_n$ | $1,7m_n$ |

Нормальные резцы имеют следующие номера: $1/2; 1\frac{1}{2}; 2\frac{1}{2}; 3\frac{1}{2}$; до $20\frac{1}{2}$.

Если полученный расчетом номер резца не входит в число нормальных, следует выбрать ближайший нормальный номер, после чего соответственно исправить угол спирали.

Развод W (мм) резцов Γ следует выбирать из нормализованного ряда: $0,4; 0,5; 0,65; 0,75; 0,85; 1; 1,15; 1,25; 1,5; 1,75; 2$ и т. д. до 10 (через единицу).

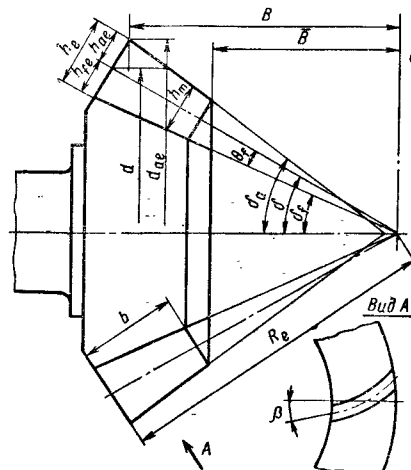


Рис. 6.13. Внешнее зацепление конических шестерен

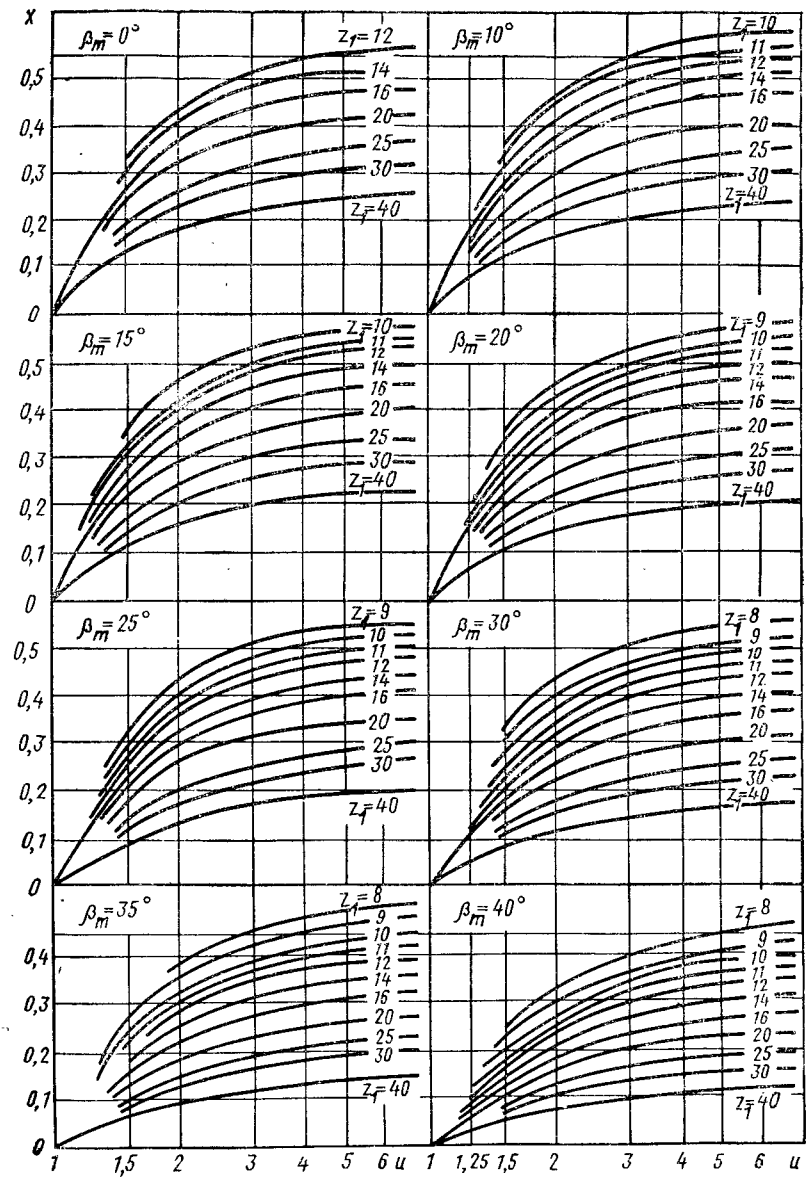


Рис. 6.14. Графики для определения коэффициента коррекции

6.9. Расчет геометрических параметров конической передачи трактора Т-150

| Параметр | | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Результат |
|---|----------|-----------------|--|-------------|
| Число зубьев | шестерни | z_1 | Исходные данные | 9 |
| | колеса | z_2 | | 40 |
| Угол профиля среднего нормального исходного контура | | α_n | | 20° |
| Угол наклона зуба средний | | β_n | $\sin \beta_n = 0,42261$ | 25° |
| Коэффициент высоты зуба | | f | | 0,82 |
| Коэффициент радиального зазора | | c' | | 0,2 |
| Угол начального конуса | | δ_w | $\operatorname{tg} \delta_w = \frac{z_1}{z_2}$ | 12° 40' 48" |
| Тригонометрические параметры | | $\sin \delta_w$ | | 0,21950 |
| | | $\cos \delta_w$ | | 0,97561 |
| Коэффициент высоты коррекции | | x_{n1} | | 0,5 |
| Модуль торцевой (расчетный) | | m_n | | 9,25] |
| Длина образующей начального конуса | | R_e | $\frac{m_n}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ | 189,625 |
| Ширина зубчатого венца | | b | | 50 |
| Глубина захода | | h_d | $2fm_n = 2 \cdot 0,82 \cdot 9,25$ | 15,17 |
| Радиальный зазор | | c | $c'm_n$ | 1,85 |
| Высота зуба по торцу | | h | $h_d + c$ | 17,02 |
| Внешний делительный диаметр | | d_{e1} | $m_n z_1$ | 33,25 |
| | | d_{e2} | $m_n z_2$ | 370 |
| Высота головки зуба | | h_{a1} | $m_n (f + x_{n1})$ | 12,21 |
| | | h_{a2} | $h_d - h_{a1}$ | 2,96 |

Продолжение табл. 6.9

| Параметр | | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Результат |
|---|-----------------|----------------|---|-------------|
| Высота ножки зуба | | h_{f1} | $h - h_{a1}$ | 4,81 |
| | | h_{f2} | $h - h_{a2}$ | 14,06 |
| Угол ножки зуба | | θ_{f1} | h_{f1}/R_e | 1° 27' 11" |
| | | θ_{f2} | h_{f2}/R_e | 4° 14' 24" |
| Угол конуса вершины | | δ_{a1} | $\delta_{w1} + \theta_{f2}$ | 16° 55' 14" |
| | | δ_{a2} | $\delta_{w2} + \theta_{f1}$ | 78° 46' 23" |
| Угол впадины конуса | | δ_{f1} | $90^\circ - \delta_{a2}$ | 11° 13' 37" |
| | | δ_{f2} | $90^\circ - \delta_{a1}$ | 73° 04' 46" |
| Внешний диаметр вершины зубьев | | d_{ae1} | $d_{e1} + 2h_{a1} \cos \delta_w$ | 107,0744 |
| | | d_{ae2} | $d_{e2} + 2h_{a2} \sin \delta_w$ | 371,2994 |
| Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев | | B_1 | $\frac{d_{e2}}{2} - h_{a1} \sin \delta_w$ | 182,3199 |
| | | B_2 | $\frac{d_{e1}}{2} - h_{a2} \cos \delta_w$ | 38,7372 |
| Номер реза | Предварительный | $N_{пр}$ | $\frac{\theta_{f2} + \theta_{f1}}{20} \sin \beta_n$ | 7,218 |
| | Окончательный | N | | 7,5 |
| Средний угол наклона линий зуба (окончательный) | | β_m | $\frac{20N}{\theta_{f1} + \theta_{f2}}$ | 26° 02' 44" |
| Диаметр резцовой головки | | $D_{и}$ | | 304,8 |
| Параметр внешнего угла наклона линий зуба | | $\sin \beta_e$ | $\frac{1}{D_u} \left\{ R_e + \frac{(R_e - 0,5b)}{R_e} \times \right.$ $\left. \times [D_u \sin \beta_m - (R_e - 0,5b)] \right\}$ | 0,53443 |
| | | $\cos \beta_e$ | | 0,84520 |

Продолжение табл. 6.9

| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Результат |
|---|------------------|---|-----------|
| Параметр внутреннего угла наклона линии зуба | $\sin \beta_i$ | $\frac{1}{D_u} \left\{ (R_e - b) + \frac{(R_e - 0,5b)}{(R_e - b)} \times [D_u \sin \beta_m - (R_e - 0,5b)] \right\}$ | 0,33931 |
| | $\cos \beta_i$ | | 0,94067 |
| Развод резцов при черновом нарезании колеса | предварительный | $(W_2)_{пр} \frac{R_e - b}{R_e} [\pi m_n \cos \beta_i - 2(h_{f2} + h_{f1}) \operatorname{tg} \alpha_n] - W_1' - \Delta W$ | 6,9835 |
| | нормализованный | W_2 | 7,0 |
| | | $\Delta W'$ | 0,1656 |
| Развод резцов при чистовом нарезании шестерен | W_1 | $W_1 = [(W_2)_{пр} + W_1' + \Delta W] - W_2'$ | 3,1791 |
| Развод резцов при чистовом нарезании колеса (теоретический) | W_2' | $W_2' = W_2 - \Delta W'$ | 6,8344 |
| Толщина по хорде ауба | \bar{s}_1 | $W_2' + 1,96 \cdot h_{f2} \operatorname{tg} \alpha_n$ | 16,8645 |
| Средняя начальная нормальная толщина зуба | $s_{n\omega m1}$ | $\frac{s_1}{0,98 \cdot \cos \beta_e}$ | 20,3606 |
| | $s_{n\omega m2}$ | $\pi m_n - s_1$ | 8,6992 |
| Расчетная толщина зуба исходящего контура | s_2 | $s_{n\omega m2} - c' = s_{n\omega m2} - 0,2 = 8,6992 - 0,2$ | 8,4992 |
| Конусное расстояние до центра зубомера по наружному торцу | R_{x1} | $R_e - 0,5s_{n\omega m1} \cos \beta_e \sin \beta_e$ | 185,027 |
| | R_{x2} | $R_e - 0,5s_{n\omega m2} \sin \beta_e \cos \beta_e$ | 187,706 |
| Толщина по хорде зуба | \bar{s}_2 | $\frac{R_{x2}}{R_e} s_2 \cos \beta_e$ | 7,1108 |

Продолжение табл. 6.9

| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Результат |
|---|----------------------------------|--|-----------|
| Высота до хорды зуба конического зубчатого колеса | \bar{h}_{a1} | $\frac{R_{x1}}{R_e} \left(h_{a1} + \frac{(s_{n\omega m1})^2 \cos^4 \beta_e \cos \delta_w}{4 d_{e1}} \right)$ | 12,5186 |
| | \bar{h}_{a2} | $\frac{R_{x2}}{R_e} \times \left(h_{a2} + \frac{s_2^2 \cos^4 \beta_e \sin \delta_w}{4 d_{e2}} \right)$ | 2,9354 |
| Расстояние от внутреннего торца до вершины выступов шестерни | E_1 | $B_1 - (R_e - b) \cos \delta_w$ | 46,1 |
| Расстояние от вершины конуса до внутреннего торца | \bar{B}_2 | $B_2 - \frac{b \cos \delta_{a2}}{\cos \theta_{f1}}$ | 28,999 |
| Расстояние от внутреннего торца до начала среза по диаметру d_e | — | $B_2 - \frac{h_{a2} \sin \delta_w}{\operatorname{tg} \delta_{a2}}$ | 38,608 |
| Радиус начальной окружности эквивалентной шестерни | r_1 | $\frac{z_1 m_n}{2 \cos \delta_w}$ | 42,665 |
| Наружный радиус эквивалентной шестерни | r_{n1} | $r_1 + h_{a1}$ | 54,875 |
| Тригонометрические функции угла профиля по наружному торцу | $\operatorname{tg} \alpha_{ne}$ | $\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_e}$ | 0,43067 |
| | $\cos \alpha_{ne}$ | | 0,91844 |
| | $\operatorname{inv} \alpha_{ne}$ | | 0,024007 |
| Тригонометрические функции угла профиля по наружному торцу | $\cos \alpha_{n1}$ | $r_1 \cos \alpha_{ne}$ | 0,71409 |
| | $\operatorname{inv} \alpha_{n1}$ | | 0,20487 |
| Ширина вершинной ленточки зуба шестерни | s_{n1} | $2r_{n1} \left(\frac{s_{n\omega m1}}{2r_1} - \operatorname{inv} \alpha_{n1} + \operatorname{inv} \alpha_{ne} \right)$ | 6,339 |

Продолжение табл. 6.9

| Параметр | Обозначение | Расчетные формулы и указания | Результат |
|---|-------------------|--|-----------|
| Тригонометрические функции угла профиля | $\cos \alpha_s$ | $\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_m}$ | 0,9268 |
| | $\sin \alpha_s$ | | 0,3755 |
| Коэффициент торцового перекрытия | ϵ_α | $\left[\sqrt{\left(\frac{z_1}{2 \cos \delta_{w1}} + f + x_{n1} \right)^2 - \left(\frac{z_1 \cos \alpha_n}{2 \cos \delta_w} \right)^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2}{2 \cos \delta_{w2}} + f + x_{n1} \right)^2 - \left(\frac{z_2 \cos \alpha_n}{2 \cos \delta_{w2}} \right)^2} - \sin \alpha_n \left(\frac{z_1}{2 \cos \delta_{w1}} + \frac{z_2}{2 \cos \delta_{w2}} \right) \right] \frac{1}{\pi \cos \alpha_n}$ | 1,107 |
| Коэффициент | K_B | $\frac{b(R_e - 0,5b)}{R_e(R_e - b)}$ | 0,3109 |
| Коэффициент осевого перекрытия | ϵ_β | $\left(K_B \operatorname{tg} \beta_m - \frac{K_B^3}{3} \operatorname{tg}^3 \beta_m \right) R_e$ πm_n | 0,984 |
| Коэффициент суммарного перекрытия | ϵ_γ | $\sqrt{\epsilon_\alpha^2 + \epsilon_\beta^2}$ | 1,481 |

Диаметр резцовой головки выбирают исходя из длины образующей начального конуса R_l (табл. 6.10). Если приходится выбирать между двумя головками, то для уменьшения удельного давления в зацепляющейся паре следует выбирать головку большего диаметра.

6.10. Размеры резцовой головки

| Номинальный диаметр головки | | Длина образующей, мм | Наибольшая ширина венца, мм | Наибольшая высота зуба, мм | Наибольший модуль, мм |
|-----------------------------|-------|----------------------|-----------------------------|----------------------------|-----------------------|
| дюйм | мм | | | | |
| 3 1/2 | 88,9 | 38,1—69,8 | 19,05 | 8,7 | 3,17 |
| 6 | 152,4 | 69,8—101,4 | 31,7 | 9,5 | 5,08 |
| 7 1/2 | 190,5 | 69,8—127 | — | — | 6,35 |
| 9 | 228,5 | 101,4—133,3 | 44,4 | 14,2 | 7,28 |
| 12 | 304,8 | 133,3—190,5 | 63,5 | 19,05 | 10,16 |
| 18 | 457,2 | 190,5—254 | — | 19,05 | 16,93 |

6.11. Расчет конической передачи с круговой линией зубьев на изгиб и контактную прочность

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула | Трактор | |
|--|---------------|--|---------|---------|
| | | | T-74 | T-150 |
| Число зубьев | z_1 | Исходные данные | 12 | 9 |
| То же | z_2 | | 41 | 40 |
| Передаточное число | u_{vb} | Исходные данные | 3,42 | 4,44 |
| Торцовый модуль, см | m_n | | 0,825 | 0,925 |
| Крутящий момент, подводимый к шестерне, кгс·см | $M_{кр}$ | То же | 8 600 | 4 900 |
| Частота вращения шестерен, об/мин | n | | 600 | 1 100 |
| Угол начального конуса шестерни | δ_{w1} | Геометрический расчет | 16° 15' | 12° 41' |
| Диаметр делительной окружности шестерни, см | d_{e1} | | 9,9 | 8,325 |
| Длина образующей начального конуса, см | R_e | Исходные данные | 17,62 | 18,96 |
| Ширина обода, см | b_1 | | 5,5 | 5 |
| То же | b_2 | То же | 5,5 | 0,264 |
| Коэффициент | q_k | | 0,31 | 7,23 |
| Средний диаметр шестерни, см | d_m | $\frac{b}{R_e} (1 - 0,5q_k) d_{e1}$ $\frac{\pi d_m^2}{6000}$ | 8,4 | 4,13 |
| Окружная скорость на среднем диаметре, м/с | v | | 2,62 | 0,103 |
| Коэффициент динамичности | Π | $\frac{u v d_m (b_1 + b_2)}{2 M_{ср}} \sqrt{\frac{d_m (u_{vb} + 1)}{2 u_{vb}}}$ $1 + \Pi$ | 0,052 | 1,103 |
| | k_d | | 1,052 | 0,675 |
| | q_c | $\frac{q_k z_2}{(2 - q_s) z_1}$ | 0,632 | |

Продолжение табл. 6.11

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула | Трактор | |
|--|--------------------------|--|---------|---------|
| | | | T-74 | T-150 |
| неравномерности распределения нагрузок | $\theta_{н.р}$ | $1 + 0,5(\theta_{н.р.гр} - 1)$ $\theta_{н.р.гр}$ находится из рис. 6.7 Из рис. 6.8 | 1,215 | 1,275 |
| прирабатываемости | $K_{п}$ | | 0,72 | 1,0 |
| неравномерности нагрузки | $K_{н.р}$ | $1 + (\theta_{н.р} - 1) K_{п}$ | 1,155 | 1,275 |
| расчетной нагрузки | K | $K_{н.р} k_{д.д.}$ | 1,255 | 1,41 |
| Средний угол спирали, град | β_m | Из расчета геометрических параметров | 14° 09' | 26° 03' |
| | $\cos \beta_m$ | То же | 0,9696 | 0,898 |
| Угол начального конуса колеса | δ_{ω_2} | | 73° 45' | 77° 19' |
| | $\cos \delta_{\omega_2}$ | | 0,279 | 0,231 |
| Приведенное число зубьев | z'_{n1} | $\frac{z_1}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_{\omega_1}}$ | 13,9 | 12,65 |
| | z'_{n2} | $\frac{z_2}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_{\omega_2}}$ | 163 | 250 |
| Коэффициент сдвига | x_{n1} | $\frac{x_{\Sigma}}{\cos \beta_m}$ | 0,5 | 0,5 |
| | x_{n2} | $-x_{n1}$ | -0,5 | -0,5 |
| Коэффициент формы зуба | y'_1 | Из рис. 6.6 | 0,3 | 0,303 |
| | y'_2 | Из рис. 6.6 | 0,288 | 0,288 |
| Высота зуба | h | Из расчета геометрических параметров | 16,85 | 17,02 |
| Расчетный коэффициент формы зуба | y_1 | $0,95 \frac{2,25m_n}{h} y'_1$ | 0,312 | 0,352 |
| | y_2 | $0,95 \frac{2,25m_n}{h} y'_2$ | 0,311 | 0,335 |

Продолжение табл. 6.11

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула | Трактор | |
|--|--------------|---|-----------------------------|------------------------------|
| | | | T-74 | T-150 |
| Напряжение изгиба в корне зуба, кгс/см ² | σ_1 | $\frac{2,26 M_{кр} K}{b_1 d_e m_n y_1 (1 - q_k) \theta_k \cos \beta_m}$ | 2 530 | 1 740 |
| | σ_2 | $\sigma_1 \frac{y_1 b_1}{y_2 b_2}$ | 2 540 | 1 830 |
| Допускаемое напряжение, кгс/см ² | $[\sigma]$ | — | 3 140 | 3 140 |
| <i>Расчет на контактную прочность</i> | | | | |
| Расчетный крутящий момент, кгс·см | $M_{кр}$ | Из предварительного расчета | 8 600 | 4 900 |
| Коэффициент контактной напряженности, кгс/см ² | C_k | $\frac{4,5 M_{кр} K}{(1 - q_k) q_k^2 d_1^2 b}$ | 66,4 | 62 |
| Число циклов, соответствующее пределу выносливости | $N_{ц.в}$ | Из рис. 6.12 | 12 · 10 ⁷ | 12 · 10 ⁷ |
| Коэффициент влияния времени и режима работы на $[C_k]$ | $[C_k]$ | Исходные данные | 1 | 1 |
| Коэффициент контактной выносливости, кгс/см ² | $[C_k]$ | | 58 | 58 |
| Коэффициент допускаемого контактного напряжения, кгс/см ² | $[C_k]$ | | 66,6 | 66,6 |
| Действующее контактное напряжение, кгс/см ² | σ_k | Из рис. 6.9 | 12 400 | 11 900 |
| Допускаемое контактное напряжение, кгс/см ² | $[\sigma_k]$ | Из рис. 6.10 | 12 400 | 12 400 |
| Материал, твердость поверхности и сердцевины | | | 25ХГТ; HRC 58; HRC 27 | 20ХНЗА; HRC 58; HRC 27 |

6.12. Параметры шестерен главных передач тракторов

| Трактор | z_1 | z_2 | m_n , мм | $u_{об}$ | b_1 , мм | b_2 , мм | β_m | f | C' | $x_{п1}$ |
|---------|-------|-------|------------|----------|------------|------------|-----------|------|-------|----------|
| T-16M | 23 | 26 | 3,5 | 1,13 | 20 | 20 | 0° | 1 | 0,2 | 0 |
| T-25 | 20 | 35 | 4 | 1,75 | 24 | 24 | 0° | 1 | 0,188 | 0,31 |
| MT3-50 | 12 | 41 | 8 | 3,41 | 41 | 40 | 25° | 0,92 | 0,2 | 0,41 |
| MT3-80 | 10 | 42 | 8 | 4,2 | 48 | 45 | 24° 55' | 0,92 | 0,2 | 0,515 |
| K-700 | 13 | 38 | 11,5 | 2,921 | 62 | 55 | 0° | 1 | 0,2 | 0 |
| T-54B | 12 | 41 | 8 | 3,416 | 41 | 40 | 25° | 0,92 | 0,2 | 0,41 |
| K-700M | 13 | 38 | 11,5 | 2,921 | 62 | 55 | 0° | 1 | 0,2 | 0 |
| ДТ-75М | 18 | 57 | 6 | 3,165 | 38 | 38 | 0° | 1 | 0,188 | 0,42 |
| T-4M | 14 | 51 | 8 | 3,643 | 55 | 55 | 0° | 1 | 0,2 | 0,49 |
| T-108 | 14 | 39 | 9 | 2,786 | 55 | 60 | -4° 22' | 1 | 0,188 | 0,552 |
| T-130 | 13 | 40 | 9 | 3,077 | 59 | 60 | -4° 26' | 1 | 0,188 | 0,552 |

| $x_{п2}$ | q_k | $M_{кр}$, кгс·см | n , об/мин | $u_{окр}$, м/с | $\sigma_{ил}$, кгс/см ² | $\sigma_{из}$, кгс/см ² | σ_k , кгс/см ² | Материал, твердость поверхности, сердцевины |
|----------|-------|-------------------|--------------|-----------------|-------------------------------------|-------------------------------------|----------------------------------|---|
| 0 | 0,029 | 955 | 1800 | 6,34 | 3340 | 3280 | 10 840 | 20ХН3А, HRC 56-63 |
| -0,31 | 0,298 | 955 | 1800 | 6,42 | 2200 | 2280 | 9 280 | 18ХГТ, HRC 56-63, HRC 25-38 |
| -0,41 | 0,234 | 8 330 | 453 | 2,01 | 3230 | 3610 | 13 470 | 20ХНР, HRC 56-63, HRC 30-44 |
| -0,515 | 0,261 | 6 310 | 870 | 3,17 | 2900 | 3320 | 14 200 | 20ХНР, HRC 56-63 |
| 0 | 0,238 | 14 950 | 500 | 3,43 | 2200 | 1760 | 10 340 | 20ХГНР, HRC ≥ 57 |
| -0,41 | 0,234 | 9 880 | 505 | 1,54 | 3840 | 4280 | 14 620 | 25ХГТ; 20ХНР, HRC 56-63, HRC 30-45 |
| 0 | 0,238 | 15 950 | 632 | 4,36 | 2390 | 1910 | 10 760 | 20ХГНР, HRC ≥ 57 |
| -0,42 | 0,212 | 6 630 | 1060 | 4,82 | 3320 | 3430 | 11 330 | 18ХГТ, HRC 56-63, HRC > 20 |
| -0,49 | 0,26 | 15 750 | 1020 | 2,85 | 4050 | 4190 | 14 090 | 20ХГНР, HRC 56-63, HRC 35-45 |
| -0,552 | 0,296 | 18 050 | 660 | 2,28 | 3830 | 4620 | 13 350 | 20ХГНР, HRC 56-63 |
| -0,552 | 0,312 | 15 200 | 834 | 3,093 | 3490 | 4180 | 13 610 | 20ХГНР, HRC 56-63 |

6.13. Зависимость отношения радиальных сил R_k к окружным P_k от угла β_m для конических колес

| $u_{об}$ | Значение R_k/P_k при β_m , град | | | | | | | |
|----------|---|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
| | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 |
| 1,0 | 0,330 | 0,269 | 0,223 | 0,153 | 0,094 | 0,034 | -0,027 | -0,092 |
| 1,2 | 0,358 | 0,303 | 0,264 | 0,199 | 0,148 | 0,097 | -0,043 | -0,101 |
| 1,4 | 0,379 | 0,329 | 0,297 | 0,236 | 0,191 | 0,147 | 0,103 | 0,056 |
| 1,6 | 0,396 | 0,352 | 0,324 | 0,268 | 0,228 | 0,190 | 0,153 | 0,112 |
| 1,8 | 0,408 | 0,368 | 0,344 | 0,292 | 0,257 | 0,224 | 0,191 | 0,158 |
| 2,0 | 0,417 | 0,380 | 0,360 | 0,312 | 0,281 | 0,252 | 0,224 | 0,196 |
| 2,2 | 0,425 | 0,391 | 0,375 | 0,329 | 0,301 | 0,276 | 0,252 | 0,229 |
| 2,4 | 0,430 | 0,398 | 0,385 | 0,342 | 0,318 | 0,295 | 0,275 | 0,256 |
| 2,6 | 0,435 | 0,406 | 0,395 | 0,354 | 0,332 | 0,313 | 0,295 | 0,260 |
| 2,8 | 0,439 | 0,412 | 0,404 | 0,364 | 0,345 | 0,327 | 0,313 | 0,300 |
| 3,0 | 0,442 | 0,416 | 0,410 | 0,373 | 0,355 | 0,341 | 0,327 | 0,319 |
| 3,2 | 0,445 | 0,421 | 0,416 | 0,381 | 0,365 | 0,352 | 0,342 | 0,334 |
| 3,4 | 0,447 | 0,424 | 0,421 | 0,387 | 0,373 | 0,361 | 0,342 | 0,348 |
| 3,6 | 0,449 | 0,428 | 0,426 | 0,393 | 0,381 | 0,361 | 0,353 | 0,348 |
| 3,8 | 0,451 | 0,431 | 0,430 | 0,399 | 0,387 | 0,370 | 0,364 | 0,361 |
| 4,0 | 0,452 | 0,433 | 0,433 | 0,403 | 0,393 | 0,379 | 0,374 | 0,373 |
| 4,2 | 0,454 | 0,436 | 0,437 | 0,408 | 0,399 | 0,386 | 0,382 | 0,382 |
| 4,4 | 0,455 | 0,437 | 0,439 | 0,412 | 0,403 | 0,393 | 0,390 | 0,392 |
| 4,6 | 0,456 | 0,439 | 0,444 | 0,415 | 0,408 | 0,399 | 0,397 | 0,400 |
| 4,8 | 0,457 | 0,441 | 0,446 | 0,418 | 0,412 | 0,404 | 0,404 | 0,408 |
| 5,0 | 0,457 | 0,442 | 0,447 | 0,420 | 0,416 | 0,409 | 0,410 | 0,415 |

6.14. Зависимость отношения осевых сил Q к окружным P_k от угла β_m для конических колес

| $u_{об}$ | Значение Q/P_k при β_m , град | | | | | | | |
|----------|---------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0 | 5 | 10 | 15 | 20 | 25 | 30 | 35 |
| 1,0 | 0,330 | 0,393 | 0,473 | 0,531 | 0,608 | 0,694 | 0,789 | 0,898 |
| 1,2 | 0,298 | 0,366 | 0,449 | 0,515 | 0,597 | 0,687 | 0,788 | 0,902 |
| 1,4 | 0,271 | 0,343 | 0,429 | 0,499 | 0,584 | 0,678 | 0,783 | 0,901 |
| 1,6 | 0,247 | 0,322 | 0,410 | 0,483 | 0,572 | 0,669 | 0,775 | 0,896 |
| 1,8 | 0,226 | 0,303 | 0,392 | 0,468 | 0,559 | 0,667 | 0,766 | 0,888 |
| 2,0 | 0,208 | 0,287 | 0,377 | 0,455 | 0,547 | 0,647 | 0,756 | 0,880 |
| 2,2 | 0,193 | 0,274 | 0,364 | 0,444 | 0,536 | 0,638 | 0,749 | 0,873 |
| 2,4 | 0,179 | 0,261 | 0,352 | 0,432 | 0,526 | 0,628 | 0,740 | 0,865 |
| 2,6 | 0,167 | 0,250 | 0,341 | 0,424 | 0,518 | 0,619 | 0,732 | 0,858 |
| 2,8 | 0,157 | 0,240 | 0,331 | 0,415 | 0,510 | 0,612 | 0,725 | 0,851 |
| 3,0 | 0,147 | 0,231 | 0,322 | 0,406 | 0,501 | 0,604 | 0,718 | 0,843 |
| 3,2 | 0,132 | 0,224 | 0,314 | 0,400 | 0,495 | 0,598 | 0,712 | 0,838 |
| 3,4 | 0,132 | 0,217 | 0,308 | 0,394 | 0,489 | 0,593 | 0,706 | 0,833 |
| 3,6 | 0,125 | 0,209 | 0,302 | 0,387 | 0,484 | 0,587 | 0,700 | 0,828 |
| 3,8 | 0,119 | 0,204 | 0,296 | 0,382 | 0,479 | 0,582 | 0,695 | 0,822 |
| 4,0 | 0,113 | 0,198 | 0,290 | 0,377 | 0,473 | 0,577 | 0,690 | 0,817 |
| 4,2 | 0,108 | 0,193 | 0,286 | 0,373 | 0,469 | 0,573 | 0,687 | 0,813 |
| 4,4 | 0,103 | 0,189 | 0,279 | 0,368 | 0,465 | 0,569 | 0,682 | 0,809 |
| 4,6 | 0,099 | 0,184 | 0,276 | 0,364 | 0,461 | 0,565 | 0,678 | 0,805 |
| 4,8 | 0,095 | 0,181 | 0,273 | 0,360 | 0,457 | 0,562 | 0,675 | 0,801 |
| 5,0 | 0,091 | 0,177 | 0,269 | 0,357 | 0,454 | 0,557 | 0,671 | 0,798 |

6.4. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ШЕСТЕРЕН С КРУГОВОЙ ЛИНИЕЙ ЗУБЬЕВ НА ПРОЧНОСТЬ

Формулы к расчету конических спиральнозубых шестерен на прочность приведены в табл. 6.11. В табл. 6.12 приведены расчетные и конструктивные параметры шестерен главных передач отечественных тракторов.

Расчеты показывают, что увеличение прочности и долговечности шестерен главных передач можно достигнуть увеличением параметра q_k . Однако увеличение $q_k > 0,3 \div 0,35$ приводит к существенному росту неравномерности нагрузки ($k_{н.р}$). В результате следует принимать $q_k = 0,3 \div 0,32$.

Увеличение угла наклона β_m также приводит к повышению прочностных характеристик шестерен. При этом следует проверять подшипниковый узел, поскольку увеличиваются осевые составляющие действующих усилий. Для облегчения расчетов составлены табл. 6.13 и 6.14.

6.5. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ШЕСТЕРЕН

Порядок расчета геометрических параметров шестерен и все необходимые расчетные формулы приведены в табл. 6.15.

Конические прямозубые колеса рекомендуется делать с нормальной высотой зуба (коэффициент высоты зуба $f_0 = 1$; коэффициент радиального зазора $C_0 = 0,25$).

Полная высота зуба

$$h = (2f_0 + C_0) m_n = 2,25m_n.$$

Величина K зависит от передаточного числа $u_{об} = \frac{z_2}{z_1}$ и определяется по табл. 6.16.

Толщина зуба колеса

$$s_2 = m_n (0,871 + 0,7K - K_1).$$

Значение K_1 определяется из табл. 6.17 в зависимости от числа зубьев шестерни и передаточного числа.

Расчет на прочность прямозубых конических шестерен производится в том же порядке, что и расчет конических передач с круговой линией зубьев (см. табл. 6.11).

При расчете следует учесть, что для прямозубых конических передач угол спирали $\beta_m = 0$.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца $\theta_{н.р}$ определяется из рис. 6.7 в зависимости от

$$q_u = \frac{q_k z_2}{(2 - q_k) z_1}.$$

6.6. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ШЕСТЕРЕН КОНЕЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Конечные передачи тракторов рассчитывают так же, как обычные прямозубые цилиндрические передачи, но корректировать зацепления рекомендуется так, чтобы полюс зацепления попал на ножку ведущей шестерни и был в зоне двухпарного зацепления. При этом передача имеет повышенное сопротивление выкрашиванию.

6.15. Геометрический расчет прямозубых конических передач

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Результат |
|----------------------------------|---------------------|--|-----------|
| Число зубьев рассчитываемой пары | z_1 | Исходные данные | 18 |
| | z_2 | | 27 |
| Нормальный модуль | m_n | То же | 4 |
| Конусное расстояние | R | $0,5m_n \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ | 64,9 |
| Диаметр начальной окружности | $d_{\omega e_1}$ | $m_n z_1$ | 72 |
| | $d_{\omega e_2}$ | $m_n z_2$ | 108 |
| Высота зуба | h | $h = 2,2m_n$ | 8,8 |
| Рабочая высота зуба | h_p | $h_p = 2m_n$ | 8 |
| Угол зацепления | α_n | Исходные данные | 20° |
| Высота головки зуба | h_{a1} | $h_p - h_{a2}$ | 5,04 |
| | h_{a2} | $km_n (k = 0,74)$ | 2,96 |
| Высота ножки зуба | h_{f1} | $h - h_{a1}$ | 3,76 |
| | h_{f2} | $h - h_{a2}$ | 5,84 |
| Угол начального конуса | $\delta_{\omega 1}$ | $\text{tg } \delta_{\omega 1} = \frac{z_1}{z_2}$ | 33° 41' |
| | $\delta_{\omega 2}$ | $90^\circ - \delta_{\omega 1}$ | 56° 19' |
| Угол ножки зуба | θ_{f1} | $\text{tg } \theta_{f1} = \frac{h_{f1}}{R}$ | 3° 19' |
| | θ_{f2} | $\text{tg } \theta_{f2} = \frac{h_{f2}}{R}$ | 5° 09' |

Продолжение табл. 6.15

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Результат |
|---|----------------|--|----------------|
| Угол конуса впадин | δ_{f1} | $\delta_{\omega 1} - \theta_{f1}$ | $30^\circ 22'$ |
| | δ_{f2} | $\delta_{\omega 2} - \theta_{f2}$ | $51^\circ 10'$ |
| Угол конуса вершин | δ_{a1} | $90^\circ - \delta_{f2}$ | $38^\circ 50'$ |
| | δ_{a2} | $90^\circ - \delta_{f1}$ | $59^\circ 38'$ |
| Внешний диаметр вершин зубьев | d_{ae1} | $d_1 + 2h_{a1} \cos \delta_{\omega 1}$ | 80,387 |
| | d_{ae2} | $d_2 + 2h_{a2} \cos \delta_{\omega 2}$ | 111,283 |
| Расстояние от вершины конуса до зубчатого венца | B_1 | $\frac{d_2}{2} - h_{a1} \sin \delta_{\omega 1}$ | 51,204 |
| | B_2 | $\frac{d_1}{2} - h_{a2} \sin \delta_{\omega 2}$ | 33,537 |
| Ширина зубчатого венца | b | Исходные данные | 22 |
| Расстояние от вершины конуса до внутреннего торца заготовки | \bar{B}_1 | $B_1 - \frac{b \cos \delta_{a1}}{\cos \theta_{f2}}$ | 33,997 |
| | \bar{B}_2 | $B_2 - \frac{b \cos \delta_{a2}}{\cos \theta_{f1}}$ | 22,397 |
| Толщина зуба по дуге начальной окружности | s_1 | $\pi m_n - s_2$ | 7,01 |
| | s_2 | $m_n (0,871 + 0,7K - K_1)$ | 5,556 |
| Толщина зуба по хорде делительной окружности | \bar{s}_1 | $s_1 - \frac{s_1^3}{6d_{\omega e1}^2}$ | 6,999 |
| | \bar{s}_2 | $s_2 - \frac{s_2^3}{6d_{\omega e2}^2}$ | 5,553 |
| Высота головки по хорде | \bar{h}_{a1} | $h_{a1} + \frac{s_1^2 \cos \delta_{\omega 1}}{4d_{\omega e1}}$ | 5,182 |
| | \bar{h}_{a2} | $h_{a2} + \frac{s_2^2 \cos \delta_{\omega 2}}{4d_{\omega e2}}$ | 2,999 |

6.16. Значение коэффициента K

| $u_{\omega b}$ | K | $u_{\omega b}$ | K | $u_{\omega b}$ | K | $u_{\omega b}$ | K |
|----------------|------|----------------|------|----------------|------|----------------|------|
| 1,00—1,00 | 1,00 | 1,15—1,17 | 0,88 | 1,42—1,45 | 0,76 | 2,06—2,16 | 0,64 |
| 1,00—1,02 | 0,99 | 1,17—1,19 | 0,87 | 1,45—1,48 | 0,75 | 2,16—2,27 | 0,63 |
| 1,02—1,03 | 0,98 | 1,19—1,21 | 0,86 | 1,48—1,52 | 0,74 | 2,27—2,41 | 0,62 |
| 1,03—1,04 | 0,97 | 1,21—1,23 | 0,85 | 1,52—1,56 | 0,73 | 2,41—2,58 | 0,61 |
| 1,04—1,05 | 0,96 | 1,23—1,25 | 0,84 | 1,56—1,6 | 0,72 | 2,58—2,78 | 0,60 |
| 1,05—1,06 | 0,95 | 1,25—1,27 | 0,83 | 1,6—1,65 | 0,71 | 2,78—3,05 | 0,59 |
| 1,06—1,08 | 0,94 | 1,27—1,29 | 0,82 | 1,65—1,7 | 0,70 | 3,05—3,41 | 0,58 |
| 1,08—1,09 | 0,93 | 1,29—1,31 | 0,81 | 1,7—1,76 | 0,69 | 3,41—3,94 | 0,57 |
| 1,09—1,11 | 0,92 | 1,31—1,33 | 0,80 | 1,76—1,82 | 0,68 | 3,94—4,82 | 0,56 |
| 1,11—1,12 | 0,91 | 1,33—1,36 | 0,79 | 1,82—1,89 | 0,67 | 4,82—5,81 | 0,55 |
| 1,12—1,14 | 0,90 | 1,36—1,39 | 0,78 | 1,89—1,97 | 0,66 | 5,81—6 | 0,54 |
| 1,14—1,15 | 0,89 | 1,39—1,42 | 0,77 | 1,97—2,06 | 0,65 | | |

6.17. Значение коэффициента K_1

| Число зубьев шестерни | Передаточные числа | | | | | | | |
|-----------------------|--------------------|----------|----------|-----------|-----------|----------|----------|-----------|
| | 1,00—1,25 | 1,25—1,5 | 1,5—1,75 | 1,75—2,00 | 2,00—2,25 | 2,25—2,5 | 2,5—2,75 | 2,75—3,00 |
| 10 | 0,025 | 0,070 | 0,10 | 0,120 | 0,140 | 0,160 | 0,175 | 0,19 |
| 11 | 0,010 | 0,015 | 0,05 | 0,080 | 0,105 | 0,125 | 0,145 | 0,16 |
| 12 | — | 0,040 | 0,07 | 0,100 | 0,120 | 0,140 | 0,155 | 0,17 |
| 13 | 0,000 | 0,015 | 0,04 | 0,045 | 0,050 | 0,060 | 0,070 | 0,08 |
| 14 | 0,000 | 0,015 | 0,03 | 0,050 | 0,065 | 0,080 | 0,090 | 0,10 |
| 15—17 | 0,000 | 0,000 | 0,01 | 0,020 | 0,030 | 0,045 | 0,060 | 0,07 |
| 18—21 | 0,000 | 0,000 | 0,00 | 0,000 | 0,010 | 0,030 | 0,045 | 0,06 |
| 22—29 | 0,000 | 0,000 | 0,00 | 0,000 | 0,010 | 0,030 | 0,040 | 0,05 |
| 30 и больше | 0,000 | 0,000 | 0,00 | 0,000 | 0,010 | 0,025 | 0,035 | 0,04 |

| Число зубьев шестерни | Передаточные числа | | | | | | |
|-----------------------|--------------------|----------|----------|-----------|----------|----------|---------------|
| | 3,00—3,25 | 3,25—3,5 | 3,5—3,75 | 3,75—4,00 | 4,00—4,5 | 4,50—5,0 | 5,00 и больше |
| 10 | 0,205 | 0,215 | 0,225 | 0,230 | 0,240 | 0,250 | 0,255 |
| 11 | 0,170 | 0,180 | 0,190 | 0,195 | 0,200 | 0,210 | 0,220 |
| 12 | 0,180 | 0,185 | 0,190 | 0,195 | 0,205 | 0,240 | 0,215 |
| 13 | 0,090 | 0,100 | 0,110 | 0,120 | 0,135 | 0,150 | 0,165 |
| 14 | 0,110 | 0,120 | 0,125 | 0,130 | 0,140 | 0,150 | 0,160 |
| 15—17 | 0,080 | 0,090 | 0,095 | 0,100 | 0,110 | 0,115 | 0,120 |
| 18—21 | 0,070 | 0,080 | 0,085 | 0,090 | 0,095 | 0,100 | 0,100 |
| 22—29 | 0,060 | 0,065 | 0,070 | 0,070 | 0,080 | 0,085 | 0,085 |
| 30 и больше | 0,045 | 0,050 | 0,055 | 0,060 | 0,065 | 0,070 | 0,070 |

6.18. Расчет геометрических параметров шестерен бортовой передач трактора Т-150 планетарного типа

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Солнце — сателлит | Сателлит — эпицикл |
|--|-------------|-------------------------------------|-------------------|--------------------|
| Число зубьев | z_1 | Исходные данные | 17 | 21 |
| | z_2 | | 21 | 61 |
| Модуль, мм | m | | 5 | 5 |
| Межцентровое расстояние | a_w | | 99,5 | 99,5 |
| Межцентровое расстояние при $x_\Sigma = 0$ | a | $\frac{1}{2} m (z_2 \pm z_1)$ | 95 | 100 |
| Коэффициент | A | $\frac{1000y}{z_2 \pm z_1}$ | 23,7 | -2,5 |
| | Γ | Из рис. 6.2 | 3,68 | 0,054 |
| Коэффициент смещения: воспринимаемого | y | $\frac{1}{m} (a_w - a)$ | 0,9 | -0,1 |
| уравнительного | Δy | $\frac{(z_2 \pm z_1) \Gamma}{1000}$ | 0,14 | 0,002 |
| суммарного | x_Σ | $x_1 + x_2$ | 1,04 | -0,1 |
| Коэффициент сдвига режущего инструмента | x_1 | Из альбома блокирующих контуров | 0,8 | 0,24 |
| | x_2 | | 0,24 | 0,14 |
| Коэффициент | B | $\frac{1000x_\Sigma}{z_2 \pm z_1}$ | 27,4 | -2,5 |

Продолжение табл. 6.18

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Солнце — сателлит | Сателлит — эпицикл |
|--|---------------|-------------------------------------|-------------------|--------------------|
| Угол зацепления | α_{tw} | Из рис. 6.3 | 26° 13' | 19° 10' |
| Коэффициент радиального зазора | C^* | Исходные данные | 0,25 | 0,25/0,3 |
| Коэффициент высоты головки зуба | h_a^* | | 1 | 1 |
| Диаметр делительной окружности, мм | d_1 | mz_1 | 85 | 105 |
| | d_2 | mz_2 | 105 | 305 |
| Диаметр вершин зубьев, мм | D_{a1} | $d_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y) m$ | 101,6 | 116 |
| | D_{a2} | $d_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y) m$ | 116 | 297,301 |
| Высота зуба, мм | h | $(2h_a^* + C^* - \Delta y) m$ | 10,55 | 10,55/10,35 |
| Размер шаговой скобы некорригированной шестерни с $m = 1$ мм | W_{o1} | Из табл. 6.3 | 7,618 | 7,674 |
| | W_{o2} | | 7,674 | 20,042 |
| Размер шаговой скобы, мм | W_1 | $m(W_{o1} + 0,684x_1)$ | 40,826 | 39,191 |
| | W_2 | $m(W_{o1} + 0,684x_2)$ | 39,191 | 100,689 |

Продолжение табл. 6.18

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Солнце-сателлит | Сателлит-эпицикл |
|---|-------------|------------------------------|-----------------|------------------|
| Толщина зуба по дуге делительной окружности, мм | s_{n1} | $m (1,5708 + 0,728x_1)$ | 10,766 | 8,728 |
| | s_{n2} | $m (1,5708 + 0,728x_2)$ | 8,728 | 8,364 |

Примечание. В формулах знаменатель дроби относится к внутреннему зацеплению. Для пары сателлит-эпицикл диаметр окружности выступов при высотной коррекции

$$D_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2)m + \Delta_e;$$

где

$$\Delta_e = \frac{15,2(h_a^* - x_2)^2 m}{z_2}$$

При угловой коррекции диаметр D_{a2} определяют по двум формулам и принимают большее значение:

$$D_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_1 - y)m;$$

$$D_{a2} = 2\sqrt{r_{02}^2 + (a_w \sin \alpha + \rho_1 \min)^2}.$$

где $r_{02} = 0,5d_2 \cos \alpha_0$;

$$\rho_1 \min = \left(\frac{z_1}{2} \sin \alpha_0 - \frac{h_a^* - x_1}{\sin \alpha_0} \right) m.$$

Для пары сателлит-эпицикл высота зуба

$$h = 0,5(D_{f2} - D_{a2}).$$

где $D_{f2} = 2a_w + D_{a1} + 2 \cdot 0,3m$;

При малом числе зубьев солнечного колеса или сателлита и при большом положительном коэффициенте сдвига режущего инструмента необходимо проверить толщину зуба на окружности выступов s_{na} :

$$s_{na} = D_a \left(\frac{s_n}{d} + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_a \right) \geq 0,4m,$$

где

$$\alpha_0 = 20^\circ; \cos \alpha_e = \frac{d \cos \alpha_0}{D_a};$$

$$\operatorname{inv} \alpha_0 = 0,014904; \cos 20^\circ = 0,93969.$$

Внутреннее зацепление проверяют на отсутствие интерференции головок зубьев шестерен. Для этого вычисляют углы

$$\gamma_1 = \arccos \left[\frac{D_{a2}^2 - 4a_w^2 - D_{a1}^2}{4a_w D_{a1}} \right] + \operatorname{inv} \alpha_{a1} - \operatorname{inv} \alpha;$$

$$\gamma_2 = \arccos \left[\frac{D_{a2}^2 + 4a_w^2 - D_{a1}^2}{4AD_{a2}} \right] + \operatorname{inv} \alpha_{a2} - \operatorname{inv} \alpha.$$

где

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{d_1 \cos \alpha_0}{D_{a1}}; \cos \alpha_{a2} = \frac{d_2 \cos \alpha_0}{D_{a2}}.$$

Условие отсутствия интерференции

$$\gamma_1 \geq \frac{z_2}{z_1} \gamma_2.$$

Условие попадания полюса в зону двухпарного зацепления

$$\sqrt{R_{a1}^2 - (0,5d_1 \cos \alpha_0)^2} \geq 0,5d_1 \sin \alpha_0 + \pi m \cos \alpha_0, \alpha = 20^\circ.$$

6.19. Расчет на прочность шестерен бортовой передачи трактора Т-150 планетарного типа

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Солнце-сателлит | Сателлит-эпицикл |
|--|-----------------|------------------------------|-----------------|------------------|
| Число зубьев шестерни и колеса | z_1 | Исходные данные | 17 | 21 |
| | z_2 | | 21 | 61 |
| Передаточное число | u | z_2/z_1 | 1,235 | 2,9 |
| Модуль, см | m | Исходные данные | 0,5 | 0,5 |
| Крутящий момент на ведущей шестерне, кгс·см | $M_{кр}$ | | 6 670 | 8240 |
| Частота вращения шестерни, об/мин | n | | 127 | 102,5 |
| Межцентровое расстояние | a_w | | 9,95 | |
| Длина зуба | b_{w1} | | 6,5 | 6,0 |
| | b_{w2} | 6,0 | 6,0 | |
| Угол зацепления | α | | 26° 13' | 19° 10' |
| Коэффициент сдвига режущего инструмента | x_1 | Из геометрического расчета | 0,8 | 0,24 |
| | x_2 | | 0,24 | 0,14 |
| Диаметр делительной окружности ведущей шестерни | d_1 | mz_1 | 8,5 | 10,5 |
| Суммарная погрешность основного шага, мкм | Δ | Исходные данные | 20 | |
| Отношение межцентрового расстояния к передаточному числу | $\frac{a_w}{u}$ | | 8,06 | 3,43 |

Продолжение табл. 6.18

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Солнце — сателлит | Сателлит — эпицикл |
|---|----------------------------|---|-------------------|--------------------|
| Относительная окружная скорость шестерни, м/с | v | $0,524 \cdot 10^{-3} d_1 n$ | 0,565 | |
| Удельная статическая нагрузка в зацеплении, кгс/см | $\frac{P_{ст}}{b_w \min}$ | $\frac{2M_{кр}}{d_1 b_w \min}$ | 262,5 | |
| Удельная динамическая нагрузка в зацеплении | $\frac{P_{дин}}{b_w \min}$ | $3,1v \sqrt{\frac{a_w}{u}}$ | 4,95 | 3,25 |
| Суммарная удельная нагрузка в зацеплении | $\frac{P}{b_w \min}$ | $\frac{P_{ст}}{b_w \min} + \frac{P_{дин}}{b_w \min}$ | 267 | 266 |
| Коэффициент динамичности | k_d | $1 + \frac{P_{дин}}{P_w \min}$ | 1,019 | 1,012 |
| Коэффициент формы зуба при нормальной высоте зуба | y_1 | Рис 6.6 | 0,34 | 0,31 |
| | y_2 | | 0,31 | 0,335 |
| Напряжения изгиба в корне при приложении всей нагрузки в вершине зуба | $\sigma_{и1}$ | $\frac{P}{b_w \min} \frac{k_{н.р}}{m y_1}$ | 1 570 | 1720 |
| | $\sigma_{и2}$ | $\sigma_{и1} \frac{y_1}{y_2}$ | 1 725 | 1590 |
| Коэффициент влияния коррекции на нагрузочную способность | Ψ_K | $\operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} 20^\circ$ | 1,35 | 0,957 |

Продолжение табл. 6.19

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Солнце — сателлит | Сателлит — эпицикл |
|--------------------------------------|-------------|---|-------------------|--------------------|
| Коэффициент контактной напряженности | C_K | $\frac{P}{b_w \min} \frac{u \pm 1}{u} \frac{1}{d_1} \frac{k_{н.р}}{\Psi_K}$ | 45,5 | 17,35 |
| Действующие контактные напряжения | σ_K | $1510 \sqrt{C_K}$ | 10 200 | 9000 |

Примечание. Момент, передаваемый зубом солнечной шестерни,

$$M_a = \frac{M}{a_p} \Omega,$$

где M — момент на валу солнечной шестерни; a_p — число сателлитов; Ω — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки на сателлиты.

При $a_p = 3$ и одном или двух плавающих основных звеньях можно принять $\Omega = 1$, если передача выполнена с высокой точностью или невелики угловые скорости основных звеньев. Если условия не выполнены, то при $a_p = 3$ рекомендуется принимать $\Omega = 1,15$.

Частота вращения солнечной шестерни относительно водила

$$n_{a \text{ отн}} = n_a - n_n.$$

где n_n — частота вращения водила.

Окружная скорость (м/с) солнечной шестерни относительно водила

$$v_{a \text{ отн}} = \frac{\pi d_{да} (n_a - n_n)}{60}$$

Число циклов изменения напряжений для солнечной шестерни

$$N_{ца} = 60 (n_a - n_n) a_p T;$$

для сателлита

$$N_{ц.д} = 60 (n_d - n_n) T,$$

где T — число часов работы под нагрузкой за полный срок службы.

Несмотря на наличие двух зацеплений у сателлита, значение $60 (n_d - n_n) T$ не удваивается, поскольку в каждом зацеплении работают разные стороны зубьев. Однако это приводит к тому, что даже и при нереперсивной нагрузке зубья сателлита подвергаются действию реверсивной симметричной нагрузки.

Момент, передаваемый сателлитом в сопряжении с эпициклом,

$$M_d = \frac{M}{a_p} \Omega \frac{z_d}{z_a}.$$

Частота вращения сателлита относительно водила

$$n_{д. \text{отн}} = n_d - n_n = (n_a - n_n) \frac{z_a}{z_d}.$$

Окружная скорость (м/с) сателлита относительно водила

$$v_{д \text{ отн}} = \frac{\pi d_{д.д} n_{д \text{ отн}}}{60}$$

Число циклов изменения напряжений для эпицикла

$$N_{ц.в} = 60 (n_b - n_n) a_p T.$$

6.20. Материалы, применяемые для зубчатых колес, и их механические характеристики

| Сталь | Вид термообработки | Твердость зуба | | Механические характеристики | | | | |
|-------|--|-------------------------------------|---------------------------------------|-----------------------------|------------|---------------|-------------|----------|
| | | сердцевины HB (равно и более) | поверхности HRC (равно и более) | σ_B | σ_T | σ_{-1} | τ_{-1} | τ_T |
| | | | | кгс/мм ² | | | | |
| Ст5 | В состоянии поставки | 200 | 18 | 60 | 28 | 25 | 13 | 16 |
| | | 200 | 18 | 70 | 31 | 26 | 15 | 18 |
| Ст6 | Нормализация Улучшение | 170 | 16 | 60 | 27 | 24 | 15 | 16 |
| | | 300 | 30 | 70 | 50 | 30 | 18 | 28 |
| 35 | Закалка | 400 | 40 | 92 | 68 | 40 | 24 | 40 |
| 45 | Нормализация Улучшение Закалка Закалка токами вы- сокой частоты | 200 | 18 | 65 | 32 | 28 | 16 | 19 |
| | | 250 | 23 | 80 | 51 | 38 | 22 | 30 |
| | | 400 | 42 | 96 | 75 | 42 | 25 | 44 |
| | | 300 | 50 | 90 | 65 | 40 | 24 | 38 |
| 50Г | Нормализация Улучшение Закалка | 200 | 18 | 65 | 37 | 30 | 18 | 22 |
| | | 250 | 24 | 72 | 43 | 34 | 20 | 25 |
| | | 400 | 42 | 100 | 80 | 50 | 18 | 47 |
| 65Г | Нормализация Улучшение Закалка » | 270 | 27 | 75 | 40 | 35 | 19 | 23 |
| | | 300 | 30 | 90 | 65 | 43 | 23 | 37 |
| | | 400 | 45 | 110 | 100 | 55 | 30 | 60 |
| | | 650 | 60 | 150 | 135 | 75 | 42 | 75 |
| 40X | Нормализация Улучшение Закалка Закалка Закалка токами вы- сокой частоты | 200 | 18 | 70 | 40 | 30 | 17 | 23 |
| | | 250 | 23 | 90 | 70 | 40 | 22 | 41 |
| | | 400 | 42 | 125 | 115 | 55 | 30 | 67 |
| | | 530 | 52 | 155 | 140 | 68 | 38 | 80 |
| | | 300 | 50 | 90 | 75 | 46 | 26 | 44 |
| 40XH | Улучшение Закалка Закалка токами вы- сокой частоты | 250 | 24 | 90 | 70 | 42 | 23 | 41 |
| | | 400 | 48 | 150 | 130 | 75 | 42 | 72 |
| | | 320 | 50 | 100 | 80 | 50 | 28 | 47 |

Продолжение табл. 6.20

| Сталь | Вид термообработки | Твердость зуба | | Механические характеристики | | | | |
|---|--|---|---------------------------------------|-----------------------------|-------------------|---------------|-------------|----------|
| | | сердцевина HB (равно и более) | поверхности HRC (равно и более) | σ_B | σ_T | σ_{-1} | τ_{-1} | τ_T |
| | | | | кгс/мм ² | | | | |
| 40XГР | Улучшение Закалка токами вы- сокой частоты | 300 | 31 | 95 | 85 | 50 | 28 | 51 |
| | | 300 | 50 | 95 | 85 | 50 | 28 | 51 |
| 15 | Нормализация Цементация | 150 | — | 40 | 21 | 17 | 10 | 14 |
| | | 165 | 60 | 53 | 32 | 23 | 14 | 18 |
| 20X | Нормализация Улучшение Цементация | 170 | — | 54 | 35 | 24 | 14 | 21 |
| | | 240 | 22 | 70 | 50 | 36 | 18 | 30 |
| | | 290 | 60 | 95 | 80 | 42 | 25 | 45 |
| 12XНЗА | Нормализация Улучшение Цементация | 250 | 24 | 65 | 45 | 30 | 17 | 27 |
| | | 280 | 28 | 95 | 70 | 40 | 22 | 41 |
| | | 330 | 60 | 105 | 80 | 50 | 27 | 47 |
| 18XНВА | Улучшение Цементация | 380 | 40 | 115 | 85 | 55 | 30 | 49 |
| | | 400 | 62 | 125 | 105 | 62 | 35 | 63 |
| 12X2H4A 20X2H4A 25X2ГН 30XГТ 18XГТ | Цементация | 330 | 60 | 110 | 85 | 54 | 30 | 51 |
| | | 360 | 62 | 125 | 107 | 63 | 35 | 65 |
| | | 380 | 62 | 150 | 125 | 74 | 41 | 75 |
| | | 330 | 60 | 100 | 90 | 50 | 28 | 50 |
| | | 330 | 60 | 115 | 95 | 57 | 31 | 55 |
| 45—5516 55—6010 40ГЛ ХГСЛ | После улучшения | 200 | — | 55 | 28 | 24 | 14 | 16 |
| | | 200 | — | 60 | 30 | 24 | 14 | 16 |
| | | 200 | — | 65 | 33 | 25 | 15 | 20 |
| | | 200 | — | 70 | 35 | 30 | 17 | 21 |
| Чугун | Твердость HB | Предел прочности (кгс/мм ²) при | | | | | | |
| | | растяжении | изгибе | | сжатии | | | |
| СЧ 21-40 СЧ 24-44 СЧ 28-48 СМ 432-52 КЧ 37-12 КЧ 35-10 | 170—240 170—240 170—240 170—240 149 149 | 21 | 40 | | 75 | | | |
| | | 24 | 44 | | 83 | | | |
| | | 28 | 48 | | 90 | | | |
| | | 32 | 52 | | 100 | | | |
| | | 37 | $\sigma_T = 24$ | | $\Delta l = 12\%$ | | | |
| | | 35 | $\sigma_T = 23$ | | $\Delta l = 10\%$ | | | |
| | | | | | | | | |

6.21. Параметры шестерен бортовых передач тракторов

| Трактор | z_1 | z_2 | m , мм | u | $b_{\omega 1}$, мм | $b_{\omega 2}$, мм | a_{ω} , мм | x_1 | x_2 |
|---------|----------|----------|-------------|----------------|------------------------|------------------------|----------------------|------------------|----------------|
| Т-16М | 12 | 70 | 5,0 | 5,830 | 40 | 36 | 207,0 | 0,418 | -0,0037 |
| Т-25 | 12 | 57 | 6,0 | 4,750 | 40 | 35 | 207,0 | 0,353 | -0,353 |
| МТЗ-50 | 13 | 69 | 6,5 | 5,307 | 54 | 42 | 268,4 | 0,5 | -0,2 |
| МТЗ-80 | 13 | 69 | 6,5 | 5,307 | 58 | 50 | 268,4 | 0,5 | -0,2 |
| К-700 | 15 29 | 29 75 | 6,0 | 1,930 2,580 | 65 | 65 | 136,0 | 0,7 0,05 | 0,05 0,253 |
| К-700М | 15 29 | 29 75 | 6,0 | 1,930 2,585 | 65 | 65 | 136,0 | 0,70 0,05 | 0,05 0,253 |
| Т-54В | 15 30 | 30 53 | 7,0 | 2,000 1,770 | 52 50 | 50 | 162,0 293,4 | 0,300 0,398 | 0,398 0,044 |
| ДТ-75М | 13 | 71 | 6,5 | 5,460 | 72 | 65 | 276,2 | 0,6260 | -0,1037 |
| Т-4М | 13 | 57 | 8,0 | 4,384 | 85 | 80 | 280,0 | 0,7050 | -0,075 |
| Т-108 | 12 12 | 27 53 | 9,0 10,5 | 2,250 4,420 | 74 100 | 72 102 | 180,0 342,0 | 0,5440 0,4286 | 0 -0,3566 |
| Т-130 | 12 12 | 27 53 | 9,0 10,5 | 2,250 4,420 | 74 100 | 72 102 | 180,0 342,0 | 0,5440 0,4286 | 0 -0,3566 |

| α , град | $M_{кр}$, кгс-см | n , об/мин | v , м/с | σ_{H1} , кгс/см ² | σ_{H2} , кгс/см ² | σ_{Hc} , кгс/см ² | Материал, твердость поверхности и сердцевины | Глубина цементно- ванного слоя |
|--------------------|----------------------|-----------------|----------------|--|--|--|---|---|
| 21° 28' | 4 200 | 166 | 0,522 | 2720 | 2620 | 12 700 | 20ХГНР HRC 56—63 HRC 20—23 | 0,9—0,9 |
| 20° | 4 720 | 173 | 0,653 | 2150 | 2140 | 11 770 | 20ХГНР HRC 56—63 HRC 18 и более | 0,9—1,4 |
| 21° 05' | 13 500 | 133 | 0,589 | 3930 | 4040 | 15 240 | 20ХГНР HRC 56—63 HRC 30—45 | 0,8—1,2 |
| 21° 05' | | 205 | 0,907 | 3100 | 4850 | 13 530 | 20ХГНР HRC 56—63 HRC 30—45 | 0,8—1,2 |
| 24° 17' 17° 38' | 8 070 — | 171 — | 0,806 | 1510 — | 1640 — | 9 360 5 100 | 20ХГНР HRC 57 и более | 1,0—1,6 |
| 24° 17' 17° 38' | 8 610 — | 216 — | 1,018 | 1620 — | 1760 — | 9 690 5 300 | 20ХГНР HRC 57 и более | 1,0—1,6 |
| 23° 57' 21° 32' | 11 000 21 550 | 148 74 | 0,814 0,814 | 2170 1980 | 2010 | 10 670 8 110 | 20ХГНР HRC 56—63 HRC 35—40 | — |
| 21° 46' | 12 450 | 236 | 1,045 | 2300 | 2400 | 11 580 | 20ХНЗА HRC 56—63 HRC 27 и более | 0,7—1,1 |
| 22° 29' | 21 400 | 198,5 | 1,080 | 2090 | 2230 | 11 120 | 20ХНЗА HRC 56—63 HRC 30 и более | 1,1—1,6 |
| 23° 27' 20° 20' | 14 900 32 850 | 236 105 | 1,340 0,693 | 1460 1730 | 1550 1820 | 10 000 10 720 | 20ХГНР HRC 56—63 40Х HB 241 HRC 50 | — |
| 23° 27' 20° 20' | 22 200 16 000 | 195 271 | 1,100 1,790 | 2150 1570 | 2570 1850 | 12 190 10 400 | 20ХГНР HRC 56—63 45 HB 241 HRC 50 | — |

6.22. Параметры шестерен редукторов ВОМ тракторов

| Параметр | Т-74 | | ДТ-75М | | Т-25 | | Т-4А | | Т-150 | | Т-150К | |
|----------------------------------|--------|--------|--------|--------|--------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | z | m, мм | z | m, мм | z | m, мм | z | m, мм | z | m, мм | z | m, мм |
| z | 12 | 37 | 18 | 57 | 14 | 41 | 16 | 48 | 20 | 60 | 20 | 41 |
| m, мм | 5 | 5 | 4 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 | 4 | 4 | 4 | 5 |
| α , град | 24° | 24° | 20° | 20° | 20° | 23° 06' | 22° 51' | 23° 06' | 22° 24' | 22° 51' | 22° 24' | 22° 24' |
| x | 0,55 | 0,219 | 0,345 | -0,345 | 0,548 | -0,345 | 0,548 | 0,4329 | 0,6 | 0,202 | 0,529 | 0 |
| $b_{ш}$, мм | 33 | 33 | 44 | 28 | 20 | 16 | 42 | 28 | 40 | 40 | 40 | 40 |
| Материал | 18ХГТ | | | | | | | | | | | |
| Мкр', кгс/см | 3 160 | 9 740 | 3 680 | 11 670 | 895 | 2 620 | 5 470 | 16 400 | 5 380 | 10 800 | 5 630 | 11 300 |
| $P_{ст}/b_{ш}$ | 319 | 319 | 365 | 365 | 200 | 200 | 490 | 490 | 420 | 270 | 440 | 283 |
| $P_{дн}/b_{ш}$, кгс/см | 33 | 33 | 43 | 43 | 28 | 28 | 52 | 52 | 42 | 89 | 44 | 94 |
| $P/b_{ш}$, кгс/см | 352 | 352 | 408 | 408 | 228 | 228 | 542 | 542 | 462 | 358 | 484 | 377 |
| σ_H , кгс/см ² | 2 580 | 2 600 | 2 580 | 3 830 | 1 900 | 2 240 | 2 520 | 3 620 | 4 120 | 4 180 | 2 670 | 4 320 |
| σ_K , кгс/см ² | 12 600 | 12 600 | 13 600 | 13 600 | 11 150 | 11 150 | 13 330 | 13 330 | 14 000 | 10 900 | 14 400 | 11 200 |
| Материал | 25ХГТ | | | | | | | | | | | |

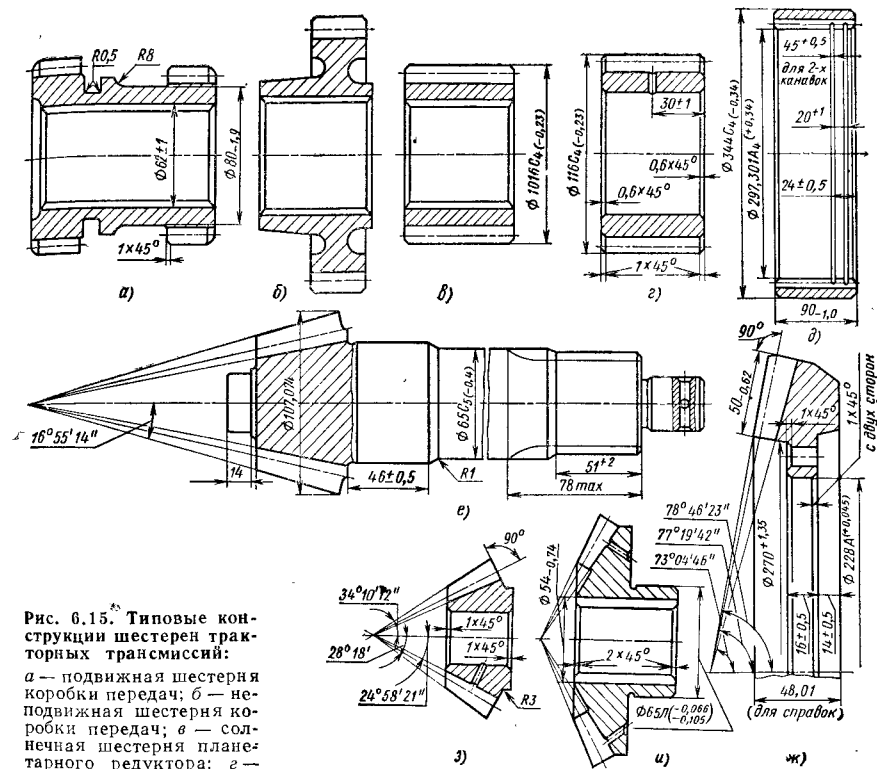


Рис. 6.15. Типовые конструкции шестерен тракторных трансмиссий:
 а — подвижная шестерня коробки передач; б — неподвижная шестерня коробки передач; в — солнечная шестерня планетарного редуктора; г — сателлит планетарного редуктора; д — эпициклическая шестерня планетарного редуктора; е — ведущая шестерня главной передачи; ж — ведомая шестерня главной передачи; з — ведущая шестерня дифференциала; и — ведомая шестерня дифференциала

В табл. 6.18 и 6.19 приведены геометрический и прочностной расчеты шестерен бортовой передачи трактора Т-150. При коррекции бортовой передачи с полюсом в зоне двухпарного зацепления может происходить заострение зуба шестерни из-за значительного положительного смещения x_1 .

Во избежание скола вершины зуба из-за недостаточной толщины можно уменьшить диаметр заготовки на величину, обеспечивающую толщину зуба при вершине. При этом необходимо подсчитать новые значения степени перекрытия передачи и напряжений в зубьях шестерен. Очевидно, что при уменьшении диаметра заготовки степень перекрытия также уменьшится и эффект от работы двух пар зубьев снизится.

Материалы, применяемые для зубчатых колес тракторов, и их механические характеристики приведены в табл. 6.20.

Предел усталости при изгибе σ_{-1} (кгс/мм²) можно вычислять по следующим приближенным эмпирическим формулам: для стали $\sigma_{-1} \approx 25(\sigma_B + \sigma_T) + 5$; для чугуна $\sigma_{-1} \approx 0,35\sigma_B$; для цветных сплавов $\sigma_{-1} \approx 0,25\sigma_B + 3$.

Предел усталости для сталей при кручении $\tau_{-1} \approx (0,5 \div 0,6) \sigma_{-1}$, предел текучести при кручении $\tau_T = 0,6\sigma_T$.

В табл. 6.21 приведены расчетные и конструктивные параметры шестерен конечных передач тракторов, а в табл. 6.22 — редукторов ВОМ.

Наряду с изложенным методом расчета в тракторостроении существуют отраслевые нормы по расчету цилиндрических (ОН-13-124—62) и конических (ОНРТМ13-132—64) шестерен.

Форма шестерен и размеры их элементов определяются кинематической схемой трансмиссии, способом изготовления шестерен и действующими силами.

На рис. 6.15 приведены типовые конструкции шестерен тракторных трансмиссий.

Шестерни цементируют в твердом и газовом карбюризаторах или нитроцементируют в безмуфельных агрегатах. Закалку шестерен проводят непосредственно после цементации или нитроцементации. Ведомые шестерни бортовых передач закаливают в штампах. После цементации и термической обработки твердость зубьев $HRC\ 56—63$, а после нитроцементации $HRC\ 58—63$. Твердость ядра $HRC\ 25—38$ и $HRC\ 30—42$ соответственно.

7.1. РАСЧЕТ ВАЛОВ

Методика расчета двухопорных валов трансмиссий трактора предусматривает следующие варианты; вал нагружен одной силой, вал нагружен двумя силами в разных плоскостях, консольный вал нагружен силой в пролете и силой на консоли.

Валы рассчитывают на прочность, жесткость и усталость. Предварительно определяют реакции опор в двух плоскостях — вертикальной и горизонтальной.

Коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}},$$

где $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_\sigma}{\sigma_a k_\sigma}$ — коэффициент запаса по изгибу; $n_\tau = \frac{\tau_T}{\tau_k}$ — коэффициент запаса по кручению при постоянной нагрузке ($n_\tau = \frac{\tau_{-1} \varepsilon_\tau}{\tau_a k_\tau}$ — при переменной нагрузке) [здесь σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости при изгибе и кручении с симметричным циклом, кгс/см²; ε_σ и ε_τ — коэффициенты, учитывающие влияние абсолютных размеров; σ_a и τ_a — амплитуды напряжений изгиба и кручения, кгс/см²; k_σ и k_τ — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении; τ_T — предел текучести при кручении, кгс/см²; τ_k — напряжение кручения, кгс/см²].

Коэффициент влияния абсолютных размеров сечения вала определяют по рис. 7.1.

Коэффициент концентрации $k_\sigma = 1$, так как при расчете принимают момент сопротивления вала по внутреннему диаметру шлицев.

Шлицы валов рассчитывают на срез и смятие (табл. 7.1). Напряжение среза и смятия

$$\sigma_{ср} = \frac{4M_{к\ max}}{(D + d) \cdot 0,75zb};$$

$$\sigma_{см} = \frac{8M_{к\ max}}{0,75zb(D^2 - d^2)},$$

где $M_{к\ max}$ — максимальный крутящий момент на валу, кгс·см; D, d — наружный и внутренний

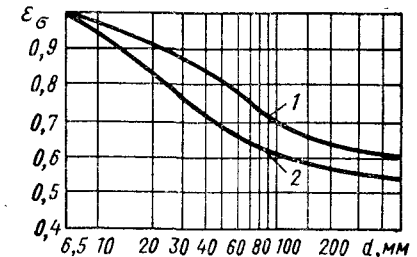


Рис. 7.1. Коэффициент влияния абсолютных размеров сечения вала из стали: 1 — углеродистой ($\sigma_B = 40 \div 50$ кг/мм²); 2 — легированной ($\sigma_B = 120 \div 140$ кг/мм²)

7.1. Расчетные напряжения в шлицевых соединениях тракторов

| Трактор | $\sigma_{см}$, кгс/см ² |
|---------|-------------------------------------|
| Т-74 | 40—110 |
| ДТ-75М | 85—515 |
| Т-4 | 24—150 |
| Т-150 | 79—273 |
| Т-25 | 67—352 |
| МТЗ-80 | 77—233 |
| К-700 | 154—342 |

Примечание. Меньшие значения $\sigma_{см}$ относятся к подвижным шлицевым соединениям.

диаметры шлицев, см; z — число шлицев; l — рабочая длина шлица, см; b — ширина шлица, см.

Действующие напряжения в конструкциях существенно зависят от зазоров в сопряжениях, от характера работы шлицев (подвижные или неподвижные) и от места их установки (в коробке перемены передач, в бортовых передачах и т. д.).

7.2. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Под номинальной долговечностью понимают число оборотов (или часов), которые не менее 90% партии подшипников должны проработать при идеальных условиях без признаков усталости материала дорожки качения любого кольца или тела качения.

Номинальная долговечность подшипника

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (7.1)$$

где C — динамическая грузоподъемность, кгс (выбирают по каталогу подшипников); p — степенной показатель; $p = 3$ для шарикоподшипников и $p = 10/3$ — для роликоподшипников; n — частота вращения кольца подшипника, об/мин; P — эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, кгс. Формула справедлива для $n \geq 10$ об/мин. При $n = 1 \div 10$ об/мин долговечность определяют как при $n = 10$ об/мин. При $n = 1$ об/мин подшипник выбирают по статической нагрузке, указанной в каталоге.

Эквивалентная динамическая нагрузка, воспринимаемая:

а) однорядным радиальным шарикоподшипником или одиорядным радиально-упорным шарико- и роликоподшипниками

$$P = (VXF_r + YF_a) K_6 K_T \text{ при } \frac{F_a}{VF_r} > e;$$

$$P = F_r VK_6 K_T \text{ при } \frac{F_a}{VF_r} \leq e;$$

б) двухрядным радиально-упорным подшипником

$$P = (XVF_r + YF_a) K_6 K_T;$$

в) двухрядным и однорядным подшипниками с короткими цилиндрическими роликами

$$P = F_r VK_6 K_T;$$

г) радиально-упорным подшипником

$$P = (XF_r + YF_a) K_6 K_T;$$

д) упорным подшипником

$$P = F_a K_6 K_T.$$

где V — коэффициент вращения; X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно; F_r и F_a — постоянные по величине и направлению

радиальная и осевая нагрузки соответственно, кгс; K_6 — коэффициент безопасности; K_T — температурный коэффициент.

Коэффициенты X, Y, e выбирают по каталогу-справочнику. Ниже приведены значения коэффициента K_6 :

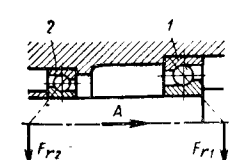
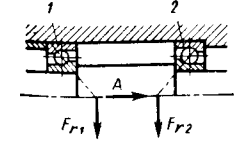
| Место установки подшипника; | K_6 |
|--|-------|
| коробка передач | 1,3 |
| задний мост гусеничного трактора: | |
| ведущая часть | 1,5 |
| ведомая часть | 1,8 |
| ходовая часть гусеничного трактора | 3,0 |
| задний мост колесного трактора | 1,5 |

При выборе однорядных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также однорядных конических роликоподшипников следует иметь в виду, что осевые усилия не оказывают влияния до тех пор, пока значение F_a/VF_r не превысит определенной величины.

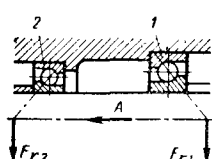
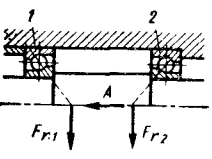
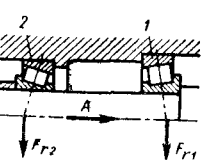
В двухрядных радиально-упорных подшипниках незначительные осевые силы влияют на динамическую нагрузку. При $F_a/VF_r > e$ работает один ряд подшипника.

Осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные подшипники определяются с учетом схемы действия внешних сил (табл. 7.2).

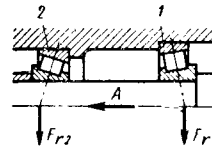
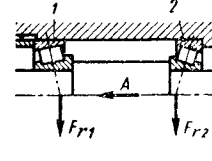
7.2. Общая осевая нагрузка на подшипник F_a с учетом осевых составляющих от радиальных нагрузок, воспринимаемых подшипниками, и осевого усилия A

| Схема установки | Случай нагружения | Условия нагружения | Общая осевая нагрузка | |
|---|-------------------|--|---------------------------|---------------------------|
| | | | в опоре 2 | в опоре 1 |
| <i>Для шарикоподшипников</i> | | | | |
|  | I | $e_1 F_{r1} \geq e_2 F_{r2}$ $A \geq 0$ | $F_{a1} = e_1 F_{r1}$ | $F_{a2} = e_1 F_{r1} + A$ |
| | | | | |
|  | III | $e_1 F_{r1} < e_2 F_{r2}$ $A < e_2 F_{r2} - e_1 F_{r1}$ | $F_{a1} = e_2 F_{r2} - A$ | $F_{a2} = e_2 F_{r2}$ |

Продолжение табл. 7.2

| Схема установки | Случай нагружения | Условия нагружения | Общая осевая нагрузка | | | |
|--|-------------------|--|----------------------------------|--|----------------------------------|---|
| | | | в опоре 2 | в опоре 1 | | |
|  | IV | $e_1 F_{r2} < e_2 F_{r1}$ $A > 0$ | $F_{a1} =$ $= e_2 F_{r2} + A$ | $F_{a2} = e_2 F_{r1}$ | | |
| | | | V | $e_1 F_{r1} > e_2 F_{r2}$ $A \geq e_1 F_{r1} - e_2 F_{r2}$ | $F_{a1} =$ $= e_2 F_{r2} + A$ | $F_{a2} = e_2 F_{r2}$ |
|  | VI | $e_1 F_{r1} > e_2 F_{r2}$ $A < e_1 F_{r1} - e_2 F_{r2}$ | | | $F_{a1} = e_1 F_{r1}$ | $F_{a2} =$ $= e_1 F_{r1} - A$ |
| Для роликоподшипников | | | | | | |
|  | I | $\frac{F_{r1}}{Y_1} \geq \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A > 0$ | $F_{a1} = \frac{F_{r1}}{2Y_1}$ | $F_{a2} =$ $= \frac{F_{r1}}{2Y_1} + A$ | | |
| | | | II | $\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A \geq \left(\frac{F_{r2}}{2Y_2} - \frac{F_{r1}}{2Y_1} \right)$ | $F_{a1} = \frac{F_{r1}}{2Y_1}$ | $F_{a2} =$ $= \frac{F_{r1}}{2Y_1} + A$ |
| | | | | | III | $\frac{F_{r1}}{Y_1} < \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A > \left(\frac{F_{r2}}{2Y_2} - \frac{F_{r1}}{2Y_1} \right)$ |

Продолжение табл. 7.2

| Схема установки | Случай нагружения | Условия нагружения | Общая осевая нагрузка | |
|---|-------------------|---|---|---|
| | | | в опоре 2 | в опоре 1 |
|  | IV | $\frac{F_{r1}}{Y_1} \leq \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A \geq 0$ | $F_{a1} =$ $= \frac{F_{r2}}{2Y_2} + A$ | $F_{a2} = \frac{F_{r2}}{2Y_2}$ |
| | | | V | $\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A < \left(\frac{F_{r1}}{2Y_1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2} \right)$ |
|  | VI | $\frac{F_{r1}}{Y_1} > \frac{F_{r2}}{Y_2}$ $A < \left(\frac{F_{r1}}{2Y_1} - \frac{F_{r2}}{2Y_2} \right)$ | | |
| <p>Примечания: 1. Усилия F_{r1} и F_{r2} принимаются как положительные величины независимо от направления их действия.</p> <p>2. Случай III и VI применимы также при $A = 0$.</p> <p>3. Независимо от величины и направления осевых усилий величины Y_1 и Y_2 принимаются как при $\frac{F_a}{F_r} > e$.</p> | | | | |

Расчет подшипников при частоте вращения, превышающей предельное значение. Формула (7.1) для расчета грузоподъемности и долговечности подшипников приемлема, когда основным фактором выхода подшипников из строя является усталость металла.

Для расчета долговечности и грузоподъемности подшипников при частоте вращения, превышающей предельное (каталожное) значение, в формулу вводят поправочные коэффициенты. Для высокоскоростных подшипников

$$Cf_n = P \left(\frac{60}{10^6} n L_h \right)^{\frac{1}{p}},$$

где f_n — скоростной коэффициент, определяется по табл. 7.3 в зависимости от отношения действительной частоты вращения n_p шарикоподшипника к частоте вращения, превышающей предельное число по каталогу $n_{пр}$.

Расчет подшипников, работающих в режиме качательного движения. Долговечность подшипника L_h определяют по коэффициенту l_h (табл. 7.4)

$$l_h = \frac{2,6CR}{M_{\max} f d l n B},$$

7.3. Значения коэффициентов f_n

| | | | | | | | | | | | |
|----------------------|-----------|------|------|------|------|------|------|-------|-------|------|------|
| $\frac{n_p}{n_{пр}}$ | 1 и менее | 1,1 | 1,2 | 1,3 | 1,4 | 1,5 | 1,6 | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 2,0 |
| f_n | 1 | 0,92 | 0,83 | 0,75 | 0,68 | 0,62 | 0,55 | 0,49 | 0,48 | 0,38 | 0,33 |
| $\frac{n_p}{n_{пр}}$ | 2,1 | 2,2 | 2,3 | 2,4 | 2,5 | 2,6 | 2,7 | 2,8 | 2,9 | 3,0 | |
| f_n | 0,29 | 0,25 | 0,22 | 0,19 | 0,16 | 0,14 | 0,12 | 0,118 | 0,103 | 0,1 | |

7.4. Значения L_h для роликоподшипников

| L_h | f_h | L_h | f_h | L_h | f_h | L_h | f_h | L_h | f_h |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|---------|-------|
| 100 | 0,617 | 400 | 0,935 | 1 250 | 1,315 | 4 500 | 1,935 | 15 000 | 2,77 |
| 105 | 0,626 | 410 | 0,942 | 1 300 | 1,330 | 4 600 | 1,945 | 15 500 | 2,80 |
| 110 | 0,635 | 420 | 0,949 | 1 350 | 1,345 | 4 700 | 1,960 | 16 000 | 2,84 |
| 115 | 0,643 | 430 | 0,956 | 1 400 | 1,360 | 4 800 | 1,970 | 16 500 | 2,85 |
| 120 | 0,652 | 440 | 0,962 | 1 450 | 1,375 | 4 900 | 1,985 | 17 000 | 2,88 |
| 125 | 0,660 | 450 | 0,962 | 1 500 | 1,390 | 5 000 | 2,00 | 17 500 | 2,91 |
| 130 | 0,668 | 460 | 0,975 | 1 550 | 1,405 | 5 200 | 2,02 | 18 000 | 2,93 |
| 135 | 0,675 | 470 | 0,982 | 1 600 | 1,420 | 5 400 | 2,04 | 18 500 | 2,95 |
| 140 | 0,683 | 480 | 0,988 | 1 650 | 1,430 | 5 600 | 2,06 | 19 000 | 2,98 |
| 145 | 0,690 | 490 | 0,994 | 1 700 | 1,445 | 5 800 | 2,09 | 19 500 | 3,00 |
| 150 | 0,697 | 500 | 1,000 | 1 750 | 1,455 | 6 000 | 2,11 | 20 000 | 3,02 |
| 155 | 0,704 | 520 | 1,010 | 1 800 | 1,470 | 6 200 | 2,13 | 21 000 | 3,07 |
| 160 | 0,710 | 540 | 1,025 | 1 850 | 1,480 | 6 400 | 2,15 | 22 000 | 3,11 |
| 165 | 0,717 | 560 | 1,035 | 1 900 | 1,490 | 6 600 | 2,17 | 23 000 | 3,15 |
| 170 | 0,723 | 580 | 1,045 | 1 950 | 1,505 | 6 800 | 2,19 | 24 000 | 3,19 |
| 175 | 0,730 | 600 | 1,055 | 2 000 | 1,515 | 7 000 | 2,21 | 25 000 | 3,23 |
| 180 | 0,736 | 620 | 1,065 | 2 100 | 1,540 | 7 200 | 2,23 | 26 000 | 3,27 |
| 185 | 0,742 | 640 | 1,075 | 2 200 | 1,560 | 7 400 | 2,24 | 27 000 | 3,31 |
| 190 | 0,748 | 660 | 1,085 | 2 300 | 1,580 | 7 600 | 2,26 | 28 000 | 3,35 |
| 195 | 0,754 | 680 | 1,095 | 2 400 | 1,600 | 7 800 | 2,28 | 29 000 | 3,38 |
| 200 | 0,760 | 700 | 1,105 | 2 500 | 1,620 | 8 000 | 2,30 | 30 000 | 3,42 |
| 210 | 0,771 | 720 | 1,115 | 2 600 | 1,640 | 8 200 | 2,31 | 31 000 | 3,45 |
| 220 | 0,782 | 740 | 1,125 | 2 700 | 1,660 | 8 400 | 2,33 | 32 000 | 3,48 |
| 230 | 0,792 | 760 | 1,135 | 2 800 | 1,675 | 8 600 | 2,35 | 33 000 | 3,51 |
| 240 | 0,802 | 780 | 1,145 | 2 900 | 1,695 | 8 800 | 2,36 | 34 000 | 3,55 |
| 250 | 0,812 | 800 | 1,150 | 3 000 | 1,710 | 9 000 | 2,38 | 35 000 | 3,58 |
| 260 | 0,822 | 820 | 1,160 | 3 100 | 1,730 | 9 200 | 2,40 | 36 000 | 3,61 |
| 270 | 0,831 | 840 | 1,170 | 3 200 | 1,745 | 9 400 | 2,41 | 38 000 | 3,67 |
| 280 | 0,840 | 860 | 1,180 | 3 300 | 1,760 | 9 600 | 2,43 | 40 000 | 3,72 |
| 290 | 0,849 | 880 | 1,185 | 3 400 | 1,775 | 9 800 | 2,44 | 45 000 | 3,86 |
| 300 | 0,858 | 900 | 1,190 | 3 500 | 1,795 | 10 000 | 2,46 | 50 000 | 3,98 |
| 310 | 0,866 | 920 | 1,200 | 3 600 | 1,810 | 10 500 | 2,49 | 55 000 | 4,10 |
| 320 | 0,875 | 940 | 1,210 | 3 700 | 1,825 | 11 000 | 2,53 | 60 000 | 4,20 |
| 330 | 0,883 | 960 | 1,215 | 3 800 | 1,840 | 11 500 | 2,56 | 65 000 | 4,30 |
| 340 | 0,981 | 980 | 1,225 | 3 900 | 1,850 | 12 000 | 2,59 | 70 000 | 4,40 |
| 350 | 0,898 | 1 000 | 1,230 | 4 000 | 1,865 | 12 500 | 2,63 | 75 000 | 4,50 |
| 360 | 0,906 | 1 050 | 1,250 | 4 100 | 1,880 | 13 000 | 2,66 | 80 000 | 4,58 |
| 370 | 0,914 | 1 100 | 1,270 | 4 200 | 1,895 | 13 500 | 2,69 | 85 000 | 4,66 |
| 380 | 0,921 | 1 150 | 1,285 | 4 300 | 1,905 | 14 000 | 2,72 | 90 000 | 4,75 |
| 390 | 0,928 | 1 200 | 1,300 | 4 400 | 1,920 | 14 500 | 2,75 | 100 000 | 4,90 |

где R — расстояние от оси шарнира до среднего сечения подшипника; M_{\max} — максимальный крутящий момент, передаваемый шарниром при фактических условиях работы; f_d — динамический коэффициент (при умеренных толчках и ударах $f_d = 1$, при сильных толчках и ударах $f_d = 1,38$); $f_{n\beta}$ — коэффициент, учитывающий величину $n\beta$ (табл. 7.5); при $\beta < 3^\circ$ принимает $\beta = 3^\circ$.

7.5. Значения коэффициента $f_{n\beta}$

| $n\beta$ | $f_{n\beta}$ | $n\beta$ | $f_{n\beta}$ | $n\beta$ | $f_{n\beta}$ | $n\beta$ | $f_{n\beta}$ |
|----------|--------------|----------|--------------|----------|--------------|----------|--------------|
| 10 | 0,501 | 140 | 1,113 | 1100 | 2,06 | 7 000 | 3,58 |
| 11 | 0,516 | 160 | 1,155 | 1200 | 2,11 | 7 500 | 3,66 |
| 12 | 0,529 | 180 | 1,193 | 1300 | 2,16 | 8 000 | 3,73 |
| 13 | 0,542 | 200 | 1,231 | 1500 | 2,26 | 8 500 | 3,80 |
| 14 | 0,554 | 220 | 1,27 | 1600 | 2,30 | 9 000 | 3,86 |
| 15 | 0,566 | 240 | 1,30 | 1700 | 2,34 | 9 500 | 3,92 |
| 16 | 0,577 | 260 | 1,33 | 1800 | 2,38 | 10 000 | 3,99 |
| 17 | 0,588 | 280 | 1,36 | 1900 | 2,42 | 11 000 | 4,10 |
| 18 | 0,598 | 300 | 1,39 | 2000 | 2,46 | 12 000 | 4,21 |
| 19 | 0,607 | 350 | 1,46 | 2200 | 2,53 | 13 000 | 4,31 |
| 20 | 0,617 | 400 | 1,52 | 2400 | 2,60 | 14 000 | 4,41 |
| 25 | 0,660 | 450 | 1,57 | 2600 | 2,66 | 15 000 | 4,50 |
| 30 | 0,697 | 500 | 1,62 | 2800 | 2,72 | 16 000 | 4,59 |
| 35 | 0,730 | 550 | 1,67 | 3000 | 2,73 | 17 000 | 4,68 |
| 45 | 0,787 | 600 | 1,71 | 3200 | 2,83 | 19 000 | 4,84 |
| 50 | 0,812 | 650 | 1,75 | 3500 | 2,91 | 20 000 | 4,91 |
| 60 | 0,866 | 700 | 1,79 | 4000 | 3,03 | 22 000 | 5,05 |
| 70 | 0,897 | 800 | 1,87 | 4500 | 3,14 | 24 000 | 5,19 |
| 80 | 0,935 | 850 | 1,90 | 5000 | 3,24 | 26 000 | 5,31 |
| 90 | 0,969 | 900 | 1,94 | 5500 | 3,33 | 28 000 | 5,43 |
| 100 | 1,000 | 950 | 1,97 | 6000 | 3,42 | 30 000 | 5,54 |
| 120 | 1,056 | 1000 | 2,00 | 6500 | 3,50 | 32 000 | 5,65 |
| | | | | | | 35 000 | 5,82 |

Расчет подшипников работающих, при переменной нагрузке и переменной частоте вращения. С достаточной точностью долговечность подшипника можно определить по формуле

$$\frac{1}{L_h} = \frac{a_1}{L_{h1}} + \frac{a_2}{L_{h2}} + \frac{a_3}{L_{h3}} + \frac{a_4}{L_{h4}} + \dots + \frac{a_n}{L_{hn}}$$

где a_1, a_2, \dots, a_n — продолжительность работы подшипника в каждом режиме, отнесенная к общему сроку его службы; $L_{h1}, L_{h2}, L_{h3}, \dots, L_{hn}$ — долговечность (ϵ) подшипника для каждого режима работы.

Кроме расчета на долговечность подшипники трансмиссии рассчитывают на статическую прочность по максимально возможной нагрузке:

$$F_{\max} = k_d \max F_r,$$

где $k_d \max$ — максимальный коэффициент динамичности, возникающий при наиболее неблагоприятных условиях эксплуатации; $k_d \max = 1,3\beta$ (здесь β — коэффициент запаса муфты главного сцепления).

Условие статической прочности

$$F_{\max} < [F],$$

где $[F]$ — допускаемая нагрузка на подшипник (берется по каталогу).

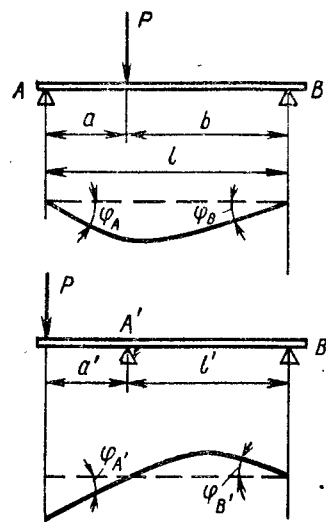


Рис. 7.2. Схема для определения углов поворота сечений

Необходимо также проверить углы поворота опорных сечений по формулам (рис. 7.2):

$$\varphi_A = \frac{Pab}{6EJ} \left(1 + \frac{b}{l}\right); \quad \varphi_B = \frac{Pab}{6EJ} \left(1 + \frac{a}{l}\right);$$

$$\varphi_{A'} = \frac{Pa'l'}{3EJ}; \quad \varphi_{B'} = \frac{Pa'l'}{6EJ}.$$

Допускаемые углы поворота на опоре с шарикоподшипником — 0,002 рад, с роликоподшипником — 0,005 рад.

Для подшипников скольжения, работающих в режиме полужидкостного или сухого трения, рассчитывают давления, окружные скорости и показатели удельной работы трения (табл. 7.6) и сравнивают с их допускаемыми значениями (табл. 7.7), определенными опытным путем.

Экспериментальные исследования, проведенные в НАТИ, показали, что к элементам силовой передачи (валам, подшипникам) следует предъявлять особые требования в отношении жесткости конструкции. Наибольшее влияние на работоспособность зубчатых колес и подшипников качения оказывают перекосы осей вращения деталей и рабочих элементов. Причиной возникновения перекосов в зацеплении зубчатых колес и между рабочими элементами подшипников является деформация деталей передачи под действием рабочей нагрузки.

7.6. Формулы для расчета подшипников скольжения

| Расчетный параметр | Формулы для расчета подшипников | |
|---|---------------------------------|---|
| | радиального | упорного |
| Давление q , кгс/см ² | $\frac{P}{Dl}$ | $\frac{4P}{\pi(D_1^2 - D_2^2)}$ |
| Скорость | $v = \frac{\pi D n}{6000}$ | $v_{cp} = \frac{\pi(D_1 + D_2)n}{12000}$ |
| Показатель удельной работы трения, кгс·м/см ² ·с | $qv = \frac{\pi P n}{6000l}$ | $qv_{cp} = \frac{P n}{3000(D_1 - D_2)}$ |
| Момент трения M_T на валу, кгс·см | $\frac{P f D}{2}$ | $\frac{1}{3} P f \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2}$ |

Примечание. P — нагрузка на подшипник, кгс; D — диаметр шипа, см; l — длина шипа, см; D_1 и D_2 — наружный и внутренний диаметры пяты, см; v — окружная скорость шипа, см/с; n — частота вращения шипа или пяты, об/мин; v_{cp} — средняя окружная скорость пяты, м/с; f — коэффициент трения.

7.7. Допускаемые значения q , v и qv для подшипников скольжения

| Материал | $[q]$, кгс/см ² | $[v]$, м/с | $[qv]$, кгс·м/см ² ·с |
|---|-----------------------------|-------------|-----------------------------------|
| Бронза Бр.С30, ГОСТ 493—54 | 100 | 10 | 100 |
| Бр.ОЦС 5-5-5, ГОСТ 613—65 | 100 | 10 | 100 |
| Бр.АЖ9-4, ГОСТ 493—54 | 50 | 5 | 80 |
| Баббит Б16 и БН, ГОСТ 1320—74 | 100 | 10 | 100 |

Примечание. Указанные в таблице значения $[q]$, $[v]$ и $[qv]$ действительны для стальных закаленных шипов (или пят) при твердости не менее HRC 45 и шероховатости поверхности не ниже класса 7. При незакаленных шипах указанные значения следует уменьшить примерно в 1,5 раза.

Наибольшее влияние на прилегание зубьев оказывает угол перекоса в плоскости, перпендикулярной к плоскости контакта. Углы перекоса не должны превышать 0,002 рад.

Специальные опыты по определению влияния перекоса на долговечность шестерен показали, что при перекосе в зацеплении, равном 0,00629 рад, шестерни выходят из строя вследствие частичной поломки зубьев по их длине наискось от основания зуба со стороны наиболее нагруженного его края и по вершине со стороны противоположного края. При этом срок службы шестерен сокращается в 7—10 раз. Для подсчета углов перекоса шестерен трансмиссии шлицевой вал ориентировочно можно заменить гладким, диаметр которого равен среднему диаметру шлицевого вала. Ошибка при этом в сторону уменьшения жесткости может достигать 10—15% и будет тем больше, чем больше высота шлицев. В зависимости от расположения плоскости изгиба вала и впадин или выступов шлицев жесткость вала изменится в пределах 2—5%.

Деформация (мкм) опоры, в качестве которой используется шарикоподшипник,

$$\delta = bP^{\frac{2}{3}},$$

где b — параметр, зависящий от геометрических размеров и упругих свойств материала подшипников (табл. 7.8); P — усилие, действующее на подшипник, кгс.

7.3. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ЭЛЕМЕНТОВ СИЛОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет на прочность и долговечность коробки передач трактора Т-74. Коробка передач состоит из трех валов — первичного, промежуточного и вторичного (рис. 7.3).

Схема нагружения валов приведена на рис. 7.4; 7.5; 7.6. Промежуточный вал следует располагать так, как указано на рис. 7.4; в противном случае вертикальные составляющие сил P_a и P_b направлены в одну сторону и нагружают опоры вала.

Расчет приведен в табл. 7.9—7.14.

Расчет на прочность и долговечность вала заднего моста трактора Т-74. Расчет приведен в табл. 7.15—7.17, схема и графики к расчету — на рис. 7.7—7.8.

Расчет на прочность и долговечность конечных передач трактора Т-74. Расчет приведен в табл. 7.18—7.21, схема и графики к расчету — на рис. 7.9—7.11.

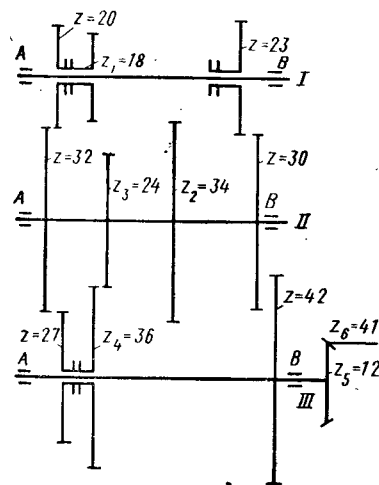


Рис. 7.3. Кинематическая схема коробки передач:
I — первичный вал; II — промежуточный вал; III — вторичный вал

| Передача | I | II | III | IV | V | VI |
|----------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| u | $\frac{34}{18} \cdot \frac{36}{24}$ | $\frac{32}{20} \cdot \frac{36}{24}$ | $\frac{30}{23} \cdot \frac{36}{24}$ | $\frac{34}{18} \cdot \frac{27}{32}$ | $\frac{32}{20} \cdot \frac{27}{32}$ | $\frac{30}{23} \cdot \frac{27}{32}$ |

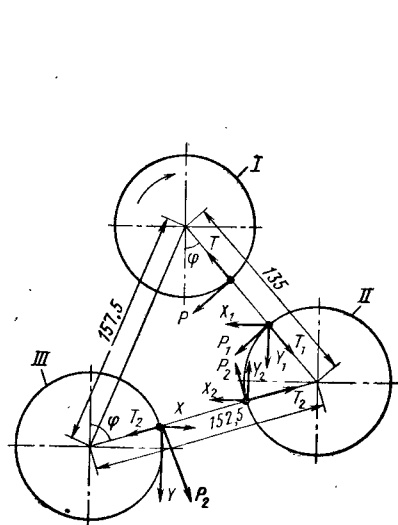


Рис. 7.4. Схема приложения сил, действующих на валы коробки передач (вид сбоку):
I — первичный вал; II — промежуточный вал; III — вторичный вал

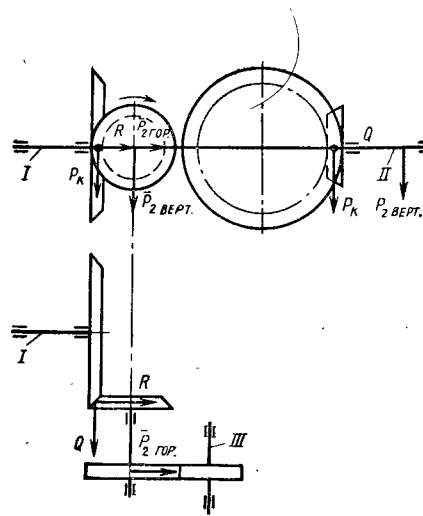


Рис. 7.5. Схема нагружения валов силами, действующими в зацеплении конических шестерен коробки передач трактора Т-74 (вид со стороны двигателя):
I — первичный вал; II — вторичный вал; III — промежуточный вал



Рис. 7.6. Схема для расчета валов коробки передач (продольный вид):
a — первичного; б — промежуточного; в — вторичного

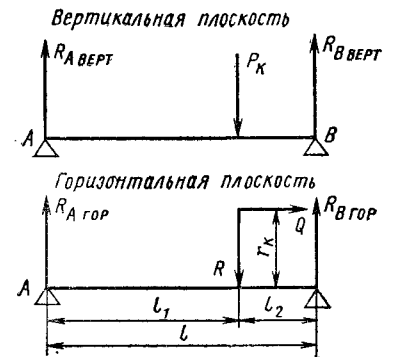
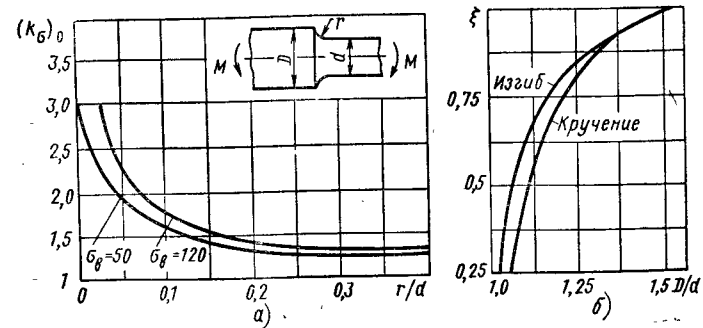


Рис. 7.7. Схема нагружения вала заднего моста

Рис. 7.8. Зависимости:
а — теоретического коэффициента концентрации напряжений от отношения r/d ;
б — поправочного коэффициента от отношения D/d



7.8. Радиальная деформация шарикоподшипников

| Диаметр вала, мм | Легкая | | | | | | Средняя | | | | | | Тяжелая | | | | | |
|------------------|--------|--------|--------|-------|-----|--------|---------|-------|-------|--------|--------|-------|---------|-----|-------|-------|-----|--|
| | d | | R_i | | b | | d | | R_i | | b | | d | | R_i | | b | |
| | z | z | d | R_i | b | z | d | R_i | b | z | d | R_i | b | z | d | R_i | b | |
| 40 | 10 | 11,113 | 24,634 | 0,531 | 8 | 15,081 | 25,209 | 0,558 | 6 | 20,638 | 27,18 | 0,609 | | | | | | |
| 45 | 11 | 11,113 | 27,194 | 0,498 | 7 | 17,463 | 27,519 | 0,579 | 7 | 22,225 | 30,537 | 0,536 | | | | | | |
| 50 | 10 | 12,100 | 28,65 | 0,508 | 8 | 17,463 | 31,569 | 0,531 | 7 | 23,813 | 33,1 | 0,524 | | | | | | |
| 55 | 10 | 13,494 | 32,353 | 0,498 | 8 | 19,050 | 34,525 | 0,516 | 7 | 25,400 | 36,500 | 0,512 | | | | | | |
| 60 | 10 | 14,288 | 35,35 | 0,488 | 8 | 20,638 | 37,532 | 0,502 | 7 | 26,988 | 39,456 | 0,503 | | | | | | |
| 65 | 11 | 15,875 | 38,662 | 0,442 | 8 | 22,225 | 40,538 | 0,490 | 7 | 28,575 | 42,462 | 0,493 | | | | | | |
| 70 | 11 | 15,875 | 41,162 | 0,442 | 8 | 23,813 | 43,494 | 0,478 | — | — | — | — | | | | | | |
| 75 | 11 | 17,463 | 42,519 | 0,428 | 8 | 25,400 | 46,500 | 0,468 | — | — | — | — | | | | | | |
| 80 | 10 | 19,050 | 45,475 | 0,444 | 8 | 26,988 | 49,456 | 0,459 | — | — | — | — | | | | | | |
| 85 | 10 | 19,844 | 48,83 | 0,437 | 8 | 28,575 | 52,463 | 0,450 | — | — | — | — | | | | | | |
| 90 | 11 | 20,638 | 52,531 | 0,405 | 8 | 30,163 | 55,408 | 0,443 | 7 | 42,069 | 58,46 | 0,432 | | | | | | |
| 95 | 10 | 22,225 | 55,14 | 0,421 | — | — | — | — | — | — | — | — | | | | | | |
| 100 | 11 | 23,813 | 58,494 | 0,386 | — | — | — | — | — | — | — | — | | | | | | |
| 105 | 11 | 23,813 | 62,294 | 0,386 | — | — | — | — | — | — | — | — | | | | | | |
| 110 | 10 | 27,781 | 63,61 | 0,391 | — | — | — | — | — | — | — | — | | | | | | |
| 120 | — | — | — | — | 8 | 41,275 | 74,37 | 0,398 | — | — | — | — | | | | | | |
| 140 | 11 | 30,163 | 82,92 | 0,353 | — | — | — | — | — | — | — | — | | | | | | |
| 150 | 11 | 31,750 | 90,12 | 0,351 | — | — | — | — | — | — | — | — | | | | | | |

Примечание: z — число шариков; d — диаметр шарика, мм; R_i — радиус беговой дорожки внутреннего кольца, мм.

7.9. Исходные данные к расчету коробки передач трактора Т-74 (частота вращения, крутящие моменты и др.)

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указания | Значение для передачи I |
|---------------------------------------|-------------|------------------------------------|-------------------------|
| Число зубьев шестерни: | | | |
| на первичном валу | z_1 | Исходные данные | 18 |
| на промежуточном валу: | | | |
| ведущей | z_2 | | 34 |
| ведомой | z_3 | | 24 |
| на вторичном валу | z_4 | | 36 |
| конической передачи: | | | |
| ведущей | z_5 | | 12 |
| ведомой | z_6 | | 41 |
| бортовой передачи: | | | |
| ведущей | z_7 | | 13 |
| ведомой | z_8 | | 62 |
| Передаточное число: | | | |
| между первичным и промежуточным валом | u_1 | z_2/z_1 | 1,89 |
| между промежуточным и вторичным валом | u_2 | z_4/z_3 | 1,5 |
| коробки передач | $u_{кп}$ | $u_1 u_2$ | 2,83 |
| конической передачи | $u_{кп}$ | z_6/z_5 | 3,42 |
| бортовой передачи | $u_{б.п}$ | z_8/z_7 | 4,77 |
| трансмиссии | $u_{тр}$ | $u_{кп} u_{кп} u_{б.п}$ | 46,2 |
| Частота вращения вала, об/мин: | | | |
| первичного | n | — | 1700 |
| промежуточного | n_1 | n/u_1 | 900 |
| вторичного | n_2 | n_1/u_2 | 598 |
| заднего моста | n_3 | $n_2/u_{к.п}$ | 176 |
| ведущего колеса | n_4 | $n_3/u_{б.п}$ | 36,8 |
| Радиус ведущего колеса, м | r_k | Исходные данные | 0,324 |
| Скорость движения трактора, км/ч | $v_{тр}$ | $\frac{\pi}{30} n_4 r_k \cdot 3,6$ | 4,51 |
| Мощность двигателя, л. с. | N | Исходные данные | 75 |
| К п. д. передачи: | | | |
| цилиндрической | η_1 | Исходные данные | 0,98 |
| конической | η_2 | То же | 0,95 |
| Крутящий момент на валу, кгс·см: | | | |
| первичном | M_k | $71620 \frac{N}{n}$ | 3 160 |
| промежуточном | $M_{1к}$ | $M_k \eta_1 u_1$ | 5 849 |
| вторичном | $M_{2к}$ | $M_{1к} \eta_1 u_2$ | 8 598 |
| заднего моста | $M_{3к}$ | $\frac{M_{2к} \eta_1 u_{кп}}{2}$ | 13 991 |
| колеса | $M_{4к}$ | $M_{3к} \eta_1 u_{б.п}$ | 65 218 |

7.10. Исходные данные к расчету коробки передач трактора Т-74 (геометрические размеры, характеристики к расчету на прочность и долговечность)

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Вал | | |
|--|------------------|------------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|
| | | | первичный | промежуточный | вторичный |
| Длина вала, см | l | Исходные данные | 33,8 | 33,8 | 37,4 |
| Диаметр по шлицам, см: | | То же | 6 | 6 | 6 |
| наружный | D | » | 5,02 | 5,02 | 5,02 |
| внутренний | d | » | 5,51 | 5,51 | 5,51 |
| средний | D_{cp} | » | 5 | 5 | 5 |
| Модуль шестерен, см | m | » | 1 | 1 | 1 |
| Ширина шлицев, см | b | » | 8 | 8 | 8 |
| Число шлицев | $z_{ш}$ | » | Сталь 45 HB 269 | Сталь 45 HB 217 | 20ХНЗА HRC 27 |
| Материал | | » | 8 000 | 7 000 | 9 500 |
| Твердость | σ_B | » | 4 650 | 3 470 | 4 300 |
| Предел, кгс/см ² : | σ_{-1} | » | 3 300 | 2 700 | 4 500 |
| прочности при растяжении | $\epsilon\sigma$ | » | 0,78 | 0,78 | 0,7 |
| усталости при изгибе | $k\sigma$ | » | 1 | 1 | 1 |
| текущей при кручении | E | » | 2,1 · 10 ⁶ | 2,1 · 10 ⁶ | 2,1 · 10 ⁶ |
| Коэффициент: | | » | 50 311 | 50 310 | 66 409 |
| влияния абсолютных размеров | | » | 310 | 310 | 27 12КМ |
| концентрации напряжения | | » | 5 600 | 4 850 | 6 400 |
| модуль упругости первого рода, кгс/см ² | C_A | » | — | — | 6 040 |
| номера подшипника: | C_A | » | 4 850 | 4 850 | 15 700 |
| правого | C_B | » | 12,4 | 12,4 | 21,2 |
| левого | C_B | » | 24,8 | 24,8 | 42,4 |
| Динамическая грузоподъемность: | W_A | » | 45,4 | 45,4 | 45,4 |
| опоры А | W_K | » | 1,4 · 10 ⁻⁴ | 1,4 · 10 ⁻⁴ | 1,83 · 10 ⁻⁴ |
| опоры В | J | » | | | |
| Момент сопротивления, см ⁴ : | A | » | | | |
| изгиба | | $\frac{\pi d^4}{32}$ | | | |
| кручению | | $\frac{\pi d^4}{16}$ | | | |
| Момент инерции сечения вала, см ⁴ | | $\frac{\pi D^4}{64}$ | | | |
| Коэффициент прогиба вала, см/кг | | $\frac{1}{3EJ}$ | | | |

7.11. Расчет первичного вала на прочность, жесткость и долговечность

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Значение для передачи I |
|---|--------------------------------------|---|-------------------------|
| Число зубьев шестерен | z_1 | Исходные данные | 18 |
| Радиус делительной окружности шестерни, см | r | $\frac{mz_1}{2}$ | 4,5 |
| Сумма углов зацепления и трения, град | $\alpha_{tw} + 5^\circ$ | Геометрический расчет шестерни | 30° 11' |
| | $\cos(\alpha_{tw} + 5)$ | То же | 0,8644 |
| | $\operatorname{tg}(\alpha_{tw} + 5)$ | » | 0,58162 |
| Сила, действующая на шестерни, кгс: | | | |
| окружная | P | $\frac{M_K}{r}$ | 702 |
| радиальная | T | $P \operatorname{tg}(\alpha_{tw} + 5)$ | 409 |
| суммарная | \bar{P} | $\frac{P}{\cos(\alpha_{tw} + 5)}$ | 813 |
| Расстояние от шестерни до опоры, см: | | | |
| левой | l_1 | Исходные данные | 18,3 |
| правой | l_2 | То же | 15,5 |
| Коэффициент для опоры: | | | |
| А | ρ_A | $\frac{l_2}{l}$ | 0,458 |
| В | ρ_B | $\frac{l_1}{l}$ | 0,542 |
| Реакция опоры, кгс: | | | |
| левой | R_A | $\bar{P} \rho_A$ | 373 |
| правой | R_B | $\bar{P} \rho_B$ | 440 |
| Коэффициент для опоры: | | | |
| А | K_A | $\frac{C_A}{1,3R_A}$ | 11,6 |
| В | K_B | $\frac{C_B}{1,3R_B}$ | 8,5 |
| Долговечность подшипника, ч: | | | |
| левого | L_{hA} | $K_A^3 \frac{10^6}{60n}$ | 15 300 |
| правого | L_{hB} | $K_B^3 \frac{10^6}{60n}$ | 6 000 |
| Изгибающий момент под шестерней, кгс·см | $M_{и}$ | $R_A l_1$ | 6 840 |
| Напряжение в опасном сечении, кгс/см ² : | | | |
| изгиба | $\sigma_{и}$ | $\frac{M_{и}}{W_{и}}$ | 552 |
| кручения | τ_K | $\frac{M_K}{W_K}$ | 127 |
| Коэффициент запаса прочности: | | | |
| при кручении | n_τ | $\frac{\tau_T}{\tau_K}$ | 26,0 |
| при изгибе | n_σ | $\frac{\sigma_{-1} \epsilon \sigma}{\sigma_{и k \sigma}}$ | 6,58 |
| суммарный запас прочности | n_{-1} | $\frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$ | 6,37 |
| Коэффициент прогиба | B | $\rho_A^3 (1 - \rho_A)^2$ | 0,0618 |
| Прогиб вала под шестерней, см | f | $AB\bar{P}$ | 0,00704 |

7.12. Расчет промежуточного вала трактора Т-74 на прочность, жесткость и долговечность

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Значение для передачи I |
|--|-------------------------------------|--|-------------------------|
| Число зубьев шестерни: | | Исходные данные | 34 |
| ведущей | z_2 | То же | 24 |
| ведомой | z_3 | | |
| Делительный радиус шестерни, см: | | | |
| ведущей | r_2 | $\frac{mz_2}{2}$ | 8,5 |
| ведомой | r_3 | $\frac{mz_3}{2}$ | 6 |
| Сумма углов зацепления α_{tw} и трения ρ шестерни, см: | | Геометрический расчет шестерни | 30° 11' |
| ведущей | $\alpha_{tw2} + 5^\circ$ | То же | 27° 26' |
| ведомой | $\alpha_{tw3} + 5^\circ$ | — | 0,8644 |
| — | $\cos(\alpha_{tw2} + 5^\circ)$ | — | 0,8877 |
| — | $\cos(\alpha_{tw3} + 5^\circ)$ | — | 0,58162 |
| — | $\text{tg}(\alpha_{tw2} + 5^\circ)$ | — | 0,519 |
| — | $\text{tg}(\alpha_{tw3} + 5^\circ)$ | — | |
| Крутящий момент на валу, кгс·см | M_{1K} | См. табл. 7.8 | 5 849 |
| Окружная сила на шестерне, кгс: | | | |
| ведущей | P_1 | $\frac{M_{1K}}{r_2}$ | 689 |
| ведомой | P_2 | $\frac{M_{1K}}{r_3}$ | 975 |
| Раднальная сила на шестерне, кгс: | | | |
| ведущей | T_1 | $P_1 \text{tg}(\alpha_{tw2} + 5^\circ)$ | 400 |
| ведомой | T_2 | $P_2 \text{tg}(\alpha_{tw3} + 5^\circ)$ | 506 |
| Суммарная сила на шестерне, кгс: | | | |
| ведущей | \bar{P}_1 | $\frac{P_1}{\cos(\alpha_{tw2} + 5^\circ)}$ | 799 |
| ведомой | \bar{P}_2 | $\frac{P_2}{\cos(\alpha_{tw3} + 5^\circ)}$ | 1 100 |
| Вертикальная составляющая от сил: | | | |
| P_1 и T_1 | Y_1 | $P_1 \sin \phi + T_1 \cos \phi$ | 750 |
| P_2 и T_2 | Y_2 | $P_2 \sin \phi + T_2 \cos \phi$ | 1 078 |
| Горизонтальная составляющая от сил: | | | |
| P_1 и T_1 | X_1 | $P_1 \cos \phi - T_1 \sin \phi$ | 271 |
| P_2 и T_2 | X_2 | $P_2 \cos \phi - T_2 \sin \phi$ | 218 |
| Расстояние от ведущей шестерни до опоры, см: | | Исходные данные | 18,3 |
| A | l_1 | То же | 15,5 |
| B | l_2 | | |
| Расстояние от ведомой шестерни до опоры, см: | | | |
| A | l_3 | > | 14,8 |
| B | l_4 | > | 19,0 |
| Коэффициент | ρ_1 | $\frac{l_1}{l}$ | 0,542 |
| | ρ_2 | $\frac{l_2}{l}$ | 0,453 |
| | ρ_3 | $\frac{l_3}{l}$ | 0,438 |
| | ρ_4 | $\frac{l_4}{l}$ | 0,57 |

Продолжение табл. 7.12

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Значение для передачи I |
|---|--|--|---|
| Реакция опоры B, кгс: | | | |
| горизонтальная | $R_B \text{ гор}$ | $X_2 \rho_3 + X_1 \rho_1$ | 51,5 |
| вертикальная | $R_B \text{ верт}$ | $-Y_2 \rho_3 + Y_1 \rho_1$ | -67 |
| Реакции опоры A, кгс: | | | |
| горизонтальная | $R_A \text{ гор}$ | $X_2 \rho_4 + X_1 \rho_2$ | 0 |
| вертикальная | $R_A \text{ верт}$ | $-Y_2 \rho_4 + Y_1 \rho_2$ | -270 |
| Суммарная реакция опоры, кгс: | | | |
| A | R_A | $\sqrt{(R_A \text{ гор})^2 + (R_A \text{ верт})^2}$ | 270 |
| B | R_B | $\sqrt{(R_B \text{ гор})^2 + (R_B \text{ верт})^2}$ | 84,5 |
| Изгибающий момент под шестерней, кгс·см | $M_{нA}$ $M_{нB}$ | $R_A l_3$ $R_A l_1$ $R_B l_2$ $R_B l_4$ | 4 000 — 1 310 — |
| Коэффициент | K_A K_B n | $C_A / 1,3 R_A$ $C_B / 1,3 R_B$ Исходные данные | 13,8 44,1 900 |
| Частота вращения, об/мин | L_{hA} L_{hB} | $K_A^3 \frac{10^6}{60n}$ $K_B^3 \frac{10^6}{60n}$ | 48 500 1 590 000 |
| Долговечность подшипника, ч: | | | |
| левого | | | |
| правого | | | |
| Напряжение в опасном сечении, кгс/см ² : | $\sigma_{н}$ $\tau_{к}$ | $M_{н}/W_{н}$ $M_{к}/W_{к}$ | 323 236 |
| изгиба | | | |
| кручения | | | |
| суммарное | $\sigma_{\text{сум}}$ | $\sqrt{\sigma_{н}^2 + 4 \tau_{к}^2}$ | 572 |
| Запас прочности: | n_{τ} n_{σ} | $\tau_{\tau}/\tau_{к}$ $\frac{\sigma_{-1} e_{\sigma}}{\sigma_{н} K_{\sigma}}$ | 11,4 8,36 |
| по кручению | | $\frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{n_{\sigma} n_{\tau}}$ | 6,75 |
| по изгибу | n_{-1} | $\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}$ | 8,75 · 10 ⁻⁶ |
| суммарный | | | |
| Коэффициент | α_1 α_2 α_3 α_4 | $\rho_3^2 \rho_4^2 A$ $\frac{1}{2} \rho_2 \rho_4 A$ $\rho_1^2 \rho_2^2 A$ $\frac{1}{2} \rho_1 \rho_4 A$ | 13,9 · 10 ⁻⁶ 8,60 · 10 ⁻⁶ 2,16 · 10 ⁻⁶ |
| Коэффициент | B_1 B_2 | $1 - \rho_2^2 - \rho_3^2$ $1 - \rho_1^2 - \rho_4^2$ | 0,597 0,381 |
| Прогиб вала под ведомой и ведущей шестернями: | | | |
| в горизонтальной плоскости | $f_1 \text{ гор}$ $f_2 \text{ гор}$ | $X_1 \alpha_3 + X_2 \alpha_2 B_1$ $X_2 \alpha_1 + X_1 \alpha_2 B_1$ | 0,00052 0,00034 |
| в вертикальной плоскости | $f_1 \text{ верт}$ $f_2 \text{ верт}$ | $Y_1 \alpha_3 - Y_2 \alpha_2 B_1$ $-Y_2 \alpha_1 + Y_1 \alpha_2 B_1$ | -0,00249 -0,00318 |
| суммарный | f_1 f_2 | $\sqrt{(f_1 \text{ гор})^2 + (f_1 \text{ верт})^2}$ $\sqrt{(f_2 \text{ гор})^2 + (f_2 \text{ верт})^2}$ | 0,00254 0,00320 |

7.13. Расчет вторичного вала трактора Т-74 на прочность, жесткость и долговечность

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Значение для передачи I |
|--|--|--|-------------------------|
| Число зубьев шестерни: | | | |
| цилиндрической | z_5 | Исходные данные | 36 |
| конической | z_4 | То же | 12 |
| Радиус делительной окружности шестерни, см: | | | |
| цилиндрической | r_5 | $\frac{mz}{2}$ | 9 |
| конической | r_6 | Исходные данные | 4,178 |
| Сумма углов зацепления и трения, град | $\alpha_{tw} + 5^\circ$ | Геометрический расчет шестерни | $27^\circ 26'$ |
| — | $\cos(\alpha_{tw} + 5^\circ)$ | | 0,88755 |
| — | $\operatorname{tg}(\alpha_{tw} + 5^\circ)$ | | 0,51909 |
| Расчетный крутящий момент, кгс·см | $M_{2к}$ | | 8 598 |
| Окружная сила на шестерне, кгс: | | | |
| цилиндрической | P_2 | $\frac{M_{2к}}{r_5}$ | 959 |
| конической | P_k | $\frac{M_{2к}}{r_6}$ | 2 050 |
| Радиальная сила на шестерне, кгс: | | | |
| цилиндрической | T_2 | $P_2 \operatorname{tg}(\alpha_{tw} + 5^\circ)$ | 497 |
| конической | R | $d P_k$ | 804 |
| Осевая сила на конической шестерне, кгс | Q | $b P_k$ | 790 |
| Суммарная сила на шестерне, кгс: | | | |
| конической | \bar{P}_k | $\sqrt{P_k^2 + Q^2 + R^2}$ | 2 340 |
| цилиндрической | \bar{P}_2 | $\frac{P_2}{\cos(\alpha_{tw} + 5^\circ)}$ | 1 080 |
| Горизонтальная составляющая от сил P_2 и T_2 , кгс | X | $P_2 \cos \varphi - T_2 \sin \varphi$ | -214 |
| Вертикальная составляющая от сил P_2 и T_2 , кгс | Y | $P_2 \sin \varphi + T_2 \cos \varphi$ | 1 058 |
| Расстояние от цилиндрической шестерни до опоры, см: | | | |
| А | l_1 | Исходные данные | 16,6 |
| В | l_2 | То же | 20,8 |
| Расстояние от конической шестерни до опоры, см: | | | |
| А | l_3 | > | 43,4 |
| В | l_4 | > | 6 |
| Коэффициент | ρ_1 | $\frac{l_1}{l}$ | 0,443 |
| | ρ_2 | $\frac{l_2}{l}$ | 0,557 |
| | ρ_3 | $\frac{l_3}{l}$ | 1,16 |
| Коэффициент | ρ_4 | $\frac{l_4}{l}$ | 0,16 |
| Реакция опоры А, кгс: | | | |
| горизонтальная | $RA \text{ гор}$ | $X \rho_2 - R \rho_4 + \frac{Q r_6}{l}$ | -158,5 |
| вертикальная | $RA \text{ верт}$ | $Y \rho_2 - P_k \rho_4$ | 261 |

Продолжение табл. 7.13

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Значение для передачи I |
|---|-----------------------|--|-------------------------|
| Реакция опоры В, кгс: | | | |
| горизонтальная | $RB \text{ гор}$ | $X \rho_1 + R \rho_3 - \frac{Q r_6}{l}$ | 748,5 |
| вертикальная | $RB \text{ верт}$ | $Y \rho_1 + P_k \rho_3$ | 2 850 |
| Суммарная реакция опоры, кгс: | | | |
| А | RA | $\sqrt{(RA \text{ гор})^2 + (RA \text{ верт})^2}$ | 306 |
| В | RB | $\sqrt{(RB \text{ гор})^2 + (RB \text{ верт})^2}$ | 2 960 |
| Максимальный изгибающий момент, кгс·см | $M_{и. \text{цил}}$ | $RA l_1$ | 5 090 |
| | $M_{и. \text{кон}}$ | $\sqrt{(P_k l_4)^2 + (R l_4 - Q r_k)^2}$ | 12 400 |
| Коэффициент | K_A | $C_A^2 / 1,3 (0,64Q)$ | 9,74 |
| | K'_A | $C'_A / 1,3 RA$ | 15,2 |
| | K_B | $C_B / 1,3 RB$ | 4,08 |
| Частота вращения вала, об/мин | n | Исходные данные | 598 |
| Долговечность подшипника, ч: | | | |
| левого | L_{hA} | $K_A^3 \frac{10^6}{60n}$ | 25 900 |
| правого | L_{hB} | $K_B^3 \frac{10^6}{60n}$ | 97 900 |
| Напряжение в опасном сечении, кгс/см ² : | | | |
| изгиба | $\sigma_{и}$ | $\sigma_{и} = \frac{(M_{и})_{\max}}{W_{и}}$ | 585 |
| кручения | τ_k | $\tau_k = \frac{M_{2к}}{W_k}$ | 203 |
| суммарное | $\sigma_{\text{сум}}$ | $\sqrt{\sigma_{и}^2 + 4\tau_k^2}$ | 710 |
| Запас прочности: | | | |
| по изгибу | n_σ | $\frac{\sigma_{-1}^b \sigma}{\sigma_{и}^b \sigma}$ | 5,15 |
| по текучести | n_τ | $\frac{\tau_T}{\tau_k}$ | 22,2 |
| суммарный | n_{-1} | $\frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$ | 5,0 |

Примечание. Средний радиус конической шестерни

$$r_6 = \frac{d_{\text{НОМ}}}{2} - \frac{b}{2} \sin \delta_{\text{ш}} = 4,95 - \frac{5,5}{2} \sin 16^\circ 18' 50'' = 4,178 \text{ см,}$$

где $d_{\text{НОМ}}$ — диаметр делительной окружности; b — длина зуба.

Осевая сила на конической шестерне

$$Q = P_k \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha_{tw} + \rho) \sin \delta_{\text{ш}}}{\cos \beta} + \operatorname{tg} \beta \cos \delta_{\text{ш}} \right] =$$

$$= P_k \left[\frac{0,46631 \cdot 0,28089}{0,968} + 0,258 \cdot 0,9597 \right] = 0,386 P_k.$$

Радиальная сила на шестерне

$$R = P_k \left[\frac{\operatorname{tg}(\alpha_{tw} + \rho) \cos \delta_{\text{ш}}}{\cos \beta} - \operatorname{tg} \beta \sin \delta_{\text{ш}} \right] =$$

$$= P_k \left[\frac{0,46631 \cdot 0,9597}{0,968} - 0,258 \cdot 0,28089 \right] = 0,3915 P_k.$$

7.14. Расчет суммарной долговечности L_h и приведенных нагрузок $Q_{пр}$ на подшипники коробки перемены передач

| Опора | $\frac{a_i}{L_{hi}} \cdot 10^{-6}$ для передач | | | | | | $\sum \frac{a_i}{L_{hi}} \cdot 10^{-6}$ | $L_h = \frac{1}{\sum \frac{a_i}{L_{hi}}}$ (ч) | $Q_{пр} = \frac{C \cdot 10^6}{k_A \sqrt[3]{60n \cdot L_h}}$ |
|--------------------------|--|-------|-------|------|---------|-------|---|---|---|
| | I | II | III | IV | V | VI | | | |
| <i>Первичный вал</i> | | | | | | | | | |
| A | 17,8 | 118,9 | 3,1 | 6,5 | 21,4 | 0,3 | 168 | 5 950 | 506,8 |
| B | 45,5 | 0,27 | 26,5 | 16,7 | 0,049 | 2,75 | 91,8 | 10 900 | 361,9 |
| <i>Промежуточный вал</i> | | | | | | | | | |
| A | 5,6 | 1,1 | 3,5 | 6,6 | 0,079 | 0,957 | 17,8 | 56 200 | 244 |
| B | 0,172 | 15,5 | 0,221 | 4,67 | 0,00005 | 1,22 | 21,8 | 45 900 | 261 |
| <i>Вторичный вал</i> | | | | | | | | | |
| A | 10,5 | 9,54 | 4,02 | 1,26 | 0,531 | 0,132 | 25,98 | 38 500 | 417 |
| A | 2,79 | 2,36 | 0,891 | 9,7 | 4,14 | 1,023 | 20,9 | 47 900 | 388 |
| B | 90,0 | 75,4 | 29,5 | 6,45 | 2,63 | 0,682 | 204,6 | 4 890 | 3140 |

Примечание. Относительная продолжительность работы подшипника на различных передачах принята следующей: I — 0,273; II — 0,333; III — 0,212; IV — 0,1; V — 0,06; VI — 0,022.

7.15. Исходные данные для расчета вала заднего моста трактора Т-74

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Значение параметра |
|--|-------------------|------------------------------|--------------------|
| Длина вала, см | l | Исходные данные | 16 |
| Диаметр по шлицам, см: | | | |
| наружный | D | То же | 5,5 |
| внутренний | d | » | 4,44 |
| средний | $D_{ср}$ | » | 4,97 |
| Ширина шлицев, см | b | » | 1,4 |
| Число шлицев | $z_{ш}$ | » | 6 |
| Материал | — | » | Сталь 45 |
| Твердость | $HВ$ | » | 260 |
| Предел, кгс/см ² : | | | |
| прочности на растяжение | σ_B | » | 7 600 |
| усталости при изгибе | σ_{-1} | » | 3 800 |
| текучести при кручении | τ_T | » | 2 735 |
| Коэффициент: | | | |
| влияния абсолютных размеров | ϵ_σ | » | 0,73 |
| концентрации напряжений | k_σ | » | 2,25 |
| Модуль упругости первого рода, кгс/см ² | E | » | $2,1 \cdot 10^6$ |
| Номер подшипника: | | | |
| левого | — | » | 7 612 |
| правого | — | » | 7 612 |
| Динамическая грузоподъемность | C_A | » | 17 100 |
| | C_B | » | 17 100 |

Продолжение табл. 7.15

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Значение параметра |
|---|-------------|------------------------------|--------------------|
| Момент сопротивления для галтели, см ³ : | | | |
| изгибу | W_H | $\frac{\pi d^3}{32}$ | 21,2 |
| кручению | W_K | $\frac{\pi d^3}{16}$ | 42,4 |
| Модуль конической передачи, см | m_K | Исходные данные | 0,825 |
| Расстояние между опорами, см | l | То же | 16 |

7.16. Расчет на прочность и долговечность вала заднего моста Т-74

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указания | Значение параметра на 1-й передаче |
|--|-------------|---------------------------------------|------------------------------------|
| Средний радиус колеса, см | r_K | Исходные данные | 14,26 |
| Расчетный крутящий момент, кгс·см | $M_{Зк}$ | То же | 27 900 |
| Сила на шестерне, кгс: | | | |
| окружная | P_K | » | 2 050 |
| радиальная | R | » | 790 |
| осевая | Q | » | 804 |
| суммарная | P_K | » | 2 340 |
| Расстояние от шестерни до опоры, см: | | | |
| A | l_1 | » | 10,9 |
| B | l_2 | » | 5,1 |
| Коэффициент | ρ_1 | $\frac{l_1}{l}$ | 0,682 |
| | ρ_2 | $\frac{l_2}{l}$ | 0,318 |
| Реакция опоры, кг: | | | |
| A: | | | |
| горизонтальная | $RA_{гор}$ | $R\rho_2 - Qr_K/l$ | -463 |
| вертикальная | $RA_{верт}$ | $P_K\rho_2$ | 654 |
| суммарная | RA | $\sqrt{(RA_{гор})^2 + (RA_{верт})^2}$ | 802 |
| B: | | | |
| горизонтальная | $RB_{гор}$ | $R\rho_1 + \frac{Qr_K}{l}$ | 1 254 |
| вертикальная | $RB_{верт}$ | $P_K\rho_1$ | 1 400 |
| суммарная | RB | $\sqrt{(RB_{гор})^2 + (RB_{верт})^2}$ | 1 880 |
| Расстояние от расчетного сечения до правой опоры, см | x | Исходные данные | 2,375 |
| Изгибающий момент, кгс·см | M_H | $R_B x$ | 4 460 |
| Коэффициент | K_A | $\frac{C_A}{1,5RA}$ | 14,2 |
| | K_B | $\frac{C_B}{1,5RB}$ | 4,2 |
| Частота вращения вала, об/мин | n | $1,5 [0,36RB + 0,64(RA + Q)]$ | 177 |
| Долговечность подшипника, ч: | | | |
| левого | L_{hA} | $K_A^{3,33} \frac{10^6}{60n}$ | 656 000 |
| правого | L_{hB} | $K_B^{3,33} \frac{10^6}{60n}$ | 11 500 |

Продолжение табл. 7.16

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указания | Значение параметра на I передаче |
|---|----------------|---|----------------------------------|
| Напряжение в опасном сечении, кгс/см ² : изгиба | σ_H | $\frac{M_H}{W_H}$ | 210 |
| кручения | τ_K | $\frac{M_{зк}}{W_K}$ | 659 |
| суммарное | $\sigma_{сум}$ | $\sqrt{\sigma_H^2 + 4\tau_K^2}$ | 1 340 |
| Запас прочности: по усталости при изгибе | n_σ | $\frac{\sigma_{-1} \epsilon_\sigma}{\sigma_H k_\sigma}$ | 5,86 |
| по текучести при кручении | n_τ | $\frac{\tau_T}{\tau_K}$ | 4,15 |
| суммарный | n_{-1} | $\frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$ | 3,4 |

Примечание. Подсчет коэффициентов концентрации выполняют следующим образом. Для вала заднего моста при радиусе галтели $r = 1,5$ мм, $d = 0,60$ мм, $D = 82$ мм находят по рис. 7.8 для $r/d = 1,5/60 = 0,025$ (k_σ) = 2,25. По рис. 7.8, а для $D/d = 82/60 = 1,37$ поправочный коэффициент $\xi \approx 1$. Следовательно, $k_\sigma = 1 + \xi [(k_\sigma)_0 - 1] = (k_\sigma)_0 = 2,25$.

7.17. Расчет суммарной долговечности L_h и приведенных нагрузок $Q_{пр}$ на подшипники заднего моста трактора Т-74

| Опора | Значения $\frac{a_i}{L_{hi}} 10^{-6}$ | | | | | | $\sum \frac{a_i}{L_{hi}} 10^{-6}$ | $L_h, ч$ | $Q_{пр}, кгс$ |
|-------|---------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-----------------------------------|----------|---------------|
| | I | II | III | IV | V | VI | | | |
| A | 0,416 | 0,343 | 0,178 | 0,052 | 0,022 | 0,005 | 1,016 | 980 000 | 675 |
| B | 23,7 | 19,6 | 7,74 | 2,27 | 0,974 | 0,222 | 54,4 | 18 350 | 2320 |

7.18. Исходные данные к расчету конечной передачи трактора Т-74

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Вал ведущей шестерни конечной передачи | Задняя ось |
|--------------------------|-------------|------------------------------|--|------------|
| Длина вала, см | l | Исходные данные | 12,5 | 31 |
| Диаметр по шлицам, см: | | | | |
| наружный | D | То же | 5,5 | 9 |
| внутренний | d | » | 4,44 | — |
| средний | $D_{ср}$ | » | 4,97 | — |

Продолжение табл. 7.18

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Вал ведущей шестерни конечной передачи | Задняя ось |
|---|-------------------|------------------------------|--|------------|
| Внутренний диаметр вала, см | d_B | Исходные данные | 0 | 5,1 |
| Ширина шлицев, см | b | То же | 1,4 | — |
| Число шлицев | $z_{ш}$ | » | 6 | — |
| Материал | — | » | 20ХН3А | Сталь 45 |
| Твердость | — | » | HRC 27 | HВ 260 |
| Предел, кгс/см ² : | | | | |
| прочности при растяжении | σ_B | » | 9 500 | 7 600 |
| усталости при изгибе | σ_{-1} | » | 4 300 | 3 800 |
| текучести при кручении | τ_T | » | 4 500 | 2 735 |
| Коэффициент влияния абсолютных размеров | ϵ_σ | » | 0,7 | 0,72 |
| Коэффициент концентрации напряжений | k_σ | » | 2,26 | 1,5 |
| Модуль упругости первого рода кгс/см ² | E | » | 2,1 · 10 ⁹ | |
| Номер подшипника: | | | | |
| левого | — | » | 92412К | 7518М |
| правого | — | » | 2712КМ | 7518М |
| Динамическая грузоподъемность | C_A C_B | » | 13 300 | 17 900 |
| | | » | 15 700 | 17 900 |
| Момент сопротивления, м ³ : | | | | |
| изгибу | W_H | $\frac{\pi d^3}{32}$ | 20,2 | 64,3 |
| кручению | W_K | $\frac{\pi d^3}{16}$ | 40,4 | — |

7.19. Расчет вала ведущей шестерни конечной передачи трактора Т-74 на прочность, жесткость и долговечность

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Численное значение при работе на I передаче |
|---|------------------------------|-----------------------------------|---|
| Число зубьев шестерни | z | Исходные данные | 13 |
| Радиус делительной окружности шестерни, см | r | $\frac{mz}{2}$ | 4,23 |
| Сумма углов зацепления и трения, град | $\alpha_{tw} + 5$ | Геометрический расчет шестерен | 26° 58' |
| — | $\cos(\alpha_{tw} + 5)$ | — | 0,891 |
| — | $\text{tg}(\alpha_{tw} + 5)$ | — | 0,510 |
| Расчетный крутящий момент при прямолинейном движении трактора, кгс·см | M_K | Исходные данные. | 13 954 |
| Сила на шестерне, кгс: | | | |
| окружная | P | $\frac{M_K}{r}$ | 3 300 |
| радиальная | T | $P \text{ tg}(\alpha_{tw} + 5)$ | 1 680 |
| суммарная | \bar{P} | $\frac{P}{\cos(\alpha_{tw} + 5)}$ | 3 700 |

Продолжение табл. 7.19

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Численное значение при работе на I передаче |
|---|----------------|--|---|
| Расстояние от шестерни до опоры, см: | | | |
| левой | l_1 | Исходные данные | 5,5 |
| правой | l_2 | То же | 7 |
| Коэффициент | ρ_A | $\frac{l_1}{l}$ | 0,44 |
| | ρ_B | $\frac{l_2}{l}$ | 0,56 |
| Реакция опоры, кгс: | | | |
| левой | R_A | $\bar{P}\rho_B$ | 2 070 |
| правой | R_B | $\bar{P}\rho_A$ | 1 630 |
| Коэффициент | K_A | $\frac{C_A}{1,8R_A}$ | 3,58 |
| | K_B | $\frac{C_B}{1,8R_B}$ | 5,35 |
| Частота вращения вала, об/мин | n | Исходные данные | 176 |
| Долговечность подшипника, ч: | | | |
| левого | $L_{нА}$ | $K_A^{3,33} \frac{10^6}{60n}$ | 6 650 |
| правого | $L_{нВ}$ | $K_B^{3,33} \frac{10^6}{60n}$ | 25 380 |
| Расстояние от расчетного сечения до правой опоры, см | x | Исходные данные | 2,5 |
| Изгибающий момент в расчетном сечении, кгс·см | M_n | $R_B x$ | 4 080 |
| Напряжение в расчетном сечении, кгс·см: | | | |
| изгиба | σ_n | $\frac{M_n}{W_n}$ | 202 |
| кручения | τ_k | $\frac{M_k}{W_k}$ | 346 |
| суммарное | $\sigma_{сум}$ | $\sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau_k^2}$ | 720 |
| Запас прочности: | | | |
| по усталости при изгибе | n_σ | $\frac{\sigma_{-1}^e \sigma}{\sigma_n^k \sigma}$ | 6,6 |
| по текучести при кручении | n_τ | $\frac{\tau_T}{\tau_k}$ | 13,0 |

7.20. Расчет оси ведомой шестерни конечной передачи трактора Т-74 на прочность и долговечность

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Численное значение при работе на I передаче |
|--|------------------------|---|---|
| Расчетный крутящий момент, кгс·см | M_K | Исходные данные | 65 218 |
| Сила на шестерне, кгс: | | | |
| окружная | P | То же | 3 300 |
| радиальная | T | » | 1 680 |
| суммарная | \bar{P} | » | 3 700 |
| Составляющая сил T и P , кгс: | | | |
| горизонтальная | X | $-T \sin \varphi + P \cos \varphi$ | 490 |
| вертикальная | Y | $T \cos \varphi + P \sin \varphi$ | 3 671 |
| Радиус звездочки, см | $r_{зв}$ | Исходные данные | 32,6 |
| Сила, действующая на звездочку, кгс | $P_{зв}$ | $\frac{M_{расч}}{r_{зв}}$ | 2 000 |
| Расстояние между опорами, см | l | Исходные данные | 14,4 |
| Реакция опоры, кгс: | | | |
| A: | | | |
| горизонтальная | $R_A \text{ гор}$ | $P_{зв}$ | 2 000 |
| вертикальная | $R_A \text{ верт}$ | 0 | 0 |
| суммарная | R_A | $\sqrt{(R_A \text{ гор})^2 + (R_A \text{ верт})^2}$ | 2 000 |
| B: | | | |
| горизонтальная | $R_B \text{ гор}$ | X | 490 |
| вертикальная | $R_B \text{ верт}$ | Y | 3 671 |
| суммарная | R_B | $\sqrt{(R_B \text{ гор})^2 + (R_B \text{ верт})^2}$ | 3 700 |
| Расстояние от опоры до расчетного сечения, см: | | | |
| I | x_I | Исходные данные | 18 |
| II | x_{II} | То же | 11 |
| Изгибающий момент в расчетном сечении, кгс·см: | | | |
| II | $M_{н II}$ | $R_A x_{II}$ | 22 000 |
| I: | | | |
| горизонтальный | $M_{н I \text{ гор}}$ | $R_A \text{ гор} x_I - R_B \text{ гор} (x_I - l)$ | 34 240 |
| вертикальный | $M_{н I \text{ верт}}$ | $R_A \text{ верт} x_I - R_B \text{ верт} (x_I - l)$ | 13 200 |
| суммарный | $M_{н I}$ | $\sqrt{(M_{н I \text{ гор}})^2 + (M_{н I \text{ верт}})^2}$ | 36 800 |

Продолжение табл. 7.20

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула и указание | Численное значение при работе на I передаче |
|--|--------------|--|---|
| Напряжение изгиба в сечении, кгс/см ² : | II | $\frac{M_{н II}}{W_{н II}}$ | 342 |
| | I | $\frac{M_{н I}}{W_{н I}}$ | 572 |
| Коэффициент концентрации напряжений в сечениях | k_{σ} | См. рис. 7.10; 7.8 | 1,5 |
| Запас прочности по изгибу в сечении: | I | $\frac{\sigma_{-1} \epsilon_{\sigma}}{\sigma_{н I} k_{\sigma}}$ | 3,18 |
| | II | $\frac{\sigma_{-1} \epsilon_{\sigma}}{\sigma_{н II} k_{\sigma}}$ | 5,34 |
| Коэффициент | K_A | $\frac{C_A}{3R_A}$ | 2,98 |
| | K_B | $\frac{C_B}{3R_B}$ | 1,61 |
| Частота вращения вала, об/мин | n | Исходные данные | 36,8 |
| Долговечность подшипника, ч: | левого | $K_A^{3,33} \frac{10^6}{60n}$ | 17 200 |
| | правого | $K_B^{3,33} \frac{10^6}{60n}$ | 2 210 |

7.21. Расчет суммарной долговечности L_h и приведенных нагрузок $Q_{пр}$ на подшипники узла бортовой передачи трактора Т-74

| Опора | Значения $a_i/L_{hi} \cdot 10^{-6}$ для передачи | | | | | | $\sum \frac{a_i}{L_{hi}} 10^{-6}$ | $L_h, ч$ | $Q_{пр}, кгс$ |
|-----------------------------|--|-------|------|------|-------|-------|-----------------------------------|----------|---------------|
| | I | II | III | IV | V | VI | | | |
| <i>Вал ведущей шестерни</i> | | | | | | | | | |
| A | 41,1 | 33,9 | 13,5 | 3,95 | 1,7 | 0,388 | 94,54 | 10 600 | 1710 |
| B | 10,8 | 8,93 | 3,5 | 1,03 | 0,448 | 0,102 | 24,8 | 40 300 | 1346 |
| <i>Задняя ось</i> | | | | | | | | | |
| A | 15,9 | 13,1 | 5,15 | 1,5 | 0,648 | 0,147 | 36,45 | 27 400 | 1662 |
| B | 123,5 | 102,1 | 40,2 | 11,7 | 5,04 | 1,14 | 283,7 | 3 530 | 3091 |

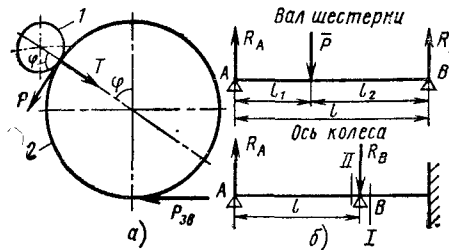


Рис. 7.9. Схема сил, приложенных к валу и оси конечной (бортовой) передачи: а — вид сбоку; б — продольный вид; 1 — малая бортовая шестерня; 2 — большая бортовая шестерня

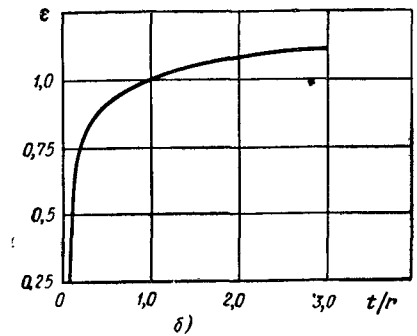
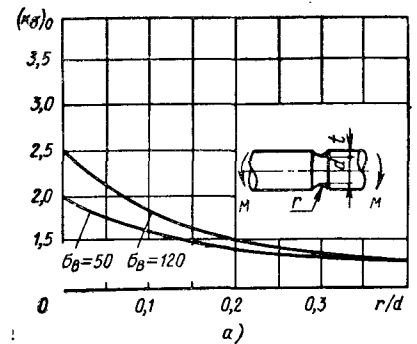


Рис. 7.10. Зависимости: а — теоретического коэффициента концентрации напряжений от отношения r/d ; б — поправочного коэффициента от отношения t/r

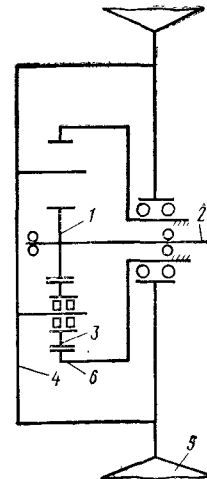


Рис. 7.11. Схема колесного редуктора трактора 4×4 класса 3 тс

7.4. РАСЧЕТ КОЛЕСНОГО РЕДУКТОРА ТРАКТОРА Т-150

Ведущая солнечная шестерня 1 редуктора соединяется шлицевой втулкой с полуосью 2 заднего моста. Солнечная шестерня приводит во вращение сателлиты 3, свободно сидящие на осях, закрепленных в водиле 4. Водило жестко связано с ободом колеса 5. Эпициклическая шестерня 6 закреплена неподвижно в ступице (см. рис. 7.11).

Расчет вала и подшипника сателлитов редуктора трактора приведен в табл. 7.22.

В табл. 7.23—7.25 приведены конструктивные и расчетные данные валов и трансмиссий тракторов Т-150, Т-150К и Т-25.

Для тракторных валов применяются углеродистые стали 40, 50 и др., если они не имеют шестерен; если же вал изготовлен заодно с шестерней, то применяются легированные стали 45Х; 18ХГТ; 12ХНЗА; 25ХГТ; 20Х и др.

Шлицевые соединения валов рассчитывают на смятие.

Твердость шлицев после термической обработки должна быть не менее HRC 50. В тракторостроении наибольшее распространение получили прямобоочные шлицевые соединения.

7.22. Расчет вала и подшипников редуктора трактора 4x4 класса 3 тс

| Параметр | Обозначение | Расчетная формула | Значение параметра |
|---|-------------------------|--|--------------------|
| Число зубьев: | | | |
| солнечной шестерни | z_1 | — | 17 |
| эпцикла | z_3 | — | 61 |
| Передаточное число колесного редуктора | $u_{к.р}$ | $1 + \frac{z_3}{z_1}$ | 4,59 |
| Число зубьев сателлита | z_2 | — | 21 |
| Условие соосности | k | $z_3 = z_1 + 2z_2$ | 59 |
| Число сателлитов | k | — | 3 |
| Условие сборки | — | $\frac{z_1 + z_3}{k} = \text{целое число}$ | 26 |
| Максимальный крутящий момент, передаваемый валом солнечной шестерни, кгс·см | $M_{к \text{ макс}}$ | Исходные данные | 20 550 |
| Момент сопротивления кручению, см ³ | W_k | $\frac{\pi d^3}{16}$ | 27,7 |
| Максимальное напряжение кручения, кгс/см ² | $\tau_{к \text{ макс}}$ | $\frac{M_{к \text{ макс}}}{W_k}$ | 745 |
| Материал вала солнечной шестерни | — | Сталь 38ХС, НРС 34, ГОСТ 4543—71 | |
| Прочностные характеристики, кгс/см ² | τ_T τ_{-1} | | 4 500 2 200 |
| Коэффициент запаса прочности по текучести | n_T | $\frac{\tau_T}{\tau_{к \text{ макс}}}$ | 6,04 |
| Радиус водила, см | $r_{\text{вод}}$ | $\frac{m(z_1 + z_2)}{2}$ | 9,5 |
| Коэффициент неравномерности распределения нагрузок между сателлитами | ν | — | 1,17 |
| Усилие, приложенное к оси сателлитов, кгс | P | $\frac{2M_{к \text{ макс}} \nu}{3r_1}$ | 3 780 |
| Относительная частота вращения сателлитов на передаче I, об/мин | $n_{\text{отн}}$ | $\frac{(n_3 - n_4) \cdot 17}{21}$ | 156 |
| Коэффициент работоспособности роликоподшипника сателлита | C | $1,8 \cdot 70z^{0,7} d_p l_p$ | 297 000 |
| Долговечность роликоподшипника при работе на передаче I, ч | L_{h1} | $\left(\frac{C}{k_d V P}\right)^{3,33} \frac{1}{n_{\text{отн}}}$ | 3 040 |

Примечание. d_p, l_p — диаметр и длина ролика; z — число роликов.

Их изготовление регламентирует нормаль НАТИ ОН 13-126—62 «Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные для тракторов».

По нормали центрирование производится по наружному диаметру шлицев. Допускается также центрирование по внутреннему диаметру шлицев.

В последнее время получают широкое распространение эвольвентные шлицевые соединения (МТЗ-50; ДТ-75М; Т-40).

Изготовление этих соединений регламентирует ГОСТ 6033—51, профильный угол исходного контура рейки — 30°, посадка по наружному диаметру и боковым поверхностям шлицев.

7.23. Характеристики трансмиссии трактора Т-150

| Вал | Диаметр (средний) | Материал, сталь | Твердость | Характеристики материала | | | | $\sigma_{\text{сум}}$ | τ_k | $\sigma_{\text{н}}$ | τ_k | $\sigma_{\text{н}}$ | $f_{\text{мах}}$, мм | $r_{\text{мах}}$, мм | $u_{\text{ш}} I_{-II}$ | $u_{\text{ш}} I_{-I}$ | $\sigma_{\text{сум}}$ | τ_k | $\sigma_{\text{н}}$ | $f_{\text{мах}}$, мм | $r_{\text{мах}}$, мм | |
|--|-------------------|-----------------|-------------|--------------------------|---------------|-------------|------------|-----------------------|----------|---------------------|----------|---------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------|----------|---------------------|-----------------------|-----------------------|------|
| | | | | σ_B | σ_{-1} | τ_{-1} | σ_T | | | | | | | | | | | | | | | |
| Муфты | 58,6 | 20ХГНР | HRC 30—45 | 10 340 | 4140 | 2280 | 8 280 | 289 | — | 578 | 289 | — | — | — | 14,35 | 6,15 | 578 | 289 | — | — | — | 77,8 |
| Коробки передач: | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| первый | 61,5 | 18ХГТ | HRC 30—38 | 10 000 | 4000 | 2200 | 8 000 | 567 | 567 | 660 | 169 | 682 | 0,0345 | 0,121 | 12,15 | 4,2 | 660 | 169 | 682 | 0,0345 | 0,121 | 78,7 |
| промежуточный | 61,5 | 45 | HRC 241—285 | 8 900 | 3560 | 1060 | 8 950 | 630 | 630 | 682 | 41 | 304 | 0,121 | 0,00698 | 8,71 | 4,1 | 682 | 41 | 304 | 0,121 | 0,00698 | 166 |
| вторичный | 61,0 | 45 | HRC 23—30 | 7 800 | 3120 | 1720 | 5 220 | 304 | 304 | 438 | 121 | — | — | — | 11,9 | 2,97 | 438 | 121 | — | — | — | 91,4 |
| Малой конической шестерни главной передачи | 55,75 | 20ХНЗА | HRC 25 | 9 500 | 3800 | 2090 | 7 600 | 115 | 115 | 190 | 75,3 | — | — | — | 4,0 | 5,92 | 190 | 75,3 | — | — | — | 87,1 |
| Конечной передачи | 56 | 38ХС | HRC 34 | 10 000 | 4500 | 2200 | 8 300 | — | — | 2460 | 1230 | — | — | — | — | — | 2460 | 1230 | — | — | — | 415 |
| Ступица | 95,8 | 45 | HRC 217—262 | 8 000 | 3200 | 1760 | 5 360 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — | — |
| Отбора мощности: ведущий | 43 | 38ХС | HRC 25 | 10 000 | 4000 | 2200 | 8 300 | 2020 | 2020 | 2040 | 2020 | — | — | — | 2,16 | 4,06 | 2040 | 2020 | — | — | — | 265 |
| ведомый | 58 | 45 | HRC 241—285 | 8 900 | 3560 | 1960 | 5 950 | 665 | 665 | 1030 | 386 | — | — | — | 5,78 | 2,5 | 1030 | 386 | — | — | — | 410 |
| | | 20ХГСНА | HRC 25—38 | 13 000 | 5200 | 2860 | 10 800 | 2160 | 2160 | 4320 | 2160 | — | — | — | — | — | 4320 | 2160 | — | — | — | 690 |

7.24. Характеристика трансмиссии трактора Т-150К

| Вал | Диаметр (средний) | Материал, сталь | Твердость | Характеристики материала | | | | $\sigma_{\text{сум}}$ | τ_k | $\sigma_{\text{н}}$ | τ_k | $\sigma_{\text{н}}$ | $f_{\text{мах}}$, мм | $r_{\text{мах}}$, мм | $u_{\text{ш}} I_{-II}$ | $u_{\text{ш}} I_{-I}$ | $\sigma_{\text{сум}}$ | τ_k | $\sigma_{\text{н}}$ | $f_{\text{мах}}$, мм | $r_{\text{мах}}$, мм | |
|---|-------------------|-----------------|-------------|--------------------------|---------------|-------------|------------|-----------------------|----------|---------------------|----------|---------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------|-----------------------|----------|---------------------|-----------------------|-----------------------|------|
| | | | | σ_B | σ_{-1} | τ_{-1} | σ_T | | | | | | | | | | | | | | | |
| Муфты | 58,6 | 20ХГНР | HRC 30—45 | 10 340 | 4140 | 2280 | 8 280 | 289 | — | 578 | 289 | — | — | — | 12,2 | 6,1 | 578 | 289 | — | — | — | 77,8 |
| Коробки передач: | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| первый | 61,5 | 18ХГТ | HRC 30—38 | 9 900 | 3960 | 2180 | 7 900 | 689 | 689 | 771 | 172 | 689 | 0,136 | 0,13 | 10,2 | 3,56 | 771 | 172 | 689 | 0,136 | 0,13 | 129 |
| вторичный | 61 | 45 | HRC 23—30 | 8 150 | 3260 | 1790 | 5 450 | 540 | 540 | 675 | 203 | 540 | 0,13 | 0,01 | 8,07 | 1,75 | 675 | 203 | 540 | 0,136 | 0,13 | 192 |
| первичный раздаточный коробки | 61,5 | 18ХГТ | HRC 25—38 | 8 850 | 3540 | 1950 | 7 080 | 330 | 330 | 610 | 262 | 330 | Менее 0,01 | Менее 0,01 | 11,6 | 2,22 | 610 | 262 | 330 | Менее 0,01 | Менее 0,01 | 200 |
| привода заднего моста | 61,5 | 45 | HRC 241—285 | 8 900 | 3540 | 1960 | 5 950 | 280 | 280 | 860 | 408 | 280 | Менее 0,01 | Менее 0,01 | 6,92 | 3,52 | 860 | 408 | 280 | Менее 0,01 | Менее 0,01 | 322 |
| привода переднего моста | 61,5 | 45 | HRC 241—285 | 8 900 | 3540 | 1960 | 5 950 | 169 | 169 | 443 | 204 | 169 | Менее 0,01 | Менее 0,01 | 13,4 | 6,8 | 443 | 204 | 169 | Менее 0,01 | Менее 0,01 | — |

Продолжение табл. 7.24

| Вал | Диаметр (средний) | Материал, сталь | Твердость | Характеристика материала | | | | | σ_H | τ_K | $\mu_{\Sigma D}$ | $\mu_{\Sigma 1-2}$ | $\mu_{\Sigma 1-3}$ | f_{\max} , мм | D_{\max} , см |
|--|-------------------|-----------------|------------|--------------------------|---------------|-------------|------------|------------|------------|----------|------------------|--------------------|--------------------|-----------------|-----------------|
| | | | | σ_B | σ_{-1} | τ_{-1} | σ_T | σ_H | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | |
| Ведущей шестерни главной передачи | 55,75 | 20XН3А | HRC 25 | 9 500 | 3800 | 2090 | 7 600 | 189 | 121 | 307 | 3,62 | 24,8 | — | — | |
| Полусось конечной передачи | 56 | 38ХС | HRC 34 | 10 000 | 4000 | 2200 | 8 300 | — | 980 | 1960 | 2,24 | 4,23 | — | 332 | |
| Отбора мощности: промежуточный ведущий | 30 | 38ХС | HВ 217—285 | 1000 | 4000 | 2200 | 8 300 | — | 1060 | 2120 | 2,08 | 3,92 | — | 269 | |
| ведомый | 43 | 45 | HВ 241—285 | 8 900 | 3660 | 1960 | 5 950 | 692 | 415 | 1080 | 3,69 | 5,51 | 0,0322 | 428 | |
| ведомый | 58 | 20ХГСНА | HВ 241—285 | 13 000 | 5200 | 2860 | 10 800 | — | 2050 | 4100 | 1,69 | 2,63 | — | 658 | |

7.25. Характеристики трансмиссии трактора Т-25

| Вал | Диаметр (средний) | Материал, сталь | Твердость | Характеристики материала | | | | | σ_H | τ_K | $\mu_{\Sigma D}$ | $\mu_{\Sigma 1-2}$ | $\mu_{\Sigma 1-3}$ | f_{\max} , мм | D_{\max} , см |
|-----------------------------------|-------------------|-----------------|------------|--------------------------|---------------|-------------|------------|------------|------------|----------|------------------|--------------------|--------------------|-----------------|-----------------|
| | | | | σ_B | σ_{-1} | τ_{-1} | σ_T | σ_H | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | | | |
| Муфты главного сцепления | 35 | 40Х | HRC 34—41 | 10 000 | 4000 | 2200 | 7500 | — | 400 | 800 | 4,56 | 9,38 | — | 66,5 | |
| Коробки передач: первичный | 29 | 18ХГТ | HВ 241—285 | 8 800 | 3520 | 1936 | 6600 | 46 | 200 | 403 | 12,6 | 16,4 | Менее 0,01 | 71,5 | |
| промежуточный | 36 | 38ХС | HВ 269—321 | 9 000 | 4450 | 1980 | 7000 | 560 | 167 | 650 | 2,15 | 10,8 | То же | 160 | |
| главный | 40,6 | 40 | HВ 269—321 | 8 800 | 3200 | 1936 | 4920 | 1130 | 236 | 1230 | 2,25 | 4,0 | » | 272 | |
| Конечной передачи: малой бортовой | 32,9 | 40Х | HВ 269—321 | 10 000 | 4000 | 2200 | 7500 | — | 760 | 1520 | 2,9 | 4,94 | » | 501 | |
| шестерни | 38 | 45Х | HВ 207—241 | 10 500 | 4200 | 2310 | 9000 | 548 | — | — | 3,18 | — | » | 358 | |
| ось колеса | 26,9 | 20Х | HRC 30 | 8 000 | 3200 | 1760 | 6000 | — | 1042 | 2084 | 1,395 | 2,87 | — | 390 | |
| Промежуточный отбора мощности | | | | | | | | | | | | | | | |

8.1. КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ФРИКЦИОННЫХ МУФТ СЦЕПЛЕНИЯ

Каждая муфта сцепления состоит из ведущей и ведомой частей, механизма управления и корпуса. По виду связи между ведущими и ведомыми частями различают муфты сцепления: фрикционные, электромагнитные и гидравлические. На тракторах применяются преимущественно фрикционные муфты, как не имеющие «скольжения» ведомой части во включенном состоянии.

Фрикционные муфты сцепления разделяют:

по форме трущихся поверхностей и направлению сжимающей силы — на дисковые (однодисковые, двухдисковые, многодисковые) с осевыми силами; барабанные (колодочные, ленточные) с радиальными силами; конусные с осевой и радиальными силами;

по способу создания нормальных сил на трущихся поверхностях — на пружинные, рычажные, полцентробежные и центробежные, электромагнитные, гидростатические с гидравлическим нажимом;

по конструкции нажимного механизма — на постоянно-замкнутые и непостоянно-замкнутые;

по роду трения — на сухие и работающие в масле;

по распределению передаваемой мощности — на однопоточные и двухпоточные, управляющие одним потоком мощности к коробке передач и другим к независимому валу отбора мощности.

Благодаря простоте конструкции, чистоте выключения, легкости ремонта наибольшее распространение на тракторах получили дисковые муфты сцепления.

При конструировании фрикционных муфт сцепления необходимо обеспечить:

- 1) правильный подбор материала трущихся поверхностей;
- 2) эффективный отвод тепла от трущихся поверхностей;
- 3) хорошую вентиляцию, для чего в корпусе муфты и в маховике делают окна;
- 4) очистку поверхностей трения от продуктов износа;
- 5) предохранение трущихся поверхностей от загрязнения и замасливания;
- 6) удобную регулировку для компенсации износа;
- 7) удобную смазку подшипников;
- 8) наименьший момент инерции ведомых масс;
- 9) расположение центра тяжести ведомого диска и плоскостей трения возможно ближе к середине длины ступицы;
- 10) точность балансировки деталей и муфты сцепления в целом (несбалансированность для $n = 1500 \div 2000$ об/мин не более $100-150$ гс·см).

Рабочие поверхности должны иметь высокий и стабильный при изменении температуры, удельного давления и скорости

скольжения коэффициент трения, высокую износостойкость, хорошую теплопроводность, обеспечивать отсутствие заедания.

Муфты сухого трения имеют меньшие размеры, чем жидкостного, обеспечивают более чистое выключение. Муфты жидкостного трения имеют более плавное включение, стабильный коэффициент трения, допускают повышенную удельную работу буксования.

В муфтах сухого трения маховик и нажимные диски изготовляют из чугуна СЧ 15-32 и СЧ 18-36, имеющего удовлетворительную теплопроводность и сопротивляемость задирам. В паре с ними работают фрикционные накладки, приклепываемые обычно к ведомым дискам.

Показатели асбестовых фрикционных материалов представлены в табл. 8.1. Накладки изготовляют в виде колец, стандартные размеры которых приведены в табл. 8.2.

8.1. Физико-механические показатели асбестовых фрикционных материалов (ГОСТ 1786—74)

| Марка материала накладки | Плотность, г/см ³ | Твердость по Бринеллю, кгс/мм ² | Коэффициент трения по чугуну μ_0 | Износ (по толщине) при работе в паре с чугуном Δ_0 , мм |
|--------------------------|------------------------------|--|--------------------------------------|--|
| НСФ-1 | 2,19 | 21—32 | 0,40—0,52 | 0,22 |
| НСФ-2 | 1,90 | 17—27 | 0,34—0,46 | 0,08 |
| НСФ-3 | 2,18 | 21—33 | 0,40—0,52 | 0,08 |
| НСФ-4 | 1,69 | 15—24 | 0,37—0,49 | 0,20 |
| НСФ-5 | 2,05 | 21—45 | 0,35—0,36 | 0,18 |
| НСФ-6 | 2,14 | 17—29 | 0,43—0,61 | 0,10 |
| НСФ-7 | 1,98 | 25—47 | 0,34—0,48 | 0,16 |
| НСФ-8 | 2,13 | 20—40 | 0,40—0,47 | 0,16 |

Примечания: 1. Износ по толщине определяется при постоянном скольжении со скоростью 7—7,5 м/с в течение 2 ч при удельном давлении 2,7 кгс/см² и температуре 100—135° С.
2. Образцы колец, выдержанные в течение 3 ч при 275—280° С, не должны расслаиваться, обугливаться, крошиться.

Металлокерамические накладки имеют следующие преимущества перед асбокартонными: большие коэффициент трения, износостойкость, допустимое давление; лучшую теплопроводность, меньшие толщину и чувствительность к повышению температуры. Основные недостатки: сложность производства и ремонта, высокая стоимость. Физико-механические показатели металлокерамических материалов даны в табл. 8.3.

Для муфт сцепления, работающих в масле, применяют диски из листовой стали 40, 45 и 30, облицованные металлокерамическими накладками, а также из кремнистой стали 65 Г и 50 Г без накладок. Путем сульфатирования (насыщения поверхностного слоя азотом, углеродом и серой) дисков из кремнистой стали на рабочих поверхностях получают пленку, хорошо противостоящую истиранию и задиру.

Поверхности трения должны быть плоскими и гладкими: класс шероховатости шлифованных поверхностей чугунных дисков не менее седьмого, стальных — восьмого.

8.2. Стандартные размеры (мм) фрикционных накладок (ГОСТ 1786—74), применяемых в автотракторостроении

| Диаметр | | Толщина S | Диаметр | | Толщина S | |
|-------------------------|---------------------------|-------------------------|-------------------------|---------------------------|-------------------------|--------------------|
| наружный D _н | внутренний D _в | | наружный D _н | внутренний D _в | | |
| 50 | 20; 30 | 3,0; 3,5; 40,0 | 240 | 160; 180 | 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5 | |
| 65 | 30; 40 | | 250 | 155; 180 | | |
| 75 | 40; 50 | | 280 | 165; 180; 200 | | |
| 85 | 45; 50 | 2,5; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5 | 300 | 165; 175; 200 | 3,5; 4,0; 4,5; 6,0 | |
| 100 | 60; 70 | | 310 | 175; 200 | | |
| 115 | 65; 90 | | 325 | 185; 200; 220 и 230 | | |
| 140 | 75; 85; 100 | | 340 | 185; 195; 210 | 4,0; 4,5; 4,7; 5,0 | |
| 150 | 90; 100 | | 350 | 195; 200; 210; 240; 290 | | |
| 160 | 95; 110 | | 400 | 220; 240; 280 | | |
| 170 | 100; 120 | | 420 | 220; 240; 280 | | |
| 180 | 100; 120; 125 | | 450 | 380 | 200; 230 | 4,0; 4,5; 5,0; 6,0 |
| 190 | 110; 130; 140 | | | 400 | 220; 240; 280 | |
| 200 | 120; 130; 140 | | | 420 | 220; 240; 280 | |
| 215 | 140; 150; 160 | 450 | | 200; 240; 290 | | |
| 225 | 140; 150; 160; 175 | | | | 5,0; 5,5; 6,0 | |

Примечание. Предельные отклонения по размерам накладок не должны быть более указанных ниже:
для диаметра D_н составляют —1 мм;
для диаметра D_в составляют +1 мм;
для толщины S составляют ±0,1 мм.

8.3. Физико-механические свойства металлокерамических материалов

| Показатель | Показатель | |
|--|-------------------------|-----------------------------|
| | МК-5 (на медной основе) | ФМК-11 (на железной основе) |
| Плотность, г/см ³ | 5,8—6,0 | 6,0—6,5 |
| Твердость, кгс/мм ² | 18—25 | 60—80 |
| Предел прочности при сжатии, кгс/мм ² | 25—28 | 50—70 |
| Коэффициент трения по чугуну: | | |
| в условиях сухого трения при давлении 20 кгс/см ² | 0,26—0,35 | 0,40—0,50 |
| в условиях жидкостного трения | 0,10—0,12 | — |
| Предельная рабочая температура в условиях сухого трения, °С | 300—350 | 850—950 |

Коэффициент трения рабочих поверхностей изменяется в зависимости от давления и температуры (рис. 8.1). Наиболее чувствительны к нагреву резино-асбестовые смеси; малочувствительны металлокерамика и стальные диски. Скорость скольжения 5—15 м/с мало изменяет коэффициент трения. Для получения более стабильного коэффициента трения необходимо в конструкции муфты сцепления предусмотреть удаление продуктов износа с поверхностей трения, хорошую вентиляцию и теплоотвод (рис. 8.2)

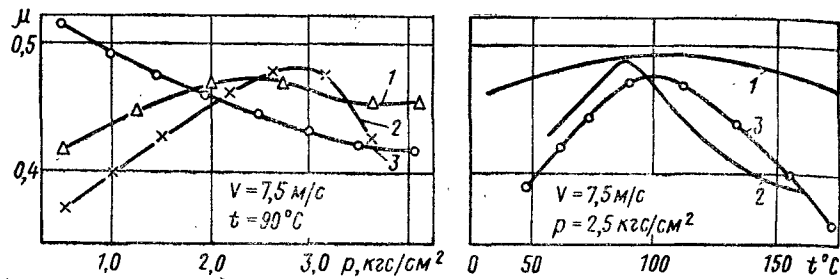


Рис. 8.1. Зависимость коэффициента трения μ от давления p и температуры t° для накладок из материала: 1 — НСФ-2; 2 — НСФ-4; 3 — НСФ-6

При расчете фрикционной муфты определяют число и размеры поверхностей трения, требуемую силу нажатия, надежность и долговечность для заданного режима работы. Режим работы задается:

1. Коэффициентом запаса сцепления $\beta = M_{\phi} / M_n$, где M_{ϕ} — момент трения муфты; M_n — номинальный момент двигателя. Для постоянно-замкнутых муфт и непостоянно-замкнутых с компенсационными пружинами $\beta = 2,2 \div 3,5$, для непостоянно-замкнутых муфт — $\beta = 2,5 \div 4$. При увеличении β уменьшается износ и увеличивается долговечность муфты, но одновременно увеличиваются динамические нагрузки в трансмиссии. В результате крутильных колебаний в системе двигатель — трансмиссия передаваемый муфтой динамический момент может превышать значение M_n и запас сцепления уменьшится:

$$\beta_{\text{дин}} = \frac{M_{\phi}}{M_n + \Delta M}$$

где ΔM — амплитуда колебания момента (см. гл. 5).

Для одно-двухцилиндровых двигателей при неблагоприятном сочетании отдельных факторов $\beta_{\text{дин}} = (0,6 \div 0,7) \beta$.

В результате износа поверхностей трения, сбеге допусков при изготовлении значение β уменьшается и следует брать запас порядка 20—30%. Минимальное значение, при котором нарушается нормальная работа тракторной муфты, соответствует $\beta \leq 1,7$.

2. Работой буксования муфты при трогании с места

$$A_6 = \frac{0,55 \omega^2 J_d}{\frac{J_d}{J_c} \left(1 - \frac{k_3}{\beta}\right) + \left(1 - \frac{k_m}{\beta}\right)}$$

(8.1)

где обозначения и определение величин даны в табл. 2.8.

3. Числом выключений и включений муфты сцепления в час (табл. 8.4).

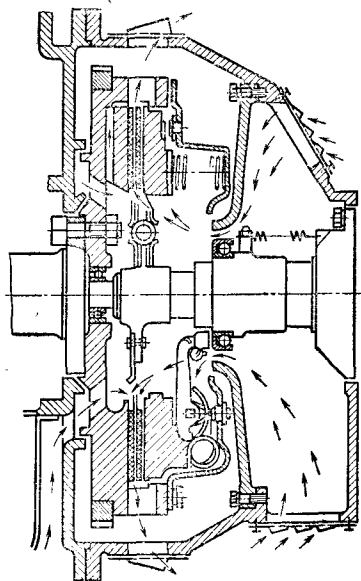


Рис. 8.2. Схема циркуляции воздуха внутри муфты сцепления фирмы Бор энд Бек

8.4. Число включений U (ч) муфт сцеплений на различных сельскохозяйственных работах

| Наименование работы | U | Наименование работы | U |
|-----------------------------------|-------|--------------------------------|--------|
| Пахота | 20—24 | Уборка: | |
| Культивация | 18—22 | снегоза | 25—45 |
| Боронование, дискование | 8—12 | свеклы | 20—25 |
| Междурядная обработка | 18—35 | картофеля | 35—40 |
| Посев зерновых | 22—25 | Кошение трав | 28—30 |
| Транспортные работы | 30—35 | Соломокошение | 25—30 |
| | | Работы с бульдозером | 45—350 |

Примечание. При наличии увеличителя крутящего момента частота включений уменьшается на 20—40%.

Порядок расчета следующий.

1. Задают размерами рабочих поверхностей по данным размерам маховика двигателя, корпуса муфты и ГОСТ на фрикционные кольца. Средний радиус трения

$$R_{\text{ср}} = \frac{D_n + D_b}{4}$$

Для фрикционных дисков, работающих в масле, $D_n/D_b = 1,2 \div 1,4$.

2. Определяют необходимую нормальную силу (кгс)

$$P = \frac{\beta M_n}{\mu R_{\text{ср}}^2}$$

и проверяют ее по допустимому давлению

$$p_d = \frac{P}{0,785 (D_n^2 - D_b^2)}$$

Значения коэффициента трения μ и допустимого давления p_d даны в табл. 8.5. Число пар поверхностей трения $z = m_1 + m_2 - 1$, где m_1 и m_2 — число ведущих и ведомых дисков, подбирают для получения допустимого p_d .

8.5. Показатели пар трения

| Материал пары трения | Сухое трение | | Трение в масле | |
|---|----------------|-----------------------------|----------------|-----------------------------|
| | μ | p_d , кгс/см ² | μ | p_d , кгс/см ² |
| Сталь по стали или чугуну | 0,15—0,18 | 2,0—3,0 | 0,05—0,10 | 6—10 |
| Сталь по райбесту | 0,25—0,35 | 1,0—2,5 | Не применяется | |
| Сталь по асбобакелиту | 0,35—0,45 | 1,0—3,0 | 0,08—0,12 | 2—5 |
| Сталь по асбокаучуку | 0,40—0,50 | 0,5—2,0 | 0,08—0,15 | 1—3 |
| Сталь по металлокерамике | 0,40—0,55 | 4,0—6,0 | 0,09—0,12 | 15—25 |
| Сульфиднированная стальная пара | Не применяется | | 0,08—0,11 | 15—25 |

Для муфт с большим (более 10) полным числом дисков $m = m_1 + m_2$ вследствие трения в шлицах дисков суммарный момент трения муфты [3]

$$M_{\phi\Sigma} = \frac{\mu R_{\text{ср}} P}{1 - \mu\mu_1 \frac{R_{\text{ср}}}{R_1}} \frac{(1+A)[1-(AB)^m]}{1-AB},$$

где

$$A = \frac{1 - \mu\mu_1 \frac{R_{\text{ср}}}{R_2}}{1 + \mu\mu_1 \frac{R_{\text{ср}}}{R_2}}; \quad B = \frac{1 - \mu\mu_1 \frac{R_{\text{ср}}}{R_1}}{1 + \mu\mu_1 \frac{R_{\text{ср}}}{R_1}};$$

R_1 и R_2 — радиусы шлицев ведущего и ведомого дисков; μ_1 — коэффициент трения шлиц.

3. Рассчитывают показатели работоспособности муфты сцепления при трогании с места машинно-тракторного агрегата, определив работу буксования по формуле (8.1) или более точным графоаналитическим методом [13].

Тепловая напряженность муфты зависит от удельной мощности буксования [кгс·м/(с·см²)]:

$$N_y = \frac{A_6}{t_1 \cdot 0,785 (D_H^2 - D_B^2) z},$$

где t_1 — время буксования муфты (см. табл. 2.8).

Среднее повышение температуры (°C) на поверхности трения дисков за одно включение муфты

$$t_{\Delta} = \frac{N_y}{\frac{\lambda_a}{S_a} + \frac{\lambda_b}{S_b}},$$

где λ_a, λ_b — коэффициенты теплопроводности первого и второго дисков пары; S_a, S_b — половина толщины первого и второго дисков (толщина накладок).

Температура по поверхности диска распределяется не равномерно, а пропорционально радиусу трения R_r :

$$t_r = t_0 + t_{\Delta} \frac{R_r}{R_{\text{ср}}},$$

где t_0 — средняя объемная температура деталей, зависящая от температуры воздуха и загрузки двигателя.

По экспериментальным данным интенсивное снижение фрикционных качеств накладок на асбестовой основе начинается при температуре $t_{\mu} \geq 280 + 300$ °C, а разрушение при $t_{\text{кр}} > 400$ °C. Для обеспечения работоспособности муфты необходимо выдержать условие $t_{\text{max}} \leq t_{\text{кр}}$. При $t_{\text{max}} > t_{\mu}$ следует учитывать в расчете снижение коэффициента μ .

При циклическом включении с интервалом $\tau_U = \frac{3600}{U}$ с муфта охлаждается в замкнутом состоянии (время $\tau_3 = \tau_U - (3+5)$ с) и разомкнутом ($\tau_p \approx 3$ с) перед последующим включением. Постоянная (с) времени охлаждения диска:

$$\tau_a = \frac{b_a c_a \rho_a}{\alpha_a} \text{ — при включенной муфте;}$$

$$\tau_b = \frac{b_a c_a \rho_a}{k c_b \rho_b v_s^{0,73}} \text{ — при выключенной муфте,}$$

где c_a, c_b, ρ_a, ρ_b — теплоемкость и плотность материала металлического диска, воздуха (табл. 8.6); α_a — коэффициент теплоотдачи; для пары чугун—воздух

8.6. Теплотехническая характеристика материалов, входящих в пары трения

| Материал | Плотность, кгс/м ³ | Теплоемкость, ккал/кг·°C | Теплопроводность, ккал/м·ч·°C | Температуропроводность, м ² /ч·10 ³ |
|--------------------------------|-------------------------------|--------------------------|-------------------------------|---|
| Алюминий | 2600 | 0,22 | 175 | 306 |
| Сталь (легированная) | 7900 | 0,11 | 39 | 45 |
| Чугун | 7500 | 0,115 | 54 | 62,5 |
| Асбест | 1200 | 0,60 | 0,13—0,15 | 0,72 |
| НСФ-1 | 2100 | 0,23 | 0,44 | 0,86 |
| НСФ-2 | 1800 | 0,22 | 0,97 | 2,20 |
| Резина | 1200 | 0,33 | 0,14 | 0,35 |
| Воздух (при 50° C) | 1,07 | 0,24 | 0,024 | 93 |

при средней скорости 20—30 м/с и включенной муфте $\alpha_a = 0,015 + 0,025$ ккал/м²·с·град (для промежуточного диска берут меньшие значения); k — коэффициент поверхностного трения: $k \approx 0,3 + 0,4$; v_s — средняя скорость скольжения дисков; $v_s = \frac{\pi n_H}{60} R_{\text{ср}}$.

После U включений средняя температура поверхности дисков

$$t_U = t_0 + t_{\Delta} \frac{1}{1 - e^{-(\tau_3/\tau_a + \tau_p/\tau_b)}} < 280$$
 °C.

4. Находят время (τ) работы муфты до переключения накладок:

$$\tau_H = \frac{\Delta_{\text{п}}}{\Delta_0} \frac{7200}{t_1 U} \frac{7,5}{v_s},$$

где $\Delta_{\text{п}}$ — предельный износ по глубине поверхности накладки, мм (обычно принимают равным глубине утопания головок заклепок, крепящих накладку: $\Delta_{\text{п}} = 1 + 1,5$ мм); Δ_0 — износ по толщине при испытании накладки на постоянное трение в течение 2 ч при скорости скольжения 7,5 м/с (см. табл. 8.1).

5. Определяют напряжения в шлицевом соединении ступицы ведомого диска с валом для максимального крутящего момента двигателя. Принимают, что в работе участвует 75% шлицев. Напряжения (кгс/см²) смятия на боковых гранях

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{8k_M M_H}{0,75 z_{\text{ш}} z_{\text{ст}} l_{\text{ст}} (d_H^2 - d_B^2)} \leq 150,$$

где k_M — коэффициент приспособляемости двигателя.

Напряжения (кгс/см²) среза шлицев вала

$$\tau_{\text{ш}} = \frac{2k_M M_H}{0,75 z_{\text{ш}} z_{\text{ст}} l_{\text{ст}} d_B} \leq 150.$$

Данные по шлицевым соединениям некоторых тракторов приведены в табл. 8.7.

6. Рассчитывают заклепочное соединение ведомого диска со ступицей на срез и смятие. Число заклепок 8—12. Напряжение смятия, во избежание расша-

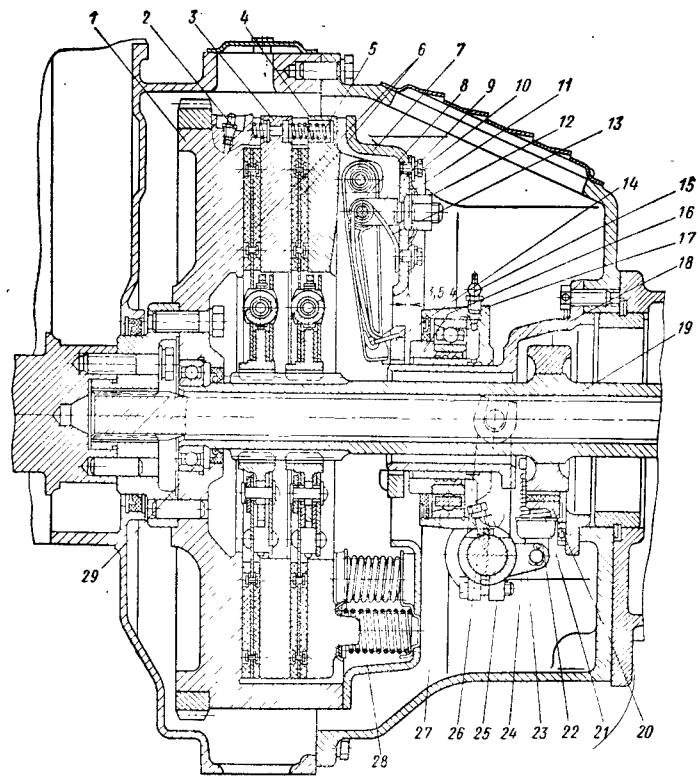


Рис. 8.4. Муфта сцепления двигателя СМД-60:

1 — маховик; 2, 15 — масленки; 3 — промежуточный диск; 4 — нажимной диск; 5 — отжимная пружина; 6 — ведомый диск; 7 — кожух; 8 — отжимной рычаг; 9 — вилка; 10 — болт стопорной пружины; 11 — стопорная пружина; 12 — регулировочная гайка; 13 — отжимная пружина; 14 — упорное кольцо; 16 — упор подшипника; 17 — корпус; 18 — стаканы выжимного подшипника; 19 — вал муфты сцепления; 20 — тормозная колодка; 21 — пружина тормозка; 22 — серьга; 23 — стакан пружины; 24 — муфта серьги; 25 — вилка выключения; 26 — валик выключения; 27 — подшипник механизма выключения; 28 — нажимная пружина; 29 — подшипник вала муфты сцепления

Пружинное нажимное устройство. В постоянно-замкнутых муфтах диски зажимаются усилием набора цилиндрических пружин, действующих на нажимной диск. Иногда применяют центральную пружину, действующую через рычаги или тарельчатую пружину. Двухдисковая сухая постоянно-замкнутая главная муфта сцепления с одним управляемым потоком двигателя СМД-60 (рис. 8.4) имеет 20 нажимных пружин, установленных по двум окружностям диаметрами 250 и 320 мм. Два ведомых диска, имеющих по шесть радиальных прорезов, несут накладки из фрикционного материала. В каждом ведомом диске установлен фрикционный гаситель колебаний крутящего момента двигателя с восемью равномерно расположенными пружинами. Маховик имеет четыре паза, в которые заходят хвостовики промежуточного и нажимного дисков. Муфту выключают нажимом стакана выжимного подшипника через упорное кольцо и четыре отжимных рычага. Для быстрой остановки ведомых деталей применен колодочный тормозок.

Расчет пружинного нажимного устройства с непосредственным нажатием пружин производят в следующем порядке.

1. Задаются числом пружин $i_{пр}$ (число пружин должно быть кратно числу отжимных рычажков, минимальное количество которых во избежание перекоса нажимного диска при выключении равно трем). Нагрузка на пружину

$$P_1 = \frac{P + P_{от}}{i_{пр}},$$

где $P_{от}$ — суммарное усилие отжимных пружин в рабочем положении; $P_{от} = 20 \div 30$ кгс.

2. Задавшись средним диаметром пружины D_0 (см) по условию размещения на нажимном диске и допустимым рабочим напряжением $[\tau] = 5000 \div 6000$ кгс/см², определяют диаметр (см) проволоки

$$d = \sqrt[3]{\frac{8P_1 D_0 k}{\pi [\tau]}},$$

где k — коэффициент кривизны витка: $k = 1,25 \div 1,3$.

Полученное значение d округляют до ближайшей по сортаменту величины.

3. Задавшись зазором между поверхностями трения в выключенном состоянии $\zeta = 0,035 \div 0,1$ см (большой зазор принимают при большом диаметре дисков), определяют из условия увеличения усилия пружины выключенной муфты до $(1,1 \div 1,2) P_1$ число рабочих витков пружины

$$i_v = \frac{G_c d^4}{8D_0^3} \frac{\zeta z}{(0,1 \div 0,2) P_1},$$

где G_c — модуль сдвига, принимают равным $8 \cdot 10^5$ кгс/см²; z — число пар трения. Длина (см) пружины в свободном состоянии

$$l_{св} = (i_v + 1,5) d + y (i_v + 0,5) + \lambda_p + \zeta z,$$

где y — минимальный зазор между витками в выключенном состоянии; $y = 0,05 \div 0,01$ см; λ_p — деформация (прогиб) пружины в рабочем состоянии, см; $\lambda_p = 8D_0^2 i_v P_1 / (G_c d^4)$.

При износе поверхностей трения на Δ см усилие пружин снижается и коэффициент β уменьшается до значения

$$\beta_{и} = \left(1 - \frac{\Delta}{\lambda_p}\right) \beta.$$

Для обеспечения стабильности β следует уменьшать отношение Δ/λ_p и соответственно жесткость пружин. Основные параметры нажимных пружин некоторых тракторов приведены в табл. 8.8.

Усилие на педаль муфты определяют, вычертив в масштабе схему рычагов выключения (рис. 8.5). Усилие N ноги на педаль принимают направленным под углом 30° к горизонтали:

$$N = \frac{P}{\eta_v \frac{b}{a} \frac{h_{вГ}}{h_{вВ}} \frac{h_{ДЕ}}{h_{ЕЖ}}}.$$

К. п. д. передачи η_v принимают равным $0,7 \div 0,8$, учитывая сухое и полусухое трение в шарнирах. Передаточное число рычажков a/b принимают постоянным;

8.8. Основные параметры пружин нажимных муфт сцепления

| Показатель | Обозначение | Трактор, двигатель | | | | | | | | |
|---|-----------------------|--------------------|-------|---------|--------|--------|--------|------|------|------|
| | | T-16 | T-40 | MT3-5MC | T-28X4 | MT3-50 | СМД-14 | T-4 | | |
| Диаметр, мм: | | | | | | | | | | |
| пружины | D_e | 19,5 | 19,0 | 27,5 | 27,0 | 23,5 | 28,0 | 27,0 | 27,0 | 27,0 |
| проволоки | d_b | 3,5 | 4,0 | 4,5 | 5,0 | 4,5 | 4,0 | 5,0 | 4,0 | 5,0 |
| Число витков: | | | | | | | | | | |
| рабочее | l_b | 8,0 | 15,0 | 7,0 | 5,5 | 7,5 | 8,0 | 6,5 | 8,0 | 6,5 |
| полное | $l_{п}$ | 10,0 | 17,0 | 9,0 | 7,5 | 9,5 | 10,0 | 8,0 | 10,0 | 8,0 |
| Длина, мм: | | | | | | | | | | |
| свободная | $l_{св}$ | 60,0 | 108,0 | 71,0 | 58,0 | 64,5 | 85,0 | 67,0 | 85,0 | 67,0 |
| рабочая | l_p | 44,75 | 82,0 | 48,0 | 45,5 | 48,0 | 48,5 | 48,2 | 48,5 | 48,2 |
| Сила, кгс | P_1 | 49 | 65 | 65 | 69 | 69 | 55 | 91 | 55 | 91 |
| Коэффициент увеличения силы при выключении | $\frac{P_{вык}}{P_1}$ | 1,16 | 1,15 | 1,17 | 1,12 | 1,12 | 1,12 | 1,25 | 1,12 | 1,25 |
| Напряжение при муфте, кгс/см ² : | | | | | | | | | | |
| включенной | τ | 6400 | 6150 | 4830 | 4830 | 5700 | 7700 | 6300 | 7700 | 6300 |
| выключенной | | 7400* | 7080* | 6200* | 5400 | 6400 | 8600 | 7880 | 8600 | 7880 |

* При выключении двух муфт — главной и БОМ.

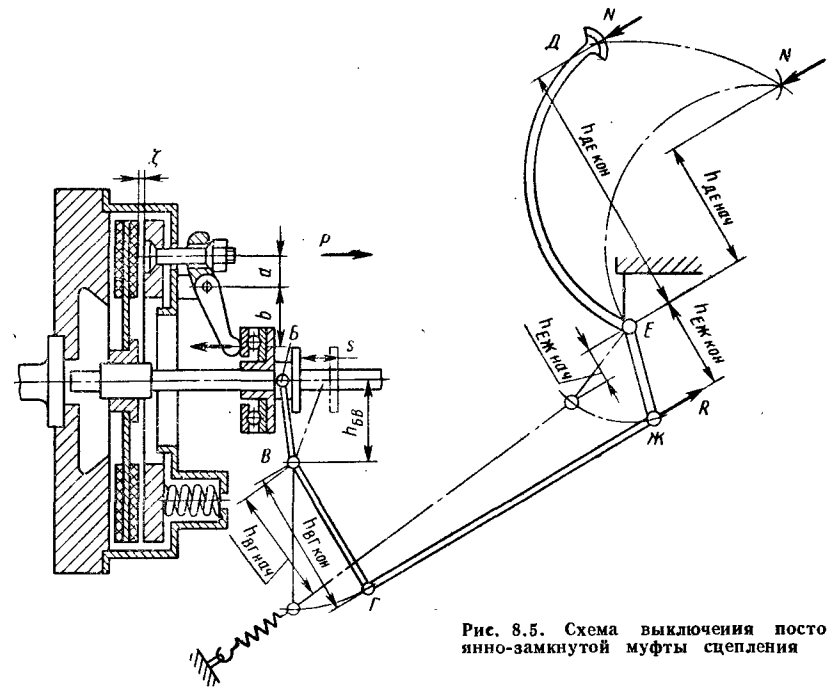


Рис. 8.5. Схема выключения постоянно-замкнутой муфты сцепления

передаточные числа промежуточных рычагов и педали определяют для начала и конца выключения по схеме. Ход педали

$$s = s_x + s_p,$$

где s_x — холостой ход, необходимый для сохранения работоспособности муфты при износе; $s_x = 3 + 4$ мм; s_p — ход выключения: $s_p = \zeta z \frac{b}{a}$.

Если усилие N и ход педали s_p превышают норму, ставят сервомеханизм [15]. Наиболее соответствуют условиям работы пневматический и гидравлический сервомеханизмы следящего действия.

Данные по постоянно-замкнутым муфтам сцепления некоторых тракторов приведены в табл. 8.9.

Рычажное нажимное устройство. Зажимающее диски усилие создается при помощи системы рычагов за счет деформации деталей и замыкается переводом серыги через мертвую точку. Непостоянно-замкнутую муфту сцепления можно оставлять в выключенном состоянии (продолжительность его определяется качеством и надежностью смазки механизма выключения), что уменьшает число переключений коробки передач. Необходимая деформация

$$f_d = \frac{P}{c},$$

где c — приведенная к нажимному устройству (кулачкам) жесткость деталей. Вследствие большой жесткости замыкающих деталей даже небольшой износ поверхностей трения резко снижает нажимающее усилие и требуется частая регулировка для восстановления заданного момента трения муфты. Для устранения

8.9. Основные данные сухих постоянно замкнутых муфт сцепления

| Показатель | Обозначение | T-16 | T-40 | MT3-5M | MT3-50 | СМД-14 | СМД-60 | T-4 |
|---------------------------------------|-------------|--|------------|-------------|---------|----------------------------|---------|---------|
| Тип муфты | | Двухпоточная (с двумя управляемыми потоками) | | MT3-5M | MT3-50 | Однопоточная, двухдисковая | | |
| Диаметр поверхности трения, мм: | | 275/229 | | 316/316 | 325 | 400 | | 352 |
| наружный | D_n | 254/220 | 172/146 | 156/156 | 200 | 340 | 220 | 210 |
| внутренний | D_B | 150/160 | 111,8/93,8 | 118 | 131,25 | 210 | 155 | 140,5 |
| Средний радиус трения, мм | R_{cp} | 101/92,5 | 2/2 | 2/2 | 2 | 4 | 4 | 4 |
| Число пар трения | z | 2/2 | 2/2 | 2/2 | 2 | 4 | 4 | 4 |
| Нажимные пружины: | | | | | | | | |
| число | i_{np} | 6/6 | 12 | 9/9 | 12 | 12 | 20 | 12 |
| радиус установки, мм | R_{np} | 89/119 | 132 | 122,5/168,5 | 120/148 | 136/152 | 127/160 | 127/150 |
| суммарная сила, кгс | P | 360/225 | 780 | 585/450 | 828 | 660 | 1048 | 1090 |
| Момент трения при $\mu = 0,3$, кгс·м | M_{ϕ} | 21,6/12,5 | 52,3/44 | 41,5/32 | 65 | 109 | 195 | 184 |
| Коэффициент запаса сцепления | β | 3/1,75 | 2,9/2,45 | 1,95/1,5 | 2,8 | 3,45 | 3,6 | 3,74 |
| Давление, кгс/см ² | p_0 | 1,09/1,1 | 2,16/3,2 | 0,9/0,76 | 1,61 | 1,27 | 0,6 | 1,74 |
| Количество отжимных рычагов | — | 3 | 3/3 | 3 | 3 | 3 | 4 | 3 |
| Передающее отношение: | | | | | | | | |
| рычагов | | 2,9 | 4,0/4,0 | 3,7 | 4,3 | 4,57 | 4,3 | 3,48 |
| вилки | | 1,62 | 2,0/1,0 | 1,51 | 2,0 | 1,86 | 1,13 | 2,55 |

этого, а также уменьшения усилия на замыкание вводят пружинные серьги (трактор Т-100М) и компенсационные пружины (трактор ДТ-20).

Полное перемещение зажимного конца (кулачка) рычага

$$f_n = \zeta z + f_d$$

где f_d — суммарная нормальная деформация дисков и передающих усилие деталей за время включения.

Рабочий ход отводки

$$s_B = \sqrt{(\zeta z + f_d) \frac{2bl}{a \sin \alpha_0}},$$

где a и b — плечи зажимного и ведущего концов рычага; l — длина серьги в вертикальном положении (в мертвой точке); α_0 — угол между радиусом носка кулачка (от точки нажима) и горизонталью.

Полный ход отводки $s = s_B + s_3$, где s_3 — ход замыкания, принимаемый равным 2—3 мм. Деформация дисков и рычажных механизмов в замкнутом состоянии

$$f_d = \frac{a \sin \alpha_0}{2bl} (s_B^2 - s_3^2).$$

Деформация деталей при включении муфты упругая, при этом усилие на дисках

$$P = M \frac{a \sin \alpha_0}{2bl} (s_B^2 - s_3^2),$$

где M — модуль жесткости нажимного механизма, при проектировании выбирают M по аналогии с существующими конструкциями: для жесткого нажимного механизма $M \approx 50\,000$ кгс/см, для нажимного механизма с упругими серьгами $M \approx 25\,000$ кгс/см.

Усилие на отводке

$$Q = M \frac{a^2}{2b^2 l^2} \sin \alpha_0 (\sin \alpha_0 + \mu \cos \alpha_0) (s_B^2 - s_3^2) s.$$

Максимальное значение усилия

$$Q_{\max} \approx 0,193M \left(\frac{a}{bl}\right)^2 \sin \alpha_0 (\sin \alpha_0 + \mu \cos \alpha_0) s_B^3.$$

Для суждения об эксплуатационных качествах непостоянно-замкнутой муфты сцепления строят регулировочную характеристику [1].

Усилие на рукоятке (для управления непостоянно-замкнутой муфтой) нужен рычаг, так как требуется прилагать силу в двух направлениях: при включении и при выключении)

$$N = \frac{Q}{\frac{h_1}{h_2} \cdot \frac{h_3}{h_4}},$$

где h_1, h_2, h_3, h_4 — плечи рычагов, берут для начального и конечного положений хода управления муфты, восстановив на схеме перпендикуляры к направлению соответствующих сил, аналогично схеме на рис. 8.5.

Центробежные и полцентробежные нажимные устройства. В центробежной муфте диски зажимаются рычагами, перемещаемыми грузами при увеличении частоты вращения двигателя. При минимальной частоте вращения муфта само-выключается под действием пружин. Ввиду узкого диапазона частоты вращения

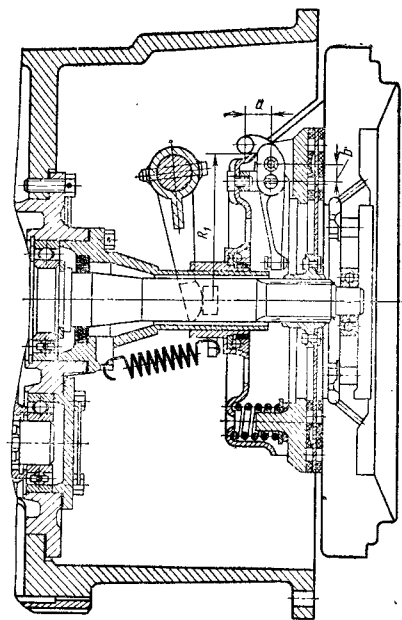


Рис. 8.6. Полуцентробежная муфта сцепления трактора «Фордзон Мейджер»

тракторных дизелей и значительной пробуксовки муфты при перегрузке, когда при уменьшении частоты вращения уменьшается нажимное усилие, а крутящий момент двигателя увеличивается, эти муфты не получили применения на тракторах.

В полуцентробежной муфте сцепления (рис. 8.6) пружины создают начальное нажимное усилие, обеспечивающее коэффициент запаса сцепления $\beta = 1,5 \div 2,5$. Этим уменьшается усилие, требуемое для выключения муфты при пониженной частоте вращения двигателя, и снижаются динамические нагрузки при трогании с места. При нормальной частоте вращения центробежная сила грузиков создает дополнительное усилие, увеличивающее β . Так как связанные с грузиками отжимные рычаги совершают качательное движение, то для обеспечения чисто осевого перемещения нажимного диска при включении и выключении муфты они соединяются с корпусом муфты при помощи шарнира с двумя степенями свободы.

Суммарная сила нажатия $P_{\Sigma} = P_{пр} + P_{ц}$.

Центробежная сила

$$P_{ц} = m_p \frac{a}{b} \frac{g_{гп}}{g} R_1 \omega_d^2 \approx 0,011 m_p \frac{a}{b} g_{гп} R_1 n_d^2,$$

где m_p — число рычажков; a и b — плечи рычажков (см. рис. 8.6); $g_{гп}$ — вес одного рычажка с грузиком; R_1 — расстояние от центра тяжести рычажка до оси вращения; ω_d и n_d — угловая скорость и частота вращения ведущего вала; g — ускорение свободного падения.

Вес рычажка подбирают так, чтобы суммарный коэффициент β при номинальной частоте вращения двигателя составлял 3,0—3,5 (для трактора «Фордзон Мейджер» — 3,55).

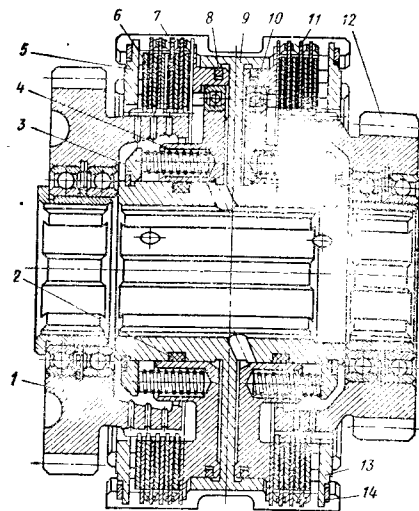


Рис. 8.7. Гидроподжимная муфта с закрепленным цилиндром трактора Т-150:

1, 12 — шестерни; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — упорная шайба; 4 — поршень; 5, 13 — упорный диск; 6 — ведущий диск; 7 — ведомый диск; 8 — кольцо поршня; 9 — цилиндр-барабан; 10 — сливной клапан; 11 — ведомый диск с отводящими пружинами; 14 — стопорное кольцо

Гидравлическое нажимное устройство. Применяется для муфт жидкостного трения. Диски зажимаются давлением масла, поступающего в цилиндр-бустер. Цилиндр может быть закрепленным (рис. 8.7) и скользящим (рис. 8.8). Скользящий цилиндр позволяет в ряде случаев сделать конструкцию более компактной. За рубежом получили распространение сдвоенные муфты с двухполостным скользящим ступенчатым цилиндром и автоматическим перепуском масла. При поступлении масла в малую полость А (рис. 8.9) цилиндра последний перемещается быстро, выбирая зазоры между дисками и открывая путь маслу в большую полость В. Одновременно перемещается ускорительный поршень 3, открывая клапаны 8 для перепуска масла из противоположной полости цилиндра (от выключаемой муфты), что ускоряет включение.

Наружный диаметр (см) фрикционных дисков

$$D_n = \sqrt[3]{\frac{16\beta M_p}{\pi \mu z p_0 (1 + \lambda_y)^2 (1 - \lambda_y)}}$$

где β — коэффициент запаса сцепления; принимают $\beta = 2,0 \div 2,5$; M_p — наибольший расчетный момент, передаваемый муфтой, кгс·см; μ — коэффициент трения (см. табл. 8.5); z — число пар трущихся поверхностей; $2 \leq z \leq 10$; p_0 — давление на дисках: при металлокерамических накладках $6 < p_0 < 30$ кгс/см², при сульфатанированных дисках $10 < p_0 < 20$ кгс/см²; $\lambda_y = D_{в}/D_n$ — отношение внутреннего и наружного диаметров дисков; обычно принимают $\lambda_y = 0,7 \div 0,8$ и увеличивают до 0,85 при больших D_n .

Площадь (см²) поршня бустера

$$F_{п} = \frac{0,785 D_n^2 (1 - \lambda_y^2) p_0 + P_{от}}{\rho_m} \approx \frac{0,86 D_n^2 (1 - \lambda_y^2) p_0}{\rho_m},$$

где $P_{от} \approx 0,1P$ — сила отжимных пружин (здесь P — нажимная сила); ρ_m — давление масла в бустере; $\rho_m = 8 \div 12$ кгс/см².

Внутренний радиус поршня $r_v = (0,4 \div 0,55) r_n = \lambda_0 r_n$. Наружный радиус поршня

$$r_n = \sqrt{\frac{F_{п}}{\pi (1 - \lambda_y^2)}}.$$

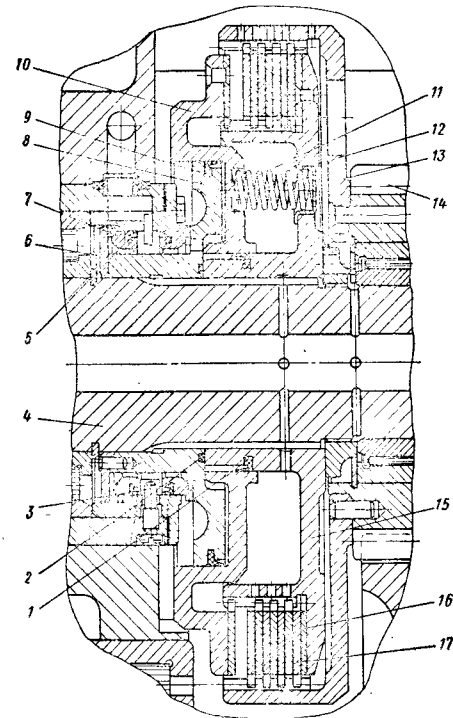


Рис. 8.8. Гидроподжимная муфта со скользящим цилиндром трактора К-700:

1, 5, 9 — манжеты; 2, 7 — уплотнительные кольца; 3 — стопорный винт; 4 — ведущий вал; 6 — кольцо; 8 — поршень; 10 — нажимной диск с цилиндром; 11 — отжимная пружина; 12 — стакан пружины; 13 — ведомый барабан; 14 — шестерня; 15 — ведущий барабан; 16 — ведущий диск; 17 — ведомый диск

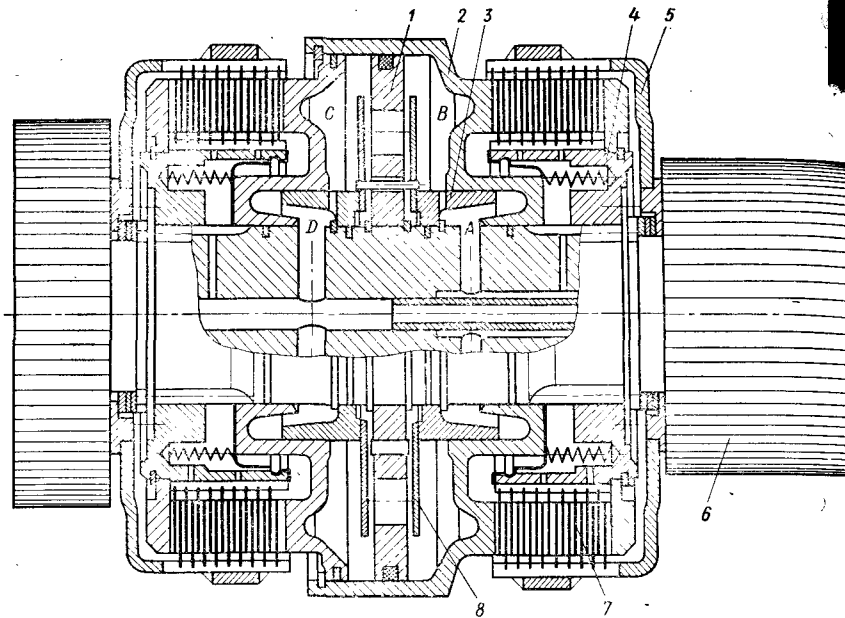


Рис. 8.9. Сдвоенная муфта со скользящим двухполостным ступенчатым цилиндром и автоматическим перепуском масла:

1 — разделительный диск; 2 — цилиндр; 3 — ускорительный поршень; 4 — внутренний барабан; 5 — наружный барабан; 6 — шестерня; 7 — пакет дисков; 8 — дисковый клапан

Сила нажатия на поршень от центробежной силы вращающегося масла

$$P_{ц} = 0,25 F \rho_{м} \omega^2 (r_{н}^2 + r_{в}^2 - 2r_0^2),$$

где $\rho_{м} = \gamma_{м}/g$ — плотность масла (приблизительно $\rho_{м} = 91 \cdot 10^{-6}$ кг/см³); ω — максимальная угловая скорость муфты; r_0 — радиус подвода масла от неподвижной детали.

Чтобы обеспечить выключение, ставят отжимные пружины силой (кгс)

$$P_{от} = P_{ц} + (60 \div 100).$$

Для уменьшения силы отжимных пружин применяют:

1) сдвоенный цилиндр, в котором масло находится по обе стороны поршня и давление от центробежных сил взаимно уравновешивается, нерабочая полость цилиндра сообщается со сливным каналом;

2) три-четыре сливных отверстия диаметром 1—1,5 мм, которые располагают по наибольшему возможному радиусу так, чтобы при включенной муфте они прикрывались прилегающим с другой стороны к стенке нажимным диском;

3) автоматические клапаны, чаще всего шариковые (см. рис. 8.7), открывающиеся при действии на шарик центробежной силы и закрывающиеся при действии масла под давлением. Число сливных клапанов $i_c = 3 \div 4$, радиус расположения $R_k \approx 0,9r_n$.

Сливные отверстия рассчитывают на слив половины объема рабочей жидкости из цилиндра (вторая половина сливается через подводящий канал). Диаметр (мм) сливного отверстия

$$d_c = 10 \sqrt{\frac{2(r_n^2 - r_v^2) \xi z}{i_c v_c}},$$

где ξz — ход поршня (зазор между фрикционными дисками в выключенном положении $0,002D_n = \xi z \geq 0,02$ см); v_c — скорость слива: $v_c = 50$ см/с.

Размеры шарикового клапана находят, задавшись углом седла $2\alpha = 90 \div 120^\circ$. Диаметр (мм) шарика $d_{ш} = (1,2 \div 1,4) d_c / \cos \alpha$; диаметр (мм) полости под шарик $d_s = d_{ш} + (0,4 \div 0,8)$. Меньший зазор берут при большом $d_{ш}$.

Шариковый сливной клапан проверяют на рабочий диапазон частоты вращения [13].

Минимальная частота (об/мин) вращения, обеспечивающая четкое открытие клапана при выключении муфты,

$$n_1 = \frac{4770}{\sqrt{5,31 d_{ш} R_k \frac{\sin \alpha}{\cos^3 \alpha} - 0,454 (R_k^2 - r_0^2)}};$$

максимальная частота вращения, вызывающая открытие клапана при полностью включенной муфте, когда в цилиндре имеется давление p_m ,

$$n_{ок} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{p_m \cos^3 \alpha}{\frac{2}{3} \rho_{ш} d_{ш} R_k \sin \alpha - 0,5 p_m (R_k^2 - r_0^2) \cos^3 \alpha}},$$

где $\rho_{ш}$ — плотность материала шарика.

Частота вращения, при которой клапан еще закрывается при включении муфты,

$$n_{max} = n_{ок} - \Delta n \approx n_{ок} - [23,5 (d_2^2 - d_{ш}^2) - 20d_c].$$

Клапан может работать, если

$$n_1 \leq n_{ц \min}; \quad n_{ц \max} \leq n_{max},$$

где $n_{ц \min}$, $n_{ц \max}$ — минимальная и максимальная частоты вращения муфты.

Масло подается в муфту от отдельного насоса, чаще всего шестеренного, соединенного непосредственно с валом двигателя или другим ведущим валом, не выключающимся при выключении муфты сцепления. Масло от насоса проходит через фильтр к направляющему гидроаппарату, подающему его или в рабочую полость (при включенной муфте) или на слив (при выключении муфты). Давление масла поддерживается сливным клапаном, обычно плунжерного типа. Максимальное давление масла ограничивается предохранительным клапаном, устанавливаемым на напорной линии насоса. Оно составляет 1,5—1,75 рабочего давления.

Подача (см³/мин) масляного насоса

$$Q_n = 60\pi (r_n^2 - r_v^2) \frac{\xi z}{\eta_{п т м}} = 60 \frac{(P + P_{от}) \xi z}{\rho_{м} \eta_{п т м}},$$

где $\eta_{п}$ — коэффициент подачи, учитывающий утечки масла в насосе, распределителе и рабочем цилиндре; принимают $\eta_{п} = 0,7 \div 0,8$; t_m — время включения муфты, с.

Мощность (л. с.), расходуемая насосом за время работы муфты, равна

$$N_H = \frac{p_M Q_H}{45 \cdot 10^4 \eta_M} = \frac{4(P + P_{от}) \xi z}{3 \cdot 10^4 \eta_M \eta_{пМ}}$$

где η_M — механический к. п. д. привода насоса, $\eta_M = 0,85$.

Основные данные гидроподжимных муфт отечественных тракторов приведены в табл. 8.10.

8.10. Основные данные некоторых гидроподжимных муфт

| Показатель | Трактор | |
|--|----------|-------|
| | Т-150К | К-700 |
| Поверхность трения: | | |
| диаметр наружный D_H , мм | 214 | 280 |
| диаметр внутренний D_B , мм | 165 | 230 |
| число пар трения z | 10/8 | 12 |
| Поршень: | | |
| диаметр наружный d_H , мм | 200 | 185 |
| диаметр внутренний d_B , мм | 90 | 100 |
| ход ξz , мм | 5/4 | 7,5/8 |
| Радиус подвода масла r_0 , мм | 30 | 55 |
| Давление масла p_0 , кг/см ² | 9 | 9 |
| Нажимная сила P , кгс | 2250 | 1700 |
| Число отжимных пружин $i_{пр}$ | 20 | — |
| Суммарная сила $P_{от}$, кгс | 440/410 | — |
| Момент трения муфты (при $\mu = 0,08$) $M_{ф}$, кгс·м | 171/137 | 204 |
| Коэффициент запаса сцепления β | 2,0/2,14 | 2,26 |
| Подача насоса Q_H , см ³ /мин | 40 000 | — |
| Давление открытия предохранительного клапана p_{max} , кгс/см ² | 17 | 15 |

Электромагнитное нажимное устройство. Сцепление фрикционных поверхностей происходит под действием магнитного притяжения между деталями. Корпус муфты — магнитопровод с катушкой расположен на шлицах ведомого вала. При пропускании через катушку тока якорь притягивается, прижимая пакет ведущих и ведомых дисков к магнитопроводу.

Ток к катушке подводится через щетку (для надежности ставят рядом две параллельно соединенные щетки) и контактное кольцо; обратным проводом служит масса. Расход электроэнергии составляет 0,4—0,8% мощности, передаваемой муфтой. Электромагнитные муфты работают в легком дизельном масле или в автале.

Преимущества электромагнитных муфт: компактность, легкость управления, легкость дистанционного управления и автоматизации его, отсутствие осевых нагрузок на вал. Недостатки: для работы муфты требуется питание постоянным током, магнитная изоляция шестерен и подшипников, муфта передает меньший момент, чем муфта того же размера с пружинным нажимом, так как давление сжатия дисков меньше.

8.3. ТОРМОЗКИ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ

Для быстрой остановки ведомых частей муфты сцепления после выключения применяют тормозки (дисковые и иногда колодочные). Для защиты от пыли и грязи желательнее размещать тормозки в картере муфты сцепления.

Тормозок рассчитывают в следующей последовательности.

1. Определяют момент инерции J_B ведомых деталей муфты сцепления, соединительного вала и первичного вала коробки передач.

2. Выбирают по конструктивным соображениям средний радиус трения $R_{ср}$. Для дискового тормозка $R_{ср} \approx (R_H + R_B)/2$, где R_H и R_B — максимальный и минимальный радиусы рабочей поверхности диска; для колодочного диска $R_{ср} = D_6/2$, где D_6 — диаметр тормозного барабана.

3. Задав время остановки ведомых частей $T \leq 2c$, находят нажимное усилие на поверхности трения

$$P_T = \frac{J_B \omega_H}{TR_{ср}\mu}$$

где ω_H — номинальная угловая скорость коленчатого вала двигателя (ведущего вала); μ — коэффициент трения; при наличии облицовки из фрикционного материала $\mu = 0,4$, при паре сталь—чугун $\mu = 0,15$.

4. Подсчитывают дополнительное усилие на педали (рычаге) управления муфтой сцепления

$$\Delta N = \frac{P_T}{i_{п}\eta_{п}}$$

где $i_{п}$ и $\eta_{п}$ — передаточное число и к. п. д. привода управления.

9.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тормоза трактора служат для: а) остановки трактора; б) удержания стоящего трактора на месте; в) обеспечения крутых поворотов (за исключением тракторов 4×4 с тормозами на всех колесах). В соответствии с этим механизм управления тормозами должен позволять тормозить раздельно каждую сторону, обе стороны сразу и фиксировать тормоз в заторможенном состоянии.

Остановочный тормоз характеризуется путем торможения S_T , проходимым за время снижения скорости трактора от начальной v до нуля. Тормоза колесных тракторов должны обеспечить на сухой бетонированной дороге (коэффициент сцепления $\varphi_c = 0,9$) остановку на следующем пути:

| | | | | |
|---------------------------------------|------|------|-----|------|
| Масса тяговой машины, т | До 4 | | 4-6 | |
| Начальная скорость, км/ч | 20 | 30 | 20 | 30 |
| Путь торможения (м) при комплектации: | | | | |
| без прицепа | 6,0 | 11,0 | 6,5 | 11,5 |
| с одним прицепом | 6,5 | 12,0 | 7,5 | 13,0 |
| с двумя прицепами | 7,5 | 13,5 | 9,0 | 15,0 |

Полный путь торможения

$$S_{T\Sigma} = \frac{v^2}{2j_T} + v\tau_c$$

где τ_c — время срабатывания тормозов: для механического привода 0,1 с, для гидравлического — 0,3 с, для пневматического — 1-2 с; j_T — замедление, м/с²: $j_T = g \frac{(M_{T1} + M_{T2})}{\delta_{вр} G r_k}$ (здесь M_{T1} , M_{T2} — тормозные моменты на передней, задней оси; $\delta_{вр}$ — коэффициент учета вращающихся масс; r_k — радиус колеса).

Наибольшее замедление

$$j_{T \max} = \frac{g(\varphi_c + f)}{\delta_{вр}} \frac{G_T}{G}$$

где f — коэффициент сопротивления перекачиванию; G_T — суммарная нормальная нагрузка на тормозные колеса.

При торможении только задней оси

$$j_{T \max} = \frac{g(\varphi_c + f)}{\delta_{вр}} \frac{(L - a_{ц.т})}{(L + \varphi_c h_{ц.т})}$$

где L — база трактора; $a_{ц.т}$ и $h_{ц.т}$ — горизонтальная и вертикальная координаты центра тяжести.

При торможении трактора 4×4, когда разгруженная задняя ось блокируется,

$$j_{T \max} = \frac{g}{\delta_{вр} G} \left[\varphi_c \frac{G}{L} (L - a_{ц.т} - \varphi_c h_{ц.т}) + \frac{M_{T1}}{r_k} \right]$$

Замедление колесных тракторов равно 3-4 м/с².

Наибольший по сцеплению с дорогой тормозной момент: передней оси

$$M_{T1} = \frac{\varphi_c r_{k1} G}{m u_{61} L} (a_{ц.т} + \varphi_c h_{ц.т});$$

задней оси

$$M_{T2} = \frac{\varphi_c r_{k2} G}{m u_{62} L} (L - a_{ц.т} - \varphi_c h_{ц.т}).$$

где r_{k1} и r_{k2} — радиусы переднего и заднего колес соответственно; u_{61} , u_{62} — передаточные числа конечных передач; m — число одновременно работающих тормозов.

Стояночный тормоз характеризуется предельным углом подъема α_T , на котором может стоять заторможенный трактор (если нет оговорки в техническом задании, принимают $\alpha_T = 35^\circ$). Требуемый тормозной момент

$$M_T = \frac{r_k G}{m u_6} (\sin \alpha_T - f \cos \alpha_T)$$

должен быть проверен для тракторов с одной задней тормозной осью на достаточность сцепления с почвой (на подъеме и уклоне):

$$2M_T \leq \varphi_c \frac{r_k G}{u_6 L} [(L - a_{ц.т}) \cos \alpha_T \pm h_{ц.т} \sin \alpha_T].$$

Для обеспечения крутого поворота колесного трактора на отстающем колесе требуется тормозной момент

$$M_T = \frac{M_{рез}}{0,5B} \frac{r_k}{u_6} \leq 0,5 \varphi_c G \frac{r_k}{u_6},$$

где $M_{рез}$ — результирующий момент сопротивления повороту.

Тормозной момент, необходимый для поворота гусеничного трактора, определяется типом механизма поворота. Тормозные моменты для управления планетарными механизмами определяются из силовой схемы механизма.

Все тракторы имеют тормоза трения. Рабочие поверхности их должны обеспечить высокий коэффициент трения μ , стойкость при повышенном удельном давлении q , достаточную работоспособность.

Работоспособность оценивают:

по удельной работе трения (кгс·м/см²):

$$A_y = \frac{A}{F_T} = \frac{Gv^2}{254F_T} \leq 10 \div 20,$$

где A — полная работа трения тормоза; F_T — площадь рабочих поверхностей, см²; v — скорость, км/ч;

по удельной мощности трения (допустимо $N_y \leq 60 \div 70$ кгс·м/см²·с для трения в масле и $N_y \leq 15 \div 20$ кгс·м/см²·с для сухого трения)

$$N_y = \mu q_{\max} v_c,$$

где v_c — средняя скорость скольжения в начале торможения, м/с;

по повышению температуры за одно торможение

$$\Delta t = \frac{M_T n \tau}{4080 c_T g_T} \leq 15^\circ,$$

где τ — время торможения; $\tau = 2 \div 5$ с; c_T — теплоемкость нагреваемых деталей; для чугуна и стали $c_T = 115$ кал/°С·кг; g_T — масса нагреваемой детали, кг.

Для колесных тракторов, используемых на транспортных работах, ориентировочная площадь (см^2) рабочих поверхностей тормозов равна

$$F_T = \frac{G}{2 \div 4}$$

Для повышения коэффициента трения рабочие поверхности снабжают накладками, характеристика которых приведена в табл. 9.1 и 9.2.

9.1. Показатели материалов, используемых в тормозах

| Материал | Коэффициент трения μ | Давление q_{max} , кгс/см ² | Удельная мощность трения $N_{\text{уд}}$, кгс·м/с·см ² | Температура в конце торможения $t_{\text{к}}$, °С |
|---|--------------------------|---|--|--|
| Сталь по чугуну всухую | 0,15—0,18 | 8—10 | 25 | 300 |
| То же, в масле | 0,10—0,12 | 20—25 | 60 | 150 |
| Асбодедная плетенка | 0,30—0,35 | 4—8 | 15 | 180 |
| Прессованная накладка | 0,30—0,35 | 4—6 | 20 | 230 |
| Асбокаучук 6КВ-10 | 0,40—0,50 | 6—10 | 20 | 300 |
| Металлокерамика по стали (всухую) | 0,35—0,40 | 10—20 | 30 | 350 |

Примечание. Для колодочных и дисковых тормозов давления могут быть увеличены на 40%.

9.2. Износостойкость фрикционных пар

| Пара трения | | μ | Износостойкость, (кгс·м/мм ³) | |
|--------------------------------------|----------------|-----------|---|----------|
| накладка | барабан | | накладки | барабана |
| Вальцованная лента 6КВ-10 | Чугун СЧ 18-36 | 0,40—0,50 | 680 | 14 100 |
| То же | | | Сталь 45 | 260 |
| Тканая лента | Чугун | 0,35—0,40 | 330 | 15 600 |
| Пластмасса КФ-3 | » | 0,32—0,40 | 250 | 10 300 |
| Вальцованная лента 8—45—62 | » | 0,42—0,51 | 2215 | — |

9.2. КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Тормоза состоят из тормозного механизма и привода. Работу тормозного механизма можно характеризовать, по предложению д-ра техн. наук И. Б. Барского, следующими показателями:

коэффициентом эффективности (внутренним передаточным числом)

$$K_T = \frac{P_{\text{тр}}}{P_{\text{пр}}};$$

коэффициентом чувствительности

$$w_T = \frac{dK_T}{d\mu},$$

где $P_{\text{пр}}$ — сила, приложенная к приводу; $P_{\text{тр}}$ — тормозная сила — сила трения на рабочих поверхностях тормоза.

Коэффициент эффективности показывает, насколько увеличивается сила, приложенная к тормозу от привода, и зависит от степени самоусиления тормозного механизма. Коэффициент чувствительности характеризует изменение эффективности тормоза при изменении коэффициента трения и позволяет оценить стабильность тормозных качеств. Стабильность важна для остановочных тормозов колесных тракторов, работающих с прицепом, и ее нарушение может вызвать занос.

Тормозные механизмы применяемых на тракторах тормозов трения по форме трущихся поверхностей разделяют на барабанные (ленточные и колодочные) и дисковые.

Ленточные тормоза. Ленточные тормоза компактны и позволяют использовать в качестве тормозного барабана барабан муфты сцепления или коронной шестерни планетарного механизма. На тракторах применяют ленточные тормоза с наружными стягиваемыми лентами.

Тормоз с двумя затягиваемыми концами (рис. 9.1, а) характеризуется плавностью торможения и постоянством тормозного момента независимо от направления вращения тормозного барабана. Тормозное усилие

$$P = \frac{b}{a} \frac{M_T}{R} \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1},$$

где b и a — плечи рычага; μ — коэффициент трения; α — угол обхвата тормозного барабана в рад; R — радиус тормозного барабана.

При затянутом тормозе на его вал действует радиальная (изгибающая) сила

$$F = \frac{M_T}{R(e^{\mu\alpha} - 1)} \sqrt{(e^{\mu\alpha} + 1)^2 \sin^2 \frac{2\pi - \alpha}{2} + (e^{\mu\alpha} - 1)^2 \cos^2 \frac{2\pi - \alpha}{2}} \quad (9.1)$$

Вследствие перегрузки подшипников и значительного изгиба вала при угле $\alpha = 180^\circ$, когда сила $F = 4M_T/R$, т. е. в 4 раза больше силы, действующей при угле $\alpha = 360^\circ$, а также из-за большого усилия, необходимого для торможения, тормоз с двумя затягиваемыми концами редко применяется на тракторах.

Двойной ленточный тормоз (рис. 9.1, б) характеризуется независимостью тормозного момента от направления вращения и плавностью торможения. Радиальная сила

$$F = \frac{M_T}{R} \left(\frac{e^{\mu\alpha_2} + 1}{e^{\mu\alpha_2} - 1} - \frac{e^{\mu\alpha_1} + 1}{e^{\mu\alpha_1} - 1} \right),$$

где α_1 и α_2 — больший и меньший углы обхвата тормозного барабана ветвями ленты.

При $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$ $F = 0$.

Тормозное усилие

$$P = \frac{M_T}{R \left[\frac{a}{b} (e^{\mu\alpha_1} - 1) + \frac{a+b}{c} \frac{e^{\mu\alpha_2} - 1}{e^{\mu\alpha_2}} \right]}$$

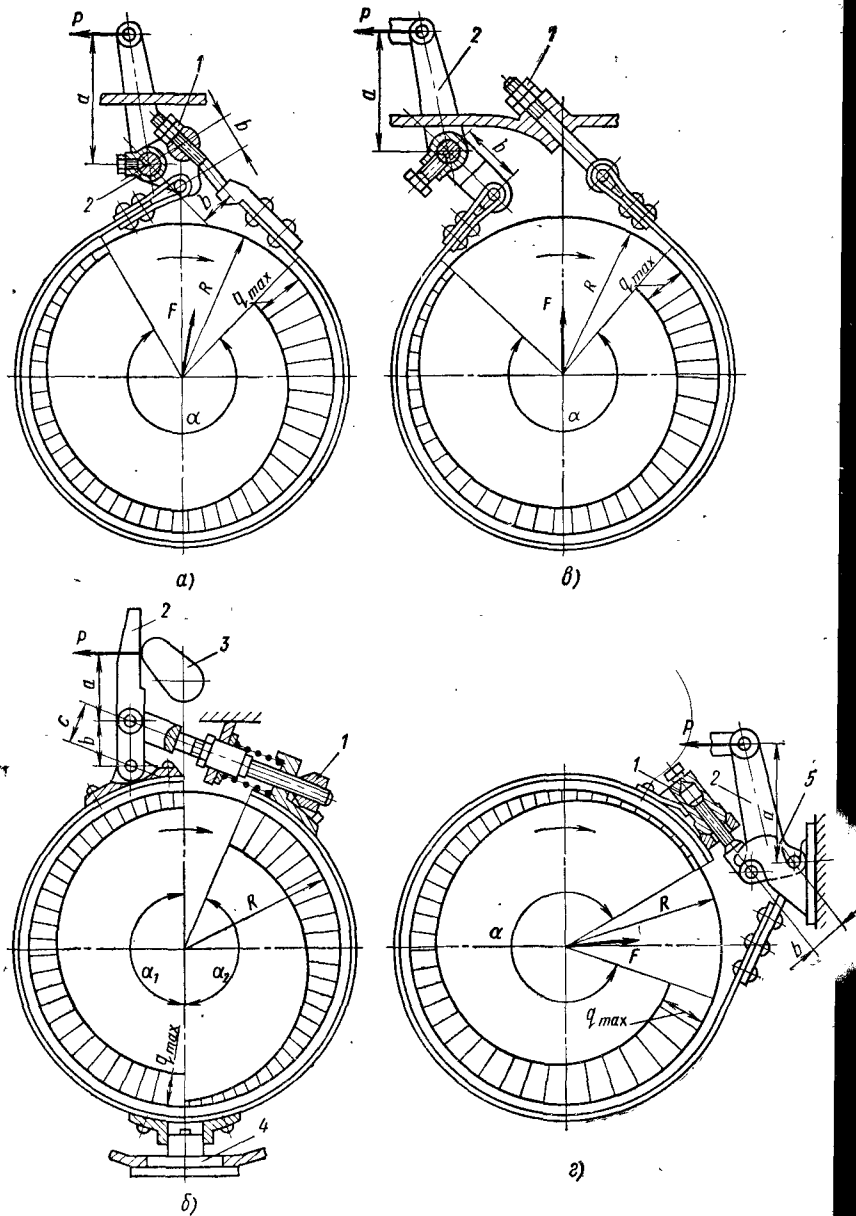


Рис. 9.1. Схемы ленточных тормозов:

1 — регулировочная гайка; 2 — тормозной рычаг; 3 — кулачок; 4 — фиксатор ленты; 5 — кронштейн тормозного рычага

Тормоз с одним затягиваемым концом (рис. 9.1, в) характеризуется самоусилением: если затягивать сбегающий конец ленты, то торможению помогает увлекающая сила тормозного барабана. Тормозное усилие

$$P = \frac{b}{a} \frac{M_T}{R(e^{\mu\alpha} - 1)} \quad (9.2)$$

При обратном направлении вращения

$$P = \frac{b}{a} \frac{M_T e^{\mu\alpha}}{R(e^{\mu\alpha} - 1)}$$

Радиальная, действующая на вал сила определяется по формуле (9.1).

Плавающий тормоз (рис. 9.1, г) имеет ту особенность, что при изменении направления вращения затягиваемым постоянно является сбегающий конец. Тормозное усилие при этом всегда имеет минимальное значение. Тормозное усилие определяется по формуле (9.2), а радиальная сила — по формуле (9.1).

Ширина тормозной ленты

$$B = \frac{M_T}{R^2 K_T q_{\max}}$$

где q_{\max} — наибольшее допустимое давление на ленту (см. табл. 9.1); K_T — коэффициент эффективности (см. табл. 9.3).

Ширину ленты не следует брать более 100 мм. Если требуется большая ширина, то рекомендуется ставить параллельно две узкие ленты для лучшего прилегания их к тормозному барабану. Материал ленты — листовая сталь 40 или сталь 65Г. Толщина (мм) ленты $\delta = 1,5 \div 3 \leq 0,013 R$.

Ленту проверяют на разрыв под действием силы S_{\max} максимального натяжения набегавшего конца (кгс/см²):

$$\sigma_p = \frac{S_{\max}}{\delta(B - dz)} = 600 \div 1100,$$

где d и z — диаметр и число отверстий под заклепки крепления проушин.

Тормозные ленты могут работать без накладок и с накладками. Накладками служат плетеные из медноасбестовых нитей ленты, колодки, прессованные из мелкоастрепанного асбеста с резиной и металлокерамические. Накладки приклепывают к ленте трубчатыми латунными или алюминиевыми заклепками. Колодки заранее изгибают по радиусу барабана. При приклепывании между колодками оставляют зазор не менее 2 мм для свободного стягивания ленты.

Прессованные, а особенно металлокерамические колодки, увеличивают жесткость ленты, но плохо переносят деформации при затягивании ленты. Чтобы улучшить облегание, увеличивают число колодок до 12—16, а приклепку заменяют шарнирным креплением скобами или выштампованными на ленте выступами.

В отпущенном состоянии между тормозной лентой и барабаном должен быть зазор Δ , который для ленты с накладкой равен 2—2,5 мм, без накладки — 1—1,5 мм; без накладок, расточенной по внутреннему диаметру, — 0,3—0,5 мм.

Для обеспечения зазора ставят оттяжные пружины. Рабочая нагрузка оттяжных пружин 10—15 кгс (при затянутом тормозе).

Вал тормозного барабана проверяют на изгиб от силы F , а при больших напряжениях изгиба ($\sigma > 1000$ кгс/см²) определяют прогиб.

Колодочные тормоза. Колодочные барабанные тормоза применяют на колесных тракторах. Обычно ставят тормоза только с внутренними колодками, более компактные и лучше защищенные от грязи.

Тормоз с односторонним закреплением колодок и плавающим кулачком (рис. 9.2, а) имеет две симметричные колодки 1 и 2, шарнирно прикрепленные

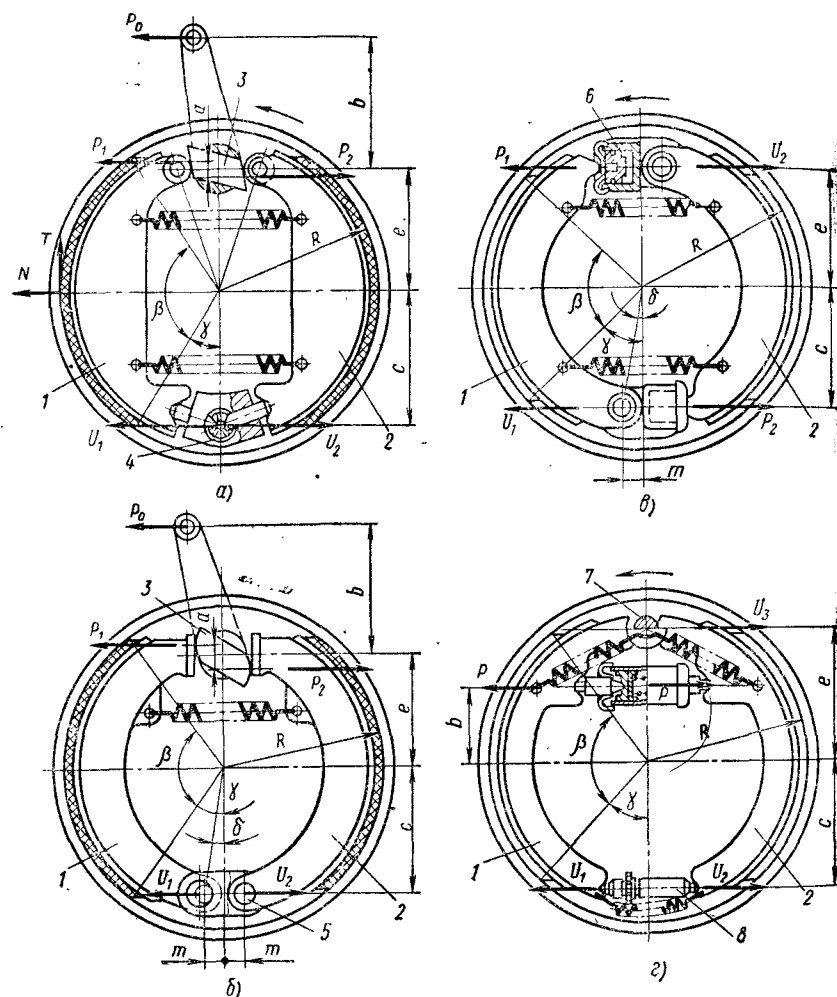


Рис. 9.2. Схемы колодочных тормозов:

1 — левая колодка; 2 — правая колодка; 3 — тормозной кулачок; 4 — опорный конус; 5 — опорный палец с эксцентриковой шайбой; 6 — гидроцилиндр; 7 — опорный палец; 8 — регулируемая распорка

к неподвижной опоре. Кулачком 3, скользящим в пазу вала, колодки прижимаются к барабану. Момент сил трения левой (набегающей — активной) колодки дополнительно прижимает ее к барабану, а правой — отбрасывает от барабана. В результате тормозные моменты колодок будут различны. Тормозной момент одной колодки

$$M_{T1} = \mu BR^2 \int_{\gamma}^{\gamma+\beta} q d\beta \approx \mu BR^2 \beta q_0.$$

где B — ширина тормозной колодки; β — центральный угол рабочей поверхности колодки; q_0 — среднее давление колодки на тормозной барабан.

Если принять, что тормозной барабан и тормозная колодка имеют жесткие конструкции и не деформируются, то давление на рабочей поверхности колодки распределяется по закону синусоиды, с максимумом на биссектрисе угла β . Экспериментальные исследования показали, что в действительности распределение давления по колодке близко к равномерному в результате приработки и деформации накладки [12].

При плавающем кулачке силы, действующие на левую и правую колодки, равны

$$P_1 = P_2 = P = \frac{M_T [c^2 - \mu^2 (R - m)^2]}{2\mu R (c + e) c},$$

где m — смещение оси качения колодки относительно оси симметрии.

Давление (максимальное на активной колодке)

$$q_1 = \frac{N}{R\beta B} = \frac{M_T [c + \mu (R - m)]}{2\mu R^2 \beta B c},$$

где N — суммарная сила, прижимающая колодку к барабану.

Усилие на тормозном рычаге $P_0 = \frac{a}{b} P$.

Реакции на опорном пальце

$$U_1 = \frac{P_1 e + M_{T1}}{c}, \quad U_2 = \frac{P_1 e - M_{T1}}{c}.$$

Тормозной момент, давление и износ активной колодки больше, чем пассивной — сбегающей, а износ кулачка равномерный. Тормозной момент не зависит от направления вращения.

Тормоз с односторонним закреплением колодок и простым кулачком (рис. 9.2, б) характеризуется различными силами воздействия кулачка на колодки

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{c - \mu (R - m)}{c + \mu (R - m)}.$$

Усилие на кулачке

$$P_1 = \frac{M_T [c - \mu (R - m)]}{2\mu R (c + e)}.$$

Давление

$$q_1 = q_2 = P_0 \frac{b}{a} \frac{(c + e)}{2cBR \cos \gamma},$$

где P_0 — усилие на тормозном рычаге:

$$P_0 = \frac{a}{2b} (P_1 + P_2) = \frac{a}{2b} P_1 \left[1 + \frac{c + \mu (R - m)}{c - \mu (R - m)} \right].$$

Реакции на опорном пальце

$$U_1 = P_1 \frac{e}{c} + \frac{M_T}{2c}, \quad U_2 = P_2 \frac{e}{c} - \frac{M_T}{2c}.$$

Тормозной момент не зависит от направления вращения. Тормозной момент и износ активной и пассивной колодок одинаковы. Кулачок изнашивается неравномерно и выходит из строя быстрее, чем плавающий кулачок.

Тормоз с противоположным закреплением колодок (рис. 9.2, в) имеет колодки, каждая из которых приводится в действие отдельным тормозным гидроцилиндром 6 и качается на диаметрально противоположном опорном пальце. Требуемая сила нажатия на колодку $P_1 = P_2 = P$ зависит от направления вращения: если колодки активные и сбегающие,

$$P = \frac{M_T}{\mu R (c + e)} \frac{1}{\frac{1}{c - \mu (R - m)} + \frac{1}{c - \mu (R - m)}};$$

если колодки сбегающие,

$$P = \frac{M_T}{\mu R (c + e)} \frac{1}{\frac{1}{c + \mu (R - m)} + \frac{1}{c + \mu (R - m)}}.$$

Давление одинаково для обеих колодок:

$$q_1 = q_2 = \frac{M_T}{2\mu R^2 \beta B}.$$

Реакции на опорном пальце

$$U_1 = U_2 = P + \frac{M_T}{2c}.$$

Тормоз с самоусилением (рис. 9.2, г) имеет плавающие колодки 1 и 2, соединенные регулируемой распоркой 8. В опорный палец 7 упирается левая или правая колодки в зависимости от направления вращения тормозного барабана. Набегающая колодка 1 передает момент от сил трения через распорку 8 сбегающей колодке 2, увеличивая ее прижатие к барабану. При изменении направления вращения самоусиление сохраняется. Требуемая сила нажима на колодку

$$P = \frac{M_T}{\mu R} \frac{(c - \mu R)^2}{(c + b)^2}.$$

Сила, передаваемая распоркой,

$$U_1 = U_2 = P \frac{b}{c} + \frac{M_{T1}}{c} = P \left[\frac{b}{c} + \frac{\mu (c + b) (R - m)}{c (c - \mu R)} \right].$$

Реакция на опорном пальце $U_3 = \frac{M_T}{e}$.

Максимальное давление имеет место на сбегающей колодке, имеющей больший тормозной момент:

$$q_2 = \frac{M_{T2}}{\mu R^2 \beta B} = P \frac{(c + e)}{R \beta B (c - \mu R)} \left[\frac{b}{c} + \frac{\mu R (c + b)}{c (c - \mu R)} \right].$$

Тормоз с самоусилением передает на барабан радиальную силу, равную реакции U_3 , нагружающую его подшипники. Тормоза с простым кулачком и с противоположным закреплением колодок являются сбалансированными и не нагружают тормозной барабан свободной радиальной силой.

Давление на рабочей поверхности и коэффициент трения принимают по данным табл. 9.1. Угол β колодки находится в пределах 90° — 120° . Увеличение угла более 120° не дает эффекта, так как давление по концам колодки уменьшается до нуля. Уменьшение угла может вызвать самозаклинивание набегающей колодки. Условие отсутствия самозаклинивания $c > \mu R$. При определении силы P необходимо учитывать силу оттяжных пружин, которая равна 15—25 кгс. Зазор между

колодкой и тормозным барабаном обычно неравномерный: наименьший — 0,3—0,6 мм у опорного пальца, наибольший — 0,7—1,5 у кулачка (или гидроцилиндра). Работоспособность накладки проверяют на удельную мощность трения и температуру нагрева. Колодки могут выполняться сварными из листовой стали 20 толщиной 3—5 мм и литыми из стали или высокопрочного чугуна. Для повышения работоспособности необходимо надежно защищать тормоза от попадания пыли и грязи.

Дисковые тормоза. Преимущества их — компактность, легкость обеспечения герметичности, независимость тормозного момента от направления вращения, отсутствие радиальной нагрузки на вал при симметричных нажимных устройствах.

Тормоз с несимметричным нажимным устройством (рис. 9.3, а) имеет две нажимных колодки, зажимающих диск. Тормозной момент

$$M_T = \mu N R z,$$

где N — нормальная сила; R — средний радиус поверхностей трения; z — число пар поверхностей трения.

Сила на тормозном рычаге

$$P = N \frac{be}{a(c+e)} = \frac{M_T}{\mu R z} \frac{be}{a(c+e)}.$$

Давление

$$q = \frac{N}{F} = \frac{M_T}{\mu R z F},$$

где F — площадь одной нажимной колодки.

Реакция на палец рычага колодки

$$U_1 = U_2 = \frac{M_T}{2R}.$$

Радиальная сила, действующая на вал, равна M_T/R .

Симметричный дисковый тормоз может иметь механическое и гидравлическое (рис. 9.3, б) воздействие на нажимной диск. Другим диском служит неподвижный фланец, выполненный заодно с корпусом или прикрепленный к нему.

Сила, создаваемая тормозным цилиндром,

$$P_1 = \frac{M_T}{\mu R z i_{\text{ц}}},$$

где $i_{\text{ц}}$ — число цилиндров.

Давление

$$q = \frac{P_1 i_{\text{ц}}}{2\pi R B}.$$

Реакция на опорный палец

$$U = \frac{M_T}{c i_{\text{п}}},$$

где $i_{\text{п}}$ — число опорных пальцев; обычно $i_{\text{п}} = 3$.

При $i_{\text{п}} \geq 2$ радиальная сила отсутствует.

Дисковый тормоз с самоусилением заклинивающимися шариками (рис. 9.3, в) является наиболее распространенным. При перемещении тяги серьги 8 поворачивают нажимные диски в противоположных направлениях. Под действием тормозного момента один из подвижных дисков 11 прижимается выступом к шпильке и останавливается. Другой диск продолжает поворачиваться и, выкатываясь по

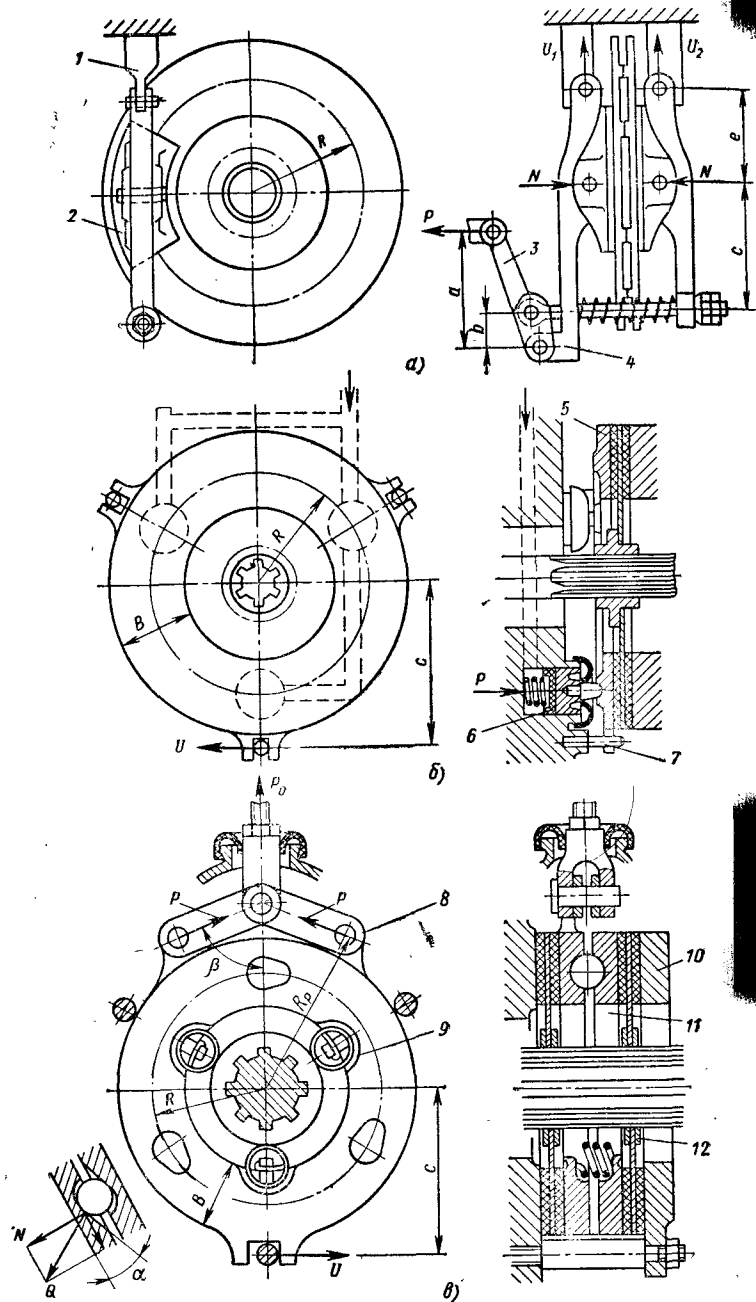


Рис. 9.3. Схемы дисковых тормозов:
 1 — опора; 2 — колодка; 3 — рычаг тормоза; 4 — рычаг колодки; 5 — нажимной диск; 6 — гидроцилиндр; 7 — опорный палец; 8 — серьга; 9 — оттяжная пружина; 10 — неподвижный диск; 11 — подвижный диск; 12 — тормозной диск

шарикам, создает осевую силу. Повороту второго диска помогает момент трения. При этом, если правильно расположить упоры дисков, возникает самоусиление. Когда тягу перемещают вниз и ушки расходятся, упоры должны располагаться против ушек, в обратном случае — со стороны ушек (как показано на рис. 9.3, в). Сила, необходимая для поворота дисков,

$$P = \frac{M_T}{4\mu R} \left(1 + \mu_1 \mu \frac{R}{c} \right) (\operatorname{tg} \alpha - \mu), \quad (9.3)$$

где μ — коэффициент трения на поверхности дисков; μ_1 — коэффициент трения диска по упорному пальцу; для чугунного диска и стального пальца $\mu_1 = 0,10 \div 0,12$.

Формула (9.3) верна, если радиус расположения шариков равен радиусу трения (среднему радиусу тормозных дисков).

Во избежание самоторможения (заклинивания) угол α лунки выбирают по условию $\operatorname{tg} \alpha > \mu$. В существующих конструкциях $\alpha = 30 \div 40^\circ$.

Сила на тормозной тяге

$$P_0 = 2P \frac{\cos \beta}{\cos \gamma},$$

где γ — угол между направлением силы P (касательной) и осью серьги.

Давление на поверхностях трения будет различным: на диске, упирающемся в шпильку,

$$q_1 = \frac{M_T}{8\pi\mu R^2 B} \left(1 - \mu_1 \mu \frac{R}{c} \right);$$

на подвижном диске

$$q_2 = \frac{M_T}{8\pi\mu R^2 B} \left(1 + \mu_1 \mu \frac{R}{c} \right).$$

Реакция на опорной шпильке $U = \frac{M_T}{2c}$.

Радиальная сила, действующая на вал от каждого тормозного диска, $F_r = \frac{U}{2}$.

Осевая сила, разрывающая шпильки,

$$N_2 = \frac{M_T}{4\mu R} \left(1 + \mu_1 \mu \frac{R}{c} \right).$$

Размеры дисков и фрикционных накладок, зазоры и другие данные выбирают так же, как для муфт сцепления. Необходимо предусмотреть установку оттормаживающих пружин. У дискового тормоза с самоусилением тяга должна входить в горловину корпуса с зазором, исключая ее задевание во время поворота дисков до упора при прямом и обратном вращении.

Сравнительные характеристики тормозов приведены в табл. 9.3.

9.3. Сравнительная характеристика тормозов

| Тип тормоза | Коэффициент | | Тормозная сила P |
|--|--|---|-----------------------|
| | эффективности K_T | чувствительности ψ_T | |
| <i>Ленточный тормоз ($\mu = 0,3$; $\alpha = 300^\circ$; $e\mu\alpha \approx 4,8$; $\alpha_1 = \alpha_2 = 150^\circ$)</i> | | | |
| С двумя затягиваемыми концами (рис. 9.1, а) | $\frac{e\mu\alpha - 1}{e\mu\alpha + 1} = 0,655$ | $\frac{2e\mu\alpha}{(e\mu\alpha + 1)^2} = 1,5$ | $1,53 \frac{M_T}{Ri}$ |
| Двойной (рис. 9.1, б) | $\frac{e\mu\alpha - 1}{e\mu\alpha_1} = 1,25$ | $\frac{\alpha_1 (e^2\mu\alpha + 1)}{e\mu\alpha_1} = 6,9$ | $0,8 \frac{M_T}{Ri}$ |
| Простой (рис. 9.1, в) при самоусилении | $e\mu\alpha - 1 = 3,80$ | $\alpha (e\mu\alpha + 1) = 30,0$ | $0,26 \frac{M_T}{Ri}$ |
| Простой (рис. 9.1, в) без самоусиления | $\frac{e\mu\alpha - 1}{e\mu\alpha} = 0,79$ | $\frac{\alpha (e\mu\alpha + 1)}{e\mu\alpha} = 5,8$ | $1,26 \frac{M_T}{Ri}$ |
| <i>Колодочный тормоз ($\mu = 0,3$; $m = 0$; $c = e = 0,8R$)</i> | | | |
| С плавающим кулачком (рис. 9.2, а) | $\frac{2\mu (c + e)c}{c^2 - \mu^2 (R - m)^2} = 1,40$ | $\frac{2c (c + e) [c^2 + 3\mu^2 (R - m)^2]}{[c^2 - \mu^2 (R - m)^2]^2} = 7,8$ | $0,71 \frac{M_T}{Ri}$ |

Продолжение табл. 9.3

| Тип тормоза | Коэффициент | | Тормозная сила P |
|---|---|--|------------------------|
| | эффективности K_T | чувствительности ψ_T | |
| С простым кулачком (рис. 9.2, б) | $\frac{2\mu (c + e)}{c} = 1,20$ | $\frac{2 (c + e)}{c} = 4,0$ | $0,83 \frac{M_T}{Ri}$ |
| С противоположным закреплением колодок (рис. 9.2, в) | $\frac{2\mu (c + e)}{c - \mu (R - m)} = 1,92$ | $\frac{2c (c + e)}{[c - \mu (R - m)]^2} = 10,2$ | $0,52 \frac{M_T}{Ri}$ |
| С самоусилением (рис. 9.2, г) | $\frac{\mu (c + e)^2}{(c - \mu R)^2} = 3,10$ | $\frac{(c + e)^2 [(c - \mu R)^2 + 2\mu R (c - \mu R)]}{(c - \mu R)^4} = 133,0$ | $0,32 \frac{M_T}{Ri}$ |
| <i>Дисковый тормоз ($\mu = 0,3$; $\alpha = 35^\circ$; $\mu_1 = 0,1$; $R/c = 1,3$)</i> | | | |
| Без самоусиления | $2\mu = 0,6$ | 2 | $3,33 \frac{M_T}{R2i}$ |
| С заклинивающими шариками (рис. 9.3, а) | $\frac{2\mu}{\lg \alpha - \mu} = 1,5$ | $2 \frac{\lg \alpha}{(\lg \alpha - \mu)^2} = 8,8$ | $0,35 \frac{M_T}{Ri}$ |

Примечание. i — передаточное число привода.

9.3. КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ ПРИВодОВ ТОРМОЗОВ

Работа привода характеризуется:

силовым передаточным числом $i_c = \frac{\sum P}{P_{II}}$ [здесь P — сила, прилагаемая к тормозному механизму; P_{II} — сила, приложенная к педали (рычагу управления)];
 кинематическим передаточным числом $i_k = \frac{S_p}{S_{\Sigma}}$ [здесь S_p — рабочий ход педали (рычага управления); S_{Σ} — суммарное перемещение точек приложения силы P];

коэффициентом полезного действия $\eta_{пр} = \frac{\sum PS_{\Sigma}}{P_{II}S_p} = \frac{i_c}{i_k}$;

коэффициентом жесткости $k_{ж} = \frac{S_{п.т}}{S_{п.д}}$ (здесь $S_{п.т}$ — теоретический ход педали; $S_{п.д}$ — действительный ход педали, увеличивающийся в результате упругих деформаций деталей);

временем срабатывания $\tau_c = \tau_2 - \tau_1$ (здесь τ_1 — момент нажатия на педаль; τ_2 — момент начала работы тормоза);

коэффициентом усиления $K_{ус} = \frac{P'_n + P'_y}{P'_n}$ (здесь P'_n — сила, передаваемая приводу водителем; P'_y — сила, передаваемая приводу от специального усилителя (пружинного, инерционного, вакуумного, пневматического)).

По роду связывающего звена приводы разделяют на механические, гидравлические и пневматические.

Механический привод. Преимущество его — простота устройства. Управление тормозами осуществляется двумя педалями, отдельной педалью для каждой стороны (рис. 9.4). Для торможения обеих сторон, что необходимо при транспортных работах, тормоза блокируют. Блокировку осуществляют замком 4, соединяющим обе педали, или третьей педалью, действующей одновременно на оба тормоза. Преимуществом последнего способа является то, что к третьей педали можно присоединить привод тормоза прицепа. При стоянке одна из педалей закрепляется в заторможенном состоянии защелкой 1.

Кинематическое передаточное число находят из соотношения проекций плеч или сил, приняв к. п. д. равным единице:

$$i_k = \frac{a}{b} = \frac{P_0}{P_{II}}$$

Силовое передаточное число

$$i_c = i_k \eta_{ш}^z$$

где $\eta_{ш}$ — к. п. д. одного шарнира: $\eta_{ш} \approx 0,85$; z — число шарниров.

Гидравлический привод. Преимущества его — высокий к. п. д. (0,85—0,9), равномерное распределение сил по управляемым механизмам; удобство привода труднодоступных или перемещающихся при работе механизмов. При гидравлическом приводе педаль действует на шток 4 (рис 9.5), перемещающий поршень в главном цилиндре. Поршень 5, перекрыв компенсационное отверстие, нагнетает масло в рабочий цилиндр 10, заставляя двигаться рабочие поршни. При растормаживании жидкость под действием оттяжных пружин возвращается в главный цилиндр через клапан, а пружина в цилиндре перемещает поршень 5 до упорного кольца.

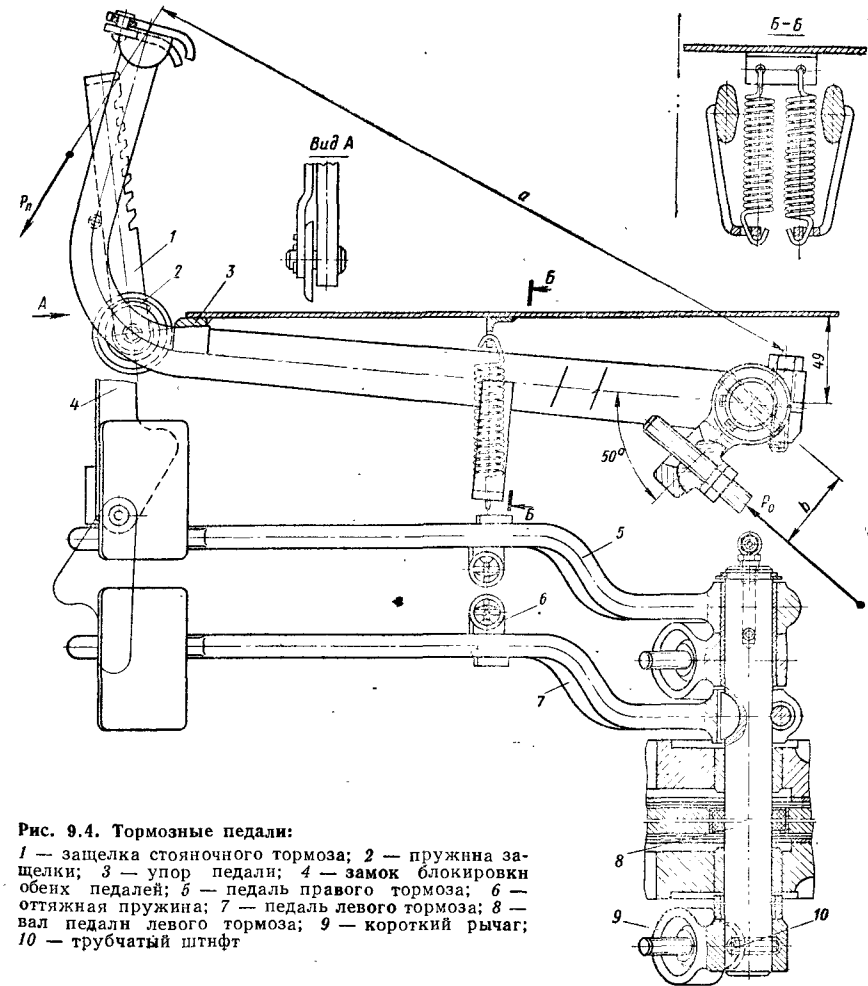


Рис. 9.4. Тормозные педали:

1 — защелка стояночного тормоза; 2 — пружина защелки; 3 — упор педали; 4 — замок блокировки обеих педалей; 5 — педаль правого тормоза; 6 — оттяжная пружина; 7 — педаль левого тормоза; 8 — вал педали левого тормоза; 9 — короткий рычаг; 10 — трубчатый штифт

Диаметр рабочего цилиндра определяют по тормозному усилию P :

$$d_{ц} = \sqrt{1,28 \frac{P}{p}},$$

где p — давление жидкости в цилиндре: $p = 40 \div 60$ кгс/см².

Обычно размеры тракторных цилиндров унифицируют с размерами автомобильных (для автомобилей ГАЗ $d_{ц} = 3,0; 3,2; 3,5$ и $3,8$ см).

Объем (см³) жидкости, поступившей в рабочий цилиндр,

$$V = 0,785 d_{ц}^2 S,$$

где S — ход обоих рабочих поршней (или одного поршня при однопоршневом цилиндре); для колодочных тормозов принимают $S = 0,2 \div 0,3$ см.

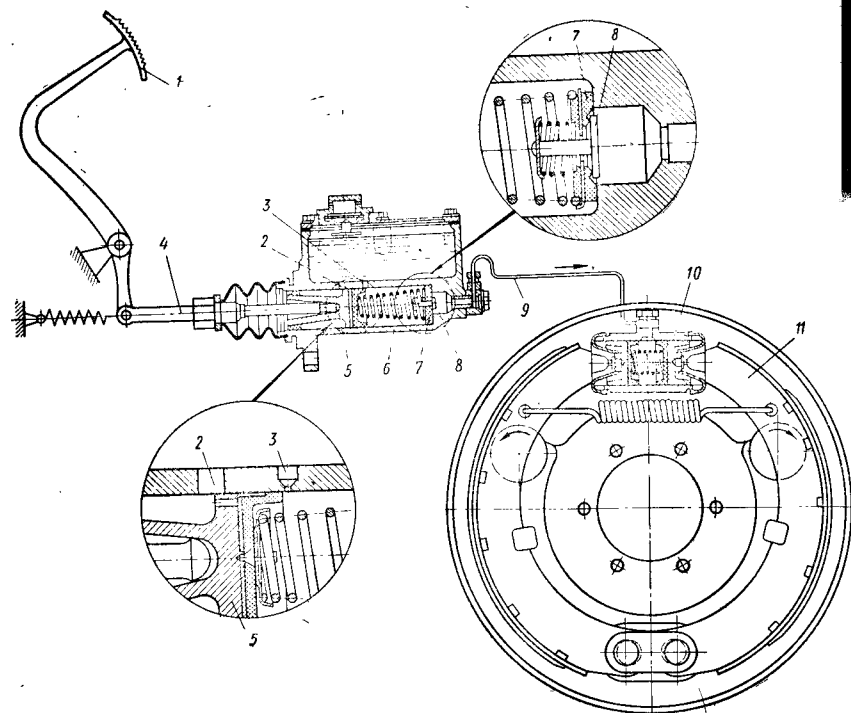


Рис. 9.5. Гидравлический привод тормоза:

1 — педаль; 2 — перепускное отверстие; 3 — компенсационное отверстие; 4 — шток; 5 — поршень главного цилиндра; 6 — главный цилиндр; 7 — обратный клапан; 8 — нагнетательный клапан; 9 — трубопровод; 10 — рабочий цилиндр; 11 — тормозная колодка

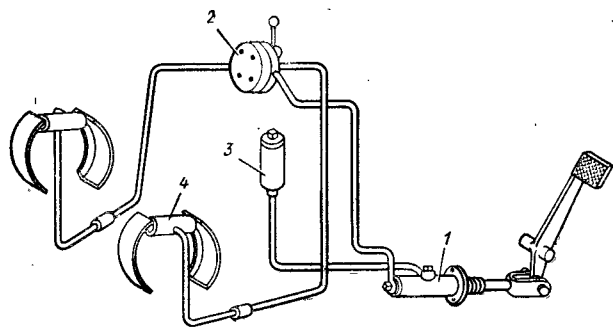


Рис. 9.8. Схема блокировки педалей тормозов с гидравлическим приводом:

1 — главный цилиндр; 2 — распределительный кран; 3 — бак для тормозной жидкости; 4 — рабочий (тормозной) цилиндр

Рис. 9.7. Тормозной кран гидроусилителя со следящим устройством:

1 — педаль; 2 — толкатель; 3 и 4 — пружины; 5 — поршень; 6 — маслопровод к тормозному цилиндру; 7 — сливной маслопровод; 8 — клапан; 9 — подвод масла

Диаметр главного цилиндра, питающего m рабочих цилиндров, можно определить, приняв ход поршня $S_r = (0,8 \div 1,2) d_r$. Тогда диаметр поршня

$$d_r = \sqrt[3]{\frac{1,28Vm\eta_\alpha}{0,8 \div 1,2}}$$

где η_α — коэффициент увеличения объема системы в результате деформации трубок, принимаемый равным 1,05 ÷ 1,1.

Размеры главного цилиндра также унифицируют с автомобильными.

Усилие на поршне главного цилиндра

$$P_r = P \frac{d_r}{d_c}$$

Силовое передаточное число педали определяют, задавшись предельным усилием на педали $P_n = 12$ кгс (для резкого торможения допустимо увеличение до $P_n = 20$ кгс), из отношения $i_c = \frac{P_r}{P_n}$.

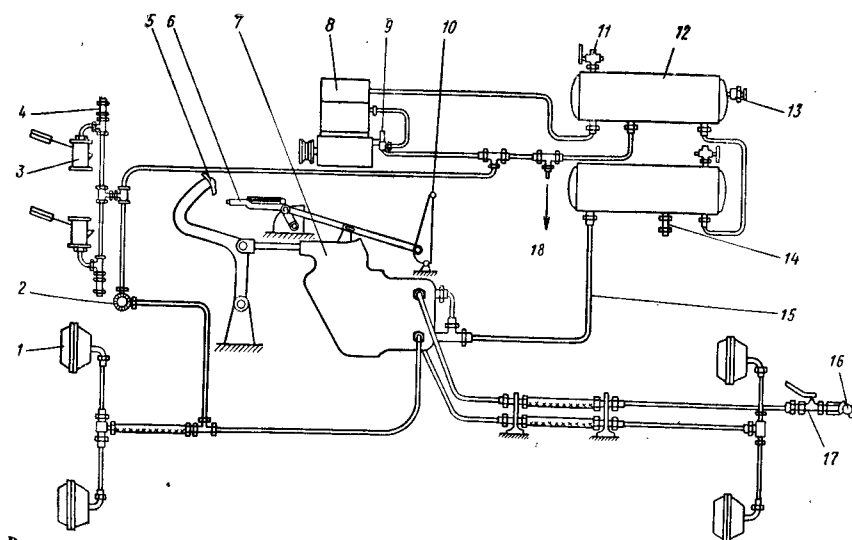
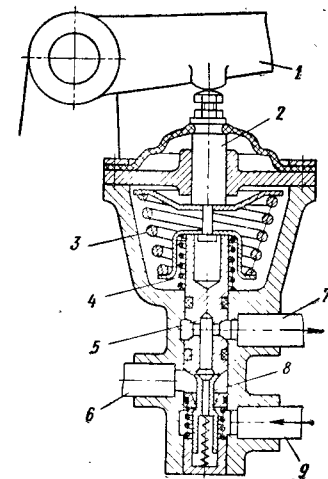


Рис. 9.8. Схема пневматической системы трактора Т-150К:

1 — тормозная камера; 2 — манометр; 3 — стеклоочиститель; 4 — кран стеклоочистителя; 5 — педаль тормоза; 6 — рычаг ручного тормоза; 7 — тормозной кран; 8 — компрессор; 9 — регулятор давления; 10 — рычаг тормоза прицепа; 11 — спускной кран; 12 — резервуар сжатого воздуха; 13 — кран отбора воздуха; 14 — предохранительный клапан; 15 — воздухопроводы; 16 — соединительная головка к тормозу прицепа; 17 — разобщительный кран; 18 — отвод к пневмоусилителю выключения муфты сцепления



Полный ход педали

$$S_n = (S_r + \delta) i_c = \left(\frac{Vm\eta_\alpha}{0,785d_r^2} + \delta \right) i_c.$$

где δ — зазор между штоком и поршнем главного цилиндра, обычно принимаемый равным 1,5—2,5 мм.

На некоторых тракторах в гидравлический привод ставят кран (рис. 9.6), позволяющий включать управление левым или правым тормозом для крутого поворота или обоими тормозами для транспортной работы.

На тяжелых тракторах, работающих с повышенными скоростями, для облегчения управления тормозами применяют гидропривод с усилителем. Усилитель можно питать от самостоятельного насоса и от насоса гидроусилителя руля или основной гидросистемы через делитель потока. Целесообразна установка гидроаккумулятора, заряжаемого до давления 50—70 кгс/см², с емкостью, достаточной для 15—20 торможений. Необходимая для регулирования интенсивности торможения пропорциональность между силой нажатия на педаль и силой торможения достигается применением следящего устройства. При нажии на педаль 1 (рис. 9.7) через толкатель 2 и пружину 3 перемещается поршень 5. Торцом поршень нажимает на клапан 8, закрывая сливное отверстие и открывая доступ масла под давлением. Давление масла через поршень сжимает пружину 3 и клапан 8 закрывается. Увеличивая нажим на педаль, можно увеличить давление масла, подаваемого к тормозным цилиндрам. При отпуске педали пружина 4 возвращает поршень в верхнее положение, открывая сливное отверстие.

Стояночный тормоз должен иметь механический привод с защелкой.

Пневматический привод. Преимущества — снижение усилия на педали, так как для привода используется энергия сжатого при работе двигателя воздуха; легкость привода тормоза прицепа; возможность использования сжатого воздуха для других целей (накачивание шин, привод стеклоочистителя). Пневматический привод тормозов применяют на колесных тракторах общего назначения (рис. 9.8). Обычно заимствуют агрегаты пневматического привода от грузовых автомобилей [20]. Чтобы исключить «складывание» поезда, торможение прицепа должно начинаться раньше торможения трактора.

10.1. СТУПЕНЧАТЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Коробки передач классифицируют по способу изменения передаточного числа на ступенчатые и бесступенчатые, с ручным и автоматическим управлением.

Ступенчатые коробки передач выполняют шестеренчатыми с неподвижными осями и планетарными. Шестеренчатые коробки передач с неподвижными осями классифицируют по следующим признакам:

по методу осуществления передаточного числа различают коробки с однопарным, двухпарным, трехпарным и более зацеплением и коробки умноженного типа (с двумя последовательно переключаемыми передачами);

по методу переключения передач различают коробки, переключаемые без нагрузки (как правило, с остановкой трактора), и коробки, переключаемые под нагрузкой;

по типу механизма переключения различают коробки с подвижными шестернями и с включением передач зубчатыми или фрикционными муфтами (с шестернями постоянного зацепления).

Преимуществами коробок передач с неподвижными осями являются простота конструкции, небольшой относительный вес (4—5% конструктивного веса трактора), высокий к. п. д., высокая надежность и хорошая ремонтоспособность. При двухвальной однопарной коробке передач осуществить более четырех передач затруднительно, так как надо увеличивать длину валов и для сохранения жесткости их диаметр. Наибольшее передаточное число однопарной коробки не превышает трех, а для редко включаемых передач трех-четыре. Поэтому простые двухвальные коробки передач в настоящее время не применяются.

Коробки передач с поперечными валами из-за размещения в них конической передачи более тяжелы и громоздки, чем коробки с продольными валами, и применяются только в конструкциях, предусматривающих получение реверса.

Трехвальная коробка передач с продольными валами и соосным расположением первичного и вторичного валов, позволяющим замыкать их блокировочной муфтой на прямую передачу, дает возможность получить наибольшее передаточное число до семи и пять-шесть передач. Для увеличения числа передач при небольшом числе шестерен и коротких валах применяют коробки передач с двух-, трехпарным зацеплением умноженного типа. Такая коробка передач представляет собой двухвальную коробку, соединенную последовательно с редуктором-удвоителем числа передач, переключаемым на основной и ускоренный ряд передач. В коробке предусматривают еще ряд замедленных передач, получаемых через шестерни дополнительного промежуточного вала. Недостатком коробки передач умноженного типа является трудность подбора желаемых значений скоростей и слож-

ность переключения передач: требуется два рычага (один для передач, другой для удвоителя) или механизм со сложным движением.

В большинстве ступенчатых коробок передачи переключаются подвижными шестернями.

Основной причиной выхода из строя деталей коробок передач является абразивный износ. Поэтому для обеспечения заданной долговечности работы (не менее 6000 ч) основное внимание следует обращать на защиту от попадания на детали абразивных частиц и на качественную смазку. Исследования, проведенные НАТИ, показали, что в масле до его смены содержание абразивных частиц не должно быть более 0,1%. Требуемая герметичность коробки передач достигается обработкой стыковых поверхностей до 5—6-го классов шероховатости; повышением жесткости фланцев и крышек; правильным расположением болтов крепления и повышением их качества; введением качественных уплотнений у выхода валов и резиновых чехлов у рычагов переключения; введением сапуна с фильтрующей набивкой объемом 5—15 см³ (в зависимости от передаваемой коробкой мощности). Желательно применять принудительную подачу масла к подшипникам и шестерням с предварительной его фильтрацией.

10.2. СТУПЕНЧАТЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ С ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ НА ХОДУ И УВЕЛИЧИТЕЛИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

Повышение рабочих скоростей вызывает необходимость в обеспечении возможности переключения передач под нагрузкой. Это требуется для трогания с места под полной рабочей нагрузкой и для преодоления участков с увеличенным сопротивлением движению или тяговым сопротивлением.

Динамические свойства трактора могут быть простейшим путем повышены установкой увеличителя крутящего момента (УКМ). Увеличитель крутящего момента представляет собой понижающий редуктор, включаемый и выключаемый без разрыва потока мощности. Применение увеличителя повышает производительность машинно-тракторного агрегата на 1—4%, облегчает работу тракториста. Время работы с включенным увеличителем крутящего момента определяется соотношением $u_{ув} \leq u_{m-1}/u_m$, где $u_{ув}$ — передаточное число УКМ, u_m , u_{m-1} — передаточные числа на рабочей и смежной низшей передачах коробки. Включение УКМ с большим числом $u_{ув}$ снижает коэффициент загрузки двигателя k_3 и уменьшает производительность трактора. Поэтому при большом $u_{ув}$ более выгодно снизить k_3 , чтобы реже включать УКМ. Время работы УКМ при этом уменьшается, что позволяет при расчете его принимать меньшие запасы прочности и долговечности. При $u_{ув} \leq u_{m-1}/u_m$ повышается коэффициент k_3 , но в очень тяжелых условиях требуется вместо УКМ включать низшую передачу коробки передач. Время работы таких УКМ больше и при расчете напряжения в деталях нужно брать больший запас, как для коробок передач. Для отечественных тракторов (ДТ-75, МТЗ-50) $u_{ув} = 1,25$.

Типичные конструктивные схемы УКМ показаны на рис. 10.1. Планетарный УКМ с шестернями внешнего зацепления имеет три двохвостых сателлита 4 (рис. 10.1, а). При выключении блокировочной муфты 2 реактивный момент на сателлитах автоматически затормаживает водило через обгонную муфту 3. Тогда вращение первичному валу коробки передач передается через сателлиты, работающие как сдвоенные шестерни. Для повышения безопасности (возможности торможения трактора двигателем) и для получения нейтрального положения УКМ вместо обгонной муфты ставят дисковый тормоз 6 (рис. 10.1, б), управляемый гидравлически, аналогично блокировочной муфте 5. Переключение УКМ осуществляется золотником.

Сдвоенные сателлиты требуют точного изготовления для обеспечения совпадения зубьев первого и второго венцов, исключающего заклинивание шестерен. Поэтому в некоторых конструкциях применяют для УКМ сдвоенный редуктор

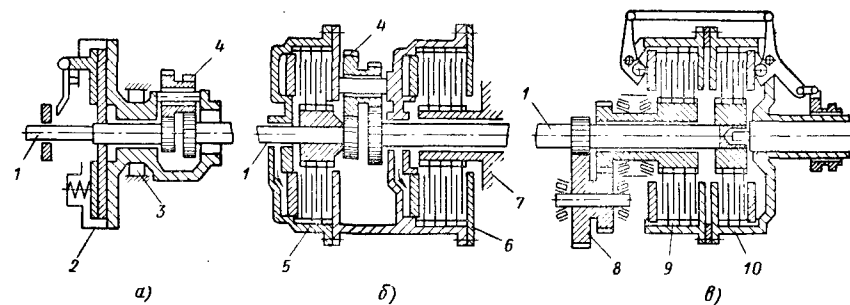


Рис. 10.1. Типичные схемы увеличителя крутящего момента:

а — планетарный с внешним зацеплением и муфтой свободного хода (МТЗ-50 и ДТ-75); б — планетарный с внешним зацеплением и дисковым тормозом (Джон Дир); в — с неподвижными осями валов и сдвоенной муфтой сцепления (Аллис Чалмерс); 1 — вал муфты сцепления; 2 — блокировочная сухая муфта сцепления; 3 — обгонная муфта-тормоз; 4 — сдвоенный сателлит; 5 — многодисковая гидродожимная муфта сцепления; 6 — дисковый гидродожимный тормоз; 7 — корпус передач; 8 — сдвоенная шестерня; 9 — муфта включения УКМ; 10 — муфта блокировки УКМ

с неподвижными осями валов (рис. 10.1, в). Увеличитель крутящего момента управляется сдвоенной непостоянно-замкнутой муфтой, работающей в масле. Муфта 9 включает зубчатый перебор 8, а муфта 10 жестко соединяет вал сцепления с первичным валом коробки передач (УКМ заблокирован).

Увеличитель крутящего момента передает всю мощность двигателя при небольших размерах, что при длительной его работе может вызвать повышенный нагрев. Для обеспечения нормального теплового режима большинство увеличителей крутящего момента имеет принудительную смазку от специального насоса. Этот насос может быть использован для управления гидродожимными муфтами УКМ.

Для разгона до высокой скорости два этапа, получаемые при наличии увеличителя крутящего момента, недостаточны. Лучшие результаты дают коробки передач, переключаемые под нагрузкой.

В простейшем случае для этого необходима двухпоточная муфта сцепления. От передней муфты 3 (рис. 10.2) крутящий момент передается паре шестерен первой передачи, связанной с вторичным валом через обгонную муфту 5. От задней муфты 4 вращение передается ведущему валу остальных более высоких передач. Первую передачу и задний ход включают, остановив трактор, остальные передачи включают, выключив вторую муфту. Во время переключения остальных передач вторичный вал получает вращение от шестерен первой передачи, а после включения задней муфты от шестерен одной из высших передач. При этом шестерни первой передачи вращают холостую обгонную муфту.

Более универсальными являются коробки передач с шестернями постоянного зацепления, работающими в масле и переключаемыми многодисковыми муфтами сцепления с гидравлическим нажатием. Существует два основных способа переключения: 1) без перекрытия передач с кратковременным разрывом потока мощности, когда передаваемый момент снижается до нуля; 2) с перекрытием передач, т. е. с кратковременной передачей крутящих моментов через выключаемую и через включаемую муфты. Время переключения с передачи m на передачу $m + 1$

$$t_{пер} = \frac{M_m}{\tau_{вык}} + \frac{M_{m+1}}{\tau_{вк}} \pm t_{п},$$

где M_m и M_{m+1} — момент на выключаемой и включаемой муфтах; $+t_{п}$ — время разрыва потока мощности; $-t_{п}$ — время перекрытия передач; $\tau_{вык}$ и $\tau_{вк}$ — темп выключения и включения муфт.

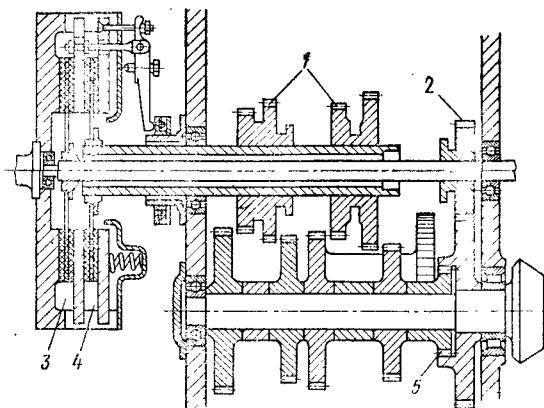


Рис. 10.2. Схема коробки передач с переключением на ходу: 1 — подвижные шестерни II—V передач; 2 — подвижная шестерня I передачи и передачи заднего хода; 3 — муфта сцепления для I передачи и передачи заднего хода; 4 — муфта сцепления для II—V передач; 5 — обгонная муфта (автолуг)

При переключении передач по первому способу перемещают золотник 8 (рис. 10.3), включая подачу масла от насоса 2 во включаемую муфту Φ_{m+1} и соединяя выключаемую муфту Φ_m со сливной линией. Обычно $\tau_{\text{вык}} > \tau_{\text{вкл}}$ и муфта Φ_m выключается раньше, чем включится муфта Φ_{m+1} , вызывая разрыв потока мощности. Для уменьшения времени разрыва $+t_{\text{д}}$ применяют:

1. Установку дюзы — дросселирующего отверстия в сливном канале, уменьшая этим $\tau_{\text{вык}}$.
2. Установку сдвоенных муфт (см. рис. 8.10), у которых цилиндр-бустер выключаемой муфты заполняется маслом, непосредственно поступающим из цилиндра включаемой муфты.
3. Увеличение $\tau_{\text{вкл}}$ путем уменьшения объема цилиндра включаемой муфты, увеличения проходных сечений маслопроводов и повышения производительности маслонасоса. Например, у трактора «Джон Дир 2020» этими мероприятиями время включения муфты УКМ (см. рис. 10.1, б) было сокращено до 0,07—0,08 с, что практически исключило разрыв потока мощности. Согласно исследований МТЗ, если разрыв потока мощности длится не более 0,1—0,15 с, трактор даже при выполнении тяжелых пахотных работ не останавливается.

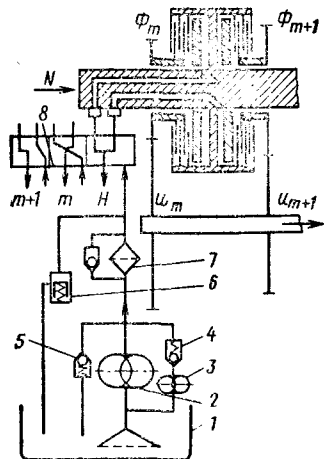


Рис. 10.3. Схема управления коробкой передач с переключением под нагрузкой:

1 — бак; 2 — основной насос; 3 — вспомогательный насос (для пуска с буксира); 4 — обратный клапан; 5 — предохранительный клапан, регулируемый на давление $p_m \approx 2p_{\text{раб}}$; 6 — сливной клапан, регулируемый на давление $p_{\text{раб}} = 8 \pm 9 \text{ кгс/см}^2$; 7 — фильтр с предохранительным клапаном; 8 — гидрораспределитель

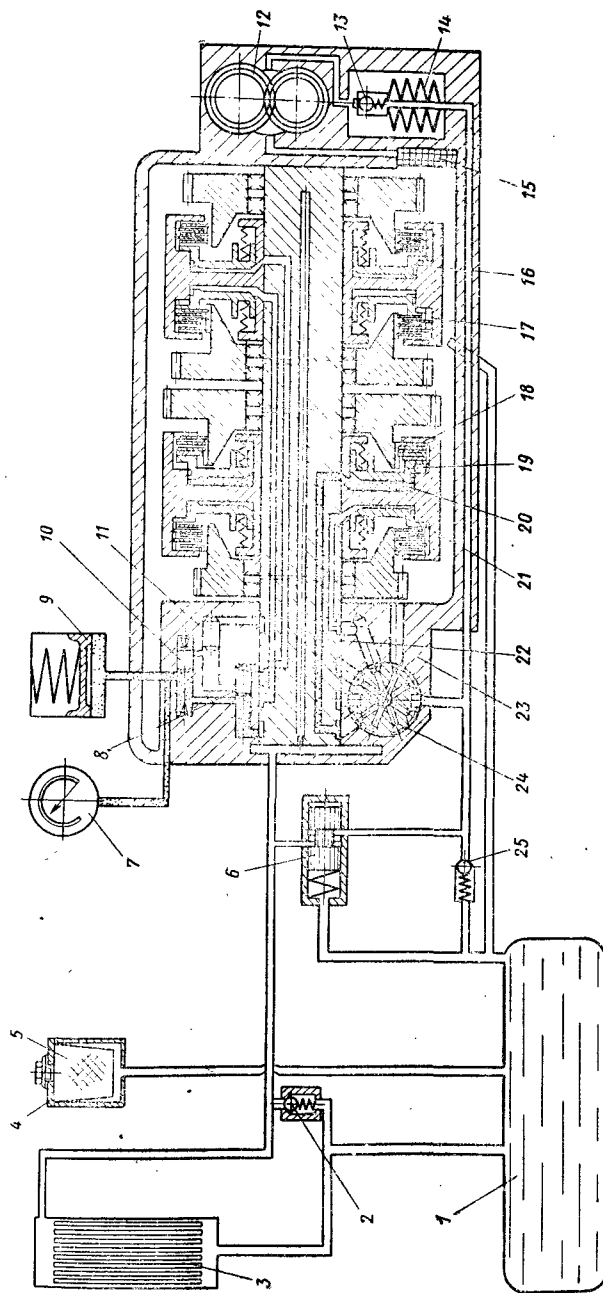


Рис. 10.4. Схема гидросистемы коробки передач, переключаемой с перекрытием передач:

1 — бак; 2 — передусный клапан масляного радиатора; 3 — радиатор; 4 — задняя головка; 5 — сетчатый фильтр; 6 — передусный клапан масляного радиатора; 7 — манометр; 8, 10 и 11 — переборные клапаны; 9 — гидрораспределитель; 12 — насос; 13 — предохранительный клапан; 14 — фильтр; 15 — фильтр; 16 — фильтр; 17, 20 и 21 — гидрораспределители; 18 — набор дисков; 19 — поршень-нажимной диск; 22 — вторичный вал коробки передач; 23 — распределитель; 24 — золотник; 25 — предохранительный клапан

Для перекрытия передач по крутящему моменту переключают выключаемую муфту на питание от гидравлического аккумулятора 9 (рис. 10.4) на время заполнения маслом цилиндра-бустера включающей муфты.

Применение перекрытия передач вызывает усложнение, а значит, и снижение надежности конструкции коробки передач, перегрузку деталей коробки циркулирующей мощностью, перегрузку и опасность заглохания двигателя, а при переключении с высшей на низшую передачу — срыв полностью включенной муфты.

10.3. ПЛАНЕТАРНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Преимуществами планетарных коробок передач являются их компактность, так как благодаря наличию двух-трех сателлитов усилие распределяется на несколько зубьев, возможность получения большого передаточного числа, легкость переключения передач под нагрузкой. Однако сложность конструкции препятствует распространению их на тракторах.

Большинство тракторных коробок выполняется по схеме многорядного эписцикла с несколькими степенями свободы. Планетарная коробка передач «Селект-О-Спид», устанавливаемая на некоторых моделях тракторов «Форд», имеет четыре планетарных ряда — три переключаемых 4, 5 и 10 (рис. 10.5) и четвертый 14 — понижающий редуктор. Переключение осуществляется при помощи гидроподжимных муфт 6, 11 и 13 и тормозов 3, 7 и 9, управляемых гидравлическими цилиндрами. Рычаг переключения расположен на рулевой колонке и имеет барабанную шкалу передач. Он связан тросом с кулачковым валом, перемещающим золотники распределителя. Рабочее давление масла 15,4 кгс/см². Возможные комбинации включения муфт и тормозов и примерное распределение моментов по отдельным муфтам и тормозам дано в табл. 10.1. На некоторых моделях коробок вместо муфты свободного хода 2 ставится фрикционная муфта, позволяющая осуществлять торможение трактора двигателем. Когда двигатель остановлен, тормоза 7 и 9 затягиваются пружинами.

10.1. Распределение относительных моментов M_{ϕ}/M_H и M_T/M_H передаваемых муфтами и тормозами планетарной коробки передач (по данным НАТИ)

| Передача | Тормоз (рис. 10.5) | | | Муфта (рис. 10.5) | | | и |
|-----------------------|--------------------|------|---------|-------------------|------|------|-------|
| | 3 | 7 | 9 | 6 | 11 | 13 | |
| ЗХ1 | 0 | 0 | 4,5 | 2,08 | 0 | 0 | -3,5 |
| ЗХ2 | 0,33 | 0 | 3,04 | 2,08 | 0 | 0 | -2,2 |
| I | 0 | 0 | 9,36 | 0 | 0 | 3,08 | 10,4 |
| II | 0 | 0 | 9,36 | 0 | 3,08 | 0 | 7,3 |
| III | 0,33 | 0 | 6,32 | 0 | 0 | 2,08 | 6,5 |
| IV | 0,33 | 0 | 6,32 | 0 | 2,08 | 0 | 4,6 |
| V | 0 | 2,08 | 0 | 0 | 0 | 3,08 | 3,1 |
| VI | 0 | 2,08 | 0 | 0 | 3,08 | 0 | 2,4 |
| VII | 0,33 | 1,41 | 0 | 0 | 0 | 2,08 | 1,9 |
| VIII | 0,33 | 1,41 | 0 | 0 | 2,08 | 0 | 1,5 |
| IX | 0 | 0 | 0 | 2,08 | 1,0 | 0 | 1,0 |
| X | 0,33 | 0 | 0 | 1,41 | 0,68 | 0 | 0,625 |
| Нейтральное положение | 0 | 0 | Включен | 0 | 0 | 0 | 0 |

Примечание. «0» означает, что тормоз или муфта выключены; M_T — момент тормоза; M_{ϕ} — момент муфты; M_H — номинальный момент; ЗХ — задний ход.

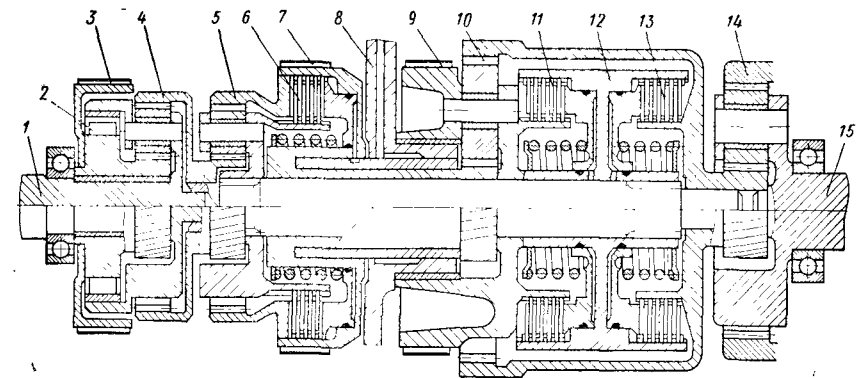


Рис. 10.5. Планетарная коробка передач «Селект-О-Спид» (конструктивная схема): 1 — ведущий вал; 2 — муфта свободного хода; 3 — первый тормоз; 4 — первый эписцикл; 5 — второй эписцикл; 6, 11, 13 — гидроподжимные муфты; 7 — второй тормоз; 8 — канал в стенке корпуса для подачи масла к муфтам; 9 — третий тормоз; 10 — третий эписцикл; 12 — ведущий барабан; 14 — четвертый эписцикл — постоянная передача; 15 — ведомый вал

10.4. БЕССТУПЕНЧАТЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Бесступенчатые коробки передач могут быть механическими, гидравлическими и электрическими. Из-за недостаточной надежности механических коробок и высокой стоимости (большой расход меди) электрических они не получили применения в сельскохозяйственных тракторах.

Гидравлические бесступенчатые коробки передач выполняют гидростатическими. Они состоят из насоса, соединенного с двигателем, и гидродвигателя, соединенного с рабочим валом (ведущим валом центральной передачи, конечной передачи или колеса). Основные характеристики гидромашин представлены в табл. 4.6 и 4.7.

Шестеренчатые гидромеханизмы в коробках передач не применяются из-за трудности регулировать объем и малого начального момента.

Поршневые гидромеханизмы могут работать при высоком давлении (120—350 кгс/см²), что позволяет делать их компактными, но при этом повышаются требования к качеству и чистоте рабочей жидкости.

В пластинчатых гидромашинах производительность изменяется при изменении эксцентриситета. К недостаткам лопастных агрегатов относятся низкое рабочее давление (до 100 кгс/см²), повышенный износ.

Через гидрообъемную коробку передач трудно передавать большие мощности из-за перегрева агрегатов и рабочей жидкости и низкого по сравнению с шестеренчатой коробкой к. п. д. Поэтому были созданы гидромеханические передачи с дифференциалом. В таких передачах часть мощности передают через гидрообъемную коробку передач, а другую — через дифференциальный механизм, обычно однорядный эписцикл.

11.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Механизмы поворота, размещаемые в силовой передаче, действуют при изменении скорости вращения ведущих колес левой и правой сторон. Механизмы классифицируют по следующим показателям.

По числу фиксированных радиусов поворота различают одноступенчатые, многоступенчатые и бесступенчатые механизмы поворота.

Одноступенчатые механизмы имеют один фиксированный для определенного положения рычагов управления минимальный радиус поворота. Промежуточные радиусы поворота имеют неопределенную величину и получаются кратковременно из-за пробуксовки муфты или тормоза.

Многоступенчатые механизмы имеют два и более фиксированных радиусов поворота.

Бесступенчатые механизмы допускают поворот с любым, фиксированным в пределах от минимального до равного бесконечности, радиусом. Радиус поворота изменяется пропорционально перемещению органа управления (линейное управление), что важно при автоматизации вождения.

По характеру распределения скоростей движения при повороте механизмы поворота разделяют на механизмы с постоянной скоростью центра трактора (дифференциальные механизмы) с постоянной скоростью забегающей гусеницы, со снижаемой скоростью забегающей гусеницы.

По методу подвода мощности различают однопоточные механизмы, у которых мощность подводится к механизму одним потоком; двухпоточные, в которых мощность подводится двумя раздельными управляемыми потоками; с отдельным регулируемым потоком для каждой стороны.

Основные требования, предъявляемые к механизмам поворота, следующие.

1. Плавный и быстрый переход от движения по прямой к движению по кривой заданного радиуса. Наиболее отвечают этому требованию бесступенчатые механизмы. Время срабатывания механизма

$$\tau_c = \int_{\omega_1}^{\omega_2} \frac{J_{вед}}{M_y} d\omega,$$

где $J_{вед}$ — момент инерции разгоняемых или замедляемых деталей механизма поворота; M_y — управляющий момент.

2. Достаточный поворачивающий момент

$$M_{п} = 0,5B (P_2 - P_1),$$

где B — ширина гусеницы; P_2 и P_1 — касательные силы тяги на забегающей и отстающей гусеницах.

3. Минимальная перегрузка двигателя при повороте. Величина перегрузки

$$\frac{k'_3}{k_3} = \frac{v'}{v} \left(1 + \frac{v}{\rho_B} \right) + \frac{M_T \omega_T}{P_K v},$$

где k'_3 и k_3 — коэффициенты загрузки при повороте и при прямолинейном движении; v' и v — скорости поступательного перемещения центра трактора при повороте и при прямолинейном движении; $v = \frac{M_{рез}}{P_K B}$ — параметр поворота (здесь $M_{рез}$ — результирующий момент сопротивления повороту; P_K — касательная сила тяги); $\rho_B = \frac{r}{B}$ — относительный радиус поворота; M_T и ω_T — момент и скорость скольжения тормоза, муфты (при повороте с фиксированным радиусом $M_T \omega_T = 0$).

4. Механизм не должен снижать устойчивости прямолинейного движения.

11.2. ОДНОПОТОЧНЫЕ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА

Характеристика основных однопоточных механизмов поворота приведена в табл. 11.1. Из-за простоты конструкции эти механизмы чаще всего применяются на тракторах.

Дифференциальные механизмы. Простые дифференциалы в качестве механизма поворота на сельскохозяйственных гусеничных тракторах не применяются. Двойные дифференциалы характеризуются дополнительной передачей к тормозным барабанам. Для уменьшения шума, присущего коническому дифференциалу, применяют дифференциалы с цилиндрическими шестернями.

Минимальный радиус поворота трактора с двойным дифференциалом в выполненных конструкциях $\rho_{min} = (1,4 \div 1,75) B$, передаточное число $u_d = 2,8 - 3,5$.

Муфты поворота. Как правило, их изготавливают многодисковыми, сухими, постоянно-замкнутыми. Выключающее усилие обычно направлено к центральной передаче для разгрузки крепления муфты на валу. Ведущие диски — стальные, ведомые — имеют накладку из фрикционного материала. Основные размеры дисков, пружин и других деталей муфт отечественных гусеничных тракторов приведены в табл. 11.2.

Муфты поворота работают в двух режимах нагрузки, характеризующихся различными крутящими моментами.

1. Моментом, передаваемым при прямолинейном движении на нижней рабочей передаче и номинальной мощности двигателя:

$$M'_p = 0,5 M_n u_k u_{ц} \eta_1,$$

где M_n — расчетный номинальный момент двигателя; u_k — передаточное число коробки передач; $u_{ц}$ — передаточное число центральной передачи; η_1 — механический к. п. д. передачи от двигателя до муфты поворота.

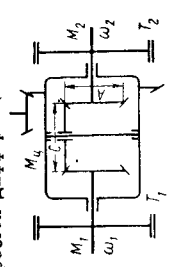
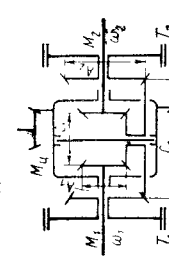
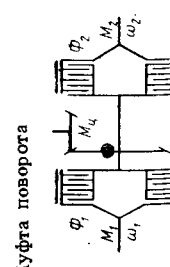
2. Моментом, передаваемым при повороте с полной нагрузкой, в пределе — моментом, обеспечиваемым сцеплением одной гусеницы с почвой:

$$M''_p = \frac{\varphi_c G r_k}{2 u_6},$$

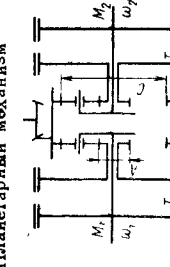
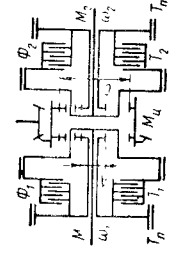
где φ_c — коэффициент сцепления с почвой, принимаемый $\varphi_c = 1$; u_6 — передаточное число конечной передачи.

При расчете принимают для первого режима коэффициент запаса $\beta' = 3,5 \div 5$, а для второго $\beta'' = 2,5 \div 4$ и дальнейший расчет ведут по большему моменту (см. гл. 8).

11.1. Характеристика основных однопочных механизмов поворота гусеничных тракторов

| Механизм поворота | Показатели | | Преимущества | Недостатки |
|---|---|--|---|--|
| | Кинематические | Динамические | | |
| <p>Простой дифференциал</p>  | $u_D = \frac{A}{C} \frac{C}{A} = -1$ $\rho = 0,5B \frac{v_2 - v_1}{v_2 + v_1} \geq 0,5B$ $v_2 = \frac{\rho + 0,5B}{\rho} v$ | <p>Дифференциальные механизмы [$v' = v$]</p> $M_1 = 0,5M_{ц} - M_T$ $M_2 = 0,5M_{ц}$ $M_{п} = \frac{BM_T}{2r_k} u_D u_6 = BP_2$ $M_T = 2P_2 u_D u_6 \leq \varphi G \frac{r_k}{u_6}$ $k_3'/k_3 = 1 + 2v$ | <p>Простота и компактность конструкции</p> <p>Малое время срабатывания</p> | <p>Большой тормозной момент</p> <p>Снижение касательной силы тяги</p> <p>Перегрузка двигателя</p> <p>Резкий поворот</p> <p>Неустойчивость движения</p> |
| <p>Двойной дифференциал</p>  | $u_D = \frac{A_1 C_2}{C_1 A_2}$ $\rho \geq 0,5B u_D$ $v_2 = \frac{\rho + 0,5B}{\rho} v$ | $M_1 = 0,5 [M_{ц} - (u_D + 1) M_T]$ $M_2 = 0,5 [M_{ц} + (u_D - 1) M_T]$ $M_{п} = \frac{BM_T}{2r_k} u_D u_6$ $M_T = 2P_2 u_D u_6 \leq \varphi G \frac{r_k}{u_D u_6}$ $k_3'/k_3 = 1 + \frac{2v}{u_D}$ | <p>Компактность конструкции</p> <p>Легкость управления</p> <p>Надежность работы</p> | <p>Неустойчивость прямолинейного движения</p> <p>увеличенный радиус поворота</p> <p>Высокая скорость поворота</p> |
| <p>Муфта поворота</p>  | $u_{п} = 1$ $\rho \geq 0,5B$ $v' = \frac{\rho}{\rho + 0,5B} v_2$ | <p>Механизмы, сохраняющие на забегавшей гусенице скорость прямолинейного движения [$v_2 = v$]</p> $M_1 = P_1 r_k u_6^{-1} = M_{ф} \div M_T$ $M_2 = (0,5 \div 1) M_{ц}$ $M_{п} = \frac{B}{2r_k} (M_{ц} + M_T) u_6$ $M_T = -P_1 r_k u_6^{-1} \leq 0,5 \varphi G r_k u_6^{-1}$ $k_3'/k_3 = 0,5 + v \geq 1$ | <p>Простота конструкции</p> <p>Большой поворачивающий момент</p> <p>Устойчивость движения</p> | <p>Износ накладок дисков и снижение Мф</p> <p>Большое усилие для выключения муфты</p> <p>Опасность замасливания</p> |

Продолжение табл. 11.1

| Механизм поворота | Показатели | | Преимущества | Недостатки |
|--|---|---|--|--|
| | Кинематические | Динамические | | |
| <p>Планетарный механизм</p>  | $u_{п} = 1 + u_M; u_M = \frac{A}{C}$ $\rho \geq 0,5B$ $v' = \frac{\rho}{\rho + 0,5B} v_2$ | $M_1 = P_1 r_k u_6^{-1}$ $M_2 = (0,5 \div 1) M_{цп}$ $M_{п} = \frac{B}{2r_k} (M_{ц} + M_{т1}) u_6$ $M_{т1} = -P_1 \frac{r_k}{u_6}; M_T, п_2 = M_{цп}$ $k_3'/k_3 = 0,5 + v \geq 1$ | <p>Легкость управления</p> <p>Компактность</p> <p>Высокая долговечность</p> <p>Устойчивость прямолинейного движения</p> | <p>Трудность регулирования центральной передачи</p> <p>Увеличенное время срабатывания — разгона барабана</p> |
| <p>Планетарный механизм с блокирующей муфтой</p>  | $u_{п} = 1 + u_M; u_M = \frac{A}{C}$ $\rho \geq 0,5B$ $\rho_1 \geq (0,5 + u_M) B$ $v' = \frac{\rho}{\rho + 0,5B} v_2$ | $M_1 = P_1 r_k u_6^{-1}$ $M_2 = (0,5 \div 1) M_{цп}$ $M_{п} = \frac{B}{2r_k} (M_{ц} + M_{т1}) u_6$ $M_{т1} = -P_1 r_k u_6^{-1}; M_T, п_2 = M_{цп}$ $k_3'/k_3 = \frac{0,5 + v + u_M}{1 + u_M}$ | <p>Два фиксированных радиуса поворота</p> <p>Компактность</p> <p>Высокая долговечность</p> <p>Возможность значительного снижения скорости при повороте</p> | <p>Сложность устройства</p> <p>Большой тормозной момент — тормоза работают в масле</p> |

Примечание. M_1, M_2 — моменты на отстающей и забегавшей полуосях; $M_{п}$ — поворачивающий момент; M_T — тормозной момент; $v = \frac{M_D}{BP_k}$ — параметр поворота; B — ширина колеи.

11.2. Размеры основных деталей муфт поворота

| Трактор | Ведущий диск | | | | Ведомый диск | | | |
|---------|----------------------|-------------|--------------|------------|------------------------|--------------------------|--------------|------------|
| | Наружный диаметр, мм | Толщина, мм | Число зубьев | Модуль, мм | Внутренний диаметр, мм | Толщина с накладками, мм | Число зубьев | Модуль, мм |
| Т-100 | 368 | 2,4 | 86 | 3,25 | 296 | 7,2 | 117 | 3,25 |
| Т-74 | 272 | 2,4 | 58 | 3,25 | 205 | 8,0 | 89 | 3,25 |
| ДТ-54 | 272 | 2,4 | 58 | 3,25 | 205 | 8,0 | 89 | 3,25 |
| Т-38 | 272 | 2,4 | 58 | 3,25 | 205 | 8,0 | 89 | 3,25 |

| Трактор | Наружная пружина | | | | | Внутренняя пружина | | | | | Диаметр тормозного барабана, мм |
|---------|---------------------|-----------------------|--------------|-----------|--------------------|---------------------|------------------------|--------------|-----------|----------------------|---------------------------------|
| | Средний диаметр, мм | Диаметр проволоки, мм | Число витков | Рабочая | | Средний диаметр, мм | Диаметр проволоки в мм | Число витков | Рабочая | | |
| | | | | длина, мм | нагрузка, кгс | | | | длина, мм | нагрузка, кгс | |
| Т-100 | 35,5 | 5,5 | 13,4 | 104 | 90 ± 9 -5 | 22 | 4,0 | 19 | 102,0 | $53,3 \pm 7$ -4 | 425 |
| Т-74 | 33 | 6,0 | 12,0 | 84 | 90 ± 10 | 20 | 3,5 | 15 | 74,0 | 30 ± 5 -3 | 315 |
| ДТ-54 | 34 | 5,5 | 10,0 | 70,5 | 86 ± 8 -2 | 20 | 3,5 | 12 | 60,5 | 30 ± 5 -3 | 315 |
| Т-38 | 33,5 | 5,5 | 8,0 | 54 | 90 ± 10 | 20 | 3,5 | 10 | 45,0 | 35 ± 5 -3 | 315 |

Основные расчетные данные для муфт поворота отечественных тракторов приведены в табл. 11.3.

11.3. Расчетные данные по муфтам поворота отечественных тракторов

| Трактор | Поверхность трения | | Пружины | | Давление на поверхности трения P_0 , кгс/см ² | Момент, кгс-см | | | Коэффициент запаса | | |
|---------|------------------------------|---------------------------------|----------------------|-------------------------------|--|----------------|---------|---------|--------------------|-----------|------|
| | средний радиус $R_{ср}$, см | площадь F_d , см ² | число пар трения z | число суммарное давление, кгс | | M_ϕ | M'_p | M''_p | β' | β'' | |
| Т-100 | 16,6 | 376 | 20 | 8 ± 8 | 1150 | 3,0 | 115 000 | 22 500 | 24 500 | 5,1 | 4,7 |
| Т-74 | 11,9 | 252 | 20 | 6 ± 6 | 720 | 2,85 | 51 000 | 14 350 | 18 900 | 3,6 | 2,7 |
| ДТ-54 | 11,9 | 252 | 18 | 6 ± 6 | 696 | 2,75 | 45 000 | 12 700 | 18 100 | 3,55 | 2,5 |
| Т-38 | 11,9 | 252 | 12 | 6 ± 6 | 750 | 3,0 | 32 200 | 8 400 | 13 700 | 3,8 | 2,35 |

Примечание. Момент M_ϕ подсчитан для $\mu = 0,3$.

Для выключения муфты поворота необходимо сжать пружины, приложив силу

$$N_{\text{вык}} = \eta_{\text{п}} k_c P,$$

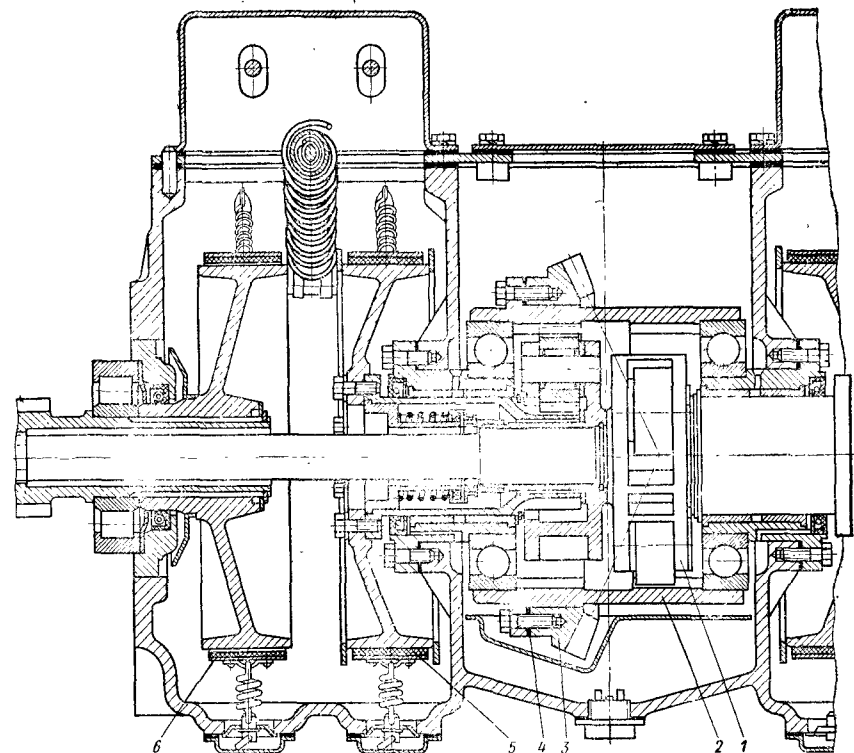


Рис. 11.1. Планетарный механизм поворота трактора ДТ-75:

1 — водило; 2 — двойная коронная шестерня; 3 — ведомая шестерня центральной передачи; 4 — регулировочные прокладки; 5 — тормоз солнечной шестерни; 6 — остановочный тормоз

где $\eta_{\text{п}}$ — к. п. д. механизма выключения; для рычажного механизма $\eta_{\text{п}} = 0,6 \div 0,8$, для клинового $\eta_{\text{п}} \approx 0,5$; k_c — коэффициент увеличения нагрузки пружин при сжатии: $k_c = (c_c S / 10P) + 1 \approx 1,25$ (здесь c_c — суммарная жесткость пружин, кгс/см; S — ход выключения муфты; $S = (0,35 \div 0,5) z$ мм; z — число поверхностей трения); P — суммарная сила пружин в рабочем положении, кгс.

Работа выключения $A_{\text{вык}} = 0,1NS < 180$ кгс-см, что трудно достижимо (для трактора Т-74 $A_{\text{вык}} \approx 350$ кгс-см).

Планетарные механизмы поворота. Преимущества планетарного механизма перед муфтами поворота: высокая износостойкость, позволяющая (при правильной конструкции) обеспечить работу в течение 6000 ч без разборки; наличие дополнительного передаточного числа при прямолинейном движении, разгружающего центральную передачу и коробку передач; меньшее усилие на рычагах управления без применения сервомеханизмов; более простая и стабильная регулировка; меньшие габаритные размеры при передаче большой мощности.

Однорядные планетарные механизмы поворота выполняют по схеме 1 (см. табл. 4.2), при которой коренная шестерня закреплена в тормозном барабане, и по схеме 6. Во втором случае планетарные механизмы левой и правой сторон помещают в общий барабан с внутренними зубьями 2 (рис. 11.1), к фланцу кото-

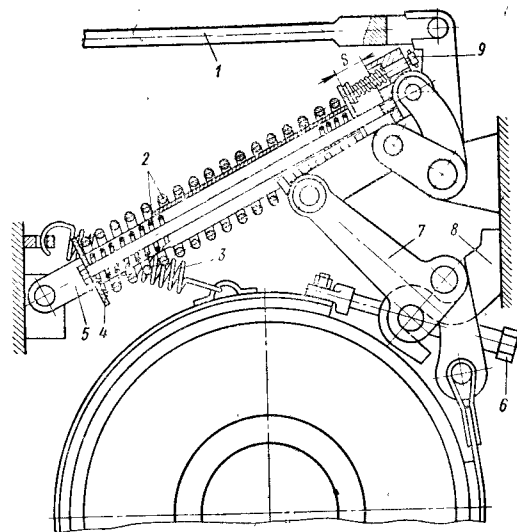


Рис. 11.2. Тормоз планетарного механизма:

1 — тяга рычага управления; 2 — пружины, затягивающие тормоз; 3 — оттяжная пружина; 4 — подвижная тарелка пружины; 5 — ушко неподвижной тарелки пружины; 6 — регулировочная гайка; 7 — рычаг тормоза; 8 — опора рычага тормоза; 9 — шток-указатель

тягиваются одной центральной пружиной 6 (рис. 11.3), передающей давление через траверсу (коромысло) 4 на двойные рычаги 5.

Зазор между тормозной лентой и барабаном регулируют гайкой 11.

Основные данные элементов планетарных механизмов поворота приведены в табл. 11.4, а расчетные данные — в табл. 11.5. Работа выключения тормоза

11.4. Основные данные планетарных механизмов поворота отечественных тракторов

| Трактор | Планетарный механизм | | | | | Тормоз механизма | | | | Пружина тормоза | | | | | |
|---------|-----------------------|-----------------------|------------|-----------------|------------------|---------------------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------------------|-----------------|-------------|-----------|--------------|-------------------------|-------------------|
| | Число зубьев шестерни | Число зубьев шестерни | Модуль, мм | Ширина зуба, мм | Число сателлитов | Передаточное число i_{Σ} | Диаметр барабана $2R_0$, мм | Угол обхвата α , град | Передаточное число привода $i_{пр}$ | Число пружин | Диаметр, мм | | Число витков | Нагрузка $P_{пр}$, кгс | Жесткость, кгс/см |
| | | | | | | | | | | | средний | проволоки | | | |
| ДТ-75 | 23 | 55 | 4 | 35 | 3 | 1,42 | 340 | 300 | 2,4 | 2 | 42,5 | 4 | 32 | 54 ± 10 | 4,0 |
| | | | | | | | | | | | 25 | 3 | | | |
| Т-4 | 21 | 51 | 5 | — | 3 | 1,41 | 380 | 310 | 7 | 1 | — | — | 28,5 | 130 ± 15 | 1 |

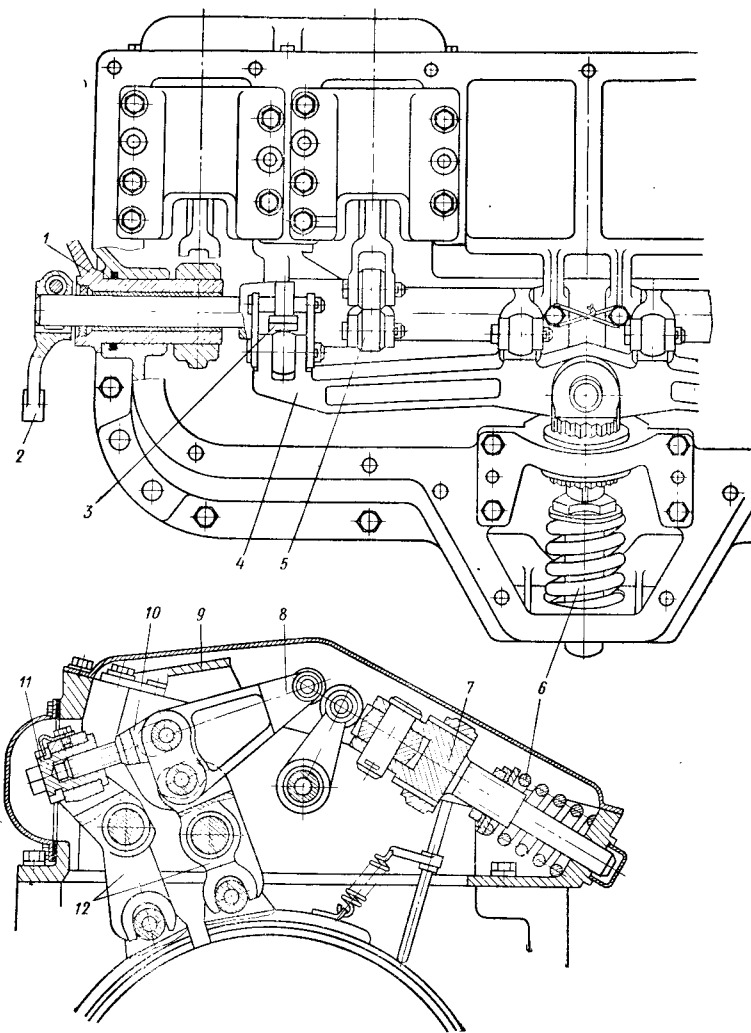


Рис. 11.3. Тормоз планетарного механизма с центральной пружиной:

1 — рычаг остановочного тормоза; 2 — рычаг валика кулачка; 3 — кулачок; 4 — траверса; 5 — двойной рычаг; 6 — пружина; 7 — толкатель; 8 — рычаг тормоза; 9 — кронштейн (опора) рычага тормоза; 10 — вилка; 11 — регулировочная гайка; 12 — отводящие рычаги

11.5. Расчетные данные планетарных механизмов поворота отечественных тракторов

| Показатель | Формула | Трактор | |
|--------------------|--|---------|--------|
| | | ДТ-75 | Т-4М |
| Момент, кгс·см | $M'_p = 0,5 M_{н.к.п} u_{ц} u_{п} \eta_1$ | 12 100 | 26 200 |
| | $M_p = \frac{\varphi_c G r_k}{2 u_b}$ | 19 600 | 35 700 |
| | $M_T = P_{пр} u_{пр} R_b (\epsilon^{u\alpha} - 1)$ | 12 000 | 68 000 |
| Коэффициент запаса | $\beta_T = \frac{M_T}{M'_p} \frac{C+A}{A}$ | 3,36 | 8,9 |
| | $\beta_T = \frac{M_T}{M_p} \frac{C+A}{A}$ | 2,07 | 6,5 |

Примечание. При расчете принято $\varphi_c = 1$; $\mu = 0,3$; $u_{к.п.}$, $u_{ц.}$, $u_{п.}$ — передаточные числа коробки передач, центральной и планетарной передач.

планетарного механизма меньше работы выключения муфты поворота, что позволяет в ряде случаев обходиться без сервоусилителей.

11.3. ПРИВОДЫ УПРАВЛЕНИЯ МЕХАНИЗМАМИ ПОВОРОТА

Для управления поворотом дифференциальным механизмом водитель воздействует на один орган — рычаг тормоза. При муфтах поворота и планетарных механизмах водитель должен воздействовать на два органа: муфту поворота или тормоз механизма для получения плавного поворота и остановочный тормоз для получения крутого поворота. Чтобы сократить число органов управления, в некоторых конструкциях муфтой поворота и тормозом управляют одним рычагом для каждой стороны. На тракторах Т-130 для управления поворотами установлен один рычаг 1 (рис. 11.4). Отклоняя рычаг влево или вправо через коромысло 9 и Г-образные рычаги 10 и 8, выключают муфту левой или правой стороны. Оттягивая отклоненный рычаг к себе, через рычаги 6, 7 и 4 затягивают соответствующий тормоз. Для затормаживания трактора при стоянке на подъеме рычаг оттягивают к себе и в этом положении запирают защелкой 2. При этом двуплечный рычаг 6 затягивает одновременно два тормоза.

Более удобным для управления является рулевое колесо. Рулевая колонка с колесом применена на тракторе Т-150 (рис. 11.5). При повороте рулевого колеса на угол $\leq 42^\circ$ происходит постепенное выключение муфты отстающей стороны. При дальнейшем повороте затягивается тормоз. Для затягивания одновременно двух тормозов имеется отдельная педаль, при необходимости замыкаемая защелкой.

Основные недостатки объединенного привода управления: сложность регулирования (нужно обеспечить полное выключение муфты перед затяжкой тормоза), снижающая его надежность, и увеличенное усилие на рычаге, требующее введение сервопривода.

Механизм поворота обычно требует 120—180 воздействий на 1 км пути. Для уменьшения утомляемости водителя нужно, чтобы работа, затрачиваемая

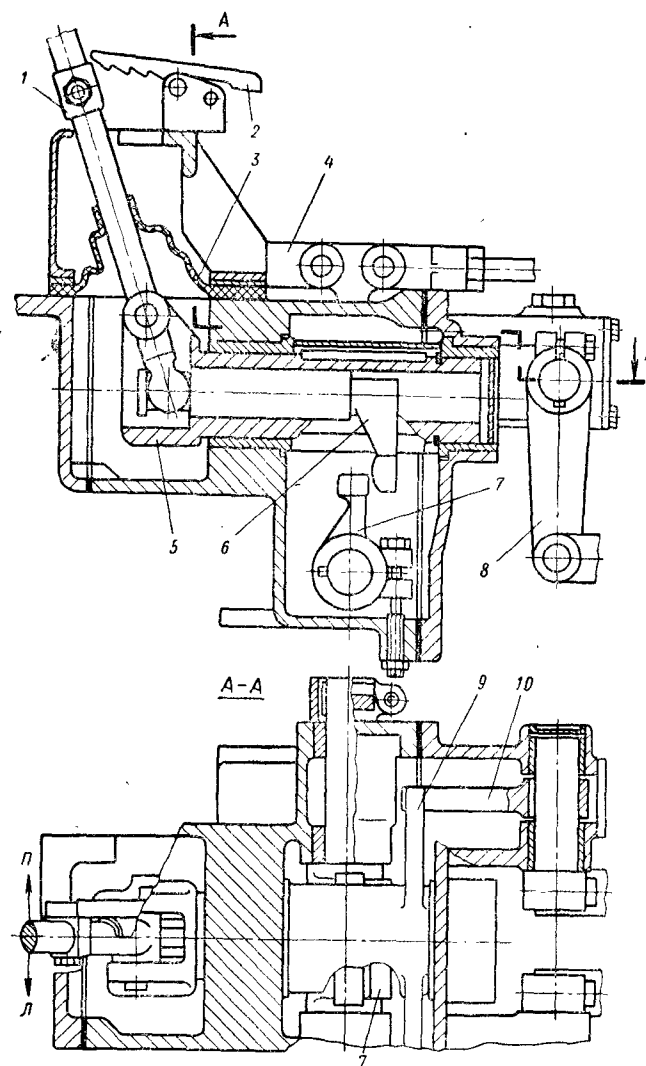


Рис. 11.4. Механизм управления поворотом трактора Т-130:

1 — рычаг механизма управления; 2 — защелка горного тормоза; 3 — чехол уплотнения; 4 — наружный рычаг правого тормоза; 5 — корпус рычагов; 6 — вилочный рычаг привода тормозов; 7 — внутренний рычаг тормоза; 8 — наружный рычаг привода муфты поворота; 9 — коромысло включения сервомеханизма муфты поворота; 10 — рычаг привода сервомеханизма правой муфты поворота; П — положение рычага при выключении правой муфты; Л — положение рычага при выключении левой муфты

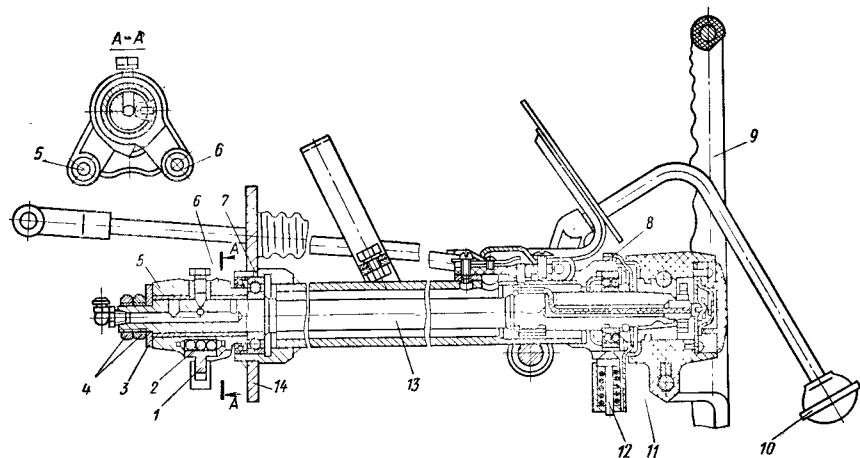


Рис. 11.5. Рулевая колонка трактора Т-150:

1 — поводок; 2 — шариковый замок; 3 — шайба; 4 — гайки; 5 и 6 — поворотные рычаги; 7 — шариковый подшипник; 8 — стакан верхнего подшипника; 9 — рулевое колесо; 10 — рычаг переключения передач; 11 — колпак; 12 — фиксатор рулевого колеса; 13 — вал; 14 — стакан нижнего подшипника с опорным фланцем

на одно воздействие, была $A_{уп} \leq 50$ кгс·см, а максимальная сила не превышала 6 кгс. В действительности для управления муфтой поворота требуется работа до 350—500 кгс·см, а тормозом планетарного механизма до 300 кгс·см. При этом максимальное усилие на рычаге достигает 25—30 кгс. Для уменьшения максимального усилия и облегчения работы управления, что особенно необходимо при повышении скорости движения, применяют сервоприводы (усилители), в которых используется энергия растянутых или сжатых пружин, кинетическая энергия трактора, энергия двигателя, передаваемая через гидропривод или пневмопривод.

Пружинный сервопривод. Сервопривод со сжатой пружиной, помещенной рядом с рычагом управления, работает следующим образом. При повороте рычага управления на угол холостого хода водитель преодолевает сопротивление сервопружины дополнительному сжатию до максимальной силы. Дальнейшему повороту рычага управления помогает распрямляющаяся пружина.

Для повышения эффективности сервопружины нужно повышать к. п. д. привода.

Пружинный сервопривод снижает только максимальное усилие, не уменьшая работы управления. Его применение целесообразно для относительно редко работающих органов управления на машинах мощностью до 50 л. с.

Кинетический сервопривод-активизатор. Имеет отдельный свободно сидящий тормозной барабан, затягиваемый ленточным тормозом. Барабан связан с винтовыми поверхностями через шарики или ролики. При затормаживании барабана продолжающиеся вращаться детали выжимаются винтовыми поверхностями в осевом направлении, выключая муфту сцепления или зажимая основной дисковый тормоз. Винтовые поверхности делают симметричными, чтобы обеспечить действие механизма на прямом и обратном ходах.

Тормозной момент, необходимый для управления кинетическим сервоприводом,

$$M_{т.у} = N_B R_y (1 + \mu) \sin \alpha,$$

где N_B — необходимая осевая сила (сила пружин выключенной муфты или зажатия тормозных дисков); R_y — радиус приложения осевой силы на винтовых

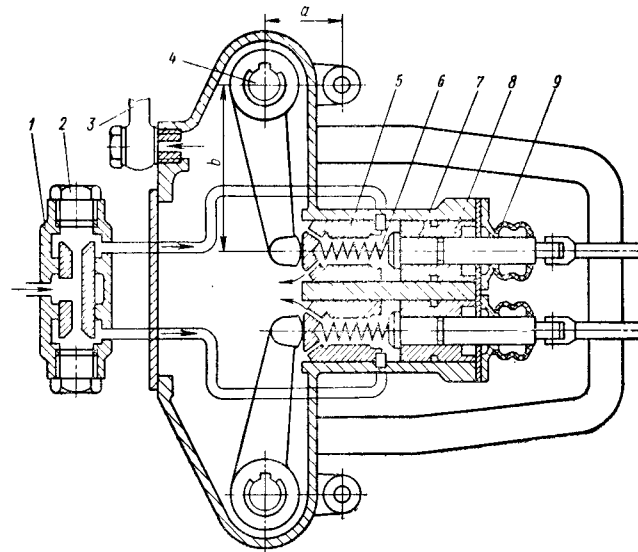


Рис. 11.6. Гидравлический усилитель управления муфтами поворота:

1 — корпус делителя потока; 2 — пробка канала золотника; 3 — сливная труба; 4 — поворотный рычаг; 5 — поршень; 6 — пружина; 7 — толкатель; 8 — втулка толкателя; 9 — чехол уплотнения

поверхностях; μ — коэффициент трения на винтовых поверхностях; при применении шариков или роликов $\mu = 0,02 \div 0,04$; α — угол винтовой поверхности, выбираемый больше угла трения, в пределах 12—20°.

Недостатки кинетического сервопривода: резкость действия и трудность регулирования.

Гидравлический сервопривод. Для его действия используется энергия работающего двигателя. Простой сервопривод для выключения муфт поворота имеет трактор Т-130. Привод питается маслом, подаваемым шестеренным насосом НШ-32У с подачей 29 л/мин, вращаемым от шестерни распределенного двигателя. Масло, пройдя фильтр, поступает в делитель потока 1 (рис. 11.6) и по сквозному каналу золотника попадает по обе его стороны равномерными потоками. Делитель укреплен под блоком цилиндров и обе полости соединены каналами с левым и правым цилиндрами. Подаваемое в цилиндры масло через каналы поршней 5 сливается в картер, а затем по сливной трубе 3 отводится в масляный бак. Для поворота перемещают толкатель 7, который тарелкой закрывает отверстие в поршне. Давление масла в цилиндре повышается и золотник, смещаясь в сторону пониженного давления, увеличивает поступление масла к цилиндру. Одновременно поршень нажимает на поворотный рычаг 4 и выключает муфту поворота.

Диаметр поршня гидравлического сервоусилителя

$$d_{п} = \sqrt{\frac{N_B a}{0,785 b \eta_{п} p_M}},$$

где N_B — нормальная сила на рычаге, для муфт поворота суммарная сила пружин в конце выключения; a и b — длина плеч рычагов (см. рис. 11.6); $\eta_{п}$ — к. п. д. передачи; следует брать $\eta_{п} = 0,8 \div 0,85$, создавая запас усилия выключения;

p_m — давление масла, соответствующее срабатыванию предохранительного клапана: $p_m = 35 \div 60$ кгс/см².

Ход (см) поршня

$$S_n = S_b \frac{b}{a},$$

где S_b — ход рабочего конца рычага: для муфт поворота $S_b = 0,05z$ (здесь z — число поверхностей трения муфты).

11.4. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ, БЕССТУПЕНЧАТЫЕ И ДВУХПОТОЧНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА

Повышение рабочих скоростей предъявило к механизмам поворота требования по снижению скорости при повороте для исключения появления чрезмерной центробежной силы, снижению затрачиваемой на поворот мощности, повышению маневренности, особенно на землеройных работах, возможности автоматизации управления. Это привело к созданию более сложных механизмов поворота.

Многоступенчатые шестеренчатые механизмы поворота. Их выполняют в виде многорядной планетарной передачи и в виде реверсивной передачи. Устанавливая для каждой стороны двухрядную планетарную передачу с внешним зацеплением и три тормоза (часто применяют дисковые тормоза), можно получить

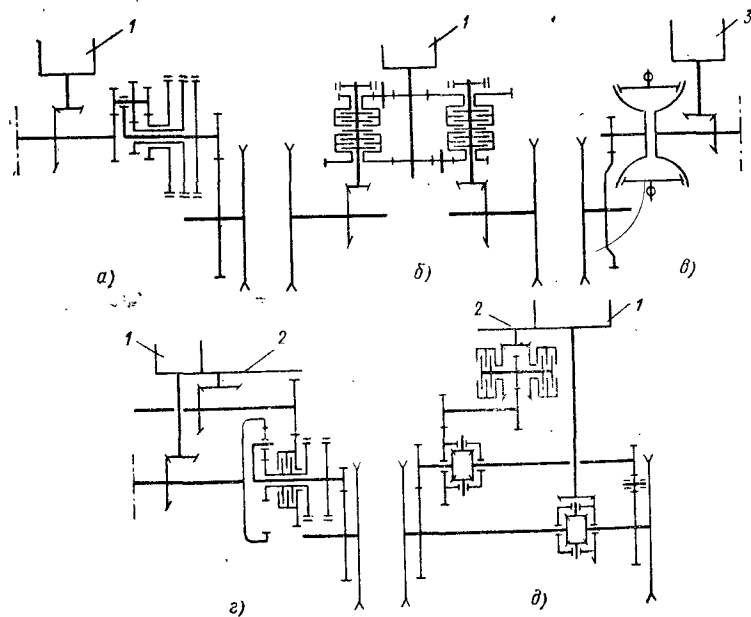


Рис. 11.7. Схемы многоступенчатых, бесступенчатых и двухпоточных механизмов поворота:
 а — многорядный планетарный механизм с подводом мощности одним потоком; б — механизм с двумя реверсивными шестеренчатыми передачами; в — бесступенчатый фрикционный механизм поворота; г — двухпоточный механизм с планетарными передачами и муфтами поворота; д — двухпоточный механизм с двумя дифференциалами и муфтами поворота; 1 — коробка передач; 2 — раздаточная коробка; 3 — механизм реверса

компактный и простой в управлении задний мост, имеющий два фиксированных радиуса поворота (рис. 11.7, а). Дальнейшее увеличение числа фиксированных радиусов поворота можно получить, применив в коробке передач два вторичных вала, несущих четыре пары шестерен, включаемых гидродожимными муфтами.

В реверсивном шестеренчатом механизме поворота (рис. 11.7, б) первичный вал приводится во вращение от гидротрансформатора или механической коробки передач. Вращение от первичного вала передается на правую и левую стороны через цилиндрические косозубые шестерни, переключаемые на ходу при помощи многодисковых гидронажимных муфт. На прямом ходу ведущее колесо правой стороны получает вращение через две пары шестерен, а левой — через одну. На заднем ходу, наоборот, вращение ведущему колесу правой стороны передается через одну пару, а левой — через две. Выключив обе муфты одной стороны и затормозив ведомый вал, поворачивают трактор по радиусу, равному половине ширины колеи. Включив на одной стороне прямой, а на другой — обратный ход, можно повернуть трактор на месте (радиус поворота равен нулю). Шестерни и муфты каждой стороны рассчитывают на передачу полной мощности двигателя. Максимальный передаваемый на одну сторону крутящий момент выбирают из условия сцепления забегающей гусеницы с почвой, принимая коэффициент сцепления $\varphi_c = 1,2 \div 1,5$ с тем, чтобы учесть работу в карьерах и догрузку от поперечного наклона трактора.

Бесступенчатые механизмы поворота фрикционные и гидростатические выполнены пока только в опытных конструкциях.

Двухпоточные механизмы поворота. Мощность к ним передается двумя путями: через коробку передач и через раздаточную коробку. Механизм с муфтами поворота и планетарными передачами (рис. 11.7, в) при прямолинейном движении имеет выключенные муфты и заторможенные солнечные шестерни. Отпустив тормоза солнечных шестерен, можно включить муфты и обеспечить прямолинейное движение на повышенной скорости. Однако в этом случае возникает циркуляция мощности от коробки передач через заблокированные механизмы и шестеренчатые передачи на поперечный вал и далее через раздаточную коробку к коробке передач, вызывающая значительные потери на трения и усиленный износ механизма. Поворот осуществляют следующими способами:

1. При нейтральном положении коробки передач включают муфту забегающей стороны и затормаживают солнечную шестерню отстающей.

2. При работающей коробке передач включают муфту забегающей стороны, отпустив тормоз ее солнечной шестерни (солнечная шестерня отстающей стороны остается заторможенной).

3. При работающей коробке передач включают муфту забегающей стороны, освободив тормоза солнечных шестерен обеих сторон, и затормаживают отстающую полуось. Механизм работает аналогично механизму с муфтами поворота.

Другой тип двухпоточного механизма поворота — это механизм с двумя дифференциалами и муфтами поворота (рис. 11.7, д). При прямолинейном движении муфты поворота выключены. Дифференциал на ведущих полуосях получает вращение от коробки передач и передает его полуосям промежуточного дифференциала, вращающихся в разных направлениях. Поворот выполняется следующими способами.

1. При нейтральном положении коробки передач включают муфту забегающей стороны.

2. При работающей коробке передач включают муфту забегающей стороны, в результате чего увеличивается угловая скорость ведущего колеса и уменьшается на ту же величину угловая скорость отстающего ведущего колеса. Число фиксированных радиусов равно числу передач.

12.1. ЦЕНТРАЛЬНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Центральная передача служит для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и в некоторых случаях для передачи крутящего момента на валы, расположенные под углом.

По числу пар различают центральные передачи однопарные и двухпарные, по типу привода — передачи с цилиндрическими или коническими шестернями и смешанные. Центральные передачи с цилиндрическими шестернями применяют при поперечном расположении двигателя, коробке передач с поперечными валами (колесные тракторы Т-5А, Т-16М, Т-40 и Т-40А), двухпарной центральной передаче, когда изменение направления передачи мощности от продольных валов на поперечно расположенные полуоси осуществляется дополнительными двумя коническими передачами.

Наибольшее распространение получили центральные передачи с парой конических шестерен (МТЗ5МС, Т28Х4, МТЗ-50, МТЗ-52, К-700).

В колесных тракторах ведущая шестерня установлена на конце вторичного вала коробки передач, ведомая коническая шестерня закреплена на корпусе дифференциала. В гусеничных тракторах применяется центральная передача только с коническими шестернями, выполненная в отдельном центральном отсеке заднего моста.

Ведущая шестерня устанавливается на конце вторичного вала коробки передач, а ведомая шестерня на отдельном поперечном валу, либо на корпусе коронной шестерни при применении планетарного механизма поворота (ДТ-75 и Т-4М). Применяют шестерни с прямыми зубьями, круговыми и с нулевым углом наклона зуба. Их характеристики приведены в табл. 12.1.

Основные размеры центральных передач определяются приближенным расчетом шестерен. Нормальный модуль m_n конических шестерен выбирают по наибольшему расчетному крутящему моменту M_{max} (см. гл. 5), действующему на ведущую коническую шестерню на низшей рабочей передаче:

$$M_{max} = 0,7 \frac{P_n - d_{e2}}{u_6 u_{ц}}$$

где P_n — номинальное тяговое усилие, кгс; d_{e2} — диаметр ведущего колеса, м; u_6 , $u_{ц}$ — передаточные числа конечной и центральной передач.

Для значения M_{max} находят длину образующей L (рис. 12.1) начального конуса шестерен. Нормальный модуль по

большому конусу для внешнего конусного расстояния L вычисляют по формуле

$$m_n = \frac{L \cos \beta_m}{0,5 \sqrt{z_1^2 + z_2^2}}$$

где β — угол наклона линии зуба; z_1 — число зубьев шестерни; минимальное z_1 берут по табл. 12.1; z_2 — число зубьев колеса, $z_2 = z_1 u_{ц}$.

Полученный результат округляют до большего целого числа. Длину b зубьев выбирают равной $(0,25-0,35)L$. Для устранения вибрации и поломки зубьев следует принимать наибольшую толщину диска колес по впадине зуба

$$c > \frac{\pi m_n}{2}$$

Конические шестерни работают нормально при совмещении начальных конусов шестерни и колеса. Изготовление деталей, обеспечивающее требуемую точность совмещения, очень трудоемко, поэтому положение конических шестерен обязательно регулируют. Регулировку выполняют, перемещая ведущий и ведомый валы центральной передачи. Если ведущий и ведомый валы установлены на конических подшипниках, то подшипники помещают в стаканы с регулировочными гайками (рис. 12.2, а). Часто ведомый вал устанавливают на конических подшипниках, регулируемых гайками на стаканах, а ведущий вал (вторичный вал коробки перемены передач) — на шариковом и цилиндрическом роликовом (рис. 12.2, б). При этом положение ведущего вала регулируют прокладками в гнездах шарикоподшипника, а ведомого — гайками на стаканах конических подшипников или прокладками в гнездах (рис. 12.2, в). При установке валов на регулируемых подшипниках (конических роликоподшипниках, двойных упорных шарико-

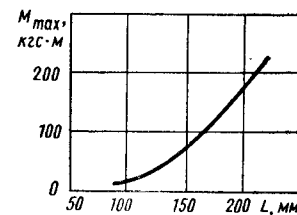


Рис. 12.1. График для нахождения длины образующей конических шестерен

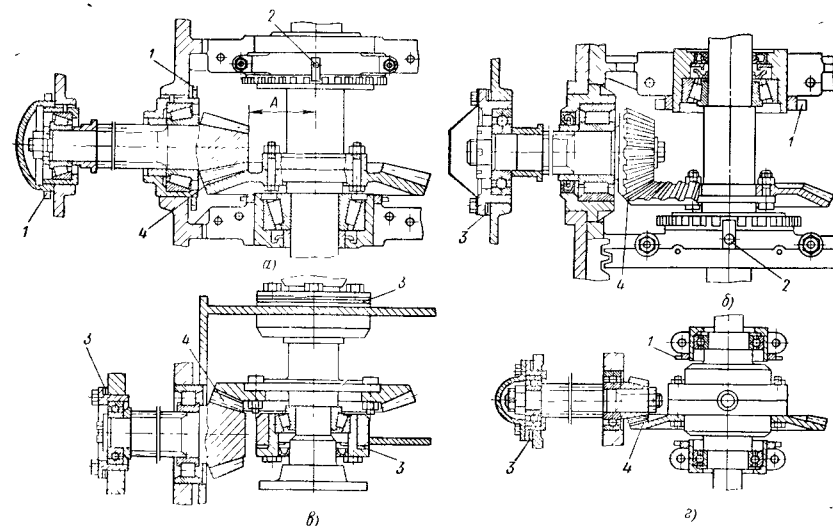


Рис. 12.2. Типовые схемы регулировки конических передач:
1 — регулировочная гайка (зубчатая) стакана подшипника; 2 — стопор регулировочной гайки; 3 — регулировочные прокладки; 4 — тыловые конуса конических шестерен; А — установочное расстояние шестерни

12.1. Характеристика конических шестерен центральных передач

| Шестерня с зубьями | | Шестерня с нулевым углом наклона зуба | |
|---|--|---|--|
| Параметр | прямые | круговыми | с нулевым углом наклона зуба |
| Минимальное число зубьев z_{\min} | 12 | 6 (при $\beta_m = 40 \div 42^\circ$) 8 (при $\beta_m = 35 \div 40^\circ$) 10 (при $\beta_m = 30 \div 35^\circ$) | 12 |
| Радиус начальной окружности r_1 | $m_n z/2$ | $m_n z/2 \cos \delta_\Phi$ | $m_n z/2$ |
| Силы: окружная P | M_k / r_m | M_k / r_m | M_k / r_m |
| осевая A_1 | $P \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_{\psi 1}$ | $\frac{P}{\cos \beta_m} (\sin \beta_m \cos \delta_{\psi 1} - \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_{\psi 1})$ | $P \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_{\psi 1}$ |
| радиальная R_1 | $P \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_{\psi 1}$ | $\frac{P}{\cos \beta_m} (\sin \beta_m \sin \delta_{\psi 1} + \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_{\psi 1})$ | $P \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_{\psi 1}$ |
| Преимущества | Простота изготовления и регулировки Небольшие требования к точности изготовления и жесткости узла | Малые габаритные размеры Высокая долговечность | Высокая долговечность по точности изготовления, регулирования и по жесткости узла (требования более жесткие, чем для шестерен с прямыми зубьями и менее жесткие, чем для шестерен с круговыми зубьями) |
| Недостатки | Большие габаритные размеры Недостаточная долговечность | Большие осевые усилия Высокие требования к точности изготовления и регулировки Необходимость иметь валы и корпуса большой жесткости | Большее габаритные размеры шестерен с круговыми зубьями |

Примечание. Радиальная сила колеса $R_2 = A_1$, осевая — $A_2 = R_1$. Силы A_1 и R_1 спиральной шестерни даны для случая, когда направления спирали, сил A_1 и R_1 совпадают с направлением вращения вала.

коподшипниках) необходимо предусмотреть регулирование как зацепления шестерен, так и зазора в подшипниках. Для уменьшения числа мест, которые требуют регулирования, в легко нагруженных передачах ведущий и ведомый валы ставят на шарикоподшипниках, помещенных в регулируемые прокладками или гайками опоры (рис. 12.2, з).

Регулирование зацепления выполняют: предварительно по установочному расстоянию A (рис. 12.2, а) шестерни; окончательно по нормальному отпечатку на зубе (отпечаток зацепления должен находиться у линии начальной окружности по высоте зуба и на середине по длине зуба спиральных шестерен и шестерен с нулевым углом наклона линии зуба или у большего основания зуба для прямозубых шестерен). Регулирующие органы должны обеспечивать точность установки для шестерен с прямыми зубьями не более 0,2 мм, а с круговыми — 0,1 мм. Опоры подшипников при спиральных шестернях должны быть более жесткими, чем при шестернях с прямыми зубьями и с нулевым углом наклона линии зуба.

Дальнейшее совершенствование конечных передач будет сопровождаться увеличением общей жесткости передачи, более широким применением конических шестерен с нулевым углом наклона линии зуба, имеющих большую долговечность, ужесточением требований к точности изготовления деталей передачи, качеству их материалов, сборки и точности регулирования, применением нерегулируемых подшипниковых узлов, применением отгиба ведомой шестерни центральной передачи (трактор К-700).

12.2. ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ

Дифференциал кинематически соединяет центральную и конечную передачу с разделенными ведущими валами конечных передач (полуосями) и позволяет последним вращаться как с равными, так и различными угловыми скоростями один относительно другого.

В колесных тракторах центральную передачу обычно совмещают с дифференциалом. Дифференциал должен обеспечить вращение ведущих колес с разными угловыми скоростями; отсутствие буксования отдельного колеса при попадании его на поверхность, имеющую низкие сцепные качества.

Распределение крутящего момента между полуосями ведущих колес оценивается коэффициентом блокировки

$$K_6 = \frac{M'' - M'}{M_0},$$

где M'' — крутящий момент на полуоси отстающей стороны; M' — крутящий момент на полуоси забегающей стороны; M_0 — крутящий момент на коробке дифференциала; $M_0 = M'' + M'$.

Для симметричных межколесных дифференциалов моменты на полуосях равны: $M'' = 0,5M_0 (1 + K_6)$ и $M' = 0,5M_0 (1 - K_6)$. При $K_6 = 1$ полный крутящий момент может быть передан одним колесом. По способу уменьшения буксования отдельного колеса дифференциалы подразделяют на простые, с принудительной блокировкой и самоблокирующиеся. По конструкции различают дифференциалы шестеренчатые, червячные, кулачковые и обгонные.

Шестеренчатые дифференциалы. Их выполняют с коническими и цилиндрическими шестернями. Конические дифференциалы выполняют с двумя (тракторы Т-16М, Т-40, Т-25), тремя и четырьмя (трактор МТЗ-50) сателлитами закрытого (шестерни-сателлиты размещены внутри корпуса) и открытого (шестерни имеют опоры в корпусе заднего моста) типа. Их преимуществом является простота конструкции, недостатком — наличие осевых усилий, вызывающих большое трение на торцах конических шестерен. Дифференциал с цилиндрическими шестернями имеет удвоенное число сателлитов, каждый из которых находится в зацеплении со своей полуосевой шестерней и с сателлитом противоположной полуосевой шестерни. Дифференциалы с цилиндрическими шестернями более трудоемки в изго-

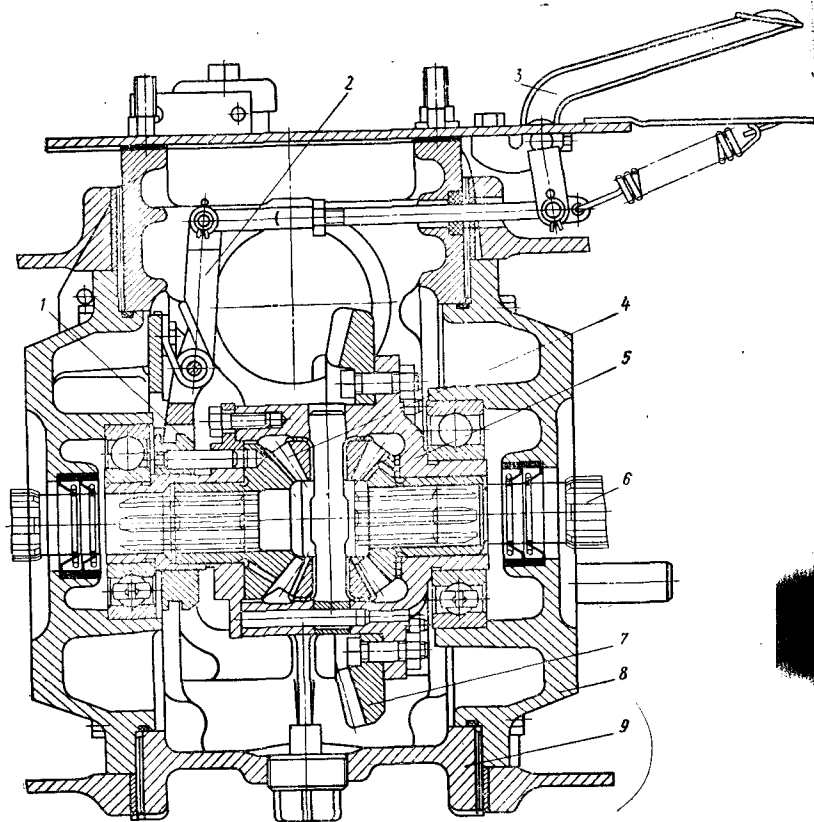


Рис. 12.3. Дифференциал с блокировкой штифтовой муфтой: 1 — штифтовая муфта; 2 — рычаг со спиральной пружиной; 3 — педаль блокировки; 4 — сателлит; 5 — корпус дифференциала; 6 — полуось; 7 — ведомая коническая шестерня центральной передачи; 8 — стакан подшипника; 9 — корпус заднего моста

товлении, имеют меньший коэффициент блокировки K_6 и поэтому получили не большое распространение.

Основной недостаток простых шестеренчатых дифференциалов — низкий коэффициент блокировки $K_6 = 0,05 \div 0,15$, ухудшающий проходимость трактора. Для устранения этого недостатка применяют механизмы принудительной блокировки (тракторы Т-16М, Т-40, МТЗ-50, МТЗ-5М, МТЗ-5Л). Блокировка осуществляется кулачковой или штифтовой (рис. 12.3) муфтой, замыкающей корпус дифференциала с полуосью или две полуоси между собой при нажатии на педаль. Для обеспечения нормальной управляемости трактора муфты выполняют только принудительно замыкаемыми, что достигается установкой оттяжных пружин, выключающих блокировку при прекращении нажатия на педаль. Усилие оттяжных пружин выбирают из условия размыкания дифференциала под нагрузкой, когда сила трения на муфте

$$P_{\text{тр}} = \frac{M_0}{d_{\text{ср}}} \mu \left(1 + \frac{d_{\text{ср}}}{d} \right),$$

где $d_{\text{ср}}$ — средний диаметр кулачков (штифтов) муфты; d — диаметр вала муфты; μ — коэффициент трения: $\mu \approx 0,1$.

Блокирующая муфта рассчитывается на передачу максимального момента, возникающего, когда одно из колес попадает на слабый грунт с низким коэффициентом сцепления φ'_c , а другое — на грунт с высоким φ_c :

$$M_{\text{max}} = 0,5 (\varphi_c - \varphi'_c) G_2 \frac{r_k}{u_6},$$

где G_2 — вертикальная нагрузка на ведущие колеса; r_k — радиус качения ведущих колес; u_6 — передаточное число конечной передачи.

Для обеспечения выключения муфты ведущие поверхности кулачков иногда сканивают под углом α к оси. Тогда

$$P_{\text{выкл}} = P_{\text{тр}} = \frac{M_0}{d_{\text{ср}}} \left[\mu \frac{d_{\text{ср}}}{d} - \text{tg}(\alpha - \nu) \right],$$

где $\nu = \text{arctg} \mu$ — угол трения на гранях кулачков.

Чтобы устранить возможность самовыключения муфты, угол α выбирают из условия

$$\text{tg} \alpha < \mu \left(1 + \frac{d_{\text{ср}}}{d} \right).$$

Дифференциалы с принудительной блокировкой получили широкое распространение на тракторах. Их недостатками являются ударные нагрузки при включении муфты, включение ее только при стоящем тракторе и потребность в повышенном внимании водителя. Для устранения этих недостатков предлагались различные конструкции автоматических муфт (например, фрикционная многодисковая постоянно-замкнутая муфта, выключаемая гидравлическим цилиндром, в который масло поступает после поворота рулевого колеса на определенный угол), а также самоблокирующихся дифференциалов.

Самоблокирующиеся дифференциалы. Почти все самоблокирующиеся дифференциалы работают по принципу возникновения повышенного момента трения M_r при нарушении равенства частот вращения полуосей, т. е. когда $n'' < n'$. Такие дифференциалы называют самоблокирующимися с повышенным внутренним трением. Момент трения $M_r = M'' - M' = K_6 M_0$ определяет коэффициент блокировки дифференциала. Самоблокирующиеся дифференциалы повышенного трения могут быть шестеренчатые, червячные, кулачковые.

В шестеренчатых дифференциалах момент трения увеличивают установкой на полуосях шестерен фрикционных муфт (рис. 12.4). Оси 2, отдельные для каждой пары сателлитов 3, могут поворачиваться одна относительно другой. Коробка 1 дифференциала ведет оси за скосы, направленные у одной оси в одну сторону, а у другой — в другую. Полуосевые шестерни посажены рядом с чашками 5 многодисковых муфт и упираются в них торцами. При равных моментах на полуосях нет скольжения дисков 4 муфты. В случае отставания одной из полуосей сателлиты начнут вращаться, при этом создается момент трения M_r , пропорциональный передаваемому моменту:

$$M_r = \frac{\mu z}{\text{tg} \beta} \frac{r_{\text{ср}}}{R} M_0,$$

где μ — коэффициент трения: $\mu = 0,06 \div 0,10$; Z — число поверхностей трения одной муфты; β — угол между плоскостью вращения оси и скосом; $r_{\text{ср}}$ — средний радиус диска муфты; R — средний радиус скоса.

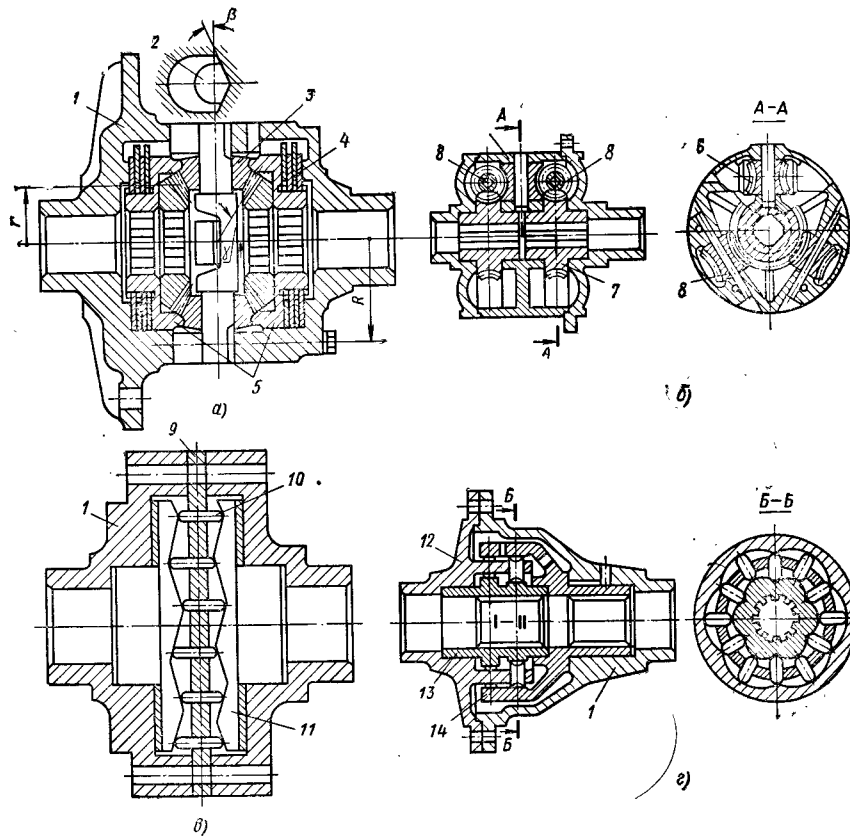


Рис. 12.4. Конструктивные схемы дифференциалов с повышенным внутренним трением: а — шестеренчатый дифференциал с фрикционными муфтами; б — червячный дифференциал; в — осевой кулачковый дифференциал; г — двухрядный радиальный кулачковый дифференциал; 1 — коробка дифференциала; 2 — ось сателлитов; 3 — сателлит; 4 — диск муфты; 5 — чашка муфты; 6 — червячный сателлит; 7 — полуосевая червячная шестерня; 8 — промежуточный червяк; 9 — обойма-барабан; 10 — сухарь; 11 — полуосевая кулачковая шайба; 12 — крышка коробки с обоймой; 13 — внутренняя кулачковая втулка; 14 — внешняя кулачковая втулка

Более точно с учетом трения на скосах и зубьях шестерен может быть найдено отношение моментов на отстающей и забегающей осях:

$$\frac{M''}{M'} = \frac{M_0 + M_r}{M_0 - M_r} = \frac{rR \operatorname{tg}(\beta + \zeta) + \mu r_{\text{ср}} \left[r + R \operatorname{tg}(\beta + \zeta) \operatorname{tg} \alpha_n \operatorname{tg} \frac{\delta_{\omega}}{2} \right]}{rR \operatorname{tg}(\beta + \zeta) - \mu r_{\text{ср}} \left[r + R \operatorname{tg}(\beta + \zeta) \operatorname{tg} \alpha_n \operatorname{tg} \frac{\delta_{\omega}}{2} \right]}$$

где r — средний радиус полюса зацепления зубьев сателлитов с полуосевыми шестернями; $\zeta = \operatorname{arctg} \mu$ — угол трения (принимает одинаковым для всех рабочих

поверхностей); α_n — угол зацепления зубьев шестерен; $\frac{\delta_{\omega}}{2}$ — половина угла начального конуса полуосевых шестерен.

Касательная сила тяги отдельных колес (рис. 12.5)

$$P''_k = P'_k \frac{1 + K_6}{1 - K_6}$$

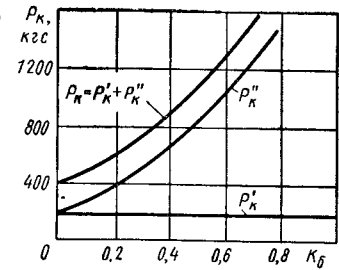


Рис. 12.5. Зависимость касательной силы тяги от коэффициента блокировки

В червячных дифференциалах (см. рис. 12.4) полуосевые червячные шестерни 7 находятся в зацеплении с червяками 8, связанными между собой червячными сателлитами 6, вращающимися на запрессованных в коробку радиальных осях. Коэффициент блокировки червячного дифференциала $K_6 = 0,6 \div 0,8$ определяется углом подъема витков червяков. Чтобы устранить возможность самоторможения этот угол должен быть не менее 30° .

Кулачковые дифференциалы выполняют осевыми и радиальными. Осевой кулачковый дифференциал (см. рис. 12.4) имеет полуосевые шайбы 11 с расположенными по торцам кулачками. Число кулачков на шайбах не должно быть одинаково во избежание эквидистантного расположения рабочих поверхностей и прекращения передачи крутящего момента. Между рабочими поверхностями расположены сухари 10, вставленные в обойму 9, жестко прикрепленную к коробке дифференциала. Число сухарей будет равным или меньшим в кратное число раз суммы числа кулачков на полуосевых шайбах.

При одинаковых моментах сопротивления полуосевых шайб некоторые сухари, заклиненные на косых поверхностях кулачков, вращают шайбы с одинаковой частотой. При отставании одной из шайб сухари перемещаются в обойме в осевом направлении, заставляя другую шайбу вращаться быстрее. Отношение моментов на полуосях

$$\frac{M''}{M'} = \frac{\cos(\beta_1 - 2\zeta) \sin(\beta_2 + \zeta + \zeta_0)}{\cos(\beta_2 + 2\zeta) \sin(\beta_1 - \zeta - \zeta_0)}$$

где β_1 и β_2 — углы между касательной к точке контакта сухаря с кулачком и направлением движения обоймы для забегающего и отстающего кулачков соответственно; ζ — угол трения сухаря о кулачок; ζ_0 — угол трения торца кулачка о коробку дифференциала.

Так как числа кулачков правой и левой полуосей различны, то $\beta_1 \neq \beta_2$. Число одноходовых работающих сухарей равно общему делителю для числа сухарей и числа кулачков на каждой из шайб.

В осевых кулачковых дифференциалах действуют значительные осевые силы, распирающие шайбы и вызывающие износ опорных поверхностей шайб и коробки. Этого недостатка лишены радиальные кулачковые дифференциалы. Для устранения вредной пульсации крутящего момента, вызываемого различным числом кулачков на шайбах и периодической сменой ведущих сухарей, применяют двухрядные дифференциалы, у которых шайбы могут иметь одинаковое число кулачков. В двухрядном радиальном дифференциале (см. рис. 12.4) два ряда сухарей 10 расположены между внутренней 13 и внешней 14 кулачковой втулками. Профиль кулачка втулки обычно строится по спирали Архимеда, которую для облегчения изготовления заменяют ближайшей дугой окружности. Кулачки наружной втулки расположены на одной оси, в то время как во внутренней втулке один ряд кулачков сдвинут относительно другого на половину шага кулачка. Это дает бесперерывную передачу крутящего момента то одним, то другим рядом кулачков.

При связанной отстающей полуоси отношение моментов на полуосях с внутренней втулкой (звездочкой)

$$\frac{M''}{M'} = \frac{r_2 \cos(\beta_1 - 2\zeta) \sin(\beta_2 + \zeta)}{r_1 \cos(\beta_2 + 2\zeta) \sin(\beta_1 - \zeta)};$$

с наружной втулкой

$$\frac{M''}{M'} = \frac{r_1 \cos(\beta_2 - 2\zeta) \sin(\beta_1 + \zeta)}{r_2 \cos(\beta_1 + 2\zeta) \sin(\beta_2 - \zeta)},$$

где r_1 и r_2 — радиусы окружностей, проходящих через точки контакта сухаря с кулачками внутренней и наружной втулок; β_1 и β_2 — углы между направлением вращения и касательными к точкам контакта сухаря с внутренней и наружной втулками.

Радиусы r_1 , r_2 и углы β_1 , β_2 изменяются при изменении взаимного положения рабочих поверхностей сухарей и кулачков. Соответственно изменяются коэффициенты блокировки дифференциала, что вызывает пульсацию момента. Небольшая пульсация момента благоприятно отражается на работе дифференциала.

Рассмотренные выше конструкции дифференциалов не обеспечивают полной блокировки при прямолинейном движении и разном сцеплении колес с почвой и одновременно ухудшают маневренность трактора, вызывая перегрузку двигателя при повороте и повышенный износ шин.

Потеря мощности в дифференциале при повороте (на прямолинейном участке при отсутствии относительного вращения деталей) потери мощности в дифференциале не происходит) оценивается к. п. д. дифференциала

$$\eta_{\text{диф}} = 1 - \frac{B}{2R_{\text{п}}} K_{\text{б}},$$

где B — ширина колес трактора; $R_{\text{п}}$ — радиус поворота середины ведущей оси.

Большинство тракторов из условия маневренности поворачивают с притормаживанием отстающей полуоси. При этом отношение $B/2R_{\text{п}}$ увеличивается и η уменьшается. Поэтому дифференциалы повышенного внутреннего трения не находят применения в ведущих мостах сельскохозяйственных тракторов, оборудованных тормозами для уменьшения радиуса поворота. Более эффективными оказываются дифференциалы, у которых блокировочные связи между ведущими полуосями автоматически прекращаются, когда передние управляемые колеса отклоняются от нейтрального положения на заранее установленный угол. На рис. 12.6 приведены две схемы такого дифференциала. На схеме рис. 12.6, а полуосевые шестерни 5 дифференциала соединены между собой блокировочной фрикционной муфтой 4, а на схеме рис. 12.6, б полуосевая шестерня 5 блокируется с корпусом 6 дифференциала. Блокировка осуществляется до тех пор, пока $M'' - M' < M_{\text{ф}}$, где $M_{\text{ф}}$ — момент трения блокировочной муфты.

Пренебрегая потерями в конечных передачах 7, можно записать зависимость, связывающую разность моментов на ведущих колесах $\Delta M_{\text{вед}}$ и момент трения $M_{\text{ф}}$ для схемы, изображенной на рис. 12.6, а $\Delta M_{\text{вед}} = 2M_{\text{ф}}u_{\text{кл}}$, для схемы на рис. 12.6, б $\Delta M_{\text{вед}} = M_{\text{ф}}u_{\text{кл}}$, где $u_{\text{кл}}$ — передаточное число конечных передач.

Регулируя момент трения, можно влиять на блокировочные свойства дифференциала. При полном выключении муфты действие блокировки прекращается. Управляют блокировочной муфтой при помощи гидрораспределителя, золотник 2 которого перемещается в вертикальном направлении кулачком 8, связанным с рулевым валом трактора. Когда управляемые колеса трактора находятся в нейтральном положении, золотник опущен вниз, как изображено на схеме. Масло, поступающее в распределитель, идет по направлению, указанному сплошными стрелками, и нажимает на диафрагму 3, что приводит к замыканию муфты и блокировке дифференциала. При отклонении управляемых колес

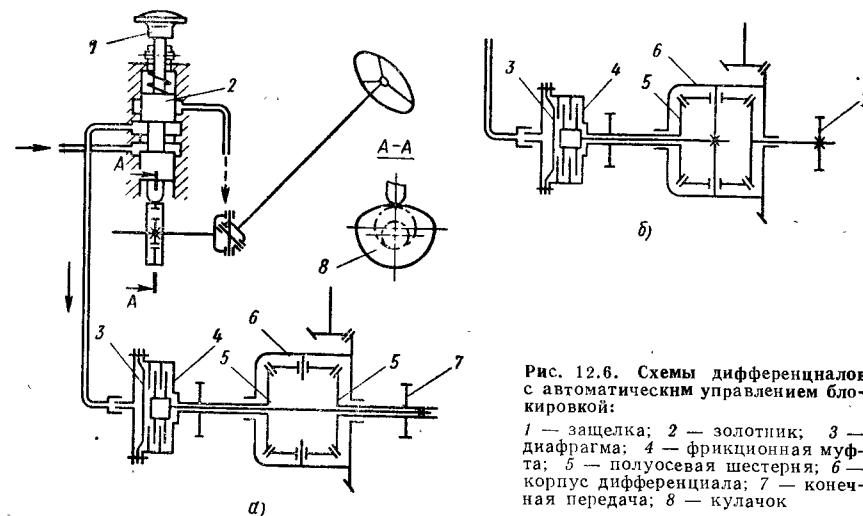


Рис. 12.6. Схемы дифференциалов с автоматическим управлением блокировки:

1 — защелка; 2 — золотник; 3 — диафрагма; 4 — фрикционная муфта; 5 — полуосевая шестерня; 6 — корпус дифференциала; 7 — конечная передача; 8 — кулачок

от нейтрального положения на заданный угол кулачок перемещает золотник в верхнее положение; масло из распределителя идет в сливную магистраль, в результате чего давление на диафрагму прекращается и блокировочная муфта выключается.

Блокировка дифференциала может быть выключена также принудительно при помощи защелки 1, удерживающей золотник в верхнем положении. Угол отклонения управляемых колес, соответствующий выключению блокировки дифференциала, должен регулироваться в зависимости от условий работы: на транспортных работах меньше, на пахоте больше.

Различают дифференциалы с роликовым, кулачковым и храповым механизмами свободного хода. Механизмы свободного хода должны быть реверсивными, чтобы обеспечить движение передним и задним ходом.

Роликовый механизм свободного хода (рис. 12.7) имеет гладкие втулки 4 на концах полуосей. На втулках расположены заключенные в сепараторы 3 ролики 2 левого и правого рядов. Ролики охватывает коробка 1 дифференциала с ячейками на внутренней поверхности, заклинивающие ролики при вращении в прямом и обратном направлениях. Сепараторы левого и правого рядов роликов связаны между собой таким образом, что могут смещаться один относительно другого лишь на угол ϵ , необходимый для расклинивания роликов обгоняющего ряда. При прекращении обгона сепаратор с роликами возвращается пружиной в первоначальное положение и заклинивается.

Кулачковый механизм свободного хода (см. рис. 12.7, б) имеет ведущий диск 7 с торцовыми кулачками, закрепленный между двумя половинами коробки дифференциала. На полуосевых шлицевых втулках 4 посажены ведомые диски 6, входящие в зацепление с кулачками ведущего диска. На торцах ступиц ведомых дисков расположены ряд зубьев, имеющих трапециевидную форму и входящих в зацепление с такими же зубьями внутреннего кольца 10, укрепленного внутри ведущего диска. При ускоренном вращении одной из полуосей трапециевидные зубья отодвигают ведомый диск, сжимая пружины и выводя кулачки из зацепления. Чтобы устранить щелканье, ведомый диск удерживается в выключенном положении запорным кольцом 8. Запорное кольцо, провернувшись на половину шага так, чтобы трапециевидные зубья вышли на вершину, останавливается упором 9 и удерживается в этом положении, пока ведомый диск будем обгонять ведущий.

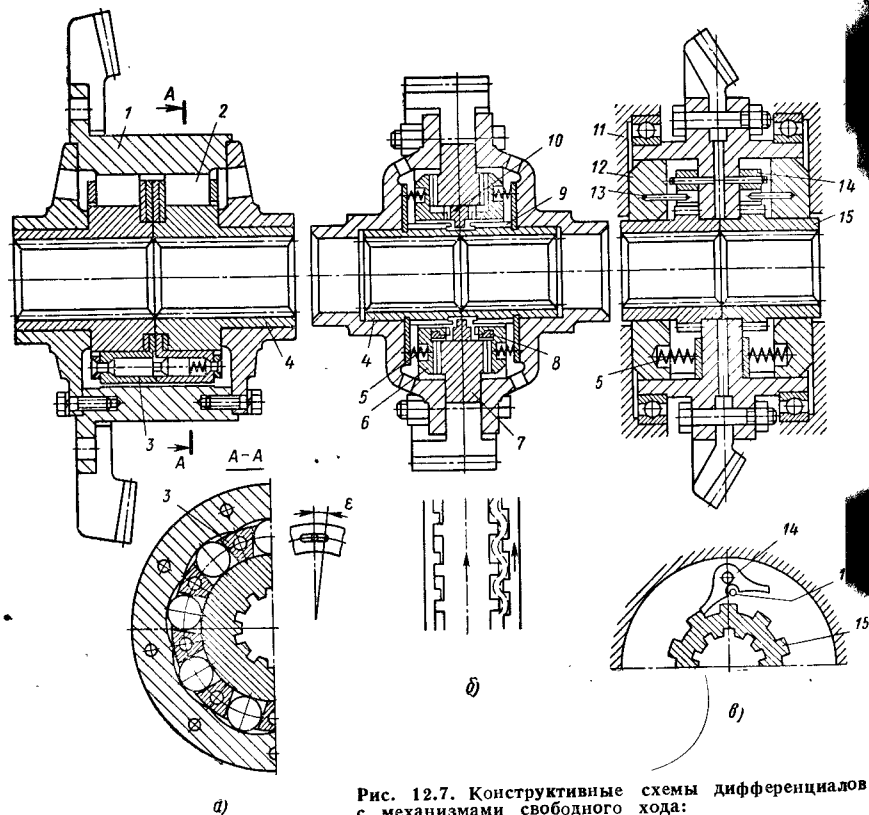


Рис. 12.7. Конструктивные схемы дифференциалов с механизмами свободного хода:

a — роликовый; *б* — кулачковый; *в* — храповый; 1 — коробка дифференциала; 2 — ролик; 3 — сепаратор; 4 — полуосевая втулка; 5 — пружина; 6 — полуосевой диск; 7 — ведущий диск; 8 — запорное кольцо; 9 — упор; 10 — кольцо с трапециевидными зубьями; 11 — корпус передачи; 12 — тормозное кольцо; 13 — штифт; 14 — собачка; 15 — храповик

Храповый механизм свободного хода (рис. 12.7, в) имеет полуоси, на которые насажены храповики 15 с прямоугольными пазы на наружной поверхности. В пазы входят собачки 14, качающиеся на осях, запрессованных в коробку центральной передачи. Обычно устанавливают две-три собачки на каждую сторону. На наружные шейки храповиков насажены тормозные кольца 12, прижимаемые пружинами к торцовой поверхности корпуса передачи 11. В кольце запрессованы штифты 13, входящие в пазы собачек. При вращении механизма кольцо 12 из-за трения о неподвижную стенку отстаёт и штифтом проворачивает собачку, заставляя её войти в паз той или другой стороной, в зависимости от направления вращения.

Роликовые муфты свободного хода работают безударно, но могут передать небольшой крутящий момент, ограничиваемый контактными напряжениями роликов.

Механизмы свободного хода рассчитывают на максимальный крутящий момент M_{\max} , который не должен превышать момента сцепления отстающего ведущего колеса с почвой. Крутящий момент M' , передаваемый одним элементом

механизма (роликом, собачкой, кулачком), определяют с учетом неравномерности его распределения, оцениваемого коэффициентом

$$\chi = 1 + \frac{1}{z},$$

где z — число элементов: $z \geq 2$.

Крутящий момент

$$M' = \frac{\chi M_{\max}}{z}.$$

Рассмотрим расчет на прочность роликовой муфты свободного хода. Между обоймой 1 (рис. 12.8) и валом 2 расположены ролики 3. В местах контакта ролика с валом и с обоймой касательные к поверхностям не параллельны и образуют малый угол $\alpha_0 = 6 \div 7^\circ$, называемый углом заклинивания.

Наличие угла заклинивания предотвращает относительное смещение вала и обоймы в одном направлении и приводит к разъединению деталей при перемене направления действия крутящего момента. Для улучшения начала заклинивания в муфте устанавливают упругие поджимные фиксаторы 4.

При расчете муфты определяют геометрические размеры контактных поверхностей и напряжения на площадках контакта. Обычно контактную поверхность вала подбирают так, чтобы сохранить постоянный угол заклинивания муфты на некотором участке контакта ролика с обоймой и валом, что необходимо из-за отклонения размеров в результате неточности изготовления и изнашивания поверхностей. Это возможно при выполнении поверхности вала по логарифмической спирали. Практически участок спирали всегда заменяют дугой окружности, что значительно проще в изготовлении. Центр этой окружности рекомендуется смещать на величину δ относительно центра вала:

$$\delta \leq \frac{R\psi}{\psi + \sqrt{1 + \psi^2}},$$

где R — радиус обоймы; ψ — угол.

Радиус окружности

$$\zeta = (R - r) \cos \alpha + \sqrt{\delta^2 - (R - r)^2 \sin^2 \alpha} - r,$$

где r — радиус ролика.

Прочность механизма оценивают напряжением в месте контакта

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{5,9ME}{zRl\alpha_0}} \leq [\sigma_{сж}],$$

где M — расчетный крутящий момент; E — модуль упругости; z — число роликов; l — длина ролика; $[\sigma_{сж}]$ — допускаемое напряжение при простом сжатии: для обычных материалов колец и роликов $[\sigma_{сж}] = 5000 \text{ кгс/см}^2$.

Удовлетворение этого условия обеспечивает прочность муфты в месте контакта ролика с обоймой на поверхности и в глубине. Материал обоймы — сталь ШХ15.

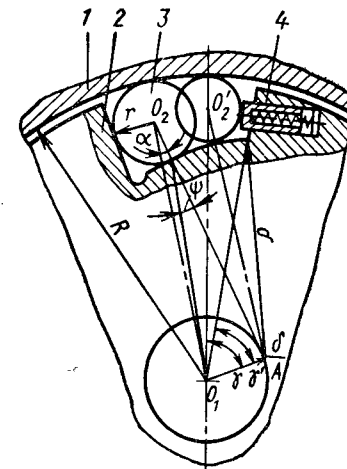


Рис. 12.8. Роликовая муфта свободного хода

В месте контакта ролика с валом напряжение

$$\sigma_k = 4,47 \sqrt{\frac{ME(r+\xi)}{zRl\alpha\sigma\xi}}$$

В выполненных конструкциях роликовых механизмов контактные напряжения достигают значений 9000—12000 кгс/см². Материал роликов — сталь ШХ15.

12.3. КОНЕЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Конечные передачи служат для увеличения общего передаточного числа силовой передачи и обеспечения заданного дорожного просвета. В некоторых колесных тракторах, реализующих заданное передаточное число в коробке передач и центральной передаче, а требуемый просвет за счет диаметра ведущих колес и небольших габаритных размеров картера центральной передачи, конечные передачи не применяются.

Конечные передачи классифицируют по типу передачи — на шестеренчатые и цепные; по виду передачи — на шестеренчатые с неподвижными валами и планетарные; по кинематической схеме — на одноступенчатые и двухступенчатые.

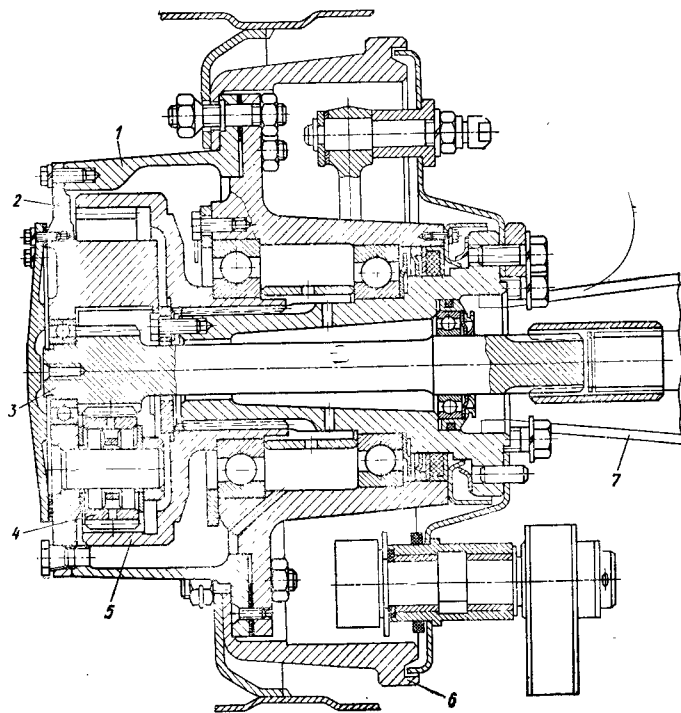


Рис. 12.9. Планетарный колесный редуктор: 1 — ступица колеса; 2 — водило; 3 — солнечная шестерня с полуосью; 4 — спутник; 5 — неподвижная коронная шестерня; 6 — тормозной барабан; 7 — рукав заднего моста

К конечным передачам предъявляются специальные требования повышенной жесткости картеров, поскольку они нагружены крутящими моментами, весом трактора, силами тяги и боковыми реакциями грунта, а также надежности уплотнения валов, ступицы в связи с близостью почвы.

В колесных тракторах конечные передачи размещают в одном картере с центральной передачей (МТЗ) и в отдельных картерах у колес, образуя колесные редукторы (Т-25). Весьма компактный колесный редуктор получают при планетарной передаче (рис. 12.9). Когда требуется большой дорожный просвет, применяют гитару — набор последовательно соединенных шестерен (ДТ-24-3 и ДТ-28Х) и цепную передачу. В цепной передаче необходимо предусмотреть регулирование натяжения цепи.

Полуоси конечной передачи по характеру нагрузки подразделяют на неразгруженные, полуразгруженные и полностью разгруженные.

Неразгруженной является полуось, установленная на двух подшипниках и несущая на себе ведущее колесо и ведомую шестерню конечной передачи. Такая полуось испытывает напряжения кручения и изгиба от реакций между колесом и почвой и от усилий на зубьях шестерни (Т-16М, Т-25, Т-40, МТЗ-5МС, МТЗ-5ЛС).

Полуразгруженная полуось (рис. 12.10) (МТЗ-50, МТЗ-52) несет на конце ведущее колесо, в результате чего испытывает дополнительно к напряжениям кручения напряжения изгиба от составляющих реакций между колесом и почвой: вертикальной Z , продольной X и поперечной Y . От усилий на зубьях шестерни полуось разгружена.

Полностью разгруженная полуось (см. рис. 12.9) теоретически испытывает только напряжение кручения (Т-150, К-700). Ведущее колесо посажено на подшипники, установленные в полуосевом рукаве, и изгибающие напряжения должны возникать только в рукаве. Однако вследствие упругих деформаций сопряженных деталей, неточностей изготовления напряжения изгиба полуоси достигают 15—20% от напряжений кручения. Полностью разгруженные полуоси применяют на тяжелых быстроходных тракторах общего назначения.

Расчет полуосей на прочность проводится по максимальному динамическому моменту, возникающему при резком включении муфты сцепления или при

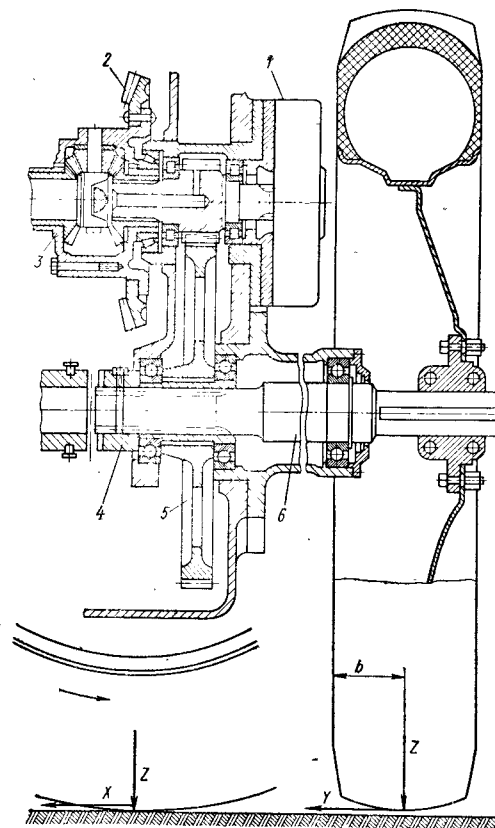


Рис. 12.10. Конечная передача с полуразгруженной полуосью:

1 — тормоз; 2 — ведомая шестерня центральной передачи; 3 — дифференциал; 4 — муфта блокировки дифференциала; 5 — конечная передача; 6 — полуось

сцеплении ведущих колес трактора с почвой при максимальном значении коэффициента сцепления ϕ .

При расчете по моменту, возникающему при максимальном коэффициенте сцепления ведущих колес с почвой, рассматривают прямолинейное движение трактора и поворот или занос. При прямолинейном движении действуют касательная сила тяги $P_k = Z\phi$ (Z — нагрузка, приходящаяся на одно колесо) и вертикальная нагрузка на колесо.

Момент касательной силы тяги

$$M_k = P_k r,$$

где r — радиус колеса.

Приведенные напряжения изгиба и кручения для полуоси: полуразгруженной (см. рис. 12.9)

$$\sigma = \frac{\sqrt{b^2 [P_k^2 + Z_k^2] + P_k^2 r^2}}{0,1d^3}; \quad (12.1)$$

полностью разгруженной

$$\tau = \frac{P_k r}{0,2d^3}; \quad (12.2)$$

где d — диаметр полуоси в опасном сечении.

При повороте или заносе действуют вертикальная нагрузка на колесо Z и осевая сила $\pm Y = Z\phi$ (может быть направлена вправо и влево).

Для полуразгруженной полуоси напряжения изгиба

$$\sigma = \frac{Zb \pm Yr}{0,1d^3}.$$

Для полностью разгруженной полуоси напряжения изгиба принимаются при этом расчете равными нулю.

Расчет по максимальному крутящему моменту при резком включении муфты сцепления производится по формулам (12.1) и (12.2), где $P_k = M_{\max}/r$.

Максимальный момент

$$M_{\max} = \frac{M_d u_{\text{тр}} K_d (1 + K_6)}{2},$$

где M_d — максимальный крутящий момент двигателя; $u_{\text{тр}}$ — передаточное число трансмиссии; K_d — коэффициент динамичности (см. гл. 5); K_6 — коэффициент блокировки дифференциала.

При полностью заблокированном дифференциале $K_6 = 1$ и весь момент может быть передан одной полуосью.

В гусеничных тракторах конечные передачи располагают в отдельных картерах, крепящихся к заднему мосту. Конечные передачи могут быть одноступенчатыми (Т-74, Т-50В, ДТ-75, ТДТ-40М), двухступенчатыми (Т-38М, Т-100М) с простыми или планетарными (Т-150, ДЭТ-250, К-700) редукторами.

На конечные передачи гусеничных тракторов действуют касательная сила тяги на ведущем колесе, усилие натяжения гусениц, силы от вертикальных ударов, возникающих при езде через препятствия и раскачивании трактора, поперечные силы от сдвига гусеницы на повороте.

Детали конечных передач смазывают разбрызгиванием масла, залитого в картер. В конечных передачах применяют самоподжимные радиальные и торцовые уплотнения с лабиринтной, пыльниковой или смешанной защитой от прямого попадания абразивной среды.

Долговечность конечных передач повышает, увеличивая жесткость картеров путем применения ребер, дополнительных креплений к корпусам заднего моста,

герметизация внутренних полостей за счет установки в неподвижных соединениях маслостойких прокладок. Габаритные размеры и металлоемкость уменьшают применением планетарных редукторов.

12.4. СОЕДИНИТЕЛЬНЫЕ МУФТЫ И КАРДАНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Соединительные муфты служат для передачи крутящего момента между валами, оси которых не лежат на одной прямой. При необходимости передачи мощности между валами, удаленными один от другого и расположенными под углом, применяется карданная передача.

Соединительные муфты осуществляют связь двигателя с трансмиссией трактора и валов отбора мощности с рабочими органами агрегатируемых с трактором сельскохозяйственных машин или орудий. Применение муфт обусловлено трудностью точного центрирования первичного вала коробки передач с валом муфты сцепления и значительными упругими и остаточными деформациями рамы и других узлов трактора при работе. Муфта должна компенсировать возможные смещения соединяемых ею валов в поперечном, угловом и осевом направлениях. Кроме того, желательно, чтобы она служила амортизатором ударных нагрузок, вызываемых резким троганием трактора с места, и уменьшала крутильные колебания в трансмиссии трактора. Для этой цели в муфту часто вводят упругие элементы.

Необходимость применения соединительных муфт подтверждается, например, приведенными в табл. 12.2 данные НАТИ о возможных смещениях вала муфты сцепления относительно первичного вала коробки передач.

12.2. Возможные (производственно-эксплуатационные) смещения вала муфты сцепления относительно первичного вала коробки передач

| Остов | Смещение валов, мм | | Угловой перекос валов, град |
|------------|--------------------|---------|-----------------------------|
| | поперечное | осевое | |
| Рамный | 4—5 | 2—3 | 3—4 |
| Полурамный | 1,5—2,5 | 1,5—2,5 | 1,5—2 |
| Безрамный | 0,3—0,5 | 0,3—0,5 | 1—2 |

По конструкции соединительные муфты подразделяются на жесткие, упругие и комбинированные.

Жесткие соединительные муфты в современных сельскохозяйственных тракторах не находят применения в связи с необходимостью компенсировать большие перекосы и требованиями уменьшения крутильных колебаний.

Преимущественное распространение получили упругие соединительные муфты. Различают упругие муфты втулочные, блочные и торсионные.

Втулочная муфта (рис. 12.11, а) трактора Т-74 состоит из двух упругих головок 1, соединенных промежуточным валом 2. Ведущими элементами муфты являются резиновые втулки 3, представляющие собой резиновые кольца, армированные по наружному и внутреннему диаметрам.

После сборки в комплекте втулкам сообщают натяг по наружному диаметру (диску) 1,0—2,0 мм и по внутреннему диаметру (на пальцах) 0,22—0,47 мм. Угловая компенсация осуществляется деформацией (изгиба и сдвига) резиновых втулок, а осевая — перемещением промежуточного вала. Аналогичные муфты применены на тракторах Т-4М, ДТ-75 для соединения муфты сцепления с коробкой передач.

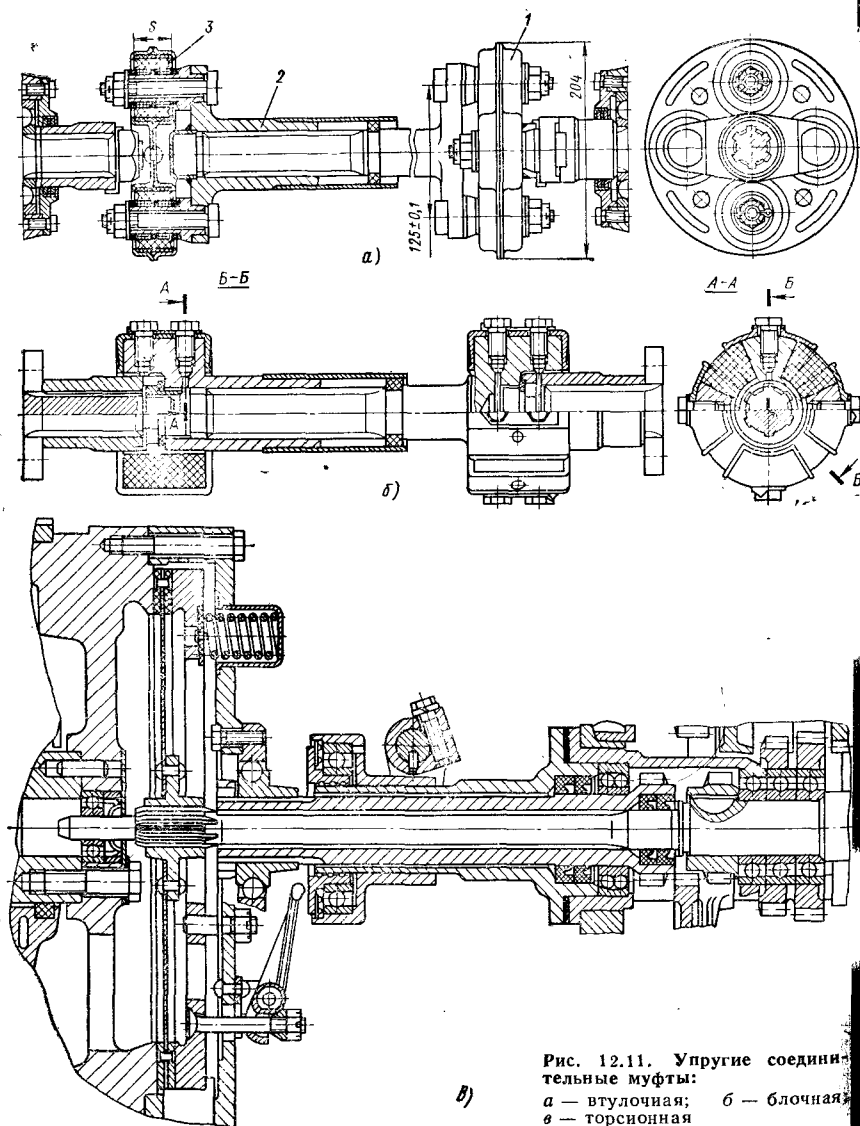


Рис. 12.11. Упругие соединительные муфты:
а — втулочная; б — блочная;
в — торсионная

На рис. 12.12 приведены характеристики муфты.

Механические свойства резины муфты: модуль сдвига $8,5 \text{ кгс/см}^2$; прочность на растяжение не менее 150 кгс/см^2 ; относительное удлинение не менее 350%; остаточное удлинение не более 25%; твердость по Шору 65—75. Резина морозостойкая при температуре -40°C и теплостойкая при температуре $+170^\circ\text{C}$. Долговечность резиновых втулок муфты по данным эксплуатации составляет 5000—6000 ч.

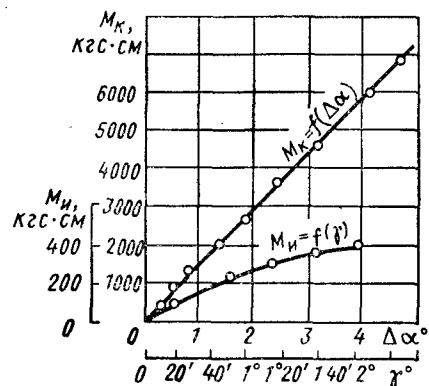


Рис. 12.12. Характеристики муфты трактора Т-74:

$\Delta\alpha$ — угол закрутки вала; γ — угол излома вала; M_k — изгибающий момент

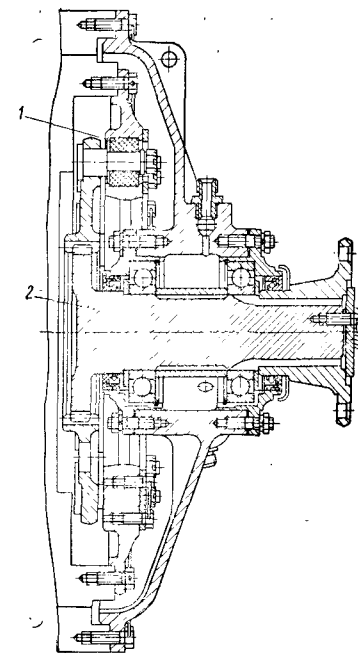


Рис. 12.13. Комбинированная соединительная муфта трактора К-700

В блочной муфте (МТЗ-5МС, МТЗ-5ЛС и Т-50В) в качестве упругих элементов применяются резиновые блоки 4 призматической формы, вставленные с натягом (рис. 12.11, б). Блочная муфта при той же надежности, что и втулочная, имеет следующие преимущества: меньшие массу (примерно на 20%) и число деталей (примерно на 30%).

В торсионных муфтах (рис. 12.11, в) упругим элементом служит длинный металлический стержень. Торсионные муфты отличаются небольшой металлоемкостью, большим сроком службы, надежностью и не требуют ухода.

Комбинированная соединительная муфта применена на тракторе К-700 для передачи крутящего момента от коленчатого вала двигателя к коробке передач (рис. 12.13).

Крутящий момент передается через упругие резиновые втулки 1 и жесткую зубчатую муфту 2. Если углы соединяемых валов более $3,5^\circ$, упругая муфта не имеет достаточной долговечности. Вследствие значительных деформаций резинового элемента наблюдается его повышенный нагрев, происходит старение резины, меняется ее жесткость. В этих случаях применяют карданные передачи.

При применении карданных передач между угловыми скоростями ω_2 ведомого и ω_1 ведущего вала существуют следующие зависимости: при схеме, показанной на рис. 12.14, а,

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma_1}{\sin^2 \varphi_1 + \cos^2 \gamma_1 \cos^2 \varphi_1};$$

при схеме, показанной на рис. 12.14, б,

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma_1}{\sin^2 \varphi_1 + \frac{\cos \gamma_1 \cos \gamma_2}{\cos^2 \gamma_2} \cos^2 \varphi_1}.$$

Одинаковые значения ω_2 и ω_1 могут быть получены лишь при применении схемы, изображенной на рис. 12.14, б, и только в том случае, когда карданный вал 2 наклонен к валам 1 и 3 под одинаковыми углами, т. е. $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$.

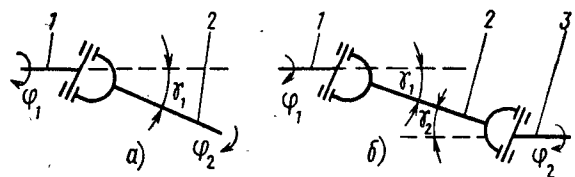


Рис. 12.14. Схемы шарнирных соединительных муфт

Карданные передачи получили распространение в последних конструкциях тракторов (К-700, Т-150К).

В карданную передачу (рис. 12.15) входят карданный вал 1 переднего моста и карданы заднего моста. Кардан заднего моста состоит из двух двойных вилок 2 и промежуточной опоры 3.

В конструкции карданной передачи предусмотрено шлицевое телескопическое соединение, обеспечивающее необходимые изменения рабочей длины вала. Для защиты шлицевых соединений от попадания грязи применен резиновый чехол 4.

Шарниры всех карданных валов имеют одинаковую конструкцию (рис. 12.16). Имея большую универсальность и компактность, карданная передача вместе с тем является узлом, долговечность которого в выполненных конструкциях еще недостаточна. Основные дефекты карданных передач: недостаточная долговечность игольчатых подшипников (износ и искажение формы игл и шипа крестовины — бринеллирование), шлицевых соединений телескопического соединения.

Карданные передачи требуют тщательного ухода, который состоит в периодической проверке износа игольчатых подшипников (он легко различается по стуку высокого тона в момент трогания трактора с места), в регулярной смазке шарниров специальным составом через каждые 480 моточасов, проверке осевого люфта в конических подшипниках (он должен быть 0,2—0,35 мм), в проверке состояния крепления соединительных фланцев, крышек шарниров.

При изготовлении карданные валы должны подвергаться динамической балансировке. Допустимый дисбаланс не должен превышать 100 г·см. Для балансировки к валу привариваются балансировочные пластины. Биевание карданного вала в сборе не должно превышать 0,5—0,8 мм.

Основные направления в развитии конструкции карданных передач обусловлены стремлением удовлетворить возросшие требования к их долговечности при одновременном уменьшении времени обслуживания.

Большое внимание уделяется разработке конструкций с одноразовой смазкой, с сальниками повышенной работоспособности, созданию новых видов смазок (например, с дисульфитом молибдена). Ведутся работы по созданию демпфирующих элементов, предназначенных для уменьшения крутильных колебаний, вызывающих клинчатые нагрузки, в ряде случаев превышающие полезную нагрузку. Совершенствуются конструкции карданных шарниров в направлении создания передач равных угловых скоростей и в направлении уменьшения углов

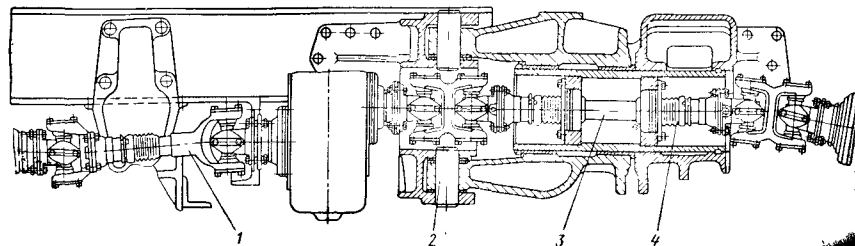


Рис. 12.15. Карданная передача мостов трактора Т-150К

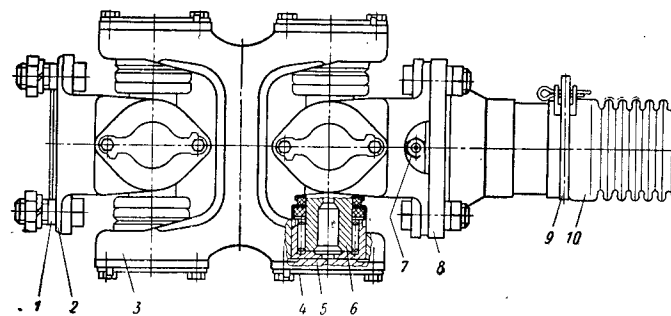


Рис. 12.16. Шарнир карданного вала:

1 — болт; 2 и 3 — вилки кардана; 4 — пластина стопорная; 5 — пластина опорная; 6 — крестовина с подшипниками; 7 — масленка; 8 — фланец кардана; 9 — хомут; 10 — чехол

между валами (до нуля). Перспективным является также создание конструкций шарниров с передачей крутящего через шарики, расположенные в канавках ведущей и ведомой вилок.

В карданной передаче рассчитываются карданный вал (на кручение, растяжение-сжатие, угол закручивания), вилка и крестовина (на прочность и износ), подшипники карданного шарнира (на долговечность, тепловой режим), критическую частоту вращения вала.

Для игольчатых подшипников сила P (кгс); действующая на шип, должна удовлетворять условию

$$P \leq [P_d] = 780 \frac{i_p d_p l_p}{\sqrt[3]{n_k \operatorname{tg} \gamma}},$$

где $[P_d]$ — допустимая сила на шип; i_p — число игловок; d_p и l_p — диаметр и рабочая длина иглы, см; n_k — частота вращения карданного вала, об/мин.

Максимальные статические напряжения кручения карданного вала не должны превышать 2000 кгс/см².

12.5. ПЛАНЕТАРНЫЙ ПРИВОД НЕЗАВИСИМОГО ВОМ

Привод независимого вала отбора мощности иногда выполняют в виде планетарного редуктора (рис. 12.17).

Крутящий момент с ведущего вала 1 на вал отбора мощности 5 передается через пару цилиндрических шестерен z_1, z_2 , эпицикл z_3 , сателлиты $z_{сат}$ и водило 2. Редуктор включается при торможении солнечной шестерни $z_{сол}$ тормозом 4 при опущенном тормозе 3. Чтобы включить вал 5, отпускают тормоз 4, а тормоз 3 затягивают.

В планетарном редукторе привода вала отбора мощности обычно рассчитывают следующие элементы: ось сателлита на прочность, подшипники оси на долговечность, шестерни на прочность и долговечность, определяют к. п. д. редуктора вала отбора мощности.

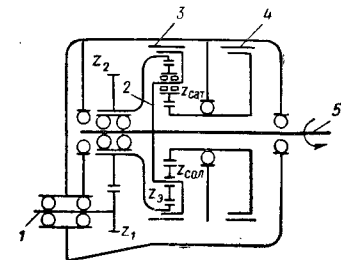


Рис. 12.17. Кинематическая схема привода независимого вала отбора мощности

13.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Различают три вида нагрузок, действующих в ходовых системах: постоянно действующие неизменные по величине, кратковременные перегрузочные, постоянно действующие переменные по величине.

К постоянно действующим неизменным по величине относят статические нагрузки от веса остова, рам, узлов и деталей трактора, постоянные составляющие сил рабочих сопротивлений вращающихся деталей (подшипников, шестерен, валов, шлицевых соединений и т. д.). Их учитывают при расчете на статическую прочность, контактную долговечность и долговечность при изгибе и кручении. Постоянно действующие переменные по величине нагрузки в этом случае учитываются введением поправочных коэффициентов (например, динамического коэффициента при расчете подшипников качения и т. д.). По статическим нагрузкам рассчитывают и долговечность деталей при изнашивании.

К кратковременным относят случайные нагрузки, обусловленные особо тяжелыми условиями эксплуатации. Нагрузки, вероятность возникновения которых меньше 10^{-5} за весь срок службы машины, называют кратковременными перегрузочными. При этом рассчитывают максимальные кратковременные ускорения (перемещения) и напряжения, которые не должны превосходить допустимых.

К постоянно действующим переменным по величине относят динамические нагрузки от неровностей пути и переменных составляющих сил рабочих сопротивлений. Эти нагрузки приводят к колебаниям остова, поскольку все ходовые системы современных тракторов имеют упругую подвеску и вызывают в деталях и узлах переменные по величине напряжения. При больших динамических нагрузках колебания остова ухудшают условия труда тракториста, а вызываемые ими напряжения снижают долговечность деталей.

Динамические нагрузки учитывают при расчете плавности хода и усталостной долговечности невращающихся элементов ходовых систем (рессор, кареток, рам, осей и т. п.).

13.2. ХАРАКТЕРИСТИКИ НЕРОВНОСТЕЙ И СИЛ РАБОЧИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Основным источником колебаний трактора являются неровности пути, которые носят вероятностный, случайный характер. Поэтому при описании характеристик неровностей пользуются вероятностными методами — теорией случайных величин и функций.

Основными характеристиками неровностей являются спектральная плотность ускорений жесткого колеса, катящегося

по неровности (условно ускорение неровностей), и спектральная плотность неровностей. Общее выражение спектральной плотности

$$S(\omega) = 2R(0) \frac{\alpha(\omega^2 + \alpha^2 + \beta^2)}{(\omega^2 - \alpha^2 - \beta^2) + 4\alpha^2\omega^2} \quad (13.1)$$

Коэффициенты функции спектральной плотности равны $R(0) = 26,5 \text{ м}^2/\text{с}^4$, $\beta = 39 \text{ 1/с}$, $\alpha = 8,9 \text{ 1/с}$. Коэффициенты $R(0)$, α , β получены для скорости движения трактора $v = 1 \text{ м/с}$. Для любой другой скорости движения машины будем иметь $R_1(0) = 26,5v^2 \text{ м}^2/\text{с}$; $\alpha_1 = \alpha v \text{ 1/с}$; $\beta_1 = \beta v \text{ 1/с}$. Предложенная аппроксимация удобна при расчете ускорений поддресоренных масс.

При расчетах подвесок тракторов необходимо также определять перемещения поддресоренных масс. Спектральная плотность неровностей при этом аппроксимируется общей формулой (13.1) для следующих значений параметров: $R'(0) = 8,56 \text{ см}^2$; $\alpha' = 0,995 \text{ 1/м}$, $\beta = 0$.

Силы рабочих сопротивлений сельскохозяйственных агрегатов и орудий также носят случайный характер и поэтому их следует описывать при помощи методов теории случайных функций.

Осредненная (по данным А. Б. Лурье) нормированная спектральная плотность сил рабочих сопротивлений может быть представлена в таком же виде, как и для неровностей, но коэффициенты α , β соответственно равны $\alpha \approx \beta \approx (5 \div 7) \text{ 1/с}$. Следовательно, основной спектр частот воздействий сельскохозяйственной машины и орудия на трактор сосредоточен в пределах $\omega = 5 \div 7 \text{ 1/с}$, что существенно ниже частоты воздействия неровностей.

Коэффициент вариации нагрузок v , как правило, не превышает 0,3, а в основном составляет 0,2 и только при работе с фрезами достигает значения $v = 0,44$ (табл. 13.1).

13.1. Характеристики сил рабочих сопротивлений сельскохозяйственных машин орудий

| Параметр | Среднее значение, кгс | Среднеквадратичное отклонение, кгс | Коэффициент вариации v , % |
|---|-----------------------|------------------------------------|------------------------------|
| <i>Навесной пахотный агрегат МТЗ-5 и плуг ПН-3-35 (v = 1,4 и 2,25 м/с)</i> | | | |
| Горизонтальная составляющая усилий навески: | | | |
| в нижних тягах | 1030/600 | 330/373 | 33/62 |
| в верхней тяге | 1030/637 | 250/243 | 24,2/37 |
| Крутящий момент на полуоси трактора: | | | |
| левой | 383/250 | 66,5/98 | 17,4/39 |
| правой | 440/416 | 87/123 | 19,7/40 |
| <i>Прицепной пахотный агрегат МТЗ-5 и плуг П-5-35МГ (v = 1,4 и 1,95 м/с)</i> | | | |
| Тяговое сопротивление при рабочем ходе | 1728/2265 | 88/95 | 5,1/4 |
| <i>Трактор ДТ-75 с фрезой ФБН-0,9</i> | | | |
| Крутящий момент на валу отбора мощности | 61,5 | 10,1 | 15,5 |
| Горизонтальные составляющие усилий при $n = 375 \text{ об/мин}$, $v = 5,08 \text{ км/ч}$ | | | |
| в тягах: | | | |
| нижних | 690 | 300 | 43,5 |
| верхних | 47,2 | 13,8 | 29,2 |
| Примечание. Через дробь даны значения параметров для двух скоростных режимов. | | | |

Для построения обобщенной спектральной плотности силового воздействия достаточно определить постоянную составляющую Q_{cp} (среднее тяговое усилие и среднее рабочее сопротивление машины), а затем, задав коэффициент вариации $v \approx 0,2 \div 0,3$, вычислить $R(0) \approx 0,07Q_{cp}^2$.

Среднее тяговое сопротивление определяется по практическим формулам. Для плугов

$$Q_{cp,п} = K_1 ab,$$

где K_1 — удельное сопротивление почвы, кгс/см²: $K_1 = 0,3 \div 0,5$ — для легких и средних почв, $K_1 = 0,9 \div 1,1$ кгс/см² и более для тяжелых почв; a — ширина захвата, см; b — глубина пахоты, см.

Среднее рабочее сопротивление

$$Q_{cp} = K_2 B,$$

где K_2 — удельное сопротивление на 1 м захвата, кгс/м; B — рабочий захват машины, м.

13.3. РАСЧЕТ КОЛЕБАНИЙ И НАГРУЗОК

Колебания тракторов при определенных предположениях относительно характеристик их подвесок могут быть описаны системой линейных дифференциальных уравнений.

При расчете на случайное воздействие вычисляются дисперсии выходных величин (перемещений, ускорений).

Дисперсия выходной координаты [17]

$$\xi_l^2(t) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} |\Phi_{jl}(i\omega)|^2 S_{Q_j}(\omega) d\omega = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{\xi_l}(\omega) d\omega, \quad (13.2)$$

где $S_{Q_j}(\omega)$ и $S_{\xi_l}(\omega)$ — спектральные плотности входной и выходной координат; $|\Phi_{jl}(i\omega)|$ — модуль передаточной функции линейной динамической системы для l -й координаты по j -му воздействию.

Формула (13.2) является основной в спектральной теории линейных динамических систем.

Для спектральной плотности выходной координаты при приложении двух коррелированных воздействий j и k [17]

$$S_{\xi_l}(\omega) = S_{Q_j}(\omega) |\Phi_{jl}(i\omega)|^2 + S_{Q_k}(\omega) |\Phi_{kl}(i\omega)|^2 + S_{Q_j Q_k}(\omega) \Phi_{jl}(-i\omega) \Phi_{kl}(i\omega) + S_{Q_k Q_j}(\omega) \Phi_{kl}(i\omega) \Phi_{jl}(i\omega). \quad (13.3)$$

Формула (13.3) легко обобщается для любого числа коррелированных воздействий.

Рассмотрим задачу о колебаниях линейной одномассовой системы с подвижным основанием.

Дифференциальное уравнение колебаний одномассовой системы

$$M\ddot{z} + K\dot{z} + cz = Kq + cq,$$

или

$$\ddot{z} + 2h\dot{z} + \omega_c^2 z = 2h\dot{q} + \omega_c^2 q,$$

где M — масса системы; K — коэффициент демпфирования; c — жесткость упругой связи; h — относительный коэффициент демпфирования: $2h = K/M$; ω_c — частота собственных колебаний одномассовой системы: $\omega_c^2 = c/M$.

Пусть спектральная плотность неровностей (ускорений неровностей) задана в виде дробно-рациональной функции

$$S_{\ddot{q}}(\omega) = \frac{2D(x^2\rho^2+1)}{[(x^2\rho^2-1)^2+4\rho^2x^2]} \varphi\rho,$$

$$\text{где } x = \frac{\omega}{\omega_c}; \quad \rho = \frac{\omega_c}{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}}; \quad \varphi = \frac{\alpha}{\sqrt{\alpha^2 + \beta^2}};$$

D, α, β — параметры корреляционной функции воздействия (ускорения неровностей либо силы рабочего сопротивления).

Дисперсия ускорения поддресоренной массы

$$\ddot{z}^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\Phi_z(i\omega)|^2 S_{\ddot{q}}(\omega) d\omega,$$

где

$$|\Phi_z(i\omega)|^2 = \frac{4\psi^2 x^2 + 1}{(x^2 - 1)^2 + 4\psi^2 x^2}$$

квадрат модуля передаточной функции; $\psi = h/\omega_c$ — коэффициент аperiodичности.

При исследовании поддресоривания тракторов и определении нагруженности элементов ходовых систем необходимо знать не только абсолютные ускорения поддресоренной массы, но и ее относительные перемещения:

$$\xi^2 = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} |\Phi_{\xi}(i\omega)|^2 S_{\ddot{q}}(\omega) d\omega,$$

где

$$|\Phi_{\xi}(i\omega)|^2 = \frac{1}{\omega_c^4 (1-x^2)^2 + 4\psi^2 x^2}.$$

Графики $|\Phi_z(i\omega)|^2$ и $|\Phi_{\xi}(i\omega)|^2 \omega_c^4$ приведены на рис. 13.1.

Интегрирование приведенных выражений показывает, что \ddot{z}^2 и ξ^2 можно представить в виде

$$\ddot{z}^2 = \frac{D\varphi\rho}{\pi} J_1, \quad \xi^2 = \frac{D\varphi}{\pi\rho^3(\alpha^2 + \beta^2)^2} J_2^2,$$

где J_1 и J_2 — табулированные функции.

На рис. 13.2 построены графики отношений $\frac{\varphi\rho J_1}{\pi}$, $\frac{\varphi\rho J_2}{\pi}$.

При помощи этих графиков можно рассчитать количественные значения параметров колебаний поддресоренной одномассовой системы при случайном и периодическом воздействии.

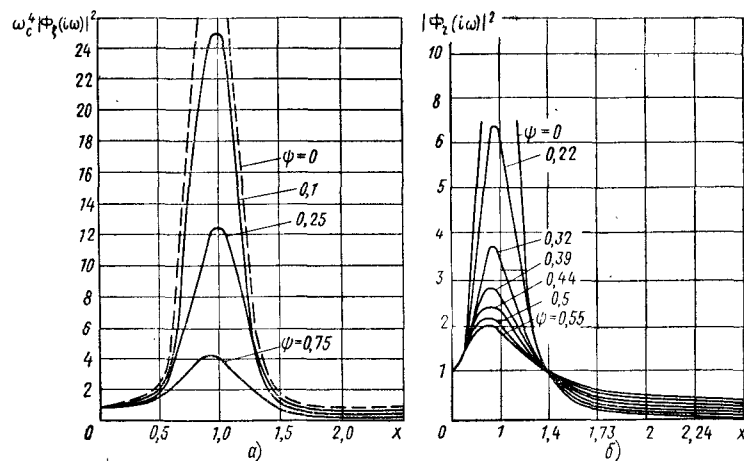


Рис. 13.1. Графики функций:

а — $|\Phi_z(i\omega)|^2$; б — $|\Phi_x(i\omega)|^2 \omega^4$

Анализ графиков позволяет сделать следующие выводы.

1. При периодическом воздействии наибольшие амплитуды колебаний системы имеют место при $x \approx 1$. При увеличении коэффициента аperiodичности максимальные амплитуды уменьшаются. При этом наибольшая эффективность имеет место при $\psi \approx 0,3 \div 0,4$. Параметр x для положительного результата, т. е., когда безразмерные отношения меньше единицы, должен удовлетворять условию $x > \sqrt{2}$. При уменьшении частоты собственных колебаний область резонансных режимов смещается в зону низких частот воздействий, коэффициент аperiodичности $\psi = h/\omega_c$ увеличивается и резонансные амплитуды уменьшаются.

2. При случайном воздействии эффективное значение коэффициента аperiodичности $\psi = 0,3 \div 0,4$. При $\psi > 0,4$ эффективность затухания уменьшается. Существенную роль играет параметр ρ , аналогичный параметру x при гармоническом воздействии. Он характеризует соотношение частоты собственных колебаний одномассовой системы и частоты, соответствующей максимуму спектральной плотности. Максимальное среднеквадратичное ускорение поддрессоренной массы имеет место при $\rho = 1$. При уменьшении ρ плавность хода улучшается. Следовательно, и при случайном воздействии уменьшение частоты собственных колебаний приводит к положительному результату.

Для расчетов прочности и долговечности ходовых систем необходимо определить нагрузки, действующие в их элементах. Поскольку ходовые системы тракторов имеют упругое поддрессоривание, то нагруженность практически всех деталей может быть выражена через усилия в упругих элементах:

$$Q = c\xi,$$

где c — жесткость упругого элемента; ξ — его деформация.

Значения деформации упругих элементов зависят от неровностей и от сил рабочих сопротивлений в режимах переезда единичной неровности при движении по случайному и периодическому микропрофилю.

Статические нагрузки в элементах ходовых систем определяются в предположении, что трактор нагружен силами веса всех его узлов и постоянным номинальным тяговым усилием на крюке.

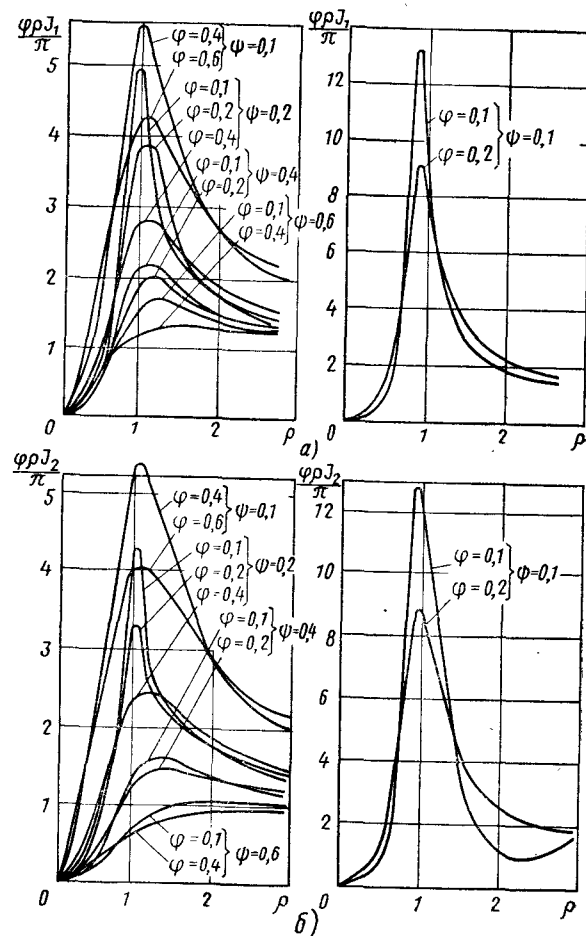


Рис. 13.2. Графики функций:

а — $\frac{\Phi \rho J_1}{\pi}$; б — $\frac{\Phi \rho J_2}{\pi}$

13.4. РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ПО УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ

Долговечность детали по усталостной прочности определяется при помощи кривой усталости, которая представляет собою зависимость между наибольшими значениями переменного циклического напряжения материала σ_a и числом циклов перемен напряжений N до разрушения. В координатах $\lg \sigma_a - \lg N$ кривая усталости изображается ломаной линией.

Каждая точка кривой усталости соответствует поломке одного или нескольких образцов при установившемся циклическом процессе изменения напряжения σ_a в материале с законченным симметричным циклом,

Кривая усталости описывается зависимостью

$$\sigma_a^m N = A,$$

где m , A — постоянные числа.

Если $\sigma_a < \sigma_{-1}$, где σ_{-1} — предел усталости при симметричном цикле, то считается, что деталь может работать бесконечно долго. Число циклов N_0 , соответствующее перелому кривой усталости, называют базовым числом циклов.

В эксплуатационных условиях нагрузка, действующая на детали ходовой системы трактора, носит случайный характер без выраженных законченных циклов. Поэтому необходимо иметь способ эквивалентного перехода от таких нагрузок к законченным симметричным циклам. Существует ряд методов, которые позволяют осуществить такой переход с определенными допущениями. С. С. Дмитриченко показал, что наиболее достоверным является метод укрупненных размахов, который состоит в том, что из случайного процесса выделяются размахи — разность рядом стоящих максимумов и минимумов на восходящих ветвях кривых. Дискретный счет всех встречающихся размахов позволяет определить число симметричных относительно нуля амплитуд законченных циклов.

Полученное распределение размахов, отвечающее амплитудам симметричных циклов, необходимо привести к одному эквивалентному циклу, используя гипотезу о линейном накоплении усталостных повреждений:

$$L = \sum_{i=1}^r \frac{n_i}{N_i},$$

где L — мера повреждения; n_i — число циклов с амплитудой i -го уровня, наблюдаемых за процесс; N_i — число циклов с амплитудой i -го уровня, при непрерывном действии которых материал разрушается; r — количество уровней напряжения, охватывающего весь диапазон изменения его за время рассматриваемого процесса.

Поскольку долговечность детали определяют для напряжений, больших чем σ_{-1} , где связь амплитуд и количества циклов до поломки подчиняются уравнению (13.3), то для циклов любого уровня справедливо соотношение

$$\sigma_{ai}^m N_i = \sigma_{-1}^m N_0,$$

откуда

$$N_i = \left(\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ai}} \right)^m N_0.$$

Тогда

$$L = \sum_{i=1}^r \frac{n_i \sigma_{ai}^m}{(\sigma_{-1})^m N_0}.$$

Эксперименты по определению нагруженности деталей обычно проводятся на некотором типовом участке пути и поэтому принимается, что распределение числа циклов n_i с амплитудами σ_{ai} остается неизменным при любой продолжительности проведения эксперимента.

Если обозначить время регистрации нагруженности при экспериментах на основании которых построены распределения числа циклов n_i с амплитудами σ_{ai} через t_3 , то количество циклов каждого наблюдаемого уровня к моменту T равно

$$n_{iT} = n_i \frac{T}{t_3}.$$

Мера повреждения детали за время T

$$L_T = \sum_{i=1}^r \frac{n_i T \sigma_{ai}^m}{t_3 \sigma_{-1}^m N_0}.$$

Разрушение в материале наступает при $L_T \approx 1$. Тогда долговечность детали

$$T = \frac{\sigma_{-1}^m N_0 t_3}{\sum_{i=1}^r n_i \sigma_{ai}^m}.$$

Если деталь работает в разных режимах, для которых регистрируются уровни напряжений и продолжительности работы, то

$$n_{iT} = \frac{n_{i1}}{t_{31}} T_1 + \frac{n_{i2}}{t_{32}} T_2 + \dots$$

Введем время работы детали в каждом режиме:

$$T_1 = \alpha_1 T, \quad T_2 = \alpha_2 T \dots$$

Тогда

$$n_{iT} = T \left(\frac{n_{i1}}{t_{31}} \alpha_1 + \frac{n_{i2}}{t_{32}} \alpha_2 + \dots \right).$$

Долговечность детали для этого случая

$$T = \frac{\sigma_{-1}^m N_0}{\sum_{k=1}^n \sum_{i=1}^r \frac{n_{ik} \alpha_k}{t_{3k}} \sigma_{aik}^m}.$$

Расчет долговечности по приведенным выше формулам достаточно громоздок. Н. Н. Яценко предложил способ, позволяющий упростить и механизировать вычисления. При этом процесс изменения напряжений принимается симметричным относительно нулевого уровня и состоящим из законченных циклов со случайными амплитудами. Принятая идеализация приводит к ощутимым ошибкам лишь для процессов, состоящих из быстро и медленно изменяющихся составляющих, или при наложении на случайный процесс установившейся периодической составляющей.

В ходовых системах тракторов переменные напряжения в деталях определяются в основном неровностями почвы и в меньшей мере сопротивлениями, которые в нормальных условиях эксплуатации достаточно точно могут быть описаны стационарными случайными процессами. Постоянные составляющие напряжений определяются в основном весовыми нагрузками и постоянными составляющими сопротивлений, которые могут быть, в большинстве случаев, выделены из общего процесса.

При таких предположениях долговечность T детали выражается через характеристики стационарного случайного процесса:

$$T = \frac{\sigma_{-1}^m N_0}{\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_{\sigma x}}{D_x}} J},$$

где x — ордината переменного напряжения; D_x и D_{vx} — дисперсии ординат и скоростей их изменения в наблюдаемом случайном процессе нагружения детали:

$$J = (n_1 - n_2) x_1^m + (n_2 - n_3) x_2^m + \dots + (n_5 - n_6) x_5^m \text{ (здесь)}$$

$$n_i = \exp \left\{ - \frac{[x_0 + (i-1) \Delta x]^2}{2D_x} \right\}; x_i = x_0 + (i - 0,5) \Delta x = x_0 +$$

$$+ (i - 1) \Delta x + 0,5 \Delta x; \Delta x = \frac{x_{\max} - x_0}{5};$$

$$x_0 = \sigma_{\min}; x_{\max} = \sigma_{\max};$$

$$i = 1, 2, 3, 4, 5, 6).$$

В этой формуле наибольшую трудность представляет вычисление величин D_x и D_{vx} . Для стационарного случайного процесса

$$D_x = R(0); D_{vx} = - \frac{d^2 R(\tau)}{d\tau^2} \Big|_{\tau=0}$$

или

$$D_x = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega; D_{vx} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \omega^2 S(\omega) d\omega.$$

Дисперсии D_{vx} удобно определять графоаналитическим методом, для чего сначала надо перемножить ω^2 на ординаты $S(\omega)$, а затем планиметрированием определить площадь под кривой.

При симметричном нагружении рекомендуемый нижний предел учитываемых амплитуд напряжений

$$(\sigma_{-1})_{\text{пр}} \approx \sqrt[m]{0,04} \sigma_{-1}.$$

Рекомендуемый верхний предел учитываемых амплитуд напряжений при симметричном нагружении определяется вероятностью их появления менее 1%:

$$\sigma_{\max} = x_{\max} = 3 \sqrt{D_x}.$$

Показатель степени m имеет значения: для трансмиссий $m = 4 \div 5$, для рам клепаных $m = 3 \div 4$, сварных $m = 4 \div 5$; для рессорных сталей: 50ХГ — $m = 2,0$, 50ХГА — $m = 2,5$, 55С2 — $m = 3,8$, 60С2 — $m = 4$, 55ХГР — $m = 5$.

Для учета в расчетах постоянной составляющей напряжений $\sigma_{\text{ср}}$, характерной для всех деталей ходовой системы, по рекомендациям Н. Н. Яценко необходимо:

1) максимальную учитываемую амплитуду увеличить на величину $\psi \sigma_{\text{ср}}$, где ψ — коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла: для углеродистых сталей $\psi = 0,1 \div 0,2$ — при изгибе, $\psi = 0 \div 0,2$ — при кручении; для легированных сталей $\psi = 0,2 \div 0,3$ — при изгибе, $\psi = 0,1 \div 0,15$ — при кручении;

2) минимальную учитываемую амплитуду уменьшить на величину $\psi \sigma_{\text{ср}}$;

3) при дискретном распределении циклов нагружения в каждой группе полуразмахи увеличить на $\psi \sigma_{\text{ср}}$.

Для учета кручения при расчете долговечности деталей ходовой системы его приводят к изгибу по формуле

$$\sigma'_{ai} = \sigma_{ak} \frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}},$$

где σ'_{ai} , σ_{ak} — приведенная к изгибу и действительная амплитуды напряжений кручения; σ_{-1} , τ_{-1} — пределы усталости при изгибе и кручении. При $\sigma_{-1}/\tau_{-1} = 1,73$ $\sigma'_{ai} = 1,73 \sigma_{ak}$. Суммарное приведенное напряжение

$$\sigma_{a \text{ и пр}} = \sqrt{\sigma_{ai}^2 + (\sigma'_{ai})^2}.$$

Если $\sigma_{ak} = K \sigma_{ai}$, то приведенное к изгибу напряжение равно

$$\sigma_{a \text{ и пр}} = \sqrt{\sigma_{ai}^2 + 3\sigma_{ak}^2} = \sigma_{ai} \sqrt{1 + 3K^2}.$$

В этом случае все расчеты выполняются аналогично предыдущему, поскольку множитель $\sqrt{1 + 3K^2}$ можно рассматривать как масштабный коэффициент.

14.1. КЛАССИФИКАЦИЯ

Подвеска состоит из элементов, соединяющих остов трактора с осями опорных катков. Она передает вес трактора на оси опорных катков и обеспечивает плавность хода. Различают жесткие, полужесткие и упругие подвески (табл. 14.1).

В жесткой подвеске оси опорных катков непосредственно или при помощи кронштейнов жестко крепятся к остову трактора. Жесткая подвеска позволяет получить на мягкой почве близкое к равномерному распределение давления по каткам, в результате чего улучшается сцепление гусениц с почвой. Однако из-за большой массы неподрессоренных частей при движении на плотных и неровных почвах на повышенной скорости вследствие ударов возникают динамические нагрузки, передающиеся остову трактора. Поэтому жесткие подвески в настоящее время применяются лишь в тихоходных тракторах.

В полужесткой подвеске оси опорных катков жестко крепятся к рамам гусеничных тележек, каждая из которых соединена с остовом трактора: сзади — жестким шарниром, спереди — упругим элементом или сзади и спереди — упругими элементами. Ось качания рамы тележки может совпадать с осью ведущего колеса или не совпадать с ней. В последнем случае при качании тележки происходит дополнительное натяжение гусеничной цепи. Соединяется остов с тележками в трех или в четырех точках. Полужесткие подвески находят широкое применение в тракторостроении.

В упругой подвеске катки соединяются с остовом трактора таким образом, что могут перемещаться один относительно другого и относительно остова в вертикальной плоскости. Упругие подвески подразделяют на балансирные и индивидуальные.

В балансирных подвесках оси опорных катков группами по две и более системой рычагов (балансиров) объединены в каретки. Каждая каретка шарнирно соединена с остовом трактора. В систему балансиров кареток или в соединение осей балансиров с остовом трактора обычно вводят упругие элементы.

В индивидуальных подвесках каждая ось опорного катка системой рычагов и упругих элементов независимо от других осей соединена с остовом трактора.

В качестве упругих элементов в упругой подвеске, а также в полужесткой применяют листовые, пружинные рессоры или торсионы.

Упругие подвески обеспечивают наилучшее поддрессоривание остова на больших скоростях, высокие сцепные качества гусеничной цепи. Однако недостатком подвесок этого типа является неравномерное распределение давления по длине опорной поверхности.

14.1. Схемы подвесов и области их применения

| Схема подвески | Тип | Область применения |
|----------------|--|---|
| | Жесткая четырехточечная | Тихоходные машины, у которых движение не является рабочим (экскаваторы, погрузчики) |
| | Жесткая трехточечная | Тихоходные землеройные машины (бульдозеры, канавокопатели) |
| | Полужесткая четырехточечная, поддрессоренная спереди, с осью качания, совмещенной с осью ведущего колеса | Тихоходные промышленные и сельскохозяйственные тракторы (Т-100М) |
| | Полужесткая трехточечная, поддрессоренная спереди, с осью качания, совмещенной с осью ведущего колеса | То же |
| | Полужесткая трехточечная, поддрессоренная спереди, с вынесенной осью качания | Узкогабаритные тракторы и тракторы класса до 3 тс (Т-38М) |
| | Полужесткая трехточечная, поддрессоренная спереди и сзади (торсионы) | Сельскохозяйственные тракторы с повышенными скоростями движения (Т-54В) |

Продолжение табл. 14.1

| Схема подвески | Тип | Область применения |
|----------------|---|--|
| | Упругая балансирующая четырехточечная | Сельскохозяйственные тракторы, работающие на повышенных скоростях |
| | Упругая балансирующая трехточечная | Промышленные и сельскохозяйственные тракторы, работающие на неровной местности с плотным грунтом (ТДТ-40М, ТДТ-55, ТДТ-75 и Т-180) |
| | Упругая балансирующая, шеститочечная, с опущенными направляющими колесами | Болотоходные тракторы. Быстроходные транспортные тракторы с передними ведущими колесами |
| | Упругая балансирующая четырехточечная, с опущенными направляющими колесами, связанными с опорными катками | Быстроходные транспортные тракторы с передними ведущими колесами |
| | Упругая балансирующая трехточечная, с опущенными направляющими и ведущими колесами | Тракторы, работающие с тяжелыми машинами, навешиваемыми спереди и сзади |
| | Упругая индивидуальная торсионная | Тяжелые тракторы, работающие на повышенных скоростях (ДЭТ-250) |
| | Упругая индивидуальная гидравлическая (пневматическая) | Сверхтяжелые тракторы, работающие на повышенных скоростях |

14.2. ПОЛУЖЕСТКИЕ ПОДВЕСКИ

Типовая схема полужесткой подвески представлена на рис. 14.1, а основные размеры — в табл. 14.2. При выборе основных размеров руководствуются следующими соображениями.

Для обеспечения постоянного положения ведущего колеса и уменьшения колебания нагрузки на опорах целесообразно совместить ось тележки с осью звездочки. Однако для уменьшения ширины трактора (особенно при узкой гусенице), соблюдения заданного дорожного просвета, упрощения конструкции конечной передачи в ряде случаев ось качения выносят отдельно. При этом расстояние C_T выбирают минимально возможным по условиям размещения деталей опоры и устранения заедания их звездочкой.

Вынесенная ось качения обычно располагается ниже прямой, соединяющей ось ведущего колеса с осью направляющего колеса. Это обеспечивает свободное отклонение тележки вверх при наезде на бугор, так как натяжение гусеничной цепи ослабевает. При наезде на яму за счет увеличения натяжения цепи уменьшается сила удара от резкого отклонения тележки вниз. Высоту h_T нельзя брать чрезмерно большой, так как при езде по препятствиям возможно спадание гусеницы.

Угол отклонения тележки вверх относительно корпуса при наезде на препятствие принимают равным $4-4,5^\circ$ и в редких случаях 5° . Это соответствует вертикальному перемещению направляющего колеса, равному $80-140$ мм (в зависимости от длины базы).

Высоту h_3 (мм) расположения ведущего колеса над дорожкой качения выбирают из условия свободного скатывания трактора с разостланной гусеницы:

$$h_3 = \frac{D_3}{2} + 10,$$

где D_3 — наружный диаметр ведущего колеса, мм.

При вынесенной оси качения и поддрессировании сзади высоту h_3 обычно увеличивают для устранения жестких ударов ведущего колеса при переезде через препятствия и в большом тяговом усилии.

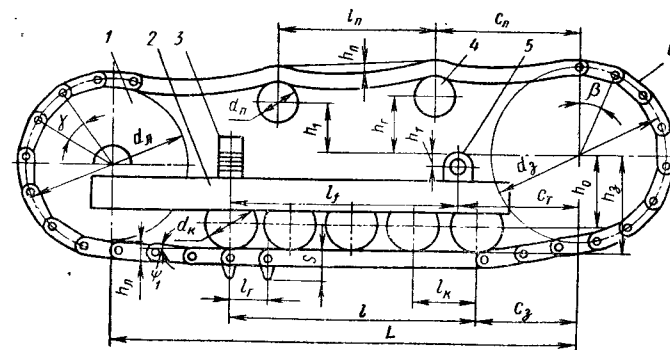


Рис. 14.1. Схема ходовой части жесткой подвески:

1 — направляющее колесо-ленивец; 2 — тележка с опорными катками; 3 — передняя опора; 4 — поддерживающий каток (ролик); 5 — ось качения тележки; 6 — ведущее колесо-звездочка

14.2. Основные размеры жестких ходовых систем

| Трактор | Число | | | | | d_3 | d_4 | d_k | d_{II} | β | c_T | l_k | c_{II} | c_3 |
|------------------|------------------------|--------------------------------|-----------------------------|-------------------------|------------------------|-------|-------|-------|----------|---------|-------|-------|----------|-------|
| | № опорных катков l_k | поддерживающих катков l_{II} | звеньев в гусенице l_{II} | звеньев звездочки z_3 | зубьев звездочки z_3 | | | | | | | | | |
| C-65 | 5 | 2 | 34 | 27:2 | 880 | 680 | 224 | 152 | 28° 40' | 0 | 276 | 670 | 488 | |
| C-100 | 5 | 2 | 36 | 26:1 | 850 | 646 | 220 | 170 | 27° 40' | 0 | 325 | 840 | 445 | |
| КД-35 | 4 | 1 | 31 | 12 | 670* | 600 | 225 | 225 | 30° 00' | 395 | 260 | 597 | 420 | |
| Т-38 | 4 | 0 | 33 | 14 | 780* | 600 | 225 | 0 | 28° 40' | 500 | 270 | 0 | 460 | |
| Т-50В | 4 | 1 | 32 | 27:2 | 738 | 640 | 200 | 200 | 28° 40' | 310 | 240 | 594 | 400 | |
| ДТ-20В | 4 | 1 | 30 | 25:1 | 640 | 575 | 220 | 0 | 28° 45' | 260 | 230 | 0 | 370 | |
| Д-1 | 4 | 1 | 32 | 27:2 | 630 | — | — | — | 28° 40' | — | 252 | — | — | |
| Д-2 | 4 | 1 | 32 | 20:2 | 636 | 494 | 177 | 0 | 28° 45' | 400 | 216 | 0 | 362 | |
| Катерпиллар D-2 | 4 | 1 | 32 | 27:2 | 743 | 615 | 203 | 122 | 26° 40' | 0 | 250 | 775 | 462 | |
| Катерпиллар D-4 | 4 | 2 | 39 | 28:2 | 768 | 584 | 208 | 148 | 28° 40' | 0 | 273 | 550 | 402 | |
| Интернейшл D-6 | 5 | 2 | 37 | 29:2 | 886 | 730 | 218 | 180 | 28° 50' | 0 | 278 | 710 | 490 | |
| Интернейшл ВТD-6 | 4 | 1 | 32 | 25:2 | 608 | 518 | 174 | 120 | 28° 45' | 0 | 241 | 375 | 365 | |

| Трактор | n_3 | h_T | h_0 | h_1 | h_2 | h_{II} | h_{II} | l_{II} | l | L | l_T | S | ψ_2° |
|------------------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|----------|----------|------|------|-------|-----|----------------|
| C-65 | 396 | 0 | 284 | 272 | 297 | 13 | 55 | 660 | 1104 | 2125 | 203 | 198 | 1,5 |
| C-100 | 397 | 0 | 287 | 272 | 272 | 58 | 50 | 680 | 1300 | 2370 | 203 | 190 | 3,7 |
| КД-35 | 355 | 58 | 243 | 0 | 214 | 60 | 45 | 0 | 1720 | 1645 | 173 | 63 | 7 |
| Т-38 | 382 | +90** | 270 | 0 | 0 | 12 | 50 | 0 | 690 | 1740 | 173 | 77 | 3 |
| Т-50В | 365 | 85 | 265 | 0 | 330 | 25 | 45 | 0 | 962 | 1585 | 170 | 77 | 7 |
| ДТ-20В | 340 | 28 | 230 | 0 | 0 | 53 | — | 0 | 690 | 1410 | 160 | 80 | — |
| Д-1 | — | — | — | — | — | — | — | — | 755 | 1320 | 140 | 118 | — |
| Д-2 | 977 | 15 | 188 | 0 | 0 | 43 | — | 0 | 565 | 1405 | 159 | 127 | 2,5 |
| Катерпиллар D-2 | 838 | 0 | 236 | 0 | 252 | 8 | — | 0 | 1290 | 1560 | 171 | 146 | 2 |
| Катерпиллар D-4 | 242 | 0 | 242 | 231 | 266 | 30 | — | 834 | 1365 | 2189 | 171 | 150 | 2,7 |
| Интернейшл D-6 | 413 | 0 | 304 | 292 | 302 | 45 | — | — | 1440 | 2150 | 190 | 167 | 3 |
| Интернейшл ВТD-6 | 278 | 0 | 191 | 0 | 225 | — | 34 | — | 1086 | 1485 | 182 | 136 | 2,2 |

* Для зубчатого зацепления.
** Верх от звездочки.

Расстояние c_3 от оси звездочки до оси заднего опорного катка определяют из условия отсутствия задевания звездочки за ступицу катка:

$$c_3 = \frac{1}{2} \sqrt{[D_3 + d'_k + (20 \div 40)]^2 - (2h_3 - d_k)^2},$$

где d'_k — диаметр ступицы катка, мм; d_k — диаметр катка, мм.

Рама тележек изготавливают из листовой или швеллерной стали Ст5. Применяются рамы, имеющие сечения: П-образное — швеллер, обращенный полками вниз; арочное — штампованный лист толщиной 7—8 мм и высотой в 1,5—2 ширины; швеллерное, открытое — два швеллера, обращенных полками наружу; швеллерное, закрытое — два швеллера, обращенных полками внутрь; коробчатое — две прямоугольные трубы (обычно швеллеры с дополнительно приваренной стенкой); литое, балочное.

Ось качания прикрепляется неподвижно к корпусу трактора, а на тележке устанавливается подшипник с чугунными или стальными цементованными и закаленными до высокой твердости втулками. При повороте на опору действует момент M_2 , вызывающий износ втулок и развод тележек. Для восприятия момента M_2 и ограничения развода расширяют базу B_2 опоры или вводят специальные ограничители развода тележек. На рис. 14.2 показаны различные устройства, предотвращающие развод тележек.

В качестве упругого элемента передней опоры служит обычно поперечная листовая рессора, одинарная или двойная (рис. 14.3). Применяются также торсионно-балансирные опоры (рис. 14.4).

Опоры следует располагать так, чтобы центр давления приходился на середину поперечного сечения рамы тележки. Вынесенные в сторону опоры (см. рис. 14.3, д) вызывают перекос тележки и неравномерный износ шарниров опор.

При конструировании подвески рекомендуется вычертить тележку в основном среднем, крайнем верхнем и нижнем положениях и проверить качание балансира передней опоры, ход упругого элемента и отсутствие контактов между элементами подвески и между элементами и деталями корпуса.

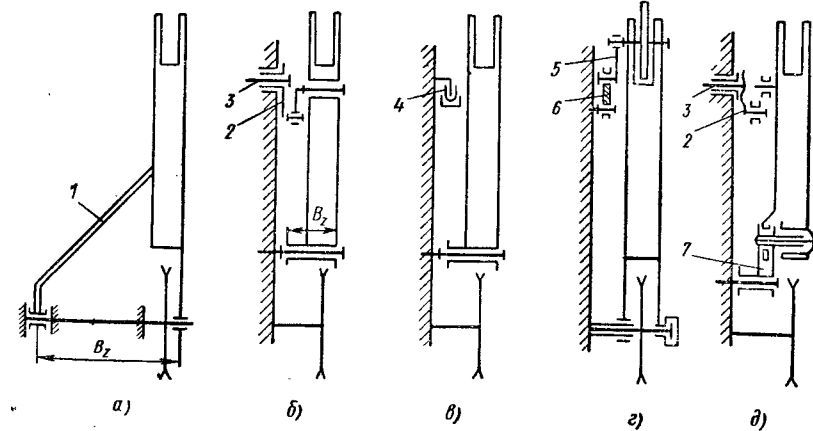


Рис. 14.2. Схемы устройств для предупреждения развода тележек гусениц:

а — установка раскоса; б — соединение переднего конца тележки с остовом при помощи кривошипа; в — то же, при помощи направляющих с роликом; г — соединение оси направляющего колеса с остовом; д — введение упорных буртов у шарниров рычагов переднего и заднего торсионов; 1 — раскос; 2 — кривошип; 3 — торсион; 4 — ролик; 5 — шатун, связанный с осью ленивца; 6 — серьга; 7 — вилка

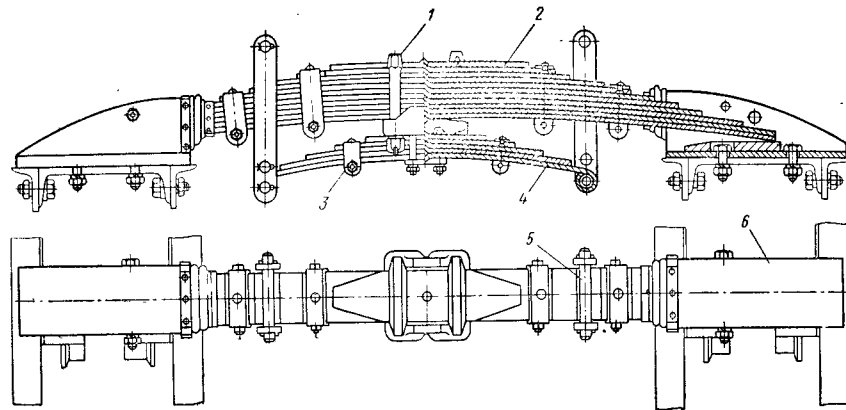


Рис. 14.3. Двойная поперечная рессора:

1 — стремянка; 2 — большая рессора; 3 — хомут; 4 — малая рессора; 5 — палец подвески

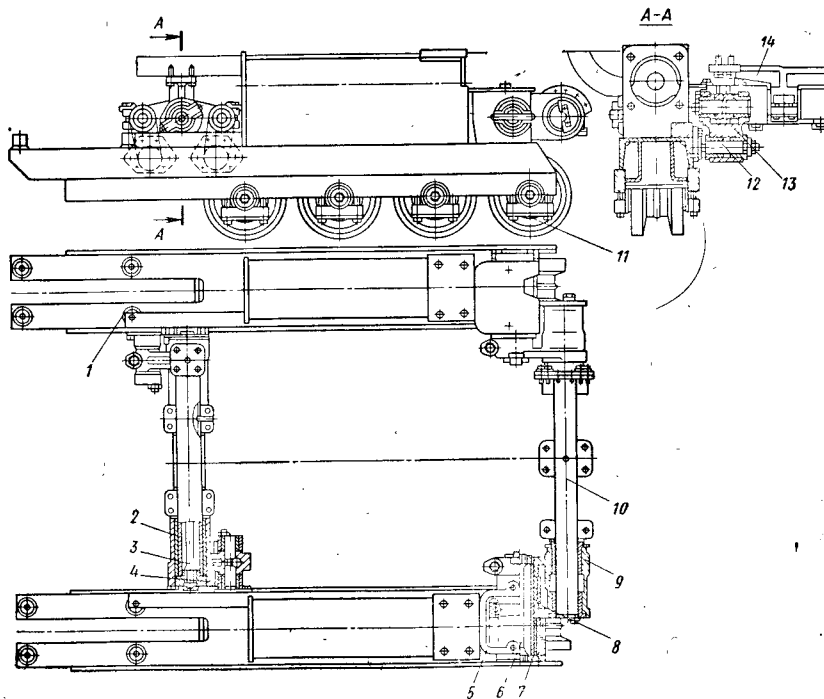


Рис. 14.4. Подвеска с передним и задним подрессориванием торсионами:

1 — рама тележки (правая); 2 — передняя труба; 3 — передний торсион; 4 — рычаг; 5 — кронштейн рамы тележки; 6 — задний торсион; 7 — шлицевой фланец; 8 — задняя труба; 9 — вилка; 10 — ось; 11 — опорный каток; 12 — кронштейн; 13 — шатун; 14 — поперечный брус

14.3. УПРУГИЕ ПОДВЕСКИ

При выборе основных параметров упругих подвесок руководствуются следующими соображениями.

Высоту (мм) расположения ведущего колеса над дорожкой качения, во избежание жестких ударов при переходе через препятствия, рассчитывают по формуле

$$h_3 = \frac{D_3}{2} + S_k + (20 \div 30),$$

где S_k — максимальный ход заднего опорного катка, мм.

Чтобы уменьшить расстояние s_3 до заднего опорного катка, принимают угол задней ветви $\psi_2 = 10 \div 25^\circ$.

Направляющие колеса, подобно ведущему, приподнимают над дорожкой качения несколько больше, чем для полужестких подвесок. При этом для компенсации удлинения обвода цепи при укладке очередного звена на почву необходимо предусмотреть увеличенное провисание верхней ветви.

Широкое применение в тракторах получили балансирные подвески. При балансирной подвеске корпус опирается на балансирные тележки в четырех точках (передние две точки при помощи поперечных связей могут быть сведены в одну). Нагрузка распределяется между катками обратно пропорционально плечам балансира.

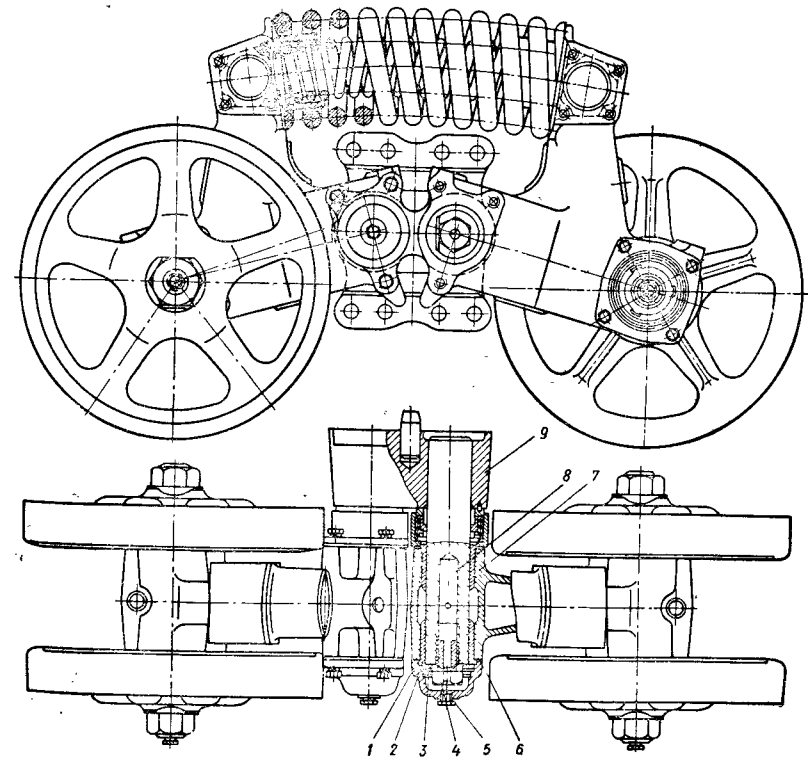


Рис. 14.5. Кадетка подвески трактора Т-150

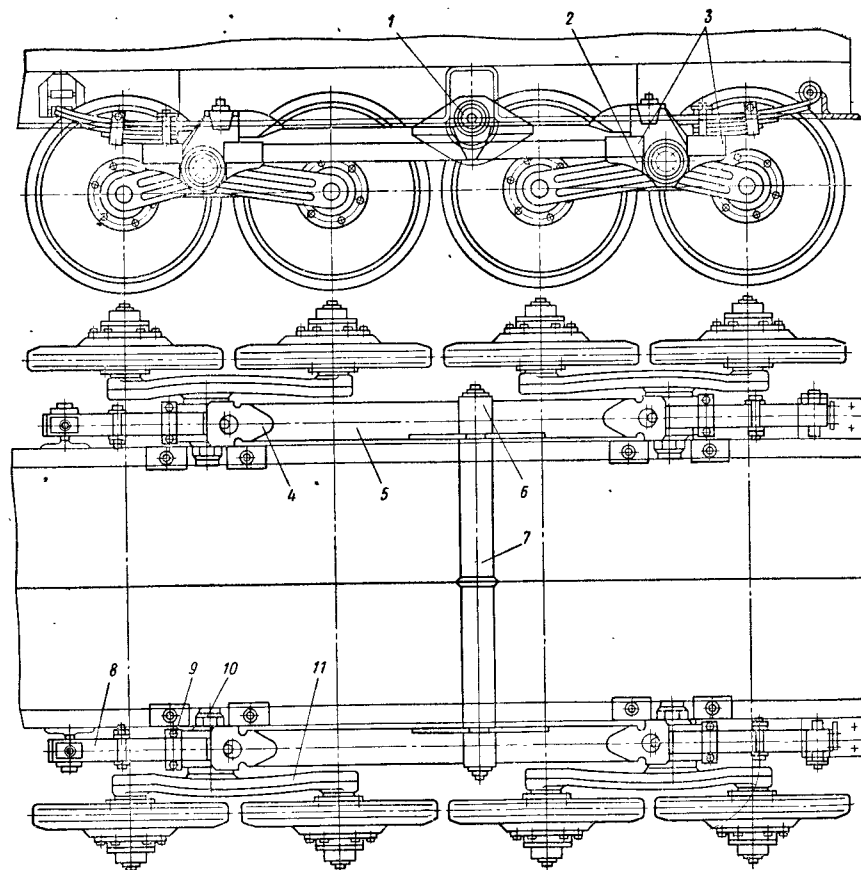


Рис. 14.6. Подвеска трактора ТДТ-40:

1 — струна; 2 — кронштейн амортизатора; 3 — буфера; 4 — головки балансира; 5 — главный балансир; 6 — ось главного балансира; 7 — трубчатая ось; 8 — рессора; 9 — стремянка; 10 — упорная шайба оси качения каретки; 11 — каретка

Конструкции упругих подвесок отличаются большим разнообразием. Широко распространена на отечественных тракторах четырехточечная подвеска на отдельных балансирных тележках с цилиндрическими пружинами (рис. 14.5), весьма простая в изготовлении и сборке. Каждая каретка состоит из двух одинаковых балансиров 7. Балансиры устанавливаются на запрессованных в кронштейн 9 цапфах 8 и удерживаются от спадания упорной шайбой 3 и болтом 4. Перемещение балансиров в сторону рамы ограничивает крышка 1. В отверстия балансиров запрессованы смежные втулки 2, трущиеся по поверхности цапф.

Трущиеся поверхности смежных втулок и цапфы смазывают маслом, заливаемым в отверстие, закрытое пробкой 5. Для предохранения вытекания смазки на цапфе со стороны рамы установлено уплотнение. С внешней стороны смазка удерживается крышкой 1 и прокладкой 6.

Для обеспечения эффективного рассеивания энергии при колебаниях остова и улучшения плавности хода трактора в последних конструкциях упругих подвесок (Т-150) устанавливают гидравлический амортизатор автомобильного типа.

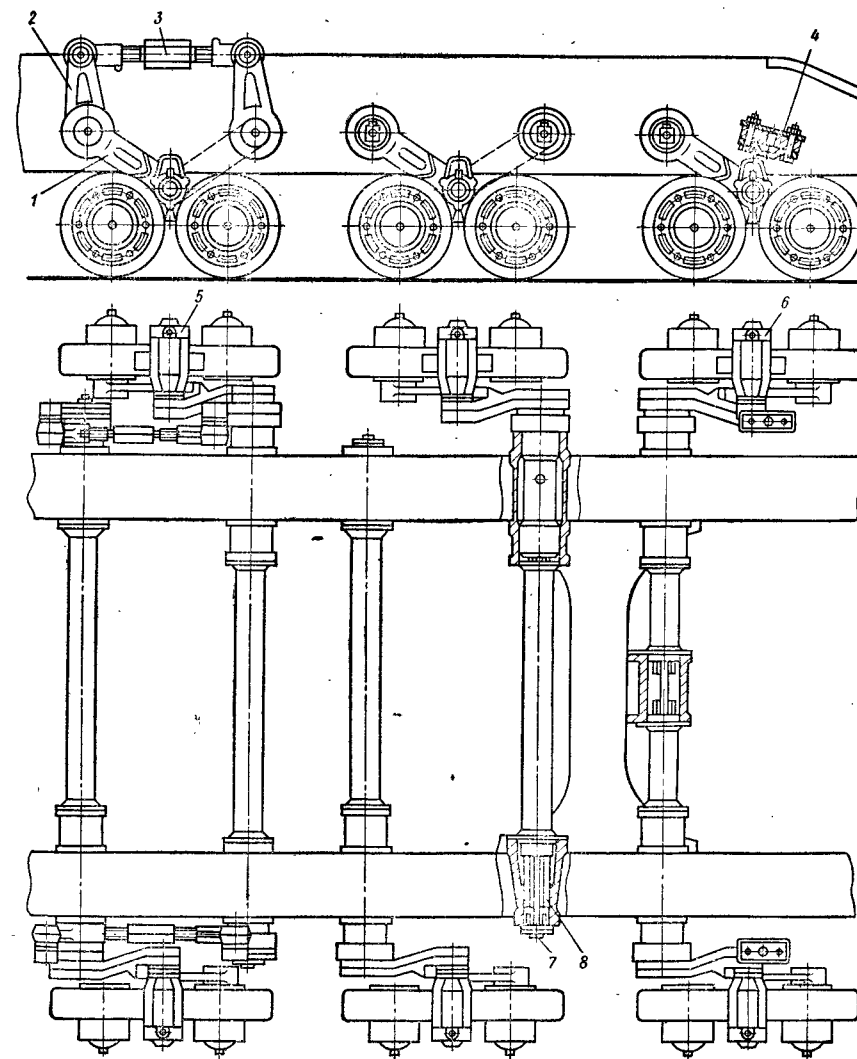


Рис. 14.7. Подвеска трактора Т-140

Для увеличения независимого хода опорных катков соединяют две каретки главным балансиром 5 (рис. 14.6), на снабженные рессорами 8 концы которого опирается корпус трактора. Левый и правый главные балансиры насажены на плавающую трубчатую ось 7 и стянуты струной 1. Балансиры могут качаться на оси в вертикальной плоскости за счет упругости рессор, а ось перемещается вверх и вниз. Отклонение балансиров ограничивается упором резиновых буферов 3 в раму.

На тракторах класса 15 тс (Т-180) применяют рычажно-балансирные подвески. Пятиточечная балансирная подвеска (рис. 14.7) имеет шесть кареток.

Передние каретки 5 через рычаги 1 соединены с торсионами, концы которых выходят на противоположную сторону рамы. Концы торсионов закреплены в коромыслах 2, связанных между собой тягами 3. При отклонении рычага левой каретки вверх коромысла 2 через тяги 3 будут поворачивать рычаг правой каретки вниз, прижимая катки противоположной стороны к гусенице. При этом параллельно закручиваются два торсиона, что эквивалентно одной опоре.

Средние каретки имеют отдельные торсионы по всей ширине рамы, а задние 6 — короткие торсионы на половину ширины рамы. Короткие торсионы имеют увеличенную жесткость, что уменьшает наклон трактора при перегрузке задних тележек. Отклонение задней тележки ограничивается упругим упором 4. Менее жесткие торсионы средних тележек позволяют плавно переезжать через препятствия. Торсионы 8 составлены из набора рессорных листов. Средний лист служит одновременно струной, удерживающей рычаги от спадания. На его концах имеются отверстия, в которые вставлены шпильки, проходящие также через пробки 7. Рычаги балансиров отливаются из чугуна или стали и для уменьшения массы полыми или коробчатой формы.

При конструировании торсионных подвесок особое внимание уделяют уплотнению шлицевых соединений и втулок, используя самоподжимные фетровые уплотнения и лабиринты.

На некоторых тракторах применяют пучковые торсионы, состоящие из набора стержней круглого или прямоугольного сечения. При выходе из строя одного прутка торсион может еще работать.

Для изготовления рессор используют стали 55ГС, 55С2, 60С2, 50С2ХА и 45ХНМФА. После термической обработки рессоры подвергают поверхностному упрочнению, что резко повышает их усталостную прочность.

Для ограничения максимального динамического хода катка и предохранения рессоры от поломки устанавливают ограничители хода.

14.4. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСОК НА ПРОЧНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Для упрощения будем полагать, что центр тяжести системы лежит в плоскости, проходящей через продольную ось симметрии трактора. Тогда при неподвижном тракторе нагрузка на каждую опору остова

$$N_1 = \frac{G_n b}{2L}, \quad N_2 = \frac{G_n a}{2L},$$

где G_n — вес поддрессоренной части остова трактора; L — расстояние между упругими опорами; a, b — расстояние от центра тяжести до передней и задней опор.

При прямолинейном движении трактора по горизонтальному участку и реализации номинальной силы тяги P_T на крюке (рис. 14.8)

$$N_1 = \frac{1}{2L} (G_n b + P_K \cos \gamma l_4 - P_K \sin \gamma l_1 - P_{Kf} - P_T l_3);$$

$$N_2 = \frac{1}{2L} [G_n a - P_K \cos \gamma l_4 + P_K \sin \gamma (L + l_1) - P_{Kf} + P_T l_3],$$

где γ — угол подъема задней ветви гусеницы; l_1, l_4 — расстояния по горизонтали и вертикали от оси задней каретки до оси ведущей звездочки; l_2, l_3 — расстояния по горизонтали и вертикали от прицепной скобы до оси ведущей звездочки.

Касательная сила тяги

$$P_K = P_T + P_f,$$

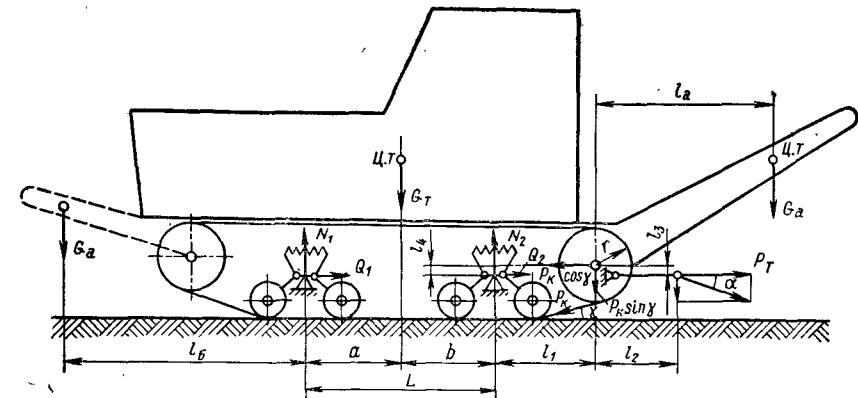


Рис. 14.8. Расчетная схема для определения нагрузок на каретки трактора

где P_f — сила сопротивления качению трактора (здесь $P_f = 0,08$ — коэффициент сопротивления качению; G_T — вес трактора).

При агрегатировании трактора с прицепным плугом

$$N_1 = \frac{1}{2L} \{G_n b + (P_T + f G_T) (\cos \gamma l_4 - \sin \gamma l_1 - r) -$$

$$- P_T [\operatorname{tg} \alpha (l_1 + l_2) + l_3]\};$$

$$N_2 = \frac{1}{2L} \{G_n a - [\cos \gamma l_4 - \sin \gamma (L + l_1) - r] \cdot (P_T + G_T f) +$$

$$+ P_T [l_3 + \operatorname{tg} \alpha (L + l_1 + l_2)]\},$$

где α — угол наклона к горизонту силы сопротивления плуга.

При движении трактора с навесным агрегатом (сзади) в транспортном положении

$$N_1 = \frac{1}{2L} [G_n b + f (G_T + G_a) (\cos \gamma l_4 - \sin \gamma l_1 - r) -$$

$$- G_a (l_1 + l_a)];$$

$$N_2 = \frac{1}{2L} \{G_n a - f [G_T + G_a] [\cos \gamma l_4 - \sin \gamma (L + l_1) - r] +$$

$$+ G_a (L + l_1 + l_a)\},$$

где G_a — вес навесного агрегата; l_a — расстояние от центра тяжести агрегата до оси задней опоры.

При движении трактора с навесным агрегатом (спереди) в транспортном положении

$$N_1 = \frac{1}{2L} [G_n b + f (G_T + G_a) (\cos \gamma l_4 - \sin \gamma l_1 - r) +$$

$$+ G_a (L + l_6)];$$

$$N_2 = \frac{1}{2L} \{G_n a - f (G_T + G_a) [\cos \gamma l_4 - \sin \gamma (L +$$

$$+ l_1) - r] - G_a l_6\},$$

где l_0 — расстояние по горизонтали от оси передней опоры до центра тяжести агрегата в транспортном положении.

Горизонтальное усилие, действующее на переднюю опору при кареточной подвеске,

$$Q_1 = N_1 f_{\text{п}},$$

где $f_{\text{п}}$ — суммарный коэффициент сопротивления качению катков по беговым дорожкам гусеницы и гусеницы по грунту.

Горизонтальное усилие, действующее на заднюю опору,

$$Q_2 = (N_2 - P_k \sin \gamma) f_{\text{п}} - P_k (1 - \cos \gamma).$$

При повороте трактора на подвеску действуют боковые нагрузки

$$R_1 = N_1 \mu; \quad R_2 = (N_2 - P_k \sin \gamma) \mu,$$

где μ — коэффициент сопротивления повороту (в худшем случае $\mu = 1$).

Втулку балансира рассчитывают по давлению

$$q = \frac{P_c}{nF},$$

где P_c — суммарная нагрузка на втулку; n — количество втулок; F — площадь контактирования втулки и цапфы: $F = ld$ (здесь l и d — длина и внутренний диаметр втулки).

В табл. 14.3 приведены исходные данные к расчету и результаты расчета втулок задних балансиров тракторов Т-150, Т-74, ДТ-75 при транспортировании плуга ПН-4-35.

14.3. Расчетные данные втулок задних балансиров трактора

| Трактор | l , см | d , см | n | P_c , кгс | q , кгс/см ² |
|---------|----------|----------|-----|-------------|---------------------------|
| Т-150 | 6 | 6 | 2 | 2440 | 33,9 |
| Т-74 | 7,6 | 7,2 | 2 | 2440 | 22,0 |
| | 6,2 | 5,0 | 2 | 1965 | 31,7 |
| ДТ-75 | 7 | 7 | 2 | 2677 | 27,9 |
| | 4,2 | 5,0 | 2 | 2200 | 35,5 |

Примечание. В знаменателе указаны данные для оси качения.

Материал цапф сталь 45 (Т-150, ДТ-75) и сталь 20 (Т-74). Твердость пальца НРС 58, втулки НРС 50 (Т-150). Цапфу рассчитывают на изгиб в опасном сечении.

В режиме транспортирования навесного плуга, например, для трактора Т-150 напряжение изгиба в зависимости от комплектации равно $\sigma_{\text{н}} = 2700 \div 3000$ кгс/см².

Цапфу каретки проверяют на невыпрессовывание от бокового усилия в каретке $R_{\text{п}}$ при повороте трактора с навесным агрегатом в транспортном положении:

$$R_{\text{п}} < R_{3 \text{ min}},$$

где $R_{3 \text{ min}}$ — минимальное усилие запрессовки: $R_3 = q d l_3 f$ (здесь q — давление в сопряжении, кгс/мм²; l_3 — длина запрессованной части цапфы, мм; f — коэффициент трения в сопряжении: $f = 0,08 \div 0,1$).

Давление в сопряжении

$$q = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{d} \cdot \frac{1}{\frac{1}{E_1} (1 - \mu_1) + \frac{1}{E_2} \left[\frac{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} + \mu_2 \right]},$$

где δ — натяг, мкм; d, D — диаметры цапфы и втулки, мм; μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона сопрягаемых деталей.

Балансир каретки рассчитывают на статическую прочность для режима транспортирования навесного агрегата.

Напряжение изгиба $\sigma_{\text{н}} = 350 \div 400$ кгс/см².

Цилиндрические пружины каретки рассчитывают на статическую прочность

$$\tau_{\text{max}} = \frac{8K_{\text{ф}} D_{\text{ср}} F_{\text{max}}}{\pi d_0^3},$$

где τ_{max} — максимальное статическое напряжение кручения на внутреннем волокне; $K_{\text{ф}}$ — коэффициент, учитывающий кривизну витков пружины и форму сечения: $K_{\text{ф}} = \frac{4e - 1}{4e - 4} + \frac{0,615}{e}$ (здесь $e = D_{\text{ср}}/d_0$); $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр пружины; F_{max} — максимальная нагрузка, действующая на пружину; d_0 — диаметр проволоки.

Максимальная нагрузка на пружину

$$F_{\text{max}} = c \xi_{\text{п}},$$

где c — жесткость пружины: $c = G d_0^4 / 8 i_p D_{\text{ср}}^3$ [здесь G — модуль сдвига; i_p — число рабочих витков; $\xi_{\text{п}}$ — полный ход пружины до посадки витка на виток; $\xi_{\text{п}} = H_{\text{св}} - H_{\text{сж}}$ (здесь $H_{\text{св}}$ — полная высота пружины в свободном состоянии; $H_{\text{сж}}$ — высота пружины в сжатом состоянии; $H_{\text{сж}} = (i_{\text{п}} - 0,5) d_0$, где $i_{\text{п}}$ — полное число витков пружины).

Исходные и расчетные данные для некоторых пружин кареток приведены в табл. 14.4.

Допускаемое напряжение для пружин из стали 60С2, подвергнутых термообработке, $[\tau] = 0,6 \sigma_{\text{вр}} = 10 800$ кгс/см².

Статические расчеты для невращающихся деталей не позволяют установить их долговечность. Ее можно рассчитать лишь зная характеристики динамических нагрузок, нагружающих деталь.

Для гусеничных тракторов с балансирной подвеской динамическую нагрузку на цапфу каретки можно определить по деформации упругого элемента

$$P_{\text{дин}} = c_0 \xi,$$

где c_0 — приведенная к вертикальному направлению жесткость балансирной подвески; ξ — вертикальная деформация приведенного упругого элемента.

Деформация ξ определяется из расчета колебаний остова трактора. После этого можно рассчитать дополнительные динамические нагрузки на деталь и ее долговечность.

Пример. Рассчитать долговечность цилиндрической пружины задней каретки трактора Т-150 при транспортировании плуга.

Исходные данные: нагрузка на одну каретку равна $N_2 = 3000$ кгс. Параметры пружины приведены в табл. 14.4.

14.4. Характеристика пружин подвесок тракторов

| Пружины трактора | d_0 , мм | $D_{ср}$, мм | i_p | $i_{п}$ | $H_{св}$, мм | $H_{сж}$, мм | $\xi_{п}$, мм |
|------------------|------------|---------------|-------|---------|---------------|---------------|----------------|
| T-74 (малая) | 14 | 58 | 15,0 | 17 | 330 | 231 | 99 |
| T-74 (большая) | 20 | 96 | 10,0 | 12 | 360 | 230 | 130 |
| T-150 * | 25 | 125 | 9,0 | 11 | 410 | 262 | 148 |
| ДТ-75М | 26 | 100 | 12,5 | 14 | 490 | 351 | 139 |

| Пружины трактора | c , кгс/см | $F_{пax}$, кгс | $\tau_{пax}$, кгс/см ² | Материал пружины, сталь | НВ | Предел прочности, кгс/мм ² |
|------------------|--------------|-----------------|------------------------------------|-------------------------|---------|---------------------------------------|
| T-74 (малая) | 132 | 1310 | 9 650 | 55С2 | 370 | 130 |
| T-74 (большая) | 181 | 2350 | 9 380 | 55С2 | 370 | 130 |
| T-150 * | 221 | 3270 | 8 650 | 60С2ХА | 440—470 | 180 |
| ДТ-75М | 366 | 5090 | 10 200 | 55С2 | 370 | 130 |

* Передняя каретка имеет одну пружину, задняя две: пружину трактора T-150 и малую пружину T-74.

Прежде всего необходимо определить нагрузку на пружину. При нагрузке на каретку N_2 она равна $F_{пр} = 1930$ кгс.

В каретке установлены две пружины (большая и внутри малая), при этом малая короче большой на 8 см. Малая пружина включится в работу только после выбора указанного зазора. Определим статическую деформацию большой пружины от силы $F_{пр} = 1930$ кгс:

$$f_{ст. б} = \frac{F_{пр}}{c_б} = \frac{1930}{221} = 8,7 \text{ см.}$$

Следовательно, при деформации на 8,0 см нагрузка воспринимается одной пружинной а затем двумя в зависимости от отношения жесткости большой пружины к суммарной жесткости. Суммарная нагрузка на большую пружину

$$F_{пр. б} = (F_{пр} - c_б \cdot 0,7) + c_б \cdot 0,7 \frac{c_б}{c_б + c_м} = 1930 - 221 \cdot 0,7 + 221 \cdot 0,7 \frac{221}{221 + 132} = 1872 \text{ кгс;}$$

$$F_{пр. м} = (F_{пр} - c_б \cdot 8,0) \frac{c_м}{c_б + c_м} = (1930 - 221 \cdot 8,0) \frac{132}{353} = 58 \text{ кгс.}$$

Статическое напряжение в пружинах

$$\tau_{ст. б} = 4950 \text{ кгс/см}^2; \tau_{ст. м} = 430 \text{ кгс/см}^2.$$

Поскольку малая пружина предварительно поджата, при динамических деформациях будем считать обе пружины работающими.

Для определения динамических напряжений необходимо вычислить динамические свлы. Они находятся из рассмотрения колебаний остова на упругих опорах. Решение этой задачи требует замены каретки приведенной к оси цапфы упругой опорой. Приведенную жесткость опоры можно определить из условия равенства потенциальной энергии условной пружины и действительной.

$$c_0 = c_d \left(\frac{\xi_d}{\xi_0} \right)^2, \tag{14.1}$$

где c_d — действительная жесткость пружины каретки; ξ_d — действительная деформация пружины; ξ_0 — вертикальное перемещение цапфы.

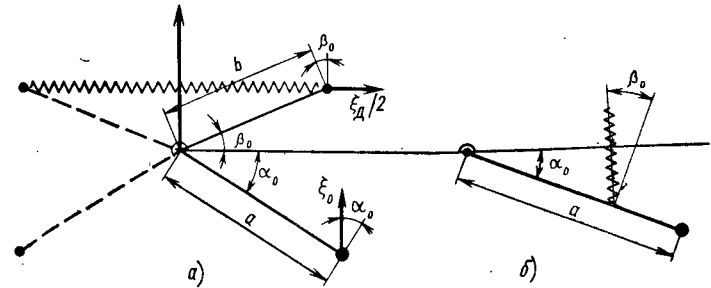


Рис. 14.9. Схема для расчета приведенной жесткости подвески: а — балансирной; б — индивидуальной

Для небольших угловых перемещений δ относительно равновесного (статического) положения между деформациями ξ_d и ξ_0 существует линейная зависимость, определяемая из рис. 14.9, а:

$$a\delta \cos \alpha_0 = \xi_0; \quad 2b\delta \sin \beta_0 = \xi_d.$$

Тогда

$$\frac{\xi_d}{\xi_0} = 2 \frac{b \sin \beta_0}{a \cos \alpha_0} = K. \tag{14.2}$$

Для трактора T-150 по экспериментальным данным НАТИ $K = 1,61$. Следовательно,

$$c_0 = (c_б + c_м) k = (221 + 132) \cdot 1,61^2 = 660 \text{ кгс/см}^2.$$

Действительное динамическое усилие в пружине можно выразить через динамическое усилие в эквивалентной упругой опоре, составив равенство работ:

$$P_0 \xi_0 = P_d \xi_d,$$

отсюда

$$P_d = P_0 \frac{\xi_0}{\xi_d} = \frac{P_0}{K},$$

где $P_0 = c_0 \xi_0$.

Если рассмотреть колебания трактора на эквивалентных упругих опорах и определить перемещение оси цапфы ξ_0 относительно неровностей пути, то можно легко вычислить действительную динамическую нагрузку на пружину каретки.

Рассмотрим сначала только максимальные угловые колебания остова со средней частотой колебаний $f_2 = 1,5$ Гц.

Среднеквадратичное перемещение ξ_0 оси каретки равно для трактора T-150 [4] $\sqrt{D_{\xi}} = 7,5$ см.

Действительная деформация пружины

$$\xi_d = \xi_0 K = 7,5 \cdot 1,61 = 12,1 \text{ см.}$$

Статическая деформация большой пружины около 8 см, а полный ход ее 15 см, малой — 10 см, следовательно, в этом режиме происходит посадка витка на виток и удар в системе.

Из условий обеспечения необходимой плавности хода такой скоростной режим не может быть длительным.

Вторым опасным режимом является режим максимальных вертикальных колебаний с частотой $f_2 = 3$ Гц. Среднеквадратичное перемещение оси каретки $\sqrt{D_{\xi}} = 1,14$ см.

Максимальная динамическая амплитуда деформации пружины

$$\xi_d = 3 \sqrt{D_{\xi}} K = 3 \cdot 1,14 \cdot 1,61 = 5,5 \text{ см.}$$

Такая деформация реализуется без ударов витка о виток.

Среднеквадратичное значение динамического усилия в пружинах

$$\sqrt{D_{P_{\text{дин}}}} = (c_6 + c_m) \sqrt{D_{\xi}} = 353 \cdot 1,14 \cdot 1,61 = 650 \text{ кгс.}$$

Среднеквадратичное усилие:
в большой пружине

$$\sqrt{D_{P_{\text{дин б.}}}} = c_6 K \sqrt{D_{\xi}} = 221 \cdot 1,61 \cdot 1,14 = 406 \text{ кгс;}$$

в малой пружине

$$\sqrt{D_{P_{\text{дин м}}}} = c_m K \sqrt{D_{\xi}} = 132 \cdot 1,61 \cdot 1,14 = 243 \text{ кгс.}$$

Соответственно динамические среднеквадратичные напряжения

$$\sqrt{D_{\tau_{\text{дин б}}}} = 1080 \text{ кгс/см}^2; \quad \sqrt{D_{\tau_{\text{дин м}}}} = 1800 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет долговечности пружины выполняем в соответствии с общей методикой, приведенной в гл. 13.

Долговечность деталей

$$T = \frac{\tau_{-1}^m N_0}{\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_{\text{вх}}}{D_x} J}}$$

Принимаем $m = 4$ (сталь 60С2), $N_0 = 1 \cdot 10^6$.
Пружина работает в условиях асимметричного нагружения. Предел усталости при асимметричном цикле для пружинных сталей с $\sigma_B = 180 \text{ кгс/мм}^2$ равен $\tau_{06} = 6500 \text{ кгс/см}^2$ (сталь 60С2ХА) и $\sigma_B = 130 \text{ кгс/мм}^2$ (сталь 55С2) равен $\tau_{0м} = 4500 \text{ кгс/см}^2$.

Величина $\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_{\text{вх}}}{D_x}}$ для узкополосного случайного процесса приблизительно равна средней частоте процесса:

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_{\text{вх}}}{D_x}} = f_z,$$

где $f_z = 3 \text{ Гц}$ — частота собственных вертикальных колебаний остова трактора.
Для вычисления J необходимо определить x_0 и x_{max} . Без учета асимметрии цикла

$$x_0' = \sqrt{0,2} \tau_0 = 0,44 \tau_0.$$

Для большой пружины

$$x_{06}' = 2860 \text{ кгс/см}^2;$$

для малой

$$x_{0м}' = 1970 \text{ кгс/см}^2.$$

С учетом асимметрии цикла:

$$x_{06} = x_{06}' - \psi \tau_{\text{ср. б}} = 2860 - 0,15 \cdot 4950 = 2120 \text{ кгс/см}^2;$$

$$x_{0м} = x_{0м}' - \psi \tau_{\text{ср. б}} = 1970 - 0,15 \cdot 430 = 1906 \text{ кгс/см}^2;$$

$$x_{\text{max б}} = \tau_{\text{ст. б}} + 3 \sqrt{D_{\tau_{\text{дин б}}}} = 4950 + 3 \cdot 1080 = 8190 \text{ кгс/см}^2;$$

$$x_{\text{max м}} = \tau_{\text{ст. м}} + 3 \sqrt{D_{\tau_{\text{дин м}}}} = 430 + 3 \cdot 1800 = 5830 \text{ кгс/см}^2.$$

Расчет величины J приведен в табл. 14.5. При расчетах принято:

$$\Delta x = \frac{x_{\text{max б}} - x_{06}}{5} = \frac{8190 - 2120}{5} = 1214 \text{ кгс/см}^2;$$

$$2D_x = 2 \cdot (1,08 \cdot 10^8)^2 = 2,34 \cdot 10^8 \text{ кгс/см}^2.$$

14.5. Расчет значения J

| i | $a_i = x_0 + (i-1) \cdot \Delta x$ | $a_i^2 \cdot 10^{-6}$ | $r_i = \frac{a_i^2}{2D_x}$ | $n_i = e^{-r_i}$ | x_i | $x_i^4 \cdot 10^{-2}$ | $n_i - n_{i+1}$ | $x_i^4 (n_i - n_{i+1}) \cdot 10^{-12}$ |
|-----|------------------------------------|-----------------------|----------------------------|------------------|-------|-----------------------|-----------------|--|
| 1 | 2120 | 4,5 | 1,92 | 0,1470 | 2727 | 55 | 0,1385 | 7,600 |
| 2 | 3334 | 11,1 | 4,75 | 0,0085 | 3941 | 230 | 0,0085 | 1,900 |
| 3 | 4548 | 20,6 | 8,8 | 0,0002 | 5155 | 680 | 0,0002 | 0,136 |
| 4 | 5762 | 33,3 | 14,2 | 0,0000 | 6369 | 1680 | 0,0000 | 0,000 |
| 5 | 6976 | 49,0 | 20,1 | 0,0000 | 7583 | 3400 | 0,0000 | 0,000 |

Следовательно,

$$J = \frac{1}{\sum x_i^m (n_i - n_{i+1}) \cdot 10^{-12}} = 9,636 \cdot 10^{12}.$$

Долговечность пружины ($\tau_{-1} = 6500 \text{ кгс/см}^2$)

$$T = \frac{6,560 \cdot 10^{12} \cdot 10^6}{3,9 \cdot 9,636 \cdot 10^{12}} = 61,5 \cdot 10^6 \text{ с.}$$

Аналогично рассчитывается малая пружина.

Поскольку наряду с вертикальными колебаниями имеют место и более опасные угловые колебания, эквивалентная расчетная долговечность при работе в разных режимах снизится.

По экспериментальным данным НАТИ коэффициенты динамичности, т. е. отношение максимальной динамической нагрузки к статической, достигают существенных значений.

При переезде трактором Т-150 без плуга неровностей высотой 16 см, длиной 85 см, находящихся на расстоянии 25 м, коэффициент динамичности $k_d = 3,6 \div 6$ в зависимости от скорости движения. С навесным плугом значение k_d существенно увеличивается особенно для передней каретки ($k_d = 10 \div 15,5$). При попадании постороннего предмета в гусеничный обвод коэффициент динамичности $k_d = 3,5 \div 4,0$. В режиме выглубления-заглубления с навесным плугом ПН-4-35 $k_d = 3 \div 4,5$.

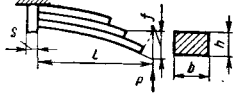
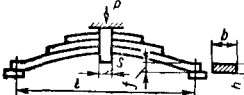
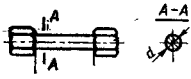
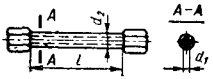
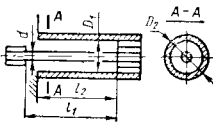
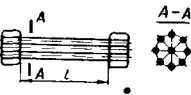
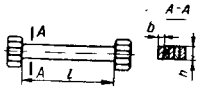
В условиях нормальной работы (при пахоте, при движении по укатанной глине с плугом и без него при $v = 8 \div 10 \text{ км/ч}$) $k_d = 1,5 \div 2$ для передней каретки и $k_d = 1,5 \div 2,6$ для задней, причем большие значения соответствуют движению без плуга.

Максимальные напряжения в пружинах каретки при скорости движения до $v = 10 \div 12 \text{ км/ч}$ равны 7000—8000 кгс/см² при пахоте стерни и при движении по грунтовой дороге.

Наряду с цилиндрическими пружинами в подвесках гусеничных тракторов применяются и другие типы упругих элементов. Формулы для расчета их жесткости и прочности приведены в табл. 14.6.

Работы тележек гусениц рассчитывают для нескольких опасных режимов трактора: переезд через канаву, когда только ведущее и направляющее колеса или крайние опорные катки являются опорными; поворот на горизонтальном участке; переезд через сосредоточенное препятствие (балка, рельс).

14.6. Расчет рессор

| Тип рессоры | Деформация рессоры и скручивающий момент | Напряжение |
|---|---|---|
|  | $f = 1,35 \frac{P \left(l - \frac{S}{4} \right)^3}{3EI}$ | $\sigma_{и} = \frac{6P \left(l - \frac{S}{2} \right)}{ibh^2}$ |
|  | $f = \frac{P \left(l - \frac{S}{2} \right)^3}{48EI} \cdot 1,35$ | $\sigma_{и} = \frac{3P \left(l - \frac{S}{2} \right)}{ibh^2}$ |
|  | $\varphi = \frac{32MI}{\pi d^4 G}$ | $\tau = \frac{16M}{\pi d^3}$ |
|  | $\varphi = \frac{32MI}{\pi (d_2^4 - d_1^4) G}$ | $\tau = \frac{16Md_2^3}{\pi (d_2^4 - d_1^4)}$ |
|  | $\varphi = \frac{32M}{\pi G} \left(\frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_2}{D_2^4 - D_1^4} \right)$ | Для стержня $\tau_1 = \frac{16M}{\pi d^3}$ Для трубы $\tau = \frac{16MD_2}{\pi (D_2^4 - D_1^4)}$ |
|  | $M = (1 + i_1 + i_2 + \dots) \varphi \times \frac{GI_p}{l} + (i_1 R_1^2 + i_2 R_2^2 + \dots) \times 12 \frac{EI}{l^3} \sin \varphi$ | $\tau \approx \frac{M}{0,2d^3 i}$ |
|  | $M = \frac{Gb^3 h}{3l} \left(1 - 0,6 \frac{l}{b} \right) i \varphi$ | $\tau = \frac{3M \left(1 + 0,6 \frac{h}{b} \right)}{ih^2 b}$ |

Примечание: 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 — число прутков в ряду (прутковый торсион); R_i — расстояние от оси прутка до центра оси симметрии пучка; I_p — полярный момент инерции прутка; I — экваториальный момент инерции; M — момент, действующий на рессору.

14.5. КОЛЕБАНИЯ ТРАКТОРА

На колебания трактора существенное влияние оказывает характеристика упругого элемента подвески. Если упругий элемент встроен в элементы ходовой части, вводят приведенную упругую характеристику подвески. Упругая характеристика определяется следующими параметрами: жесткость упругой связи — тангенсом угла наклона касательной к средней линии характеристики (в общем случае жесткость упругой связи величина переменная); коэффициентом динамичности, равным отношению максимальной деформации упругого элемента до упора к деформации при статической нагрузке от веса трактора.

Жесткость подвески является одним из основных параметров, который существенно влияет на плавность хода машины. Уменьшение жесткости приводит к снижению частот собственных колебаний трактора. Однако при этом увеличивается статическая деформация подвески.

Коэффициент динамичности характеризует напряженность упругого элемента и энергоемкость подвески. При увеличении коэффициента динамичности повышается энергоемкость подвески и динамический прогиб, что благоприятно сказывается на плавности хода, так как при больших колебаниях остова уменьшается вероятность упора в ограничители и, следовательно, больших нагрузок деталей ходовой части, сотрясений остова. Однако при большом коэффициенте динамичности существенно нагружаются упругие элементы подвески, что снижает надежность их работы.

Следовательно, оба параметра, характеризующие упругую характеристику подвески, определяются не однозначно. Поэтому возникает задача о выборе их оптимальных значений.

На основании исследований воздействия колебаний на организм человека установлено, что утомляемость вызывается не только ускорениями колебаний трактора, но и частотой его изменения. Наиболее благоприятной для человека является частота 1,0—1,5 Гц. Поскольку в большинстве режимов остова трактора колеблется с низкой частотой, равной частоте угловых колебаний, следует положить

$$f_{\alpha} = 1,0 \div 1,5 \text{ Гц.}$$

Такое значение соответствует ненагруженному трактору. При транспортировании орудия из-за увеличения массы и момента инерции остова частота собственных колебаний снижается.

Для $f_{\alpha} = 1,5$ Гц статическая деформация упругих элементов равна приблизительно 2,8 см. При этом частота собственных вертикальных колебаний будет равна

$$f_z = 3 \div 3,5 \text{ Гц.}$$

Для того, чтобы при движении по неровностям не было пробоев подвески и отрывов упругих опор от поверхности пути, подвеска должна иметь достаточную энергоемкость, т. е. достаточный упругий ход и, следовательно, коэффициент динамичности.

Пусть, например, рассматривается кареточная упругая подвеска машины. Как указывалось, каретка состоит из двух балансиров, соединяемых между собою шарнирно. Упругие свойства она приобретает за счет установки упругого элемента между балансиром (см. рис. 14.5).

Балансирную подвеску можно привести к индивидуальной, если ввести понятие приведенной жесткости каретки, которая отражает ее упругие свойства. В соответствии с формулой (14.1) приведенная жесткость каретки равна

$$c_0 = c_d K^2,$$

где K — коэффициент приведения, определяемый по формуле (14.2).

Балансирные свойства каретки приближенно учитываются при такой замене введением жесткого балансира с плечами, равными расстоянию между осями катков и осью шарнира каретки. Расчеты для вероятных сочетаний длин неровностей и скорости движения показывают, что при наличии каретки величина воздействия, передающегося на ось шарнира, уменьшается примерно в 2 раза [4].

В индивидуальных подвесках упругий элемент также не устанавливается строго по вертикали над катком. Часто встречающийся вариант приведен на рис. 14.9, б. В этом случае приведенная жесткость равна

$$c_0 = c_d K_1^2,$$

где

$$K_1 = \frac{\cos^2 \alpha_0}{\cos^2 \beta_0}.$$

Балансирные свойства отсутствуют, поэтому поправка не вводится.

Среднеквадратичная деформация балансирующей упругой опоры равна $\sqrt{D_{\xi}} = 7,5$ см, где D_{ξ} — дисперсия динамического хода упругого элемента.

Суммируя статическую и динамическую деформации подвески, вычислим полный упругий ход

$$\xi_{\text{п}} = \xi_{\text{ст}} + \sqrt{D_{\xi}} = 2,8 + 7,5 = 10,3 \text{ см.}$$

В этих пределах подвеска гусеничной машины должна обеспечивать отсутствие ударов в ограничители хода или замыкания витков пружины. В существующих конструкциях подвесок тракторов динамический ход близок к указанному выше значению. Тем не менее дальнейшее некоторое увеличение динамического хода целесообразно. Зная динамический ход, необходимый для обеспечения хорошей плавности хода, и статическую осадку, можно вычислить средний коэффициент динамичности

$$k_d = \frac{\xi_{\text{п}}}{\xi_{\text{ст}}} = 3,7.$$

Можно считать параметры подвески хорошими, если коэффициент динамичности не менее, чем $k_d = 3 \div 3,5$. Верхнее значение его ограничивается максимальными напряжениями в упругих элементах подвески. Касательные напряжения в цилиндрических пружинах при максимальной сжатии до посадки витка на виток из условия прочности не должны превышать 9000 кгс/см^2 .

Для уменьшения колебаний трактора упругая характеристика подвески может быть выполнена нелинейной, т. е. состоящей приближенно из двух линейных участков. При этом угол наклона второго участка может быть больше (прогрессивная характеристика) или меньше (регрессивная), чем первого участка.

Анализ показывает, что более перспективной оказывается прогрессивная характеристика, которая приводит к уменьшению деформаций упругих элементов, что позволяет снизить их нагруженность. Однако при применении прогрессивных характеристик появляются высокочастотные резонансы и могут быть удары в момент перехода с первого участка характеристики на второй. Поэтому рекомендуется характеристики подвески выполнять с плавными переходами и отношением жесткости второго участка к первому не более четырех.

На колебания трактора существенное влияние оказывает демпфирование в подвеске. Коэффициент аperiodичности ψ_{α} при угловых колебаниях гусеничного трактора рекомендуется принимать равным 0,3. При этом для симметричной схемы целесообразно большее демпфирование иметь в передней опоре, а меньшее в задней [4]. Использование в подвесках в качестве источника демпфирования сухого трения возможно при небольших частотах воздействий 1,5—2 Гц, поскольку с увеличением частоты повышаются колебания остова [4].

Кроме рассмотренных, параметрами ходовой части гусеничного трактора, влияющими на его колебания, являются также число упругих элементов машины, расстояние между ними, расстояние между катками кареток при балансирующей подвеске или база тележек при жесткой и полужесткой ходовых системах и число кареток.

Расчеты для четырех-, шести- и восьмиопорных подвесок показывают, что увеличение числа упругих опор подвески трактора в широком диапазоне изменения длин неровностей благоприятно сказывается на плавности хода машины [4]. Использование упругой опоры с кареткой повышает эффективность системы поддрессоривания по сравнению с упругой опорой без каретки. Однако балансирующая упругая подвеска с двумя каретками более чувствительна к изменению длины неровностей, чем индивидуальная упругая четырехопорная подвеска той же базы.

Жесткая тележка в большом диапазоне длин неровностей менее эффективна, чем каретка.

С увеличением длины неровностей трактор с полужесткой подвеской приближается к упругой двухопорной индивидуальной подвеске.

Наряду с колебаниями от неровностей остов трактора испытывает существенные гармонические колебания, вызванные переездом катков по стыкам гусеницы. Это возмущение настолько сильное, что оказывает неблагоприятное воздействие на тракториста и приводит к снижению надежности отдельных элементов трактора. Устранить вредное влияние таких колебаний можно снижением жесткости упругих элементов подвески трактора, что вполне допустимо, так как частота воздействия со стороны неровностей ниже (до 0,5 Гц), чем со стороны катков (6—7 Гц). Частоты собственных колебаний остова должны быть размещены внутри указанного диапазона.

По экспериментальным данным среднеквадратичные значения ускорений остова трактора равны 0,1—0,15g (междурядья винограда), 0,12—0,2g (междурядья сада), 0,25—0,45g (грунтовая дорога) в зависимости от скорости движения (1—2 м/с).

По данным экспериментальных исследований ХТЗ среднеквадратичные ускорения рамы гусеничного трактора Т-150 с упругой балансирующей подвеской при движении поперек борозд кукурузного поля, которое вызывало наиболее интенсивные колебания остова, равны 0,075—0,25g при движении трактора с плугом в транспортном положении и 0,05—0,25g на пахоте в зависимости от скорости движения трактора. В остальных режимах работы ускорения остова имеют меньшие значения.

15.1. ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ ДВИЖИТЕЛЯ

Для определения основных размеров гусеничного обвода необходимо знать размеры опорной поверхности гусениц: длину L и ширину звена b_r (см. гл. 3) и тип подвески и гусеницы. Исходным для определения размеров является шаг звена гусеницы l_r , который для сельскохозяйственных тракторов берут в пределах 150—200 мм. При уменьшении l_r уменьшаются инерционные силы при укладке звена на ведущее колесо и работа трения в шарнирах, но увеличивается максимальное давление на почву и вытяжка единицы длины цепи в результате изнашивания большого количества шарниров. Данные по звеньям отечественных сельскохозяйственных тракторов приведены в табл. 15.1.

Формулы для нахождения основных размеров по схеме гусеничного движителя (рис. 15.1) приведены в табл. 15.2. Размеры c_3 и h_3 следует проверить на отсутствие заедания зубьев ведущего колеса за тележку гусениц. Ход оседания S_{oc} определяют при полном сжатии рессор от колебаний корпуса (см. гл. 14). Углы ψ_n и ψ_3 должны быть не менее 1° . При увеличении угла ψ_n до 6° , а ψ_3 до 10° сопротивление качению трактора по данным НАТИ не увеличивается. Длина обвода цепи по шарнирам должна быть равной $m_{ц}l_r$.

Оптимальной для трактора является схема опорного механизма с расположенными спереди и сзади колесами большего диаметра и установленными между ними на расстоянии $L_k = (1,7 \div 2) l_r$ катками меньшего диаметра [9]. Увеличение диаметра катков при сохранении их количества повышает к. п. д. ходовой части. При уменьшении количества катков к. п. д. снижается. Основное влияние на тяговые качества оказывает равномерность распределения давления

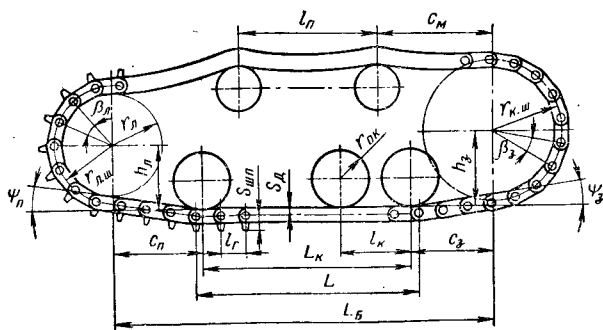


Рис. 15.1. Основные размеры гусеничного движителя

15.1. Основные параметры звеньев гусениц отечественных сельскохозяйственных тракторов

| Параметр | Т-38М | Т-54С | Т-74 | ДТ-75 | Т-150 | ДТ-75Б | ТДТ-75 | Т-4 | Т-130 |
|---|---------|---------|------|-------|-------|--------|--------|-----|-------|
| Шаг l_r , мм | 174 | 170 | 170 | 170 | 170 | 184 | 150 | 171 | 203 |
| Ширина b_r , мм | 200/280 | 200/300 | 390 | 390 | 390 | 600 | 460 | 420 | 500 |
| Диаметр пальца $d_{п.}$, мм | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 24 | 38 | 44,5 |
| Высота беговой дорожки над осью шарнира $S_{д.}$, мм | — | 26 | 23 | 23 | 23 | — | 28 | 63 | 75 |
| Расстояние от оси шарнира до конца шпору $S_{шп.}$, мм | — | 54 | 50 | 50 | 45 | — | 56 | 93 | 121 |
| Число звеньев, укладываемых на ведущее колесо, m_3 | 14 | 11,5 | 12 | 13 | 14 | 12 | 11 | 14 | 13 |
| Число звеньев в цепи $m_{ц}$ | 33 | — | 42 | 43 | 47 | — | 68 | 43 | 36 |

15.2. Определение основных размеров (см) гусеничного движителя (рис. 15.1)

| Размер | Подвеска | |
|--|--|--|
| | полужесткая | эластичная |
| Расстояние между осями: ведущего и направляющего колеса L_6 | $L + l_r$ | $L_k + c_3 + c_{п.}$ |
| крайних опорных катков L_k | $L_6 - c_3 - c_{п.}$ | $L - 0,5l_r$ |
| соседних опорных катков L_k | $2r_{ок} + (4 \div 8)$ | $2r_{ок} + (4 \div 12)$ |
| крайнего заднего катка и ведущего колеса c_3 | $(2,4 \div 2,6) l_r$ | $(2,4 \div 2,6) l_r$ |
| крайнего переднего катка и направляющего колеса $c_{п.}$ | $(2,4 \div 3) l_r$ | или $(3,4 \div 3,6) l_r$ $(3 \div 4) l_r$ |
| Радиус по шарнирам: ведущего колеса $r_{к. ш} = r_3$ | $r_{к. ш} + (1 \div 2)$ | $r_{к. ш} + S_{д.} + S_{oc}$ |
| направляющего колеса $r_{л. ш}$ | $r_{л. ш} + S_{шп.} + (1 \div 2)$ | $r_{л. ш} + S_{шп.} + S_{oc} + (2 \div 3)$ |
| Радиус по поверхности катания: направляющего колеса $r_{л. ш}$ | $(0,85 \div 0,95) r_{к. ш}$ | $(0,8 \div 0,9) r_{к. ш}$ |
| опорного катка $r_{0. к}$ | $\sqrt{r_{л. ш}^2 - 0,25l_r^2} - S_{д.}$ | $(1 \div 1,5) l_r$ |
| Высота над беговой дорожкой оси колеса: ведущего h_3 | $(0,5 \div 1) l_r$ | $(1 \div 1,5) l_r$ |
| направляющего $h_{л. ш}$ | | |

по длине опорной поверхности L . Оптимальное среднее давление для большинства полевых почв 0,3—0,35 кгс/см².

15.2. ВЕДУЩЕЕ КОЛЕСО И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Ведущее колесо (звездочка) может либо передавать касательную силу гусеничной цепи, когда трактор движется активно, либо воспринимать увлекающую силу от гусеничной цепи, когда трактор тормозится при движении с горы или на повороте.

При активном движении трактора на гусеничную цепь действуют силы: натяжение T гусеницы; окружное (касательное) усилие P_3 на ведущем колесе; сила трения в шарнирах и зацеплении (коэффициент трения $\mu = 0,2 \div 0,3$, для пары высокомарганцевой и углеродистой литых сталей $\mu \approx 0,22$).

При движении трактора на набегающую (ведущую) ветвь гусеничной цепи действует сила $P_3 + T$, а на сбегающую — сила T . Окружное усилие можно выразить через силу натяжения цепи. Тогда на ведущей ветви будет сила

$$(A + 1)T, \text{ где } A = P_3/T = 0 \div 12.$$

Местоположение ведущего колеса выбирают из условия минимальной затраты мощности на самопередвижение. В зависимости от положения ведущего колеса изменяются затраты мощности на трение в шарнирах, на вращение направляющего колеса и на укладку звена передним катком.

Потери на трение в шарнирах:
при заднем ведущем колесе

$$P_{ш} = \mu \frac{d_{п}}{l_{г}} \left[(\psi_3 + \beta_3) \frac{75N_e \eta_{м.г}}{2v} + (\psi_{п} + \psi_3 + \beta_3 + \beta_{л}) (T_c + T_{ц}) \right];$$

при переднем ведущем колесе

$$P_{ш} = \mu \frac{d_{п}}{l_{г}} \left[(\psi_3 + \beta_3 + \beta_{л}) \frac{75N_e \eta_{м.г}}{2v} + (\psi_{п} + \psi_3 + \beta_3 + \beta_{л}) (T_c + T_{ц}) \right],$$

где N_e — мощность двигателя; $\eta_{м.г}$ — к. п. д. силовой передачи; $T_c, T_{ц}$ — натяжение гусеницы, статическое и от центробежной силы; $\psi_{п}, \psi_3, \beta_3, \beta_{л}$ — углы, рад (см. рис. 15.1).

Потери на вращение направляющего колеса:
при заднем ведущем колесе

$$P_{л} = 2(T_c + T_{ц}) \left(f_{л} + \mu_{л} \frac{r_{г}}{r_{л}} \right);$$

при переднем ведущем колесе

$$P_{л} = 2 \left(T + \frac{75N_e \eta_{м.г}}{2v} \right) \left(f_{л} + \mu_{л} \frac{r_{г}}{r_{л}} \right),$$

где $f_{л}$ — коэффициент трения качения обода колеса по гусенице: $f_{л} = 0,01 \div 0,02$; $\mu_{л}, r_{г}$ — коэффициент и радиус трения в подшипниках колеса.

Потери на укладку звена гусеницы под передним катком при заднем ведущем колесе

$$P_{ук} = \frac{2v^2 l_{г}}{g r_{ок} (1 - \cos \psi_{п})} \left(g r_{к_2} \frac{\Delta S}{\psi_{п}} + \frac{G_{л} r_{л}}{4} \right),$$

где g_r и $G_{л}$ — вес звена гусеницы и направляющего колеса соответственно; k_2 — число звеньев в ветви от заднего поддерживающего ролика до переднего опорного катка; ΔS — удлинение передней ветви цепи при укладке звена передним катком:

$$\Delta S = l_{г} \left(1 - k_1 + \sqrt{1 + k_1^2 - 2k_1 \cos \psi_{п}} \right)$$

[здесь k_1 — число звеньев передней ветви (до направляющего колеса)].

При переднем расположении ведущего колеса $P_{ук} \approx 0$.

Исследованием, проведенным проф. М. И. Медведевым, установлено, что суммарные потери $P_r = P_{ш} + P_{л} + P_{ук}$ при заднем расположении ведущего колеса при определенной скорости, зависящей от конструктивных параметров и режима работы трактора, начинают превышать потери при переднем расположении (рис. 15.2) и к. п. д. гусеницы η_r снижается быстрее. Для скорости $v < 4 \div 5,5$ м/с более выгодным является заднее расположение ведущего колеса. С уменьшением тягового усилия предел оптимальной скорости уменьшается. Для машин, работающих нормально без тягового усилия, а с грузом на платформе (погрузчиков, транспортеров), предел выгодной скорости снижается до 2—2,5 м/с. Если усилие $P_3 \leq T_c$, предпочтительнее переднее расположение ведущего колеса [24].

Зацепление гусеницы с ведущим колесом классифицируют по трем признакам: 1) соотношению шага гусеницы и шага колеса; 2) формам зацепляющихся поверхностей; 3) расположению зацепления относительно шарниров гусеницы. По соотношению шага гусеницы l_r и шага колеса l_3 различают следующие три случая.

1. $l_r < l_3$. В зацеплении находится один верхний зуб [1]. При выходе зуба из зацепления цепь проскальзывает по колесу на величину $l_3 - l_r$ и второй зуб вступает в зацепление с ударом. Увеличенные потери в зацеплении из-за проскальзывания цепи по колесу, ударный вход в зацепление, вызывающий износ деталей, увлечение сбегающей ветви цепи зубом, приводящее к увеличенной вибрации сбегающей ветви, а в некоторых конструкциях к необходимости установки специальных выбивных упоров, заставили отказаться от применения зацепления такого типа.

2. $l_r > l_3$. Это соотношение свойственно при удлинении цепи в результате изнашивания. В зацеплении находится один нижний зуб, при входе следующего зуба в зацепление цепь подается вперед на величину $l_r - l_3$, укладываясь по неправильному многоугольнику. Пределом удлинения шага l_r является насккивание поверхности зацепления цепи на верхушку входящего в зацепление зуба.

3. $l_r = l_3$. В зацеплении находятся m зубьев. Принимают, что силы распределяются по зубьям по геометрической прогрессии:

$$\frac{T_{н_1}}{T_{с_1}} = \frac{T_{н_2}}{T_{с_2}} = \dots = \frac{T_{н_m}}{T_{с_m}} = q, \text{ где}$$

$$T_{н_1} = P_3 + T; T_{с_m} = T; T_{с_1} = T_{н_2}; T_{н_m} = T_{с_{(m-1)}}.$$

В современных конструкциях принимают $l_r = l_3$ с переходом на работу при $l_r > l_3$ после вытяжки цепи.

По форме зацепляющихся поверхностей различают зацепление: цевочное, зубовое и гребневое.

Цевочное зацепление образуется цевкой, расположенной на оси шарнира звена и зубом на ведущем колесе. Между шарнирами цевку обычно не располагают, так как при этом положение звена неустойчиво и увеличивается скольжение цевки. Цевочное зацепление подразделяют на тянущее (внутреннее, цевками вперед) и толкающее (внешнее, цевками назад). При тянущем зацеплении

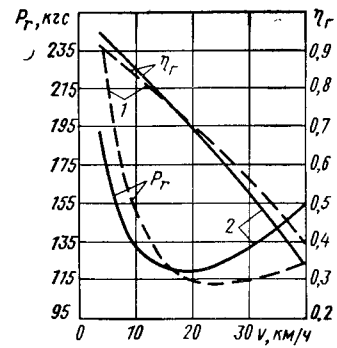


Рис. 15.2. Зависимость потерь в гусеничном движителе от расположения ведущего колеса: 1 — переднее ведущее колесо; 2 — заднее ведущее колесо

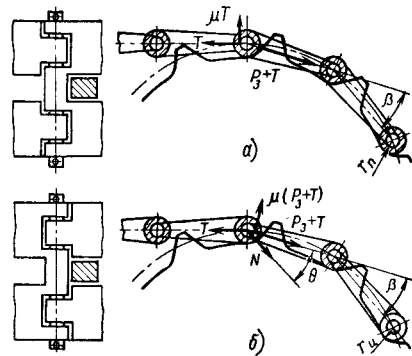


Рис. 15.3. Цевочное зацепление: а — тянущее (внутреннее); б — толкающее (внешнее)

(рис. 15.3, а) и $l_r = l_3$ цевка при входе в зацепление скользит по зубу под действием усилия $P_3 + T$. Выход из зацепления происходит без скольжения, цевка отходит от зуба. Звено в шарнире при входе и выходе из зацепления поворачивается, преодолевая момент трения $\mu_r T$. При толкающем зацеплении (рис. 15.3, б) звено предварительно укладывается на ведущее колесо, а затем цевка входит без скольжения в зацепление с зубом. Выходя из зацепления, цевка проворачивается со скольжением по зубу при усилии T . Звено в шарнире при входе в зацепление поворачивается, преодолевая момент трения $\mu_r (T + P_3)$. Работа сил трения в шарнирах при тянущем зацеплении несколько меньше (табл. 15.3),

15.3. Работа сил трения при разных вариантах зацепления ведущего колеса с гусеницей (по опытам д-ра техн. наук М. И. Медведева)

| Работа трения, кгс-см | $l_r < l_3$ $l_r > l_3$ $l_r = l_3$ | | | | | |
|--|-------------------------------------|---------|-----------|---------|-----------|---------|
| | Зацепление | | | | | |
| | толкающее | тянущее | толкающее | тянущее | толкающее | тянущее |
| В шарнирах $L_{ш}$ | 378 | 248 | 220 | 172 | 208 | 197 |
| В шарнирах и в зацеплении (суммарная) L_{Σ} | 1195 | 995 | 328 | 394 | 232 | 320 |

чем при толкающем. Поэтому для гусениц, которые выходят из строя из-за износа шарниров, предпочтительно применять тянущее зацепление. Гусеницы с большим запасом на износ шарниров, например, гусеницы тракторов Т-74 и ДТ-75, имеют толкающее зацепление, суммарная работа сил трения которого, особенно при $l_r = l_3$, меньше, чем тянущего.

Конструктивно цевкой служит при составных звеньях втулка шарнира, при литых звеньях расположенный у шарнира прилив.

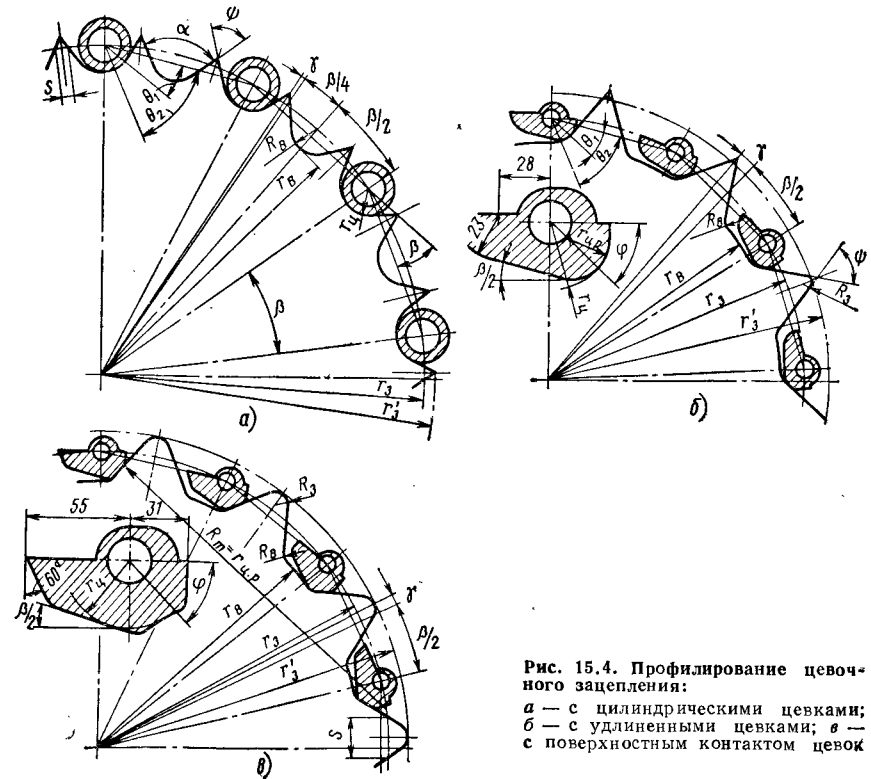


Рис. 15.4. Профилирование цевочного зацепления: а — с цилиндрическими цевками; б — с удлиненными цевками; в — с поверхностным контактом цевок

Радиус цевки:
для составного звена

$$r_{ц} = r_{втулки} = (1,5 \div 1,6) r_{п};$$

для литого звена

$$r_{ц} = 2r_{п} + S_{ц},$$

где $S_{ц}$ — запас на износ цевки: обычно принимают 10—15 мм [при тянущем зацеплении, когда износ цевки направлен противоположно износу шарнира, можно брать $S_{ц} = 0$; для облегчения литого звена цевке часто придают удлиненную форму, закругляя рабочую часть радиусом $r_{ц,р} = (0,6 \div 0,7) r_{ц}$ с центром на луче, проведенном под углом ϕ к плоскости звена].

Нормальное цевочное зацепление профилируют в следующем порядке.

1. Выбирают число звеньев m_3 , укладываемых на ведущее колесо, и число зубьев z_3 ведущего колеса. Для сельскохозяйственных тракторов $m_3 = 10 \div 14$, $z_3 = m_3$ или $z_3 = 2m_3$ (тогда при износе одного ряда зубьев цепь переставляют в следующий ряд и долговечность работы колеса увеличивается). Чтобы зубья двойного ряда работали поочередно, число их должно быть нечетным. При этом число облегающих колесо звеньев m_3 будет дробным.

Определяют центральный угол $\beta = 360/m_3$ и диаметр окружности шарниров (начальной окружности) $D_3 = 2r_3$. Строят диаметр окружности шарниров и наносят многоугольник облегающих звеньев (рис. 15.4).

2. Определяют силы натяжения на сбегающей $T_c = T$ и набегающей $T_n = (A + 1) T$ ветвях цепи. Коэффициент A находится в пределах

$$A_{\max} = \frac{\chi (P_n + fG)}{T} \text{ — на нижней рабочей передаче;}$$

$$A_{\min} = \frac{fG}{2T} \text{ — на холостом ходу трактора.}$$

Коэффициент передачи крутящего момента χ принимают равным 0,5 при прямолинейном движении и 0,5—0,75 при повороте, в зависимости от типа механизма поворота.

Находят показатели геометрической прогрессии распределения сил по зубьям:

$$q_1 = \sqrt[m]{\frac{1}{1 + A_{\max}}}; \quad (15.1)$$

$$q_2 = \sqrt[m]{\frac{1}{1 + A_{\min}}}. \quad (15.2)$$

Показатель корня (характеризующий число зубьев, передающих усилие) равен

$$m = 0,5m_3 - 2.$$

Определяют углы зацепления: для прямолинейного участка зуба

$$\operatorname{tg} \theta_1 = \frac{q_1 \sin \beta}{1 - q_1 \cos \beta}; \quad (15.3)$$

для впадины зуба

$$\operatorname{tg} \theta_2 = \frac{q_2 \sin \beta}{1 - q_2 \cos \beta}. \quad (15.4)$$

3. Находят параметры профиля зуба из условия получения его толщины S , оставляющей зазор, который исключает заклинивание вытянувшейся на $\Delta_r l_r$ цепи обратной стороной зуба. Вытяжку Δ_r берут равной 2—3% для обработанных шарниров и 6—9% для необработанных, имеющих запас на износ. Центральный угол зазора

$$\operatorname{tg} \gamma = 2\Delta_r \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}.$$

Угол заострения зуба $\psi = 2(\theta_1 + \gamma)$ и угол впадины $\alpha = \psi + \frac{360}{z_3}$.

4. Проводят из центра шарнира (любого) внутрь два луча под углом $90 - (\theta_1 + 0,5\beta)$ и $90 - (\theta_2 + 0,5\beta)$ к прямой, соединяющей центр шарнира с осью колеса. Наносят между лучами дугу радиусом $r_{ц}$. В точке пересечения луча θ_1 с дугой восстанавливают перпендикуляр к лучу, определяющий прямолинейный участок зуба.

Делят угол $\beta/2$ между соседними шарнирами (считая за соседний место под шарнир при увеличенном числе зубьев колеса) пополам. Строят угол γ , вершиной которого является ось колеса, а образующим лучом прямая, проходящая через ось колеса и вершину зуба. Обращенная к цевке сторона угла γ является осью симметрии профиля зуба. Продолжают прямолинейный участок зуба до пересечения с осью симметрии и из точки пересечения строят симметрично вторую

половину зуба. Вершину зуба закругляют радиусом $R_3 = 10 \div 15$ мм или срезают по радиусу шарниров изношенной цепи:

$$r'_3 = \frac{(1 + \Delta_r) l_r}{2 \sin \frac{\beta}{2}}.$$

Проводят радиус окружности впадин $r_b = r_3 - r_{ц.о} - (1 \div 2)$ мм. Радиус основания цевки $r_{ц.о} = r_{ц}$, а при удлиненной цевке $r_{ц.о} = r_{ц.р} + (r_{ц} - r_{ц.р}) \sin \varphi$. Принимают угол $\varphi = \theta_1 + 0,5\beta$ при толкающем зацеплении и $\varphi = \theta_1$ при тянущем. Соединяют окружность впадин с зубом радиусом $R_b = (1,1 \div 1,3) r_{ц.р}$.

С целью снижения износа зуба и цевки А. М. Черяпиным предложено цевочное зацепление с контактом по поверхности (рис. 15.4, в). Для профилирования этого зацепления строят многоугольник облегающих колесо звеньев с радиусом шарниров r_3 . Определяют угол зацепления θ_1 . А. М. Черяпин предлагает принимать $\theta_1 = 28 \div 32^\circ$ при $m_3 = 12 \div 14$ и $\theta_1 = 25 \div 28^\circ$ при $m_3 = 10 \div 11$. Наносят вспомогательную окружность центров профильных дуг зубьев с радиусом $R_c = r_3 \operatorname{ctg} \varphi$.

Определяют размеры цевки, приняв за радиус цевки $r_{ц}$ радиус окружности, касательной к профильной дуге цевки, и размеры $r_{ц.о} = r_{ц}$; $l_{ц} = (0,30 \div 0,35) r_{ц}$.

Проводят окружности впадин радиусом r_b и шарниров при предельной вытяжке цепи r'_3 . Радиусом профильной дуги зуба и цевки $R_m = \frac{R_c}{\cos \varphi} - r_{ц}$ касательно к окружности цевки очерчивают в пределах $r_b - r'_3$ профиль зуба. Вершину зуба скругляют радиусом $R_3 = 15 \div 20$ мм, а основание — радиусом $R_b = 8 \div 10$ мм.

Данные для построения зубьев различных типов приведены в табл. 15.4.

15.4. Данные для построения цевочного зацепления (см. рис. 15.4)

| Трактор | l_r , мм | m_3 | z_3 | β° | r'_3 , мм | T , кгс | A_{\max} | A_{\min} | q_1 | q_2 | θ_1° | θ_2° |
|---------|------------|-------|-------|---------------|-------------|-----------|------------|------------|-------|-------|------------------|------------------|
| T-100 | 203 | 13 | 26 | 27,7 | 425,0 | 270 | 12,0 | 1,5 | 0,554 | 0,815 | 26,85 | 54 |
| T-74 | 170 | 12 | 12 | 30,0 | 332,5 | 170 | 10,6 | 1,5 | 0,507 | 0,800 | 27,0 | 52 |
| T-150 | 170 | 14 | 14 | 25,7 | 382,0 | 170 | 10,9 | 2,0 | 0,610 | 0,800 | 30,00 | 51 |

| Трактор | Δ_r | γ° | ψ° | α° | φ° | $r_{ц}$, мм | $r_{ц.р}$, мм | R_b , мм | r_b , мм | r'_3 , мм | R_3 , мм |
|---------|------------|----------------|--------------|----------------|-----------------|--------------|----------------|------------|------------|-------------|------------|
| T-100 | 0,025 | 0,7 | 55 | 82,7 | 40,6 | 33 | 33,0 | 36,5 | 391 | 440 | — |
| T-74 | 0,095 | 3,0 | 60 | 90,0 | 42,0 | 35 | 20,0 | 26,0 | 302 | 360* | 10 |
| T-150 | 0,065 | 2,0 | 64 | 89,7 | 42,8 | 35 | 476** | 8,0 | 345 | 410 | 20 |

* Радиус по вершинам зубьев взят 365 мм для получения более широкого зуба.
** Дан обратный радиус R_m .

При звеньях с упругими шарнирами для уменьшения угла β число облегающих звеньев m_3 увеличивают до 20. Натяжение цепи с упругими шарнирами значительно больше натяжения цепи с металлическими шарнирами [24], и угол зацепления увеличивается. При упругих шарнирах предпочтительно применять цевки с поверхностным контактом.

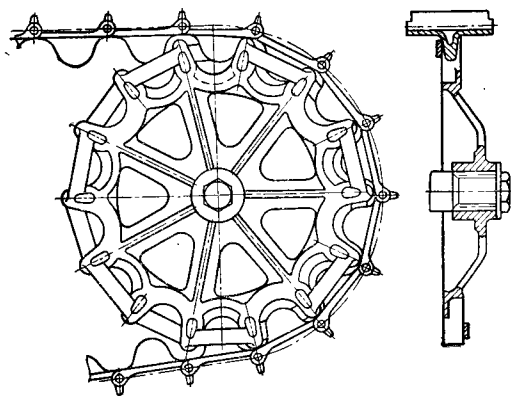


Рис. 15.5. Зубовое зацепление

кам зубового зацепления относится сложность изготовления ведущего колеса, трудность зачистки и исправления профильных поверхностей чашек колеса вследствие их плохой доступности, плохая самоочищаемость колеса, приводящая к забиванию чашек грязью и мокрым снегом и соответственно к перенапряжению и спаданию цепи.

Положение зуба в зацеплении определяется из условия равновесия сил и моментов, поскольку равнодействующая сила приложена не в шарнирах а на высоте y от плоскости шарниров и на расстоянии x' от шарнира по длине звена. Равновесие не должно нарушаться при вытяжке цепи до определенного предельного значения.

Зубовое зацепление профилируют в следующем порядке.

1. Задаются числом звеньев m_3 , укладываемых на ведущее колесо, и определяют центральный угол β и диаметр окружности шарниров D_3 .

2. Определяют показатели прогрессии распределения нагрузок по зубьям по формулам (15.1) и (15.2).

Находят углы зацепления θ_1 и θ_2 по формулам (15.3) и (15.4).

3. Проводят окружность диаметром D_3 , разбивают ее на хорды длиной l_r , наносят центры шарниров и строят многоугольник облегающих звеньев. Откладывают из центров A левого (рис. 15.6) и B правого шарниров любого звена от хорды l_r внутрь углы θ_1 и θ_2 . Строят параллелограмм нормальных сил N_B и $N_A = q_1 N_B$ на лучах, образующих угол θ_1 , и находят равнодействующую N . Подобным образом для угла θ_2 находят равнодействующую N' . Продолжая направление равнодействующих N и N' , находят точку их пересечения O_B . Проводят через точку O_B делительную окружность радиусом R_0 из центра окружности D_3 .

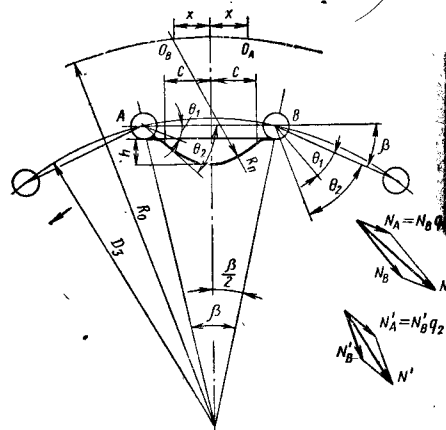


Рис. 15.6. Профилирование зубового зацепления

Ширина зуба ведущего колеса

$$b = \frac{P_k}{2p_y} = \frac{P_n + fG}{2p_y},$$

где p_y — условное давление: $p_y = 300 \div 400$ кгс/см.

Зубовое зацепление образуется зубом, расположенным между осями шарниров звена и чашкой на ведущем колесе (рис. 15.5). При зубовом зацеплении во много раз увеличивается площадь контакта по сравнению с площадью контакта при цевочном зацеплении. Зуб звена используется одновременно как направляющая ребра для катков. К недостат-

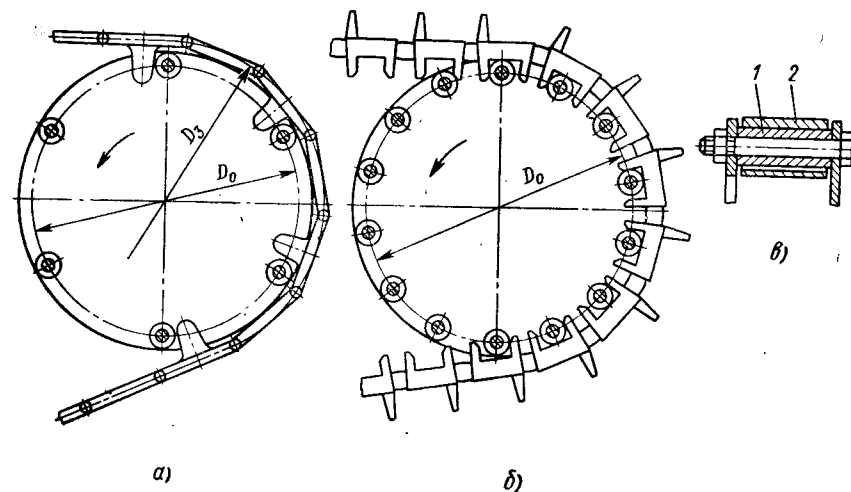


Рис. 15.7. Гребневое зацепление:

а — с эластичным ободом; б — с эластичными шарнирами; в — крепление цевки звездочки; 1 — распорная втулка; 2 — ролик

4. Проводят ниже плоскости шарниров параллельную прямую на расстоянии $(d_n/2) + \delta$, где d_n — диаметр пальца; δ — толщина стенки проушины. Прямая представляет собой беговую дорожку (плоскость звена).

Откладывают на плоскости звена влево и вправо от оси симметрии полудлину основания зуба $C = 0,3l_r$ и восстанавливают к плоскости звена перпендикуляры. Наносят на перпендикулярах точки на высоте 10—15 мм вниз от плоскости звена и через них проводят дугу профиля зуба радиусом R_n с центром в точке O_B . Наносят симметричный центр O_A на дуге делительной окружности на расстоянии $2x$ от центра O_B и проводят дугу профиля второй половины зуба.

Проводят прямую, параллельную плоскости звена на расстоянии высоты зуба $h = 45 \div 60$ мм (при $h < 45$ мм возможно спадание зуба, при $h > 60$ мм утяжелется звено, ухудшается выход его из зацепления и требуется увеличение диаметра поддерживающего ролика). Скругляют основание зуба радиусом 10—15 мм, а вершину — радиусом 20—30 мм.

5. Очерчивают поверхность чашки колеса радиусом R_n с центром на делительной окружности с радиусом R_0 и с координатой $x' = x - (1 \div 3)$ мм для обеспечения правильного прилегания при вытяжке цепи. Наружный диаметр колеса выбирают из условия получения гарантированного зазора по плоскости звена: $D_n = D_3 - 2 \left[\frac{d_n}{2} + \delta + (2 \div 3) \right]$ мм. Глубина чашки $h_r \geq 1,5h$ из условия удаления

грязи и снега.

Гребневое зацепление характеризуется наличием гребня на звене и цевки на ведущем колесе. При малом числе звеньев, укладываемых на колесо, гребни иногда располагают через звено (рис. 15.7). Профиль гребня образуется прямой, расположенной под углом 65—80° к плоскости звена и полуокружностью верхушки зуба. Ведущее колесо снабжается двоянным ободом, часто обремененным, на который укладываются звенья. В некоторых конструкциях гребень имеет впадину, куда входит цевка (рис. 15.7, б). Звенья, кроме зацепления по профильной поверхности, ложатся на цевки дном впадины. Нормальное зацепление с $l_r = l_3$ обеспечивается отсутствием износа в шарнирах (звенья соединены

через резиновые вставки) и приспособлением шага цепи к шагу колеса за счет эластичности шарниров. Цевки колеса снабжаются роликами, надетыми на распорные втулки, что делает колесо ремонтпригодным (рис. 15.7, в).

15.3. ГУСЕНИЧНАЯ ЦЕПЬ

Звенья гусениц подразделяют: по конструкции — на цельнолитые и составные; по положению шарнира — на звенья с опущенным и с приподнятым шарниром, по типу шарнира — на пальцевые (открытый шарнир трения скольжения, закрытый шарнир, шарнир на игольчатых подшипниках, шарнир на упругих втулках) и беспальцевые.

Цельнолитые звенья изготавливают отливкой из высокомарганцевистой стали Г13Л и 110Г13Л без последующей механической обработки. Перлитные стали 35ХГ2, 30СГ не получили применения вследствие высокой температуры заливки, вызывающей большие пригары формовочной земли (из-за чего требуется затраты значительного труда на очистку звеньев), большой усадки и малой вязкости, приводящей к частым поломкам звеньев. Сталь Г13Л может повышать износостойкость при наклепе, что гарантирует более высокую долговечность шпор, беговых дорожек и поверхностей зацепления с ведущим колесом. В шарнирах наклеп обычно не происходит и поэтому износостойкость их невысока. В сопряжении палец — отверстие проушины принимают следующие допуски: на диаметр отверстия d^{+1} мм, на диаметр пальца $d_{-0,12}^{(0,28)}$ мм с возможностью получения скользящей посадки. При этом палец забивают на место пневматическим молотком. Иногда отверстия калибруют протяжкой до диаметра d^{+A_5} . Толщину стенок литых звеньев для их облегчения принимают равной 7—8 мм, а для увеличения жесткости плоские поверхности оребряют. Толщину беговых дорожек делают равной 12—14 мм. Стенки проушин имеют неравномерную толщину: в направлении износа до 12 мм, в остальных частях 7—9 мм.

Число проушин звеньев предпочитают увеличивать: пятипроушинное звено широко распространенного трактора ДТ-54 было заменено семипроушинным (рис. 15.8). При увеличении числа проушин уменьшается концентрация напряжений на кромках проушин из-за изгиба пальца; происходит перекрытие беговой дорожки, в результате чего катки плавно перекатываются со звена на звено даже при значительном износе шарнира. Это позволяет увеличить допустимую вытяжку гусеницы, утолщая проушины в направлении износа.

В составных звеньях применяют приподнятые закрытые шарниры, что увеличивает износостойкость последних в 2—3 раза по сравнению с опущенными открытыми шарнирами цельнолитых звеньев. Увеличенная металлоемкость, сложность конструкции и повышенная трудоемкость изготовления ограничивают применение составных звеньев в проектируемых тракторах.

Основным недостатком открытого шарнира (рис. 15.9, а) является повышенный износ, особенно на песчаных почвах, и невозможность ремонта.

Для открытого пятипроушинного шарнира при переходе с работы на каштановых, лесовых черноземах на работу в сыпучем песке (в песчаном карьере) долговечность шарнира (а с ним и всей гусеничной цепи) снижается примерно с 3000 до 350 ч работы, т. е. в 10 раз. Поэтому усилия многих конструкторов направлены на исключение попадания почвы в шарнир за счет введения различных уплотнений.

Закрытый шарнир с лабиринтовым уплотнением, получаемым при заходе выступов втулки в выточки наружных щек (рис. 15.9, б), уменьшает попадание почвы к поверхности трения, но сложен, трудоемок и металлоемок.

Для транспортных тягачей применялись шарниры на игольчатых подшипниках, работающих в смазке и защищенных самоподжимными резиновыми уплотнениями (рис. 15.9, в). При этом значительно снижаются потери на трение в шарнирах, что имеет особое значение для быстроходных тракторов. Однако сложность и высокая стоимость этих шарниров исключили применение их в настоящее время.

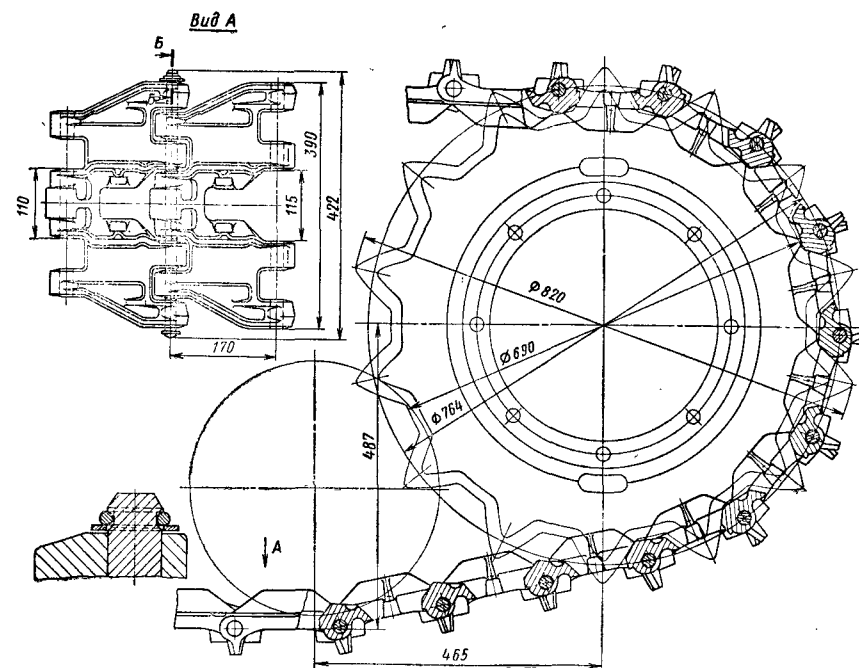


Рис. 15.8. Гусеничная цепь из семипроушинных цельнолитых звеньев цевочного зацепления

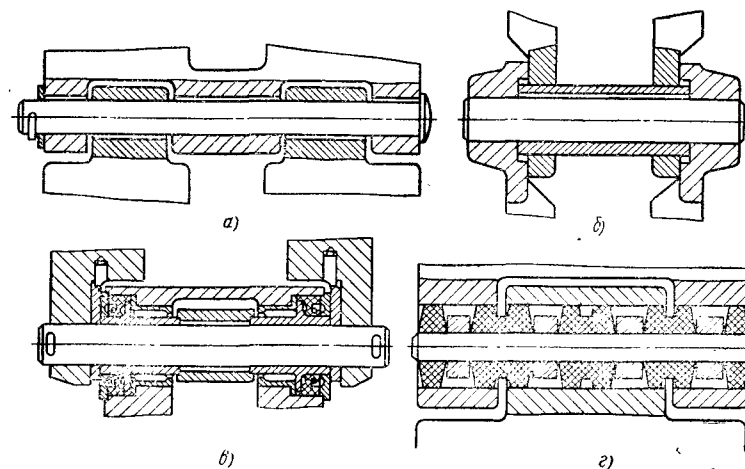


Рис. 15.9. Пальцевые шарниры: а — открытый пятипроушинный; б — закрытый; в — на игольчатых подшипниках; г — на резиновых втулках

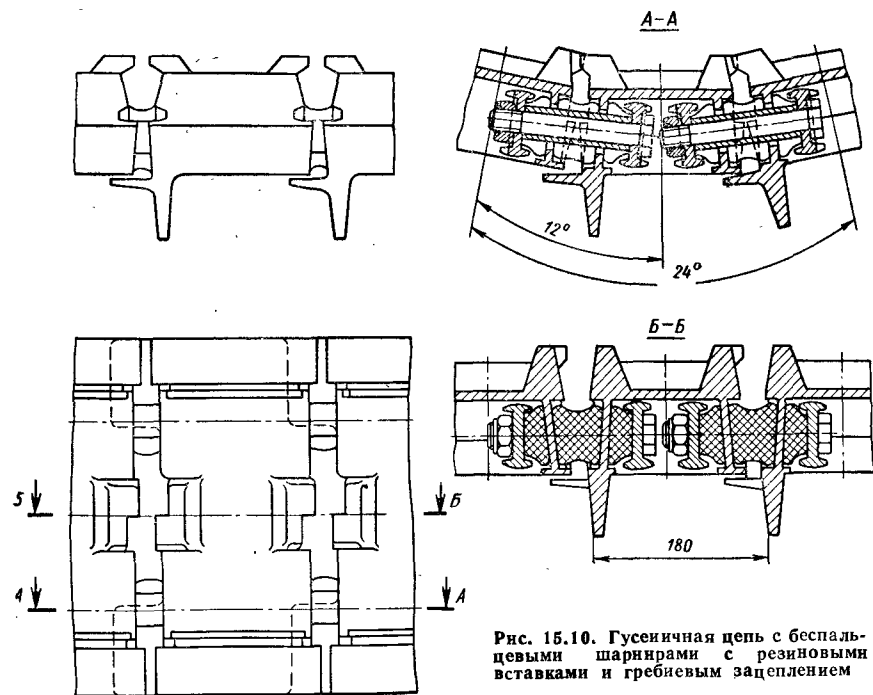


Рис. 15.10. Гусеничная цепь с беспальцевыми шарнирами с резиновыми вставками и гребневым зацеплением

Некоторые конструкции предусматривают замену трения в шарнире деформацией эластичной резиновой втулки (рис. 15.9, з). Втулки соединяют с пальцем вулканизацией, а по наружной поверхности защищают стальными обоймами, которые запрессовывают в проушины. Чтобы уменьшить скручивание втулки при укладке звеньев на колесо, звенья соединяют одно с другим под углом, равным половине угла перегиба цепи на ведущем колесе. Но и в этом случае для получения допустимых напряжений среза во втулке необходим достаточный объем резины, что увеличивает размеры проушин и утяжеляет звено. Затруднена сборка и разборка шарнира.

Для обеспечения достаточного объема резины предложены конструкции беспальцевых шарниров с резиновыми вставками (рис. 15.10). Цепи с такими шарнирами имеют высокую износостойкость при работе на песчаных почвах. Недостатками их является сложность и большая масса шарнира.

Цельнолитые звенья тракторов класса 3 тс выходят из строя из-за износа шарниров (70%), сквозного износа цевок (12%), износа беговых дорожек (10%) и разрушения (8%). Разрушение звеньев носит усталостный характер от циклически действующих нагрузок:

$$\text{растягивающей } P_{\max} = k_d (P_3 + T);$$

$$\text{изгибающей } Q_{\max} = k_d Z_{к.м.},$$

где k_d — коэффициент динамичности, принимают равным 2; $Z_{к.м.}$ — наибольшая нагрузка на каток; при жесткой подвеске $Z_{к.м.} = 0,5G$; при эластичной подвеске $Z_{к.м.} = 0,25G$.

Опасными являются сечения в месте соединения плиты с цевкой.

Износ шарниров зависит от соотношения твердостей трущихся пар и от удельной нагрузки. При одинаковой твердости втулки и пальца износ последнего будет

больше, а при мягкой втулке и твердом пальце суммарный износ шарнира будет меньше (табл. 15.5). Для звена из стали Г13Л НАТИ рекомендует применять пальцы из стали 65Г.

15.5. Износ (мм за 1000 ч работы) шарнира гусеницы для звена из стали Г13Л

| Материал пальца, сталь | Твердость HRC | Износ на почве | | | | | |
|------------------------|---------------|----------------|--------|-----------|-------------|--------|-----------|
| | | супесчаной | | | суглинистой | | |
| | | проушины | пальца | суммарный | проушины | пальца | суммарный |
| 35 | 28 | 4,7 | 7,3 | 12,0 | 1,8 | 2,1 | 3,9 |
| 55 | 53 | 3,6 | 8,1 | 11,7 | 1,4 | 2,2 | 3,6 |
| 65Г | 59 | 2,5 | 7,3 | 9,8 | 1,3 | 1,7 | 3,0 |
| У8 | 62 | 2,5 | 7,2 | 9,7 | 1,25 | 1,5 | 2,75 |

Неравномерность распределения удельной нагрузки по длине проушины вызывается изгибом пальца и деформацией проушин. Коэффициент неравномерности

$$\beta_n = \frac{q_{\max}}{q_{\text{ср}}} \leq 3,$$

где q_{\max} и $q_{\text{ср}}$ — максимальная и средняя нагрузки на единицу длины проушины, кгс/см.

Нагрузка для каждой (кроме крайних) проушины многопроушинного звена

$$P_i = A(ab_i) \frac{P}{\sum_{i=2}^{n-1} A(ab_i)}, \quad (15.5)$$

где $A(ab_i) = \frac{\sin ab_i + \text{sh } ab_i}{\cos ab_i + \text{ch } ab_i}$ — функция, зависящая от длины проушины

(рис. 15.11);

здесь a — коэффициент:

$$a = \frac{1}{1,16r \sqrt{0,396 \left(\frac{R+r}{R-r}\right)^3 + 1,39 \frac{r}{R-r} + 1\pi \frac{4,8E \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{r}\right)}{q_{\text{ср}}}}} \quad (15.6)$$

(где R — внешний радиус проушины; $2R = D$; r — радиус отверстия проушины; $2r = d$; E — модуль упругости материала проушины, кгс/см²; r_n — радиус пальца; $2r_n = d_n$; $q_{\text{ср}} = P/B_n$ — средняя удельная нагрузка на проушину; отношение суммарного усилия, растягивающего звено, к суммарной длине проушин одной стороны, кгс/см; b_i — длина i -й проушины звена, см; n — число проушин в шарнире.

Максимальная удельная нагрузка на единицу длины пальца

$$q_{\max} = \frac{aP}{\sum_{i=2}^{n-1} A(ab_i)}. \quad (15.7)$$

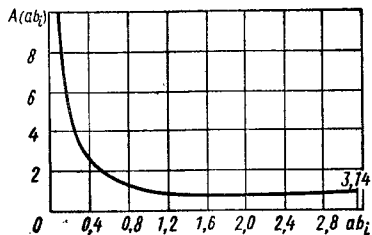


Рис. 15.11. График функции $A(ab_i)$

Нагрузка распределяется по длине i -й проушины согласно уравнению

$$q_i = \frac{aP_i}{\sin ab_i + \text{sh } ab_i} [\text{ch } ax \cos(ab_i - ax) + \cos ax \text{ch}(ab_i - ax)],$$

где x — расстояние от торца проушины. Приведенные формулы справедливы для соотношения $ab_i \leq \pi$. Для шарниров, в которых ab_i незначительно больше π , давление под торцами проушин при расчете по этому методу будет завышено.

Чтобы уменьшить погрешность расчета, следует все остальные проушины, длина которых $b < \frac{\pi}{a}$, заменить проушинами длиной $b = \pi/a$.

Две крайние проушины шарнира, в которых палец изгибается как консольная балка, заменяют одной условной проушиной длиной, равной сумме длин крайних проушин. Крайние проушины имеют одинаковую длину, следовательно, длина условной проушины равна удвоенной длине первой проушины: $b' = 2b_1$. Сила, передаваемая на крайнюю проушину, определяется как половина силы, действующей на условную проушину. Этот метод расчета дает увеличенное значение силы,

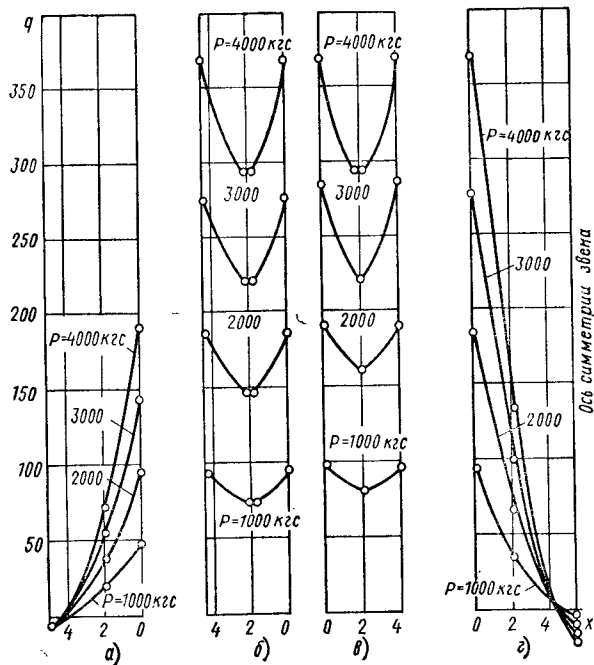


Рис. 15.12. Распределение удельных нагрузок по длине проушины: а — первой и седьмой; б — второй и шестой; в — третьей и пятой; г — четвертой

передаваемой на крайние проушины, а следовательно, и некоторое уменьшение сил, действующих на средние проушины. Его целесообразно применять в том случае, когда длины крайних проушин малы по сравнению со всей длиной шарнира (порядка 10% от длины шарнира).

Пример. Рассчитать семипроушинную гусеницу трактора Т-74. Исходные данные: $l_{\Gamma} = 17$ см; $b_{\Gamma} = 39$ см; $P_{\text{max}} = k_{\Gamma}(P_{\text{K}} + T) = 2(4000 + 300) = 8600$ кгс.

При напряжении среза $[\tau] = 400$ кгс/см² и $n = 7$ диаметр пальца

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{P_{\text{max}}}{0,785(n-1)[\tau]}} = \sqrt{\frac{8600}{0,785(7-1)400}} = 2,15 \text{ см.}$$

Принимаем $d_{\text{п}} = 22 - 0,28$ мм; $d = 22 + 1$ мм; $D = 1,8d = 40$ мм.

Результаты расчета сил и нагрузок, действующих в проушинах при суммарной силе $P = 1000$ кгс, приведены в табл. 15.6, а графики распределения нагрузок по длине проушин для $P = 1000 + 4000$ кгс на рис. 15.12.

15.6. Расчет проушины и пальца звена гусеницы

| Параметр | Формула для расчета | Проушина | | | |
|--|--|------------------|-----------------|----------------|-----------|
| | | первая и седьмая | вторая и шестая | третья и пятая | четвертая |
| Ширина b_i , см | $\sum b_i = b_{\text{зв}} - \delta(n-1)$ | 5,0 | 4,4 | 4,05 | 10,4 |
| Коэффициент ab_i | Формула (15.6) | 3,3 * | 1,45 | 1,335 | 3,43 |
| $A(ab_i)$ | Рис. 15.11 | 0,92 | 0,674 | 0,790 | 0,92 |
| Нагрузка, кгс/см: | | | | | |
| $q_{\text{ср}}$ | $P/B_{\text{п}}$ | 55,2 | 52,0 | 55,2 | 52 |
| q_{max} | Формула (15.7) | 95 | 92 | 95 | 92 |
| Сила P_i , кгс | \times (15.5) | 153 | 354 | 347 | 292 |
| Нагрузка $q_{\text{ср } i}$, кгс/см | P_i/b_i | 30,6 | 80,5 | 85,7 | 20,1 |
| Неравномерность $\beta_{\text{п}}$ | $q_{\text{max}}/q_{\text{ср } i}$ | 3,1 | 1,14 | 1,11 | 3,16 |
| Давление p_i , кгс/см ² | $q_{\text{ср } i}/d_{\text{п}}$ | 14 | 37 | 39,5 | 9,3 |
| F_{ab_i} | Рис. 15.13 | 0,016 | 0,082 | 0,09 | 0,016 |
| Момент $M_{\text{п}}$, кгс·см | Формула (15.8) | — | 186 | 169 | 167 |
| Напряжение $\sigma_{\text{п}}$, кгс/см ² | $10M_{\text{п}}/d_{\text{п}}^3$ | — | 182 | 165 | 163 |

* Расчет ведется для $b' = 2b_1 = 10$ см.

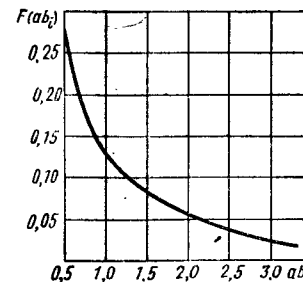
Палец гусеницы рассматривают как многопролетную разрезную балку, каждый участок которой нагружен распределенной нагрузкой q_i . Изгибающий момент

$$M_{\text{п}} = P_i ab_i^2 F(ab_i). \quad (15.8)$$

График функции $F(ab_i)$ приведен на рис. 15.13. Значения изгибающих моментов и напряжения изгиба на участках пальца приведены в табл. 15.6.

В табл. 15.7 приведены результаты расчета давлений в проушинах и напряжений изгиба в пальцах гусениц некоторых тракторов.

Рис. 15.13. График функции $F(ab_i)$



15.7. Нагрузки в шарнирах гусеницы некоторых тракторов

| Трактор | Число проушин n | Касательная сила тяги P_3 в кгс | Удельная нагрузка, кгс/см | | Давление P_{max} , кгс/см ² | Максимальное напряжение в пальце $\sigma_{\text{п}}$, кгс/см ² |
|---------|-------------------|-----------------------------------|---------------------------|-----------------|---|--|
| | | | q_{max} | $q_{\text{ср}}$ | | |
| ДТ-54 | 5 | 1770 | 277 | 80,3 | 127,5 | 463 |
| T-74 | 7 | 1770 | 168 | 152 | 77,2 | 315 |
| T-50B | 3 | 1150 | 375 | 187 | 170 | 540 |

15.4. НАПРАВЛЯЮЩЕЕ КОЛЕСО И НАТЯЖНОЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЕ

Натяжение гусеницы при заднем расположении ведущего колеса определяется по стреле провисания верхней ветви гусеничной цепи

$$h_{\text{п}} = (0,03 \div 0,06) l_{\text{п}},$$

где $l_{\text{п}}$ — пролет между опорами.

Увеличение натяжения гусеницы сверх нормального повышает потери на перекачивание трактора и вызывает чрезмерные напряжения в деталях ходовой системы, но одновременно улучшает сцепление, особенно при изношенном ведущем колесе. Уменьшение натяжения гусеницы приводит к нарушению сцепления, быстрому износу зубьев колеса.

Статическая сила натяжения гусеницы при данной стреле провисания $h_{\text{п}}$ или $h_{\text{пр}} = h_{\text{п}}/l_{\text{п}}$ может быть найдена графически построением многоугольника сил [16], а также аналитически по формуле

$$T_{\text{с}} = \frac{q_{\text{г}} l_{\text{п}}}{8h_{\text{п.о}}} = \frac{l_{\text{г}} z_{\text{г}}^2 g_{\text{г}}}{8h_{\text{п}}} = \frac{l_{\text{п}}^2 g_{\text{г}}}{8h_{\text{п}} l_{\text{г}}} \approx (2,5 \div 4,0) \frac{l_{\text{п}}}{l_{\text{г}}} g_{\text{г}},$$

где $q_{\text{г}}$ — вес единицы длины гусеницы; $q_{\text{г}} = g_{\text{г}}/l_{\text{г}}$ (здесь $g_{\text{г}}$ — вес звена гусеницы в сборе с пальцем, кгс); $z_{\text{г}}$ — число звеньев в пролете $l_{\text{п}}$.

Цепь с упругими шарнирами характеризуют [24] удельной продольной жесткостью $k_0 = \frac{T_{\text{с}}}{F_{\text{д}} \Delta_{\text{д}}} = (2,7 \div 26) \cdot 10^8$ кгс/см² и относительной угловой жесткостью

$\mu_0 = \frac{M_{\text{ш}}}{b_{\text{д}} \alpha} = 200 \div 400 \frac{\text{кгс} \cdot \text{см}}{\text{см} \cdot \text{рад}}$, где $F_{\text{д}}$ — деформируемая площадь шарнира; $\Delta_{\text{д}}$ — относительная деформация шага гусеницы; $M_{\text{ш}}$ — момент скручивания шарнира при угле закручивания α ; $b_{\text{д}}$ — деформируемая длина шарнира. Стрела провисания упругой ветви

$$h_{\text{п}} = \frac{q_{\text{г}} l_{\text{п}}^2}{8T_{\text{с}}} \left(1 - \frac{k_{\text{г}}}{l_{\text{п}}} \sqrt{\frac{\mu_0 l_{\text{г}} b_{\text{д}}}{T_{\text{с}}}} \right),$$

где $k_{\text{г}}$ — коэффициент закрутки, принимаемый равным четырем, если нет установочного угла между звеньями, и шести при наличии установочного угла (предварительной закрутки).

При движении добавляется натяжение от центробежной силы

$$T_{\text{ц}} = \frac{q_{\text{г}} v_0^2}{g} = \frac{g_{\text{г}} v_0^2}{g l_{\text{г}}},$$

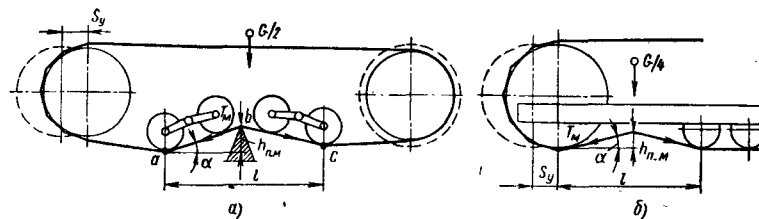


Рис. 15.14. Схема определения натяжения гусеницы при переезде препятствия для подвески: а — эластичной; б — жесткой

где v_0 — окружная скорость шарниров, равная теоретической скорости трактора; g — ускорение свободного падения.

Для регулирования натяжения, а также снятия и надевания гусеницы направляющее колесо делают подвижным. Ход регулирования колеса должен быть равен $S_{\text{р}} \geq 0,5l_{\text{г}}$ с тем, чтобы при большом удлинении гусеницы можно было удалить из цепи одно звено и вновь отрегулировать требуемое натяжение. В механизм натяжения гусеницы включают амортизатор, позволяющий направляющему колесу при появлении чрезмерного натяжения гусеницы совершать упругий ход, увеличивающий провисание гусеничной цепи. Упругий ход $S_{\text{у}}$ определяют из следующих соображений.

1. Из условия получения большой стрелы прогиба $h_{\text{п.м}}$ гусеничной цепи у препятствия (рис. 15.14), снижающей максимальную силу натяжения гусеницы $T_{\text{м}}$,

$$S_{\text{у1}} = l \frac{1 - \cos \alpha}{2 \cos \alpha},$$

где l — длина стягивающей ветви гусеницы (расстояние между осями крайних опорных катков для эластичной подвески и между осями направляющего колеса и переднего опорного катка для жесткой подвески).

Угол α определяют из уравнения:

$$\text{для эластичной подвески } \sin \alpha = \frac{G}{4T_{\text{м}}};$$

$$\text{для жесткой подвески } \sin \alpha = \frac{G}{8T_{\text{м}}}.$$

Максимальное допустимое натяжение гусеницы

$$T_{\text{м}} = AG,$$

где A — коэффициент, находящийся в пределах $(1,5 \div 2) G$.

Наибольшая стрела прогиба $h_{\text{п.м}} = l \sin \alpha$.

2. Из условия получения изменения обвода цепи, достаточного для выхода цепи из сцепления с зубьями ведущего колеса и прекращения передачи окружного усилия (рис. 15.15) или для соскакивания цепи с направляющего колеса при забивании гусеницы грязью, снегом и попадании посторонних предметов (камней, веток и т. п.):

$$S_{\text{у2}} = \frac{\pi}{2} h_{\text{с}},$$

где $h_{\text{с}}$ — высота зуба ведущего колеса, направляющего гребня звена гусеницы, реборды направляющего колеса (при расчете берется большая из перечисленных величин).

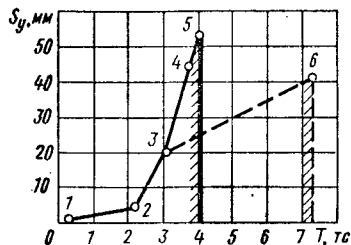


Рис. 15.15. Растягивающие усилия в гусеничной цепи трактора Интернешнл ВТД-6:

1 — при нормальном движении и рекомендованной стреле провеса верхней ветви; 2 — при полной компенсации изменения обода, после соскакивания с гусеницы всех опорных катков; 3 — то же, после соскакивания гусеницы с направляющих колес; 4 — то же, при нарушении зацепления гусеницы со звездочкой; 5 — то же, после забивания гусеницы землей; 6 — при отсутствии полной компенсации изменения обода, после забивания гусеницы землей

Предварительное натяжение пружины амортизатора $P_{н1}$ устанавливают из условия, чтобы он не срабатывал от приложенного к гусенице тормозного усилия при торможении на уклоне, при повороте и экстренной остановке, а также от действия касательной силы P_k на ведущем колесе при заднем ходе трактора. Значение натяжения, приведенное к оси направляющего колеса,

$$P_{н1} \approx 2T_{н1} = \varphi_c G = G \sin \alpha = K_1 G,$$

где φ_c — коэффициент сцепления с почвой при торможении; α — уклон, на котором должен стоять заторможенный трактор: $\alpha \geq 35^\circ$.

При увеличении $P_{н1}$ увеличиваются напряжения в деталях ходовой системы, в первую очередь направляющего и ведущего колес. Малое значение $P_{н1}$ приводит при торможении и движении задним ходом с большой силой P_k к образованию «мешков» — скопления звеньев между ведущим колесом и задним опорным катком и может вызвать спадание гусеницы.

Максимальное усилие амортизатора в конце хода сжатия, приведенное к оси направляющего колеса:

$$P_{н2} = P_{н1} + c_n S_y \leq 2T_m,$$

где c_n — жесткость амортизатора, приведенная к оси колеса.

Полный ход направляющего колеса, который должен быть предусмотрен в натяжном приспособлении,

$$S_n = S_p + S_y = 0,5l_r + \frac{\pi}{2} h_c.$$

Характеристика механизмов натяжения приведена в табл. 15.8.

15.8. Характеристика механизмов натяжения гусениц

| Параметр | Обозначение | Подвеска | | |
|---|--------------------------|-------------------|--------------------|-------------|
| | | эластичная | полужесткая | |
| | | Механизм | | |
| | | кривошипный | салазочный | кривошипный |
| Упругий ход колеса, мм | S_y | 74 (60—95) | 74 (50—100) | 95 |
| Относительное усилие на оси направляющего колеса: в начале деформации амортизатора . . . | $K_1 = \frac{P_{н1}}{G}$ | 0,75 (0,5—1,1) | 0,91 (0,75—1,1) | 0,78 |

| Параметр | Обозначение | Подвеска | | |
|--|-------------------------------------|------------------------|-------------------|-------------|
| | | эластичная | полужесткая | |
| | | Механизм | | |
| | | кривошипный | салазочный | кривошипный |
| в конце деформации амортизатора . . . | $K_2 = \frac{P_{н2}}{G}$ | 1,45 (0,8—1,9) | 1,58 (1,4—2) | — |
| Передаточное отношение механизма | $m = \frac{R_{п1}}{R_{п2}}$ | 1,7/1 * | 1 | 1,35 |
| Степень компенсации изменения обода | $K_k = \frac{R_{п1}}{\pi h_{п1}}$ | 0,76 (0,6—0,95) | 1,1 (1—1,2) | 1,65 |
| Тип амортизатора | | Цилиндрические пружины | | |
| Относительное усилие сжатия: предварительного . . | $P_{п1}/G$ | 0,58 (0,3—0,84) | 0,9 (0,75—1,1) | 0,57 |
| полного | $P_{п2}/G$ | 1,2 (0,52—1,9) | 1,58 (1,4—2) | 1,43 |
| Деформация пружины, мм: предварительная . . . | $f_{п1}$ | 66 | 110 | 80 |
| рабочая | $f_{п2}$ | 80 (60—95) | 74 (50—100) | 90 |
| Приведенная жесткость амортизатора, кгс/см | $c_n = \frac{P_{н2} - P_{н1}}{S_y}$ | 530 (270—1000) | 590 (420—740) | 500 |

* В числителе даны значения для начала хода, в знаменателе — для конца хода.

Примечание. В скобках даны пределы средних значений.

Направляющие колеса по расположению могут быть поднятые, когда они при всех условиях не воспринимают вертикальной реакции; полуопущенные; низкоопущенные, когда они служат одновременно опорными катками. Поднятые направляющие колеса применяются при эластичных подвесках, причем высоту их расположения выбирают из условия исключения удара о почву. Полуопущенные направляющие колеса, имеющие угол нижней ветви гусеничной цепи $1-5^\circ$, применяют при жестких подвесках и при эластичных подвесках с передними ведущими колесами. Низкоопущенные направляющие колеса применяют на болоходных тракторах и при эластичной подвеске снабжают устройством для приспособления к рельефу почвы.

По конструкции различают направляющие колеса одноободьевые и двухободьевые. Колеса могут быть на подшипниках скольжения и на подшипниках качения. При эластичной подвеске, по условиям монтажа и обеспечения равного сопротивления изгибу, ось направляющего колеса делают ступенчатой и размещают на ней подшипники двух размеров (рис. 15.16).

Для определения размеров колеса (обода и спиц) рассчитывают на наибольшую силу $P_{н2}$, принимая запас прочности, равный 4—6. Для компенсации износа толщину обода колеса берут равной 15—18 мм. Подшипники колеса рассчитывают на долговечность при движении трактора на высшей передаче и нагрузке рабочей силой натяжения гусениц. Битие обода колеса не должно превышать 2 мм.

Натяжные приспособления для жесткой подвески по способу перемещения направляющего колеса разделяют на скользящие — салазочные и качающиеся — кривошипные.

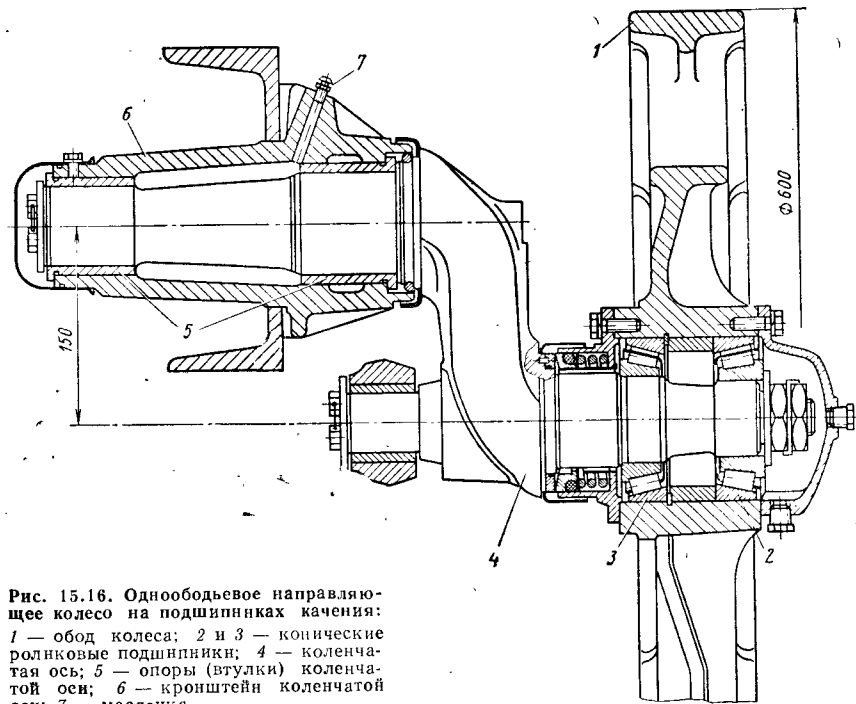


Рис. 15.16. Одноободьево направляющее колесо на подшипниках качения: 1 — обод колеса; 2 и 3 — конические роликовые подшипники; 4 — коленчатая ось; 5 — опоры (втулки) коленчатой оси; 6 — кронштейн коленчатой оси; 7 — масленка

Салазочные приспособления могут иметь плоские направляющие, изготовленные заодно с брусками рамы тележки гусениц (рис. 15.17, а), и стержневые направляющие (рис. 15.17, б). Для натяжения гусеницы салазки с направляющим колесом перемещают, вращая регулировочную гайку, накрученную на винт. Чтобы расположить механизм регулирования и амортизатора центрально, салазки делают П-образными. Пружине амортизатора сообщают предварительную нагрузку при помощи жесткого упора.

Кривошипные натяжные приспособления могут быть линейными (рис. 15.18, а) и с вынесенной осью колеса (рис. 15.18, б). В последнем случае амортизатор натяжного приспособления поглощает не только горизонтально, но и вертикально направленные толчки, возникающие при переезде через препятствия, и является дополнительным поддрессоривающим устройством.

Передаточное отношение к амортизатору для салазочных натяжных приспособлений $m = 1$. Для кривошипных приспособлений (рис. 15.18, а) $m = R_6/R_a$, а при вынесенной оси (рис. 15.18, б)

$$m = \frac{R_6 \cos \psi}{R_a \cos \theta}$$

Чтобы облегчить и упростить регулирование натяжения гусеницы, тяжелые тракторы иногда снабжают гидравлическим устройством для регулирования натяжения (рис. 15.19). При ослаблении натяжения гусеницы в цилиндр натяжного приспособления накачивают через масленку коагезионное масло при помощи масляного насоса.

Натяжные приспособления для эластичной подвески при поднятых направляющих колесках и заднем расположении ведущего колеса выполняют в виде

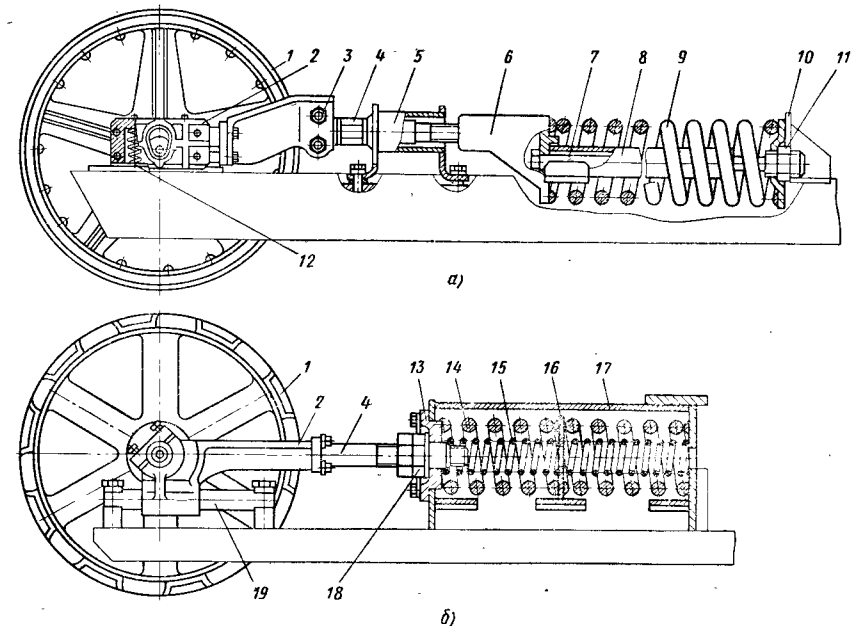


Рис. 15.17. Салазочное натяжное приспособление трактора:

а — Т-100; б — Т-50В; 1 — направляющее колесо; 2 — опора колеса; 3 — вилка; 4 — регулировочный винт; 5 — защитный кронштейн регулировочного винта; 6 — кронштейн-гайка регулировочного винта; 7 — болт пружины амортизатора; 8 — втулка-ограничитель сжатия пружины; 9 — пружина амортизатора; 10 — упорный кронштейн пружины; 11 — гайка болта пружины; 12 — пружина буфера опоры; 13 — упорная крышка пружины; 14 — большая пружина амортизатора; 15 — малая пружина; 16 — разделительная шайба; 17 — кожух пружины; 18 — регулировочная гайка; 19 — стержень ползуна

кривошипа, упирающегося через регулировочный винт и пружинный амортизатор в раму (рис. 15.20). Пружинный амортизатор замкнут на винт и при нормальной работе на гусеницу не давит. Для равномерной передачи усилия на амортизатор ставят качающееся промежуточное звено 3.

При опущенном направляющем колесе натяжное приспособление имеет кривошипно-балансирующую конструкцию. Коленчатая ось, несущая на одном конце направляющее колесо, другим концом вставлена в балансир, соединенный с рамой осью качания. Балансир поддрессорен листовой рессорой (трактор ДТ-55) или торсионом (трактор ДТ-75Б). Удлиненная база увеличивает момент сопротивления повороту на слабосвязанных почвах примерно на 20% и нагрузку ходовой части

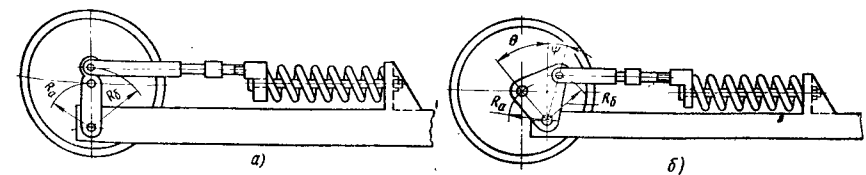


Рис. 15.18. Кривошипное натяжное приспособление: а — линейное; б — с вынесенной осью

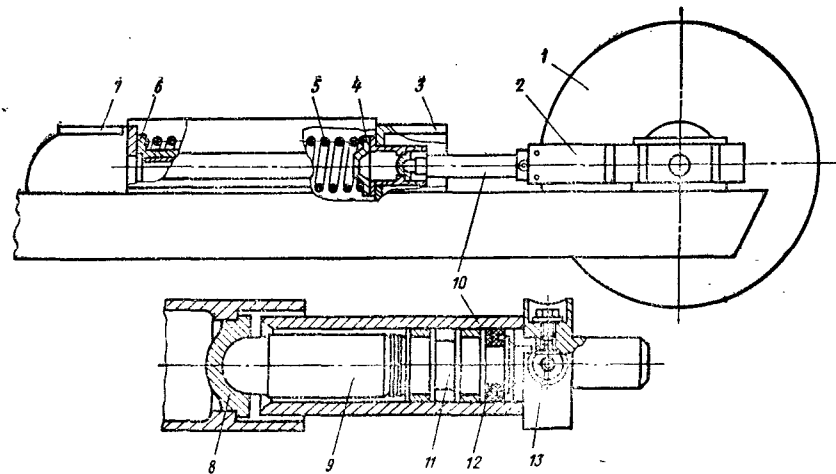


Рис. 15.19. Натяжное приспособление с гидравлическим устройством для регулирования натяжения гусеницы:

1 — направляющее колесо; 2 — салазки; 3 — направляющий кронштейн; 4 — скользящий упор; 5 — пружина амортизатора; 6 — упорная втулка; 7 — упорный кронштейн; 8 — вкладыш опоры; 9 — стержень; 10 — цилиндр; 11 — шток; 12 — уплотнение; 13 — масленка

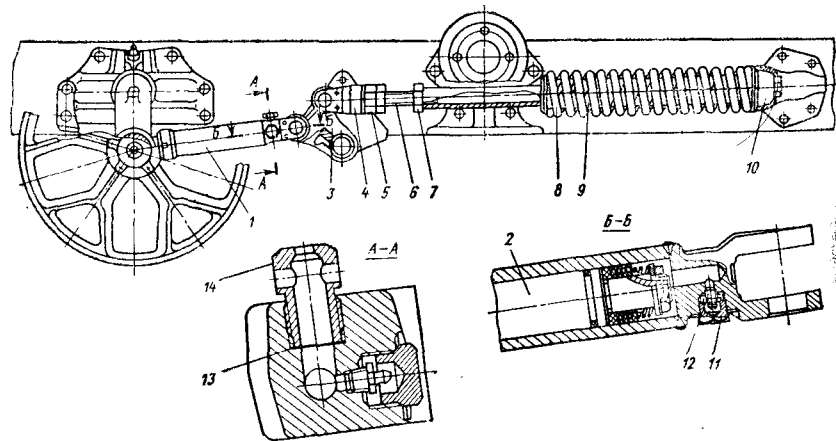


Рис. 15.20. Кривошипное натяжное приспособление трактора Т-150:

1 — гидроцилиндр натяжения гусеницы; 2 — шток; 3 — промежуточное звено; 4 — вилка; 5 и 7 — гайки; 6 — натяжной болт; 8 — большая пружина; 9 — малая пружина; 10 — шаровая опора; 11 — пробка; 12 — масленка; 13 — пластинчатый клапан, разрывающийся при чрезмерном давлении; 14 — корпус клапана

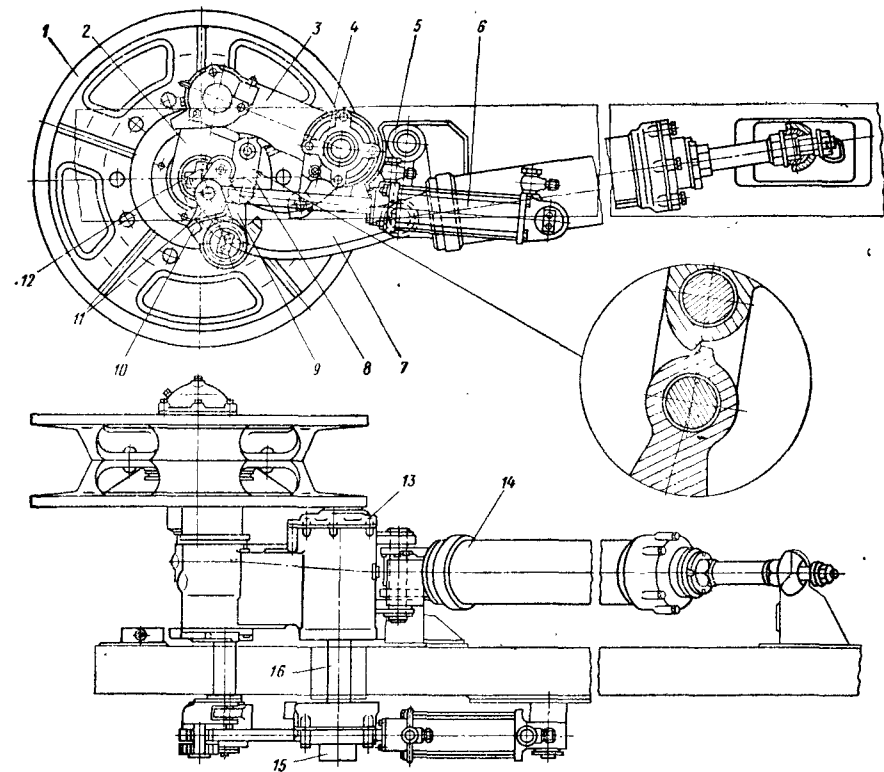


Рис. 15.21. Кривошипно-балансирное натяжное приспособление трактора ДТ-75Б:

1 — направляющее колесо; 2 — коленчатая ось; 3 — балансир; 4 — рычаг торсиона; 5 — маятник; 6 — гидроцилиндр подъема и опускания колеса; 7 — упор коленчатой оси; 8 — серьга подъема балансира; 9 — коленчатый вал; 10 — ведущий сектор коленчатого вала; 11 — ограничитель холостого хода гидроцилиндра; 12 — ролик закрутки торсиона; 13 — крышка балансира; 14 — пружинный амортизатор; 15 — крышка рычага; 16 — торсион

при движении по неровной плотной почве. Для устранения этого на тракторе ДТ-75Б применен механизм принудительного подъема и опускания колеса. Гидроцилиндр 6 (рис. 15.21) при выдвигении штока поворачивает коленчатый вал 9 и через серьгу 8 поднимает балансир 3 вверх. При втягивании штока балансир с направляющим колесом опускается вниз и ролик 12, нажимая на рычаг 4, закручивает торсион 16, подпрессоривая колесо. В поднятом и опущенном положениях коленчатая ось 2 через упор 7 нагружает пружинный амортизатор 14, закрытый кожухом.

Натяжное приспособление рассчитывают на силу натяжения цепи в начале упругого хода амортизатора, принимая ее равной $T_{н1} = 0,5\varphi_c G$ или $T_{н1} = 0,5G \sin \alpha$.

На ось направляющего колеса действует сила натяжения двух ветвей гусеницы

$$P = P_{н1} = 2T_{н1} \cos \frac{\gamma}{2},$$

где γ — угол между ветвями гусеницы,

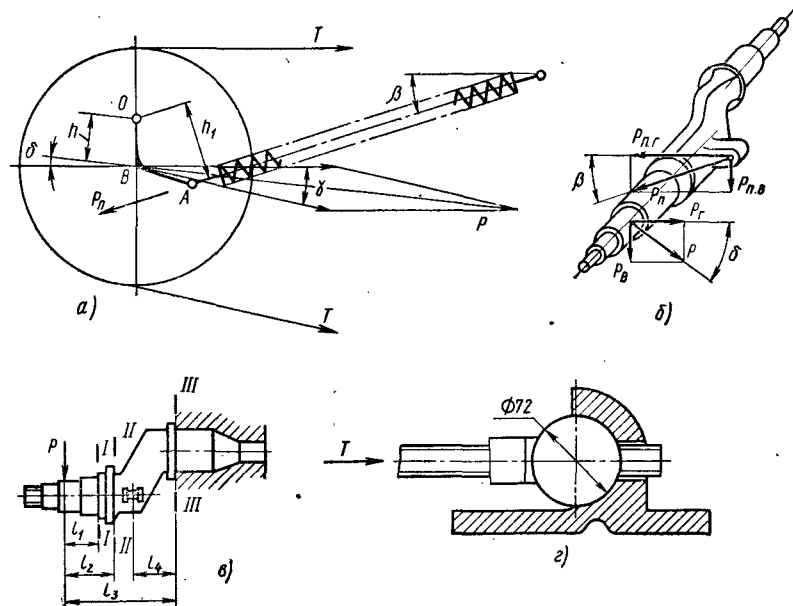


Рис. 15.22. Расчетные схемы кривошипного натяжного приспособления

Сила, действующая на пружину амортизатора,

$$P_{п} = Pm,$$

где $m = h/h_1$ — передаточное число, изменяющееся в зависимости от положения кривошипа (здесь h и h_1 — плечи сил P и $P_{п}$ относительно оси O вращения кривошипа (рис. 15.22, а)).

Силы P и $P_{п}$ лежат в разных плоскостях, поэтому при расчете на прочность их проектируют на вертикальную и горизонтальную плоскости (рис. 15.22, б). Соответствующие проекции равны:

$$P_{в} = P \sin \delta; \quad P_{г} = P \cos \delta;$$

$$P_{п.в} = P_{п} \sin \beta; \quad P_{п.г} = P_{п} \cos \beta,$$

где δ и β — углы между направлениями сил P и $P_{п}$ и горизонталью.

По найденным силам рассчитывают на прочность коленчатую ось, палец, вилку, натяжной болт и опорное яблоко натяжного приспособления. Пружины амортизатора рассчитывают на прочность от нагрузки $P_{п2}$ в конце полного упругого хода.

Пример. Рассчитать натяжное приспособление трактора Т-74. Исходные данные: $G = 5810$ кгс; $\alpha = 45^\circ$; $\beta = 10^\circ 50'$; $\gamma = 16^\circ$; $\delta = 8^\circ$; $h = 13,85$ см; $h_1 = 15$ см. Определяем силы:

$$T_{н1} = 0,5G \sin \alpha = 0,5 \cdot 5810 \sin 45^\circ = 2000 \text{ кгс};$$

$$P = 2T \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot 2000 \cos 8^\circ = 3960 \text{ кгс};$$

$$P_{п} = P \frac{h}{h_1} = 3960 \cdot \frac{13,85}{15} = 3650 \text{ кгс}.$$

Проекция сил:

$$P_{г} = 3960 \cos 8^\circ = 3920 \text{ кгс}; \quad P_{в} = 3960 \sin 8^\circ = 550 \text{ кгс};$$

$$P_{п.г} = 3650 \cos 10^\circ 51' = 3580 \text{ кгс}; \quad P_{п.в} = 3650 \sin 10^\circ 50' = 686 \text{ кгс}.$$

Рассчитываем на прочность детали.

Кривошип — коленчатую ось рассчитываем на прочность для трех сечений I, II, III (рис. 15.22, в): $l_1 = 7$; $l_2 = 13$ и $l_3 = 25$ см. Наибольшее результирующее напряжение в сечении III $\sigma_{п} = 1830$ кгс/см², запас по пределу текучести равен 4,74.

Натяжной болт рассчитываем на сжатие силой $P_{п}$ и изгиб от момента трения в шаровом шарнире (рис. 15.22, г). Болт имеет резьбу М30 с внутренним диаметром $d_{в} = 25,4$ мм. Напряжение сжатия

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{п}}{0,785d_{в}^2} = \frac{3650}{0,785 \cdot 25,4^2} = 720 \text{ кгс/см}^2.$$

Длина болта $l = 17,5$ см $< 25d_{в} = 63,5$, поэтому проверку на продольный изгиб не выполняем.

Момент трения в шаровом шарнире с радиусом шара $r = 3,6$ см при сухом трении с $\mu = 0,2$ будет равен

$$M_{тр} = \mu P_{п} r = 0,2 \cdot 3650 \cdot 3,6 = 2630 \text{ кгс}\cdot\text{см}.$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{M_{тр}}{0,1d_{в}^3} = \frac{2630}{0,1 \cdot 25,4^3} = 1635 \text{ кгс/см}^2.$$

Суммарное напряжение $\sigma_{\Sigma} = \sigma_{и} + \sigma_{сж} = 1635 + 720 = 2355$ кгс/см².

Пружины амортизатора — две, со следующими данными:

| Пружина | Малая | Большая |
|---|---------------------|---------------------|
| Диаметр, мм: | | |
| проволоки d | 14 | 26 |
| пружины (средней) $D_{ср}$ | 52 | 94 |
| Коэффициент кривизны витка k | 1,43 | 1,57 |
| Модуль сдвига G_c , кгс/см ² | 8 · 10 ⁵ | |
| Число витков: | | |
| полное $i_{п}$ | 25 | 15 |
| рабочих $i_{р}$ | 23 | 13 |
| Длина пружины, мм: | | |
| свободная L_0 | 486 | 500,5 |
| при испытании $L_{и}$ | 426 | 452 |
| Нагрузка при испытании $P_{и}$, кгс | 670 + 120 — 80 | 1920 + 345 — 280 |
| Жесткость $c = \frac{10^5 d^4}{D_{ср}^3 i_{р}}$, кгс/см | 118,5 | 422 |
| Максимальная деформация $f_{м} = L_0 - i_{п} d$, см | 13,6 | 11,05 |
| Максимальное усилие $P_{м} = c f_{м}$, кгс | 1 585 | 4660 |
| Максимальное напряжение $\tau = \frac{k G_c d f_{м}}{\pi D_{ср}^2 i_{р}}$, кгс/см ² | 11 200 | 9550 |
| Суммарное усилие предварительной затяжки $P_{п1} = P_{п.м} + P_{п.б}$, кгс | 3650 | |
| Рабочая деформация $f_{р} = \frac{P_{п}}{c}$ | 8,75 | 6,10 |
| Запас упругого хода $f_{у} = f_{м} - f_{р}$, см | 4,85 | 4,95 |

15.5. ОПОРНЫЕ КАТКИ

Опорные катки должны обеспечить перекачивание трактора по гусеничной цепи, не допуская соскакивания с цепи, оказывать малое сопротивление перекачиванию и иметь высокую долговечность при работе в грязи и воде. По конструкции

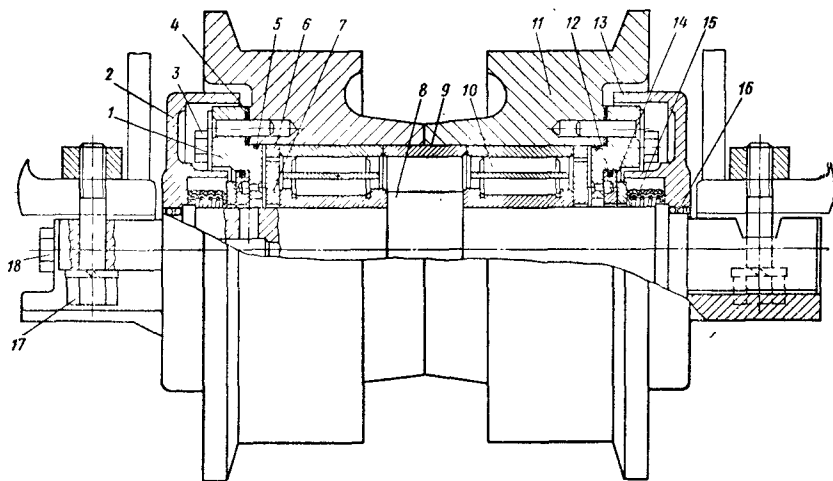


Рис. 15.23. Опорный каток трактора с жесткой подвеской:

1 — упорный фланец; 2 — наружная крышка; 3 — болт; 4 — регулировочная прокладка; 5, 12, 16 — резиновые уплотнительные кольца; 6 — дистанционное кольцо; 7 — упорная шайба; 8 — ось катка; 9 — дистанционная втулка; 10 — роликподшипник; 11 — каток; 13 — внутренняя крышка; 14 — уплотнительное кольцо; 15 — резинометаллический самоподжимной сальник; 17 — болт крепления катка к раме; 18 — пробка масляного канала

различают катки одинарные и двойные; с ободом металлическим, обремененными с резиновыми прокладками; на подшипниках скольжения и качения; с двухопорной и консольной неподвижной и вращающейся осями.

Двойной каток с металлическим, снабженным ребордой ободом на подшипниках качения с двухопорной осью, предназначенный для установки в жесткой подвеске при гусенице с приподнятой беговой дорожкой, показан на рис. 15.23. Ось 8 неподвижна и связывает боковые стороны рамы тележки, замыкая их. Попытки применить вращающиеся оси, позволяющие шире расставить подшипники, не дали удовлетворительных результатов, так как при них уменьшается жесткость тележки и возникающие деформации боковых стенок вызывают нарушение соосности подшипников и заклинивание оси.

В тележках П-образного сечения, особенно при установке перегородок для повышения жесткости, образуются карманы, в которых набивается земля, затормаживая вращение катков. Чтобы предотвратить забивание катков землей при движении по размоленной почве, их располагают на консольной оси (рис. 15.24). Раму 6 тележки выполняют в виде полой балки, в которую заливают масло, попадающее к подшипникам всех катков через каналы в осях 5, чем упрощается смазка.

В эластичных подвесках иногда применяют одинарные катки на консольной оси (рис. 15.25), запрессованной неподвижно в балансир. Одинарные катки меньше забиваются землей, требуют только одно уплотнение, что уменьшает возможность вытекания масла и попадания грязи, позволяют лучше самоустанавливаться гусенице на неровном поле, не имеют увеличенных напряжений в соединениях из-за неравенства диаметров спаренных ободьев. Недостатком их является наличие скручивающего момента в балансирах, вызывающего неравномерный износ втулок и подшипников.

Опорные катки современных тракторов вращаются на подшипниках качения. Для обеспечения долговечной работы подшипников особое внимание должно быть обращено на уплотнение и смазку. Наилучшим является торцовое уплотнение из

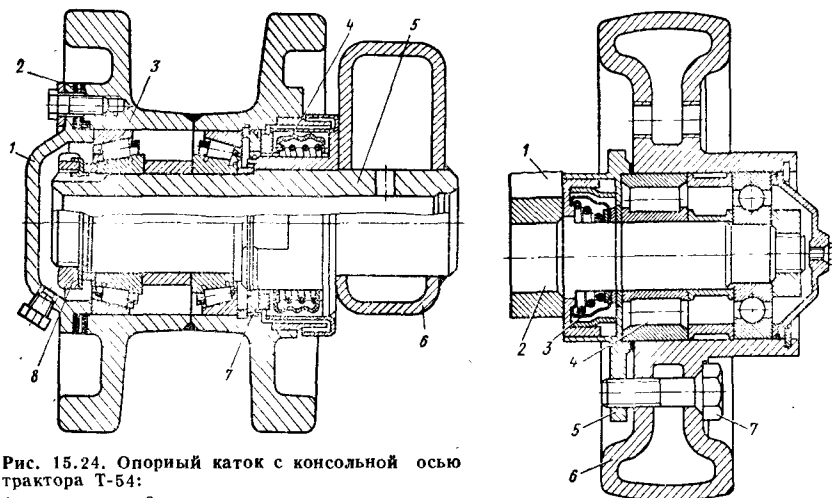


Рис. 15.24. Опорный каток с консольной осью трактора Т-54:

1 — крышка; 2 — регулировочные прокладки; 3 — конический роликподшипник; 4 — резиновый чехол уплотнения; 5 — ось катка; 6 — рама тележки; 7 — металлическое кольцо уплотнения; 8 — гайка оси катка

Рис. 15.25. Одинарный опорный каток трактора с эластичной подвеской:

1 — балансир; 2 — ось катка; 3 — торцовое самоподжимное уплотнение; 4 — роликподшипник; 5 — внутренняя крышка; 6 — каток; 7 — стяжной болт внутренней крышки

двух металлических притертых один к другому колец, закрепленных одно в крышке, а другое на лысках оси, прижимаемых пружиной, защищенной резиновым чехлом. Усилие пружины 30—35 кгс. На некоторых американских и японских тракторах применяют уплотнения «Диа-Коун», обеспечивающие по утверждению фирм работу до капитального ремонта без смены и дозправки масла. Уплотнение состоит из двух колец 3 (рис. 15.26), изготовленных из высоколегированной стали, с коническими торцовыми поверхностями. Поверхности прижимаются одна к другой с силой 30—60 кгс резиновыми О-образными кольцами, зажатыми между двумя коническими поверхностями.

Для смазки подшипников следует применять жидкое масло — автол. Применение жидкой смазки вместо солидола и металлических уплотнений вместо самоподжимных сальников увеличило долговечность подшипников опорных катков трактора ДТ-54 до 10 000—12 000 ч, вместо 800—1000 ч для трактора СТЗ-НАТИ. Система смазки должна предусматривать промывку подшипников, лучше всего струей нагнетаемого масла. Для этого канал в оси делают ступенчатым (рис. 15.27)

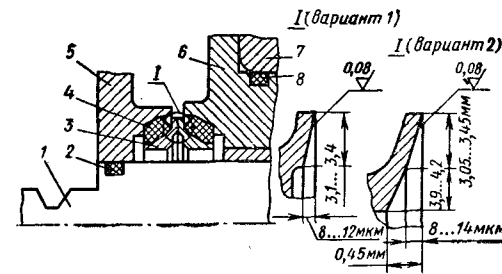


Рис. 15.26. Резинометаллическое уплотнение «Диа-Коун»:

1 — ось катка; 2 и 8 — уплотнительные резиновые кольца; 3 — металлическое кольцо с точной торцовой поверхностью; 4 — резиновое кольцо; 5 — крошечней оси; 6 — втулка катка; 7 — каток

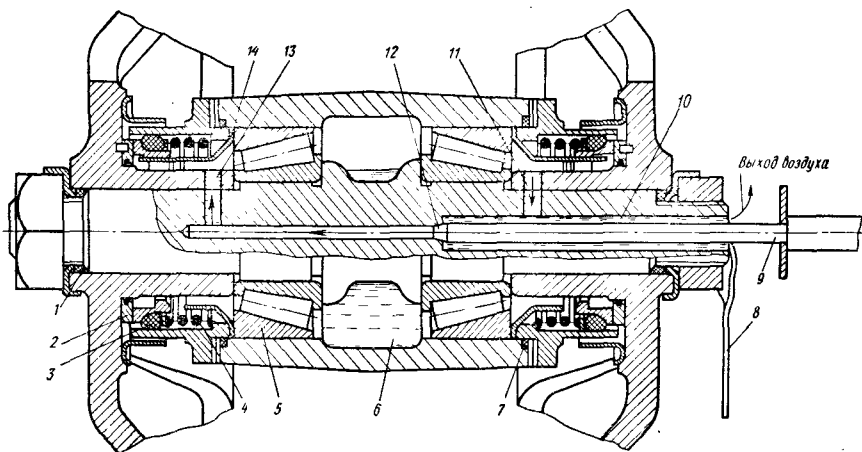


Рис. 15.27. Схема смазки подшипников катков:

1 — резиновое кольцо; 2 — металлическое кольцо уплотнения; 3 — резиновое кольцо уплотнения; 4 — пружина уплотнения; 5 — конический роликоподшипник; 6 — резервуар для масла; 7 — резиновое кольцо у металлических регулировочных прокладок; 8 — слив грязного масла; 9 — наконечник маслонагнетателя; 10 — кольцевая сливная щель; 11 — маслоотводящий канал; 12 — уступ в канале; 13 — маслоподводящий канал; 14 — стопорный стакан пружины

и масло подают через трубчатый наконечник, образующий с первой ступенью кольцевой проход, по которому выходит грязное масло.

Катки отливают из стали 40; 45 и 40СГР. Обод катка закалывают до твердости $HV\ 355-440$. При поверхностной закалке следует увеличивать твердость до $HV\ 388-477$. При снижении твердости до $HV\ 300-350$ износ обода увеличивается на 10—15%. Оси катков изготавливают из стали 45 с закалкой до твердости $HV\ 288-321$.

У быстроходных тракторов ободья катков снабжают резиновыми бандажами. Увеличенное (примерно в 1,5 раза) сопротивление перекачиванию по гусенице, разрушение резины при работе зимой, низкая эффективность при движении по полю исключили применение резиновых бандажей для сельскохозяйственных тракторов общего назначения.

Расчетом определяют размеры обода, оси и подшипников катка.

Ширина обода катка

$$b = \frac{G}{2u_k c_b \sqrt{D_{o.k.}}},$$

где u_k — число ободьев катков на одной стороне; c_b — условное давление: для сельскохозяйственных тракторов принимают $c_b = 15 \div 20$ кгс/см² (меньше при повышенной рабочей скорости), тихоходные промышленные тракторы (Т-100М, Т-180) имеют $c_b = 35 \div 45$ кгс/см²; $D_{o.k.}$ — диаметр опорного катка.

Толщину обода берут не менее 15 мм, чтобы иметь запас на износ. Разница диаметров двух ободьев на одной оси не должна превышать 1%.

Оси катков рассчитывают на изгиб от наибольшей силы, действующей на каток $Z_{k.m.}$, по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{k_d Z_{k.m} l_{из}}{\omega_{из}} = 1300 \div 1700 \text{ кгс/см}^2,$$

где k_d — коэффициент динамичности: $k_d = 2$; $l_{из}$ — плечо изгиба: для консольной оси — расстояние от середины наружного обода катка до места заделки оси; для двухсторонней вращающейся оси — 0,25 расстояния между серединами ободьев катков; $\omega_{из}$ — момент сопротивления изгибу, см³.

Меньшие значения $\sigma_{из}$ относятся к вращающимся осям, большие к неподвижным. Для некоторых тракторов (Т-54С) допускают для неподвижной консольной оси $\sigma_{из} = 3700$ кгс/см². Для консольной оси нужно проверить жесткость заделки ее. При наличии канавок для выхода шлифовального камня следует учесть соответствующий коэффициент концентрации напряжений.

15.6. ПОДДЕРЖИВАЮЩИЕ РОЛИКИ

Поддерживающие ролики применяют при длинной базе L_6 (расстояние между осями ведущего и направляющего колес) с целью уменьшить провисание гусеничной цепи, а также для поддержания сбегающей с ведущего колеса ветви гусеницы и вывода ее из зацепления при затягивании цепи в зацеплении. При установке одного поддерживающего ролика его располагают не посередине базы, а ближе к ведущему колесу.

Диаметр (см) поддерживающего ролика определяют из условия обеспечения его вращения силой трения опирающейся на ролик ветви гусеницы:

$$D_{п} = 2M_{т.у} \frac{l_r(2+z)}{g_r L_6 (\mu - f_{п})},$$

где $M_{т.у}$ — момент сопротивления проворачиванию уплотнения поддерживающего ролика: для самоподжимных сальников $M_{т.у} = 15 \div 20$ кгс·см, для уплотнения из притертых металлических колец $M_{т.у} = 25 \div 55$ кгс·см; z — число поддерживающих роликов на одной стороне; μ — коэффициент трения гусеницы по ободу ролика, равный 0,15—0,20; $f_{п}$ — коэффициент сопротивления вращения ролика, зависящий в основном от вязкости смазочного масла: для роликов на подшипниках качения при летних условиях эксплуатации $f_{п} = 0,01 \div 0,02$, зимних — 0,04—0,08.

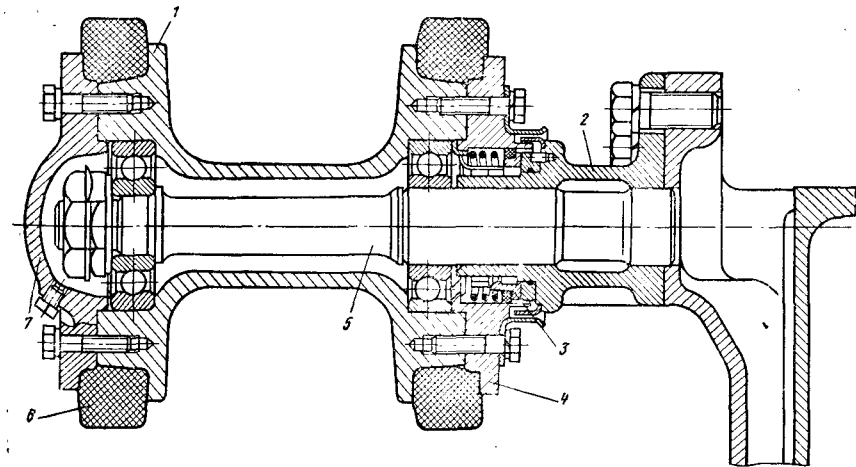


Рис. 15.28. Поддерживающий ролик:

1 — ступица ролика; 2 — кронштейн; 3 — резинометаллическое торцовое уплотнение; 4 — корпус уплотнения; 5 — ось; 6 — резиновый бандаж; 7 — крышка

При меньшем диаметре может происходить проскальзывание цепи по ободу ролика, сопровождаемое усиленным износом обода и натиранием «лысок» — плоскостей, способствующих прекращению вращения ролика.

С целью снижения шума и увеличения трения гусеничной цепи о ролик (для обеспечения вращения ролика в тяжелых условиях) ролики снабжают резиновыми бандажами-кольцами, зажимаемыми по торцам (рис. 15.28).

Ролики могут устанавливаться на кронштейне и на консольной оси. При установке на консольной оси уменьшается забивание грязью ходовой части и облегчается ее очистка, но требуется ось большого диаметра для исключения ее прогиба и поломки.

Расчет поддерживающих роликов на прочность проводят по утроенной силе давления гусеничной цепи, учитывая этим динамический характер нагрузки:

$$P = 3 \frac{g_r L \delta}{l_r (2 + z)}$$

При расчете оси ролика прибавляют 150 кгс дополнительной вертикальной нагрузки — тяжесть двух человек, которые могут встать на гусеницу одновременно при смене водителя. Силу считают приложенной к внешнему ободу.

По данным ОНИС НАТИ нагрузка на поддерживающий ролик трактора класса 3 тс составляет:

| Вид движения | Поворот с поднятым навесным плугом на стерне | Переезд через препятствие | |
|-------------------------|--|---------------------------|------|
| Скорость, км/ч | 10 | 11,5 | 14,5 |
| Нагрузка на ролик, кгс: | | | |
| передний | 180 | 255 | 380 |
| задний | 390 | 570 | 720 |

16.1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ

Ходовая часть колесного трактора состоит из ведущих и направляющих колес, а также элементов, соединяющих колеса с остом трактора.

Ходовые части отечественных колесных тракторов выполняются по трем основным схемам:

1) с двумя задними и двумя передними направляющими колесами (универсально-пропашные тракторы и тракторы общего назначения МТЗ-80, МТЗ-5ЛС, МТЗ-5МС, Т-40, ДТ-20, самоходное шасси Т-16М);

2) с двумя задними ведущими и одним направляющим колесом или с двумя сближенными колесами (пропашные тракторы Т-28ХЗ);

3) с четырьмя ведущими колесами, в зависимости от размеров колес различают тракторы с четырьмя одинаковыми колесами (Т-150, Т-150К, К-700) и с передними управляемыми ведущими колесами меньшего диаметра, чем задние (МТЗ-52, Т-40А).

Оси колес трактора соединяются с остом жестко или упругой подвеской. В отечественных тракторах задние ведущие колеса, как правило, жестко соединяются с полуосями конечных передач. Тракторы МТЗ-50, МТЗ-52, Т-40, Т-40А, Т-150К, К-700 имеют поддресоренные оси (мосты) передних колес.

Ходовая часть должна обеспечивать хорошее сцепление ведущих колес с почвой, незначительное сопротивление перекатыванию трактора, минимальное давление колес на почву, устойчивое прямолинейное движение трактора, легкость поворота, необходимую плавность хода.

16.2. ВЕДУЩИЕ И НАПРАВЛЯЮЩИЕ КОЛЕСА

Все колесные тракторы имеют колеса с шинами низкого давления, состоящими из камеры, снабженной вентилем, который позволяет накачивать воздух и наполнять шину водой, и покрышки с протектором, имеющим определенный рисунок.

Шины по назначению подразделяются на шины для ведущих, направляющих и несущих колес (ГОСТ 7463—69).

Шины ведущих колес и направляющих колес предназначены для тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. Помимо восприятия нагрузки шины ведущих колес должны обеспечивать передачу крутящего момента и создание тягового усилия, а шины направляющих колес — движение по колее, управляемость трактора и машины.

Шины несущих колес используются для тракторных прицепов, прицепных сельскохозяйственных машин-орудий и в дальнейшем не рассматриваются.

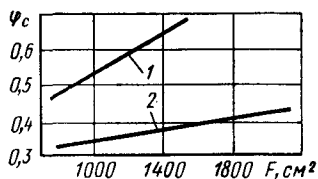


Рис. 16.1. Зависимость коэффициента сцепления ψ_c от условной площади контакта F шин при буксовании 20%:
1 — стерня; 2 — рыхлая почва

По конструкции каркаса различают шины с диагональным и меридиональным расположением нитей корда. Шины обозначают следующим образом: например, 330—965 (13,6/12—38) P, где 330 — условное обозначение ширины профиля на уширенном ободе; 965 — номинальный диаметр обода в миллиметрах; 13,6/12 — в числителе условное обозначение ширины профиля на уширенном ободе в дюймах, в знаменателе — условная ширина профиля на узком ободе в дюймах; P — условный знак шины с меридиональным расположением нитей корда в каркасе.

Все тракторные шины рассчитаны на работу со скоростями до 35 км/ч. В зависимости от отношения наружного диаметра D к ширине профиля b шины условно разделяют на узкие ($D/b = 6 \div 7$), средние ($D/b = 4,7 \div 6$) и широкие ($D/b = 4 \div 4,5$). Шины ведущих колес должны развивать тяговое усилие путем сцепления с почвой, для чего протектор снабжают рисунком «повышенная проходимость», представляющим собой диагонально расположенные почвозацепы. Шина должна вращаться в определенном направлении — по направлению вершины угла рисунка почвозацепов.

Сцепные свойства шин — коэффициенты сцепления с почвой — зависят от рода почвы, допустимой величины буксования и условной площади контакта шины с почвой (рис. 16.1).

Площадь (см^2) контакта (без учета жесткости покрышки шины)

$$F = \pi h \sqrt{bD} \approx \frac{G}{P_{\text{ш}}},$$

где h — радиальная деформация шины, см; G — радиальная нагрузка на шину, кгс; $P_{\text{ш}}$ — внутреннее давление воздуха в шине, кгс/см².

Для каждого размера шины имеется предельная радиальная деформация, которая обуславливается допустимым снижением давления $p_{\text{ш}}$ воздуха в шине. Для работы на мягких почвах устанавливают внутреннее давление 0,8—1,1 кгс/см², что соответствует нормальной несущей способности обработанных почв.

Радиальная деформация складывается из статической, вызываемой вертикальной нагрузкой G , и из динамической, вызываемой касательной силой тяги P_k :

$$h = \frac{G}{\pi p_{\text{ш}} \sqrt{bD}} + K_x P_k = G \left(\frac{1}{\pi p_{\text{ш}} \sqrt{bD}} + K_x \psi_c \right),$$

где K_x — коэффициент, зависящий от размеров и формы контактной площадки, упругих свойств шины, вертикальной и касательной сил, связанных коэффициентом использования сцепления ψ_c .

В результате радиальной деформации уменьшается радиус качения колеса и соответственно скорость движения трактора. Зависимость радиуса качения

$$r_k = \left(\frac{D}{2} \right) - h \text{ от вертикальной и касательной сил показана на рис. 16.2.}$$

Для предварительных расчетов радиус качения определяют по формуле

$$r_k = \frac{D}{2} - \xi b,$$

где ξ — коэффициент деформации: $\xi = 0,14 \div 0,2$.

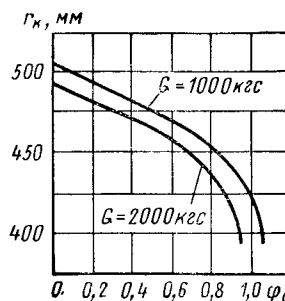


Рис. 16.2. Зависимость радиуса качения от коэффициента сцепления при разных нагрузках

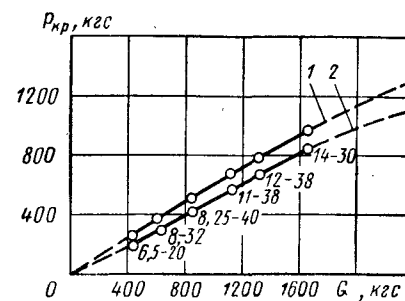


Рис. 16.3. Зависимость тягосцепных свойств пневматических колес от весовой нагрузки:

1 — стерня; 2 — почва, подготовленная под посев

С увеличением вертикальной нагрузки на ведущее колесо возрастает касательная сила тяги и одновременно, но более интенсивно, возрастает сила сопротивления перекатыванию P_f . Поэтому тяговое усилие $P_{кр} = P_k - P_f$ имеет максимальное значение при максимальном к. п. д. колеса

$$\eta_k = \frac{P_{кр}}{P_k} (1 - \delta),$$

где δ — буксование трактора.

Зависимость оптимальных тяговых усилий от нагрузки для разных колес при различном состоянии почвы представлена на рис. 16.3. Эти данные могут служить ориентирами при выборе размеров ведущих колес.

Шину выбирают по максимальной нагрузке G для указанного внутреннего давления. Для задних колес

$$G = \frac{G_3}{2} + \frac{G_{\text{ор}}}{2} + \frac{P_n h_T}{L},$$

где G_3 — статический вес, приходящийся на заднюю ось; $G_{\text{ор}}$ — догрузка задней оси от веса навесных орудий; P_n — номинальное тяговое усилие; h_T — высота расположения линии тяги над плоскостью качения колес; L — продольная база трактора.

Для улучшения тяговых качеств трактора желательно из подходящих шин выбрать ту, которая имеет больший наружный диаметр D . Для обеспечения лучшей плавности движения при транспортировании следует брать шину с большей шириной B . Ширина шины B ограничивается обычно вписываемостью трактора в междурядья.

Шины направляющих колес имеют на протекторе рисунок «направляющие ребра», который характеризуется кольцевыми направляющими ребрами, разделенными широкими канавками, служащими для обеспечения управляемости трактора. Основные данные шин приведены в ГОСТ 7463—69. При выборе шин направляющих колес следует учитывать, что рабочая нагрузка на них меньше статической за счет динамической разгрузки передней оси.

Для уменьшения сопротивления перекатыванию и обеспечения надежной управляемости шины направляющих колес должны работать при высоком внутреннем давлении (1,5—2,5 кгс/см²). Коэффициент сопротивления перекатыванию шины, перемещающейся по деформируемой поверхности, складывается из потерь на

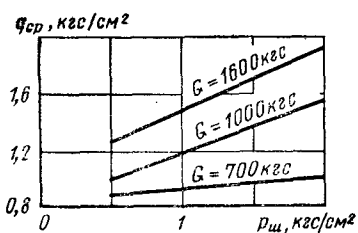


Рис. 16.4. Зависимость среднего давления $q_{ср}$ на почву от давления воздуха $p_{в}$ и нагрузки для шины

деформацию почвы и деформацию шины. Он может быть определен по формуле, предложенной А. Е. Омеляновым:

$$f_{п} = A_1 \sqrt[3]{\frac{p_{ш}}{\sigma D}} + A_2 \sqrt[3]{\frac{G}{p_{ш} D^2}}$$

где A_1 и A_2 — безразмерные коэффициенты, зависящие от конструкции шины: для шестислойных шин направляющих колес при $D/b = 4 \div 6$ $A_1 \approx 2 \div 4$ и $A_2 \approx 0,1$; σ — коэффициент объемного сжатия почвы, равный $2-3$ кгс/см³ для почвы, подготовленной под посев, и $8-12$ кгс/см³ для стерни.

Управляемость колеса определяется коэффициентом сопротивления уводу шины K_y . Сущность увода заключается в том, что при приложении к катящемуся колесу осевой силы P_6 колесо движется не в плоскости своей симметрии, а под некоторым углом к ней, называемым углом увода

$$\delta_y = \frac{P_6}{K_y}$$

Коэффициент сопротивления уводу повышается с увеличением давления воздуха в шине, радиальной нагрузки на колесо, окружного усилия, ширины обода и размеров шины. Для шин направляющих колес тракторов $K_y = 35 \div 50$ кгс/град. Предельная боковая сила ограничивается поперечным сцеплением колеса с почвой и на плотной почве равна

$$P_{6, пред.} = 0,425 q_{ср} G.$$

Влияние увода шины при повороте проявляется в уменьшении угла отклонения колеса по сравнению с углом отклонения, задаваемым рулевым механизмом.

Давление шины на почву распределяется по площади контакта неравномерно. На рыхлой почве отношение максимального давления к среднему $q_{ср}$ равно $1,7-2$. Среднее давление

$$q_{ср} = A p_{ш}^z,$$

где A — коэффициент, характеризующий жесткость каркаса шины: для шин ведущих колес $A = 1,1 \div 1,3$, направляющих — $A = 1,05 \div 1,1$; z — показатель степени: $z = 0,5 \div 0,8$.

Зависимость среднего давления на почву от нагрузки и давления воздуха представлена на рис. 16.4.

Важным показателем шин является жесткость. Она изменяется при изменении внутреннего давления и ориентировочно равна

$$c = \frac{G}{h} \approx \pi r_{ш} \sqrt{b D}.$$

Действительная жесткость отличается от вычисленной, так как при расчете не учитывается влияние числа слоев каркаса. В результате этого расчетная жесткость оказывается несколько заниженной для малых давлений в шине и завышенной — для больших. Данные жесткости некоторых тракторных шин приведены в табл. 16.1.

Шины надевают на ободья, прокатанные из листовой стали. Обод должен быть окрашен по грунту; незакрашенные места не допускаются. Радиальные сечения профилей ободьев должны соответствовать ГОСТ 10410—74. Шина держится на ободу за счет трения бортов, расклиниваемых по конусным посадочным поверхностям внутренним давлением воздуха в шине.

16.1. Жесткость (кгс/см) некоторых тракторных шин

| Обозначение шины | Давление в шинах, кгс/см ² | | | |
|------------------|---------------------------------------|---------|---------|---------|
| | 0,8 | 1,0 | 1,5 | 2,0 |
| 115—406 | 80—100 | 90—110 | 120—140 | 130—160 |
| 150—406 | — | 100—120 | 130—160 | 150—180 |
| 180—406 | — | 110—130 | 140—170 | 160—200 |
| 270—711 | 150—160 | 180—200 | — | — |
| 240—813 | 130—140 | 150—170 | — | — |
| 300—965 | 200—220 | 240—260 | 320—340 | — |
| 330—965 | 180—200 | 220—230 | 300—310 | — |

Для лучшего сцепления с ободом на посадочных поверхностях ободьев ведущих колес допускается наносить накатку глубиной $0,5-1,0$ мм с шагом $1,0-2,2$ мм. Накатка должна начинаться на расстоянии $8,0-12,0$ мм от борта обода.

За рубежом часто устанавливают шины на широкий (следующий по размеру) обод. При этом шина в поперечном сечении имеет овальную форму, что увеличивает ширину профиля и площадь контакта с почвой, а соответственно грузоподъемность и жесткость. Преимуществом шины на широком ободу по сравнению с шиной на нормальном ободу является возможность работать с более тяжелыми навесными машинами-орудиями.

Долговечность тракторных шин ограничивается износом протектора. Шины типа Р имеют повышенную долговечность. При той же ширине они имеют несколько меньший наружный диаметр и «сплюснутое» поперечное сечение. Испытания показали, что износ протектора шины типа Р в 2 и более раза меньше износа серийных шин. При этом к. п. д. трактора увеличивается на $5-6\%$ при снижении удельного расхода топлива (на тяговую силу) до 10% за счет большей площади контакта и уменьшения буксования.

Соединение обода с диском сварное, клепаное или болтовое. В мощных тракторах К-700 и Т-150К для уменьшения габаритных размеров применяют бездисковые конструкции. Изменяемая ширина колеи ведущих колес на всех универсальных тракторах должна находиться в пределах $1000-1500$ мм для тракторов класса $0,6$ тс и $1200-1800$ мм для тракторов класса $0,9$ тс и выше.

Применяются следующие способы изменения ширины колеи.

1. Перемещение ступицы колеса по шпонке или шлицам удлиненной полуоси (рис. 16.5, а) (МТЗ-50, МТЗ-52, МТЗ-5МС, МТЗ-5ЛС). Преимущество — плавное изменение ширины колеи. Недостаток — выступающие концы полуоси увеличивают габаритную ширину трактора, ухудшая проходимость в междурядьях.

2. Поворот обода с нецентрально расположенными стойками относительно диска и диска относительно фланца полуоси (рис. 16.5, б) (Т-40, Т-40А, ДТ-20). Недостатком является необходимость снятия и установки колеса, вследствие чего этот способ применим только для легких тракторов.

3. Смещение обода относительно диска по винтовым поверхностям, образованным спиральными лопастями, приваренными к ободу (рис. 16.7, в), или развернутыми лопастями — секторами диска.

Колея может изменяться без затраты мускульной силы — за счет вращения двигателем при отпущенном креплении. Недостатком этого способа является малый диапазон регулирования, ограничиваемый шириной обода.

4. Выдвигание при движении трактора на замедленной передаче телескопически выполненных полуоси и рукава при помощи гидравлического цилиндра, присоединенного к специально выполненным проушинам на неподвижной части рукава. Обычно такая конструкция размещается в приводе бортовой передачи (Т28ХЗ).

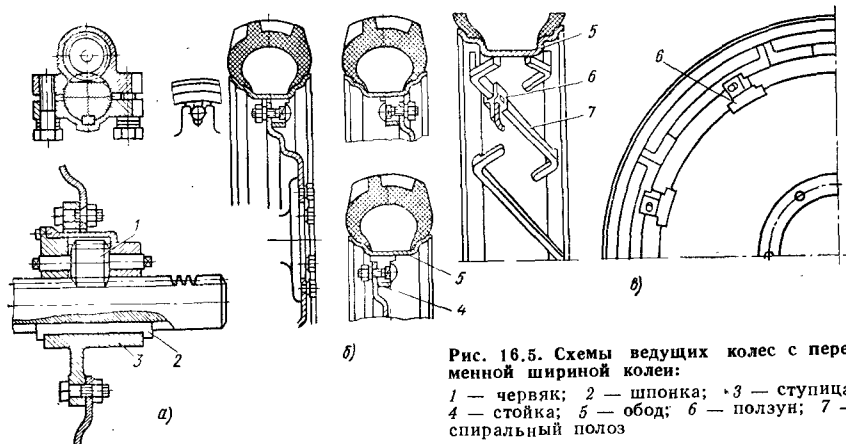


Рис. 16.5. Схемы ведущих колес с переменной шириной колеи:
1 — червяк; 2 — шпонка; 3 — ступица;
4 — стойка; 5 — обод; 6 — ползун; 7 — спиральный полоз

При механизированном раздвигании колес изменение ширины колеи неподвижного трактора требует приложения к колесу осевой силы

$$Q = \frac{F_c G_2}{2},$$

где G_2 — вес, приходящийся на ведущую ось.

Если колею изменять при движении, то осевая сила уменьшается до

$$Q' = \frac{f G_2}{2},$$

где f — коэффициент сопротивления перекатыванию; $f < F_c$.

При этом уменьшаются износ шин и опасность поломки деталей.

Направляющие колеса устанавливают на шпиль поворотной цапфы на конических роликоподшипниках, регулируемых корончатой гайкой, зажимающей стопорную шайбу (рис. 16.6). Уплотнением служит самоподжимной сальник или прижатые стальные кольца, прижимаемые пружиной, защищенной резиновым чехлом или диафрагмой. В обоих случаях подшипники рекомендуется смазывать жидким маслом (автолом, нигролом $\frac{1}{3}$ объема ступицы), а не консистентной смазкой, что уменьшает износ и потери на перекатывание в холодное время года.

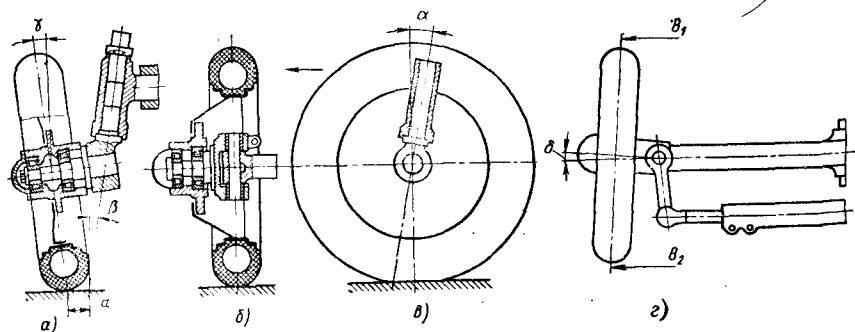


Рис. 16.6. Установка направляющих колес:
а — с развалом колес и наклоном оси; б — без развала; в — с наклоном оси поворотного кулака назад; г — со сходимостью

лом или диафрагмой. В обоих случаях подшипники рекомендуется смазывать жидким маслом (автолом, нигролом $\frac{1}{3}$ объема ступицы), а не консистентной смазкой, что уменьшает износ и потери на перекатывание в холодное время года.

16.3. ПЕРЕДНИЕ ОСИ

Передняя ось трактора обеспечивает передачу толкающего усилия от остова к передним колесам. Если при этом к колесам подводится крутящий момент, то такую ось называют передним мостом.

Отечественные колесные тракторы средней и малой мощности (классов 0,6 тс, 0,9 тс, 1,4 тс) имеют передние оси с балками, состоящими из телескопически сопряженных труб, позволяющих изменять ширину колеи, и Г-образные поворотные цапфы, обеспечивающие повышенный дорожный просвет над передней осью (МТЗ-50, МТЗ-5МС, МТЗЛС), а в отдельных конструкциях предусматривается возможность изменения дорожного просвета (МТЗ-50, Т-40).

На передней оси устанавливаются направляющие колеса. При этом должно обеспечиваться устойчивое прямолинейное движение и легкость поворота трактора, качение колес с минимальной затратой мощности, минимальным износом шин и отсутствием колебаний.

Для этой цели направляющие колеса и поворотные цапфы передней оси трактора устанавливают под определенными углами в продольной, поперечной и горизонтальной плоскостях (см. рис. 16.6).

Боковой наклон (развал) колеса к полотну дороги под углом γ (см. рис. 16.6, а) делают для того, чтобы компенсировать износ в шарнирах и подшипниках, а также деформацию деталей, не допуская этим возникновения отрицательного развала; уменьшить плечо обката a и, следовательно, момент, необходимый для поворота колеса, тем самым облегчая поворот трактора. В современных тракторах $a = b/2 - (10 \div 30)$ мм, где b — ширина профиля шины.

Угол наклона колеса к полотну дороги γ обычно равен $1,5-4^\circ$. Наклон колеса вызывает неравномерную деформацию шин по ширине, в результате чего поверхность контакта с почвой имеет форму конуса, а не цилиндра. Колесо при этом стремится повернуться в сторону наклона, что вызывает проскальзывание и износ шин. Для устранения этого явления вводят сходимость колес (сходимость — расстояние B_1 между колесами спереди делают меньше расстояния B_2 сзади на 2—8 мм). Однако некоторое проскальзывание шин остается, причем тем большее, чем больше ширина шины. Поэтому для широких шин следует брать минимальный угол развала.

Боковой наклон шкворня поворотной цапфы под углом β (см. рис. 16.6, а) делают для того, чтобы получить стабилизирующий момент, возвращающий колесо в продольную плоскость при отклонении (за счет подъема передней части трактора при обкатывании колеса вокруг наклонного шкворня) и уменьшить плечо обкатки a , что улучшает устойчивость прямолинейного движения и уменьшает момент, необходимый для поворота колеса.

Наклон шкворня в продольной плоскости под углом α (см. рис. 16.6, в) необходим для получения стабилизирующего момента от боковых реакций почвы, улучшающего устойчивость прямолинейного движения. При этом несколько увеличивается сопротивление на рулевом колесе при повороте трактора.

Углы γ , β и α обеспечивают конструкцией передней оси и в условиях эксплуатации не регулируют. Регулируется лишь сходимость колес (угол δ) изменением длины поперечных рулевых тяг.

При движении трактора могут возникать колебания передних колес. Они нарушают управляемость, создавая угрозу безопасному движению на повышенных скоростях, увеличивают износ шарниров передней оси и рулевого управления, вызывают неустойчивость движения всего остова трактора, и, следовательно, извилистый ход навесных орудий (что особенно вредно при посеве и междурядной обработке). Колебания могут происходить вокруг вертикальных осей А—А

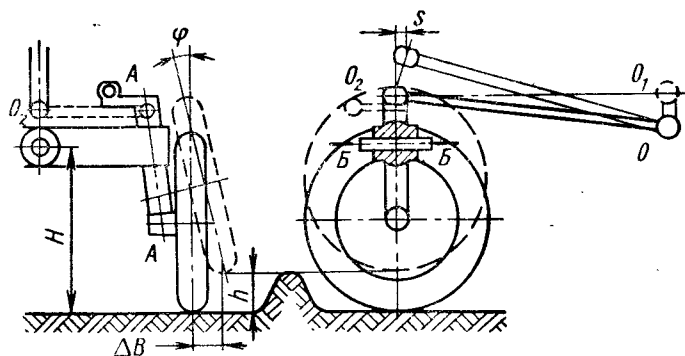


Рис. 16.7. Схема возникновения колебаний колес

шкворней (рис. 16.7) поворотных цапф и горизонтальной оси $Б—Б$ балансира моста.

Для поддресоренного переднего моста колебания возникают вокруг мгновенной горизонтальной оси вращения системы, соответствующей условной оси $Б—Б$. Интенсивность колебаний возрастает при увеличении зазоров в шарнирах переднего моста и рулевого управления.

Колебания вокруг шкворней поворотных цапф могут происходить как при движении по неровностям, так и при движении по ровному пути, например, по асфальту. Колебания при переезде через неровность высотой h , приводящей к наклону переднего моста в поперечной плоскости на угол φ , определяемый выражением $\sin \varphi = h/B$, могут вызываться:

- кинематическим несоответствием траектории переднего шарнира продольной (или ведущей) рулевой тяги и пальца рычага поворотной цапфы;
- возникновением гироскопического момента.

Кинематическое несоответствие может иметь место в результате перемещения переднего шарнира (при качении левой тяги в продольной плоскости) на величину s , что вызывает поворот колеса.

Гироскопический момент M_G ($\text{кгс} \cdot \text{м}$), возникающий при повороте колеса на угол φ , стремится повернуть колесо вокруг шкворня. Он равен

$$M_G = J_k \omega_k \dot{\omega}_0,$$

где J_k — полярный момент инерции колеса, $\text{кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; ω_k — угловая скорость колеса; $\dot{\omega}_k = 0,555 v/d_k$ $1/\text{с}$ (здесь v — скорость движения трактора, $\text{км}/\text{ч}$; d_k — диаметр колеса, м); ω_0 — угловая скорость перемещения горизонтальной оси колеса в вертикальной плоскости, проходящей перпендикулярно плоскости колеса: $\omega_0 \approx 1,75 \frac{hw}{B \sqrt{d_k h - h^2}}$ $1/\text{с}$ [здесь h — высота подъема колеса (высота препятствия), м ; B — ширина колеи передних колес, м].

Колебания под действием гироскопического момента возникнут только при наличии зазоров или упругих элементов в шарнирах. В противном случае гироскопический момент вызовет лишь дополнительную нагрузку шарниров и рулевых тяг.

При отклонении колеса изменяется расстояние от осевой плоскости трактора до точки контакта колеса с почвой на величину ΔB . Поскольку колесо, перекачиваясь через препятствие, удерживается от поперечного смещения силой трения, смещаться будет остов трактора, появится «вливание». Смещение при данной высоте h увеличивается с уменьшением колеи B и увеличением высоты H оси качения.

Колебания при движении по гладкому ровному пути вызываются неравным сопротивлением (перекачиванию) правого и левого колес, неравномерностью колеса (колес).

Если одно из колес встретит на пути дополнительное сопротивление, то появится поворачивающий момент

$$M_n = (P_{f2} - P_{f1}) a,$$

где P_{f2} и P_{f1} — силы сопротивления перекачиванию колес; a — плечо до шкворня поворотной цапфы (см. рис. 16.6).

Колебания могут возникнуть после прекращения действия дополнительного сопротивления под влиянием возвращающей силы или под воздействием водителя, исправляющим изменение направления движения.

Если колесо не уравновешено, то возникает неуравновешенная сила инерции

$$F_u = \frac{M_u}{g} \omega_k^2 \approx 3,2 \cdot 10^{-2} M_u \frac{v^2}{d_k^2},$$

где M_u — момент неуравновешенных сил.

Вертикальная составляющая неуравновешенной силы $Q_v = F_u \cdot \sin \alpha$ (α — угол между радиусом-вектором неуравновешенной силы и направлением движения) в сочетании с весовой нагрузкой колеса вызывает его вертикальные колебания — «подпрыгивание» в результате упругости шин. Период (T_v) вертикальных колебаний равен времени оборота колеса:

$$T_v = \frac{3,6\pi d_k}{v}.$$

Период собственных колебаний балансирной передней оси на пневматических шинах в вертикальной плоскости

$$T_c = 2\pi \sqrt{\frac{m}{c}} = 2\pi \sqrt{\frac{f}{g}},$$

где m — масса колеса; c — жесткость шины; $c = G_k/f$ (здесь G_k — вес колеса; f — прогиб шины под нагрузкой G_k); g — ускорение свободного падения.

Совпадение периода колебаний неуравновешенной силы с периодом собственных колебаний передней оси $T_v = T_c$ (резонанс) может привести к отрыву колеса от почвы.

Горизонтальная составляющая $Q_G = F_u \cos \alpha$ силы F_u вызывает поворачивающий момент $M_n = Q_G a$, приводящий к «влианию» колес с периодом, указанным выше.

При движении трактора на переднюю ось передаются вес передней части трактора G_n и толкающее усилие $f_1 (G_n + G_m)$, где G_m — вес передней оси, составляющий 8–10% конструктивного веса трактора. Кроме толкающего усилия возникает момент

$$M_m = f_1 (G_n + G_m) H.$$

Возможны два способа передачи усилий: вес и момент толкающего усилия передается осью качения, а толкающее усилие — торцами втулки передней оси и остова трактора (рис. 16.8);

вес передается осью качения, толкающее усилие и его момент — вилчатой распорной штангой с шаровой пятой или двумя распорными штангами (рис. 16.9).

При втором способе можно обеспечить ось качения; однако наличие распорной штанги делает всю конструкцию более громоздкой.

Расчет передней оси на прочность следует проводить для трех случаев нагружения.

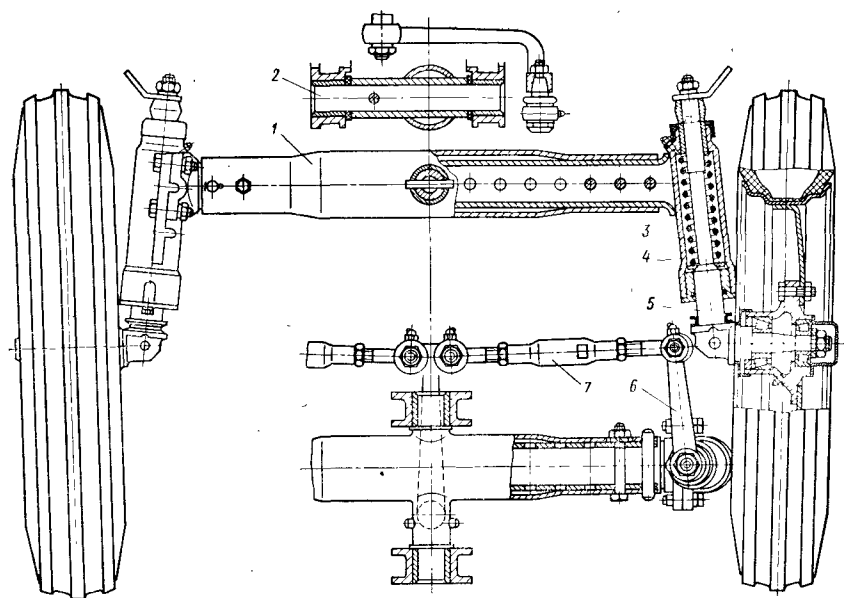


Рис. 16.8. Передняя ось трактора МТЗ-50:

1 — балансир; 2 — ось качания; 3 — пружина; 4 — поворотный кулак; 5 — поворотная цапфа; 6 — поворотный рычаг; 7 — рулевая тяга

1. *Занос трактора.* Поперечное усилие достигло максимального значения. Продольное усилие отсутствует. Коэффициент сцепления при боковом скольжении $\varphi_1 = 1,0$.

2. *Движение по неровностям.* Вертикальное усилие достигло максимального значения. Поперечные и продольные усилия отсутствуют. Коэффициент динамичности $k_d = 2 \div 2,5$.

3. *Передние колеса трактора встретили непреодолимое препятствие.* Продольное толкающее усилие достигло максимального значения, определяемого сцеплением ведущих колес с почвой. Поперечное усилие отсутствует.

Балансир (балку) передней оси без распорной штанги рассчитывают на прочность для указанных выше трех случаев нагружения.

В первом случае нагружения максимальный расчетный изгибающий момент определяют по одной из формул (для левого и правого колес):

$$M_{л} = Z_{1л} \frac{B}{2} - Y_{1л} K;$$

$$M_{п} = Z_{1п} \frac{B_1}{2} + Y_{1п} K.$$

а) входящие в эти формулы реакции — из следующих выражений:

$$Z_{1л} = \frac{G_1}{2} \left(1 + \frac{2K\varphi}{B} \right) - g_k; \quad Z_{1п} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2K\varphi}{B} \right) - g_k;$$

$$Y_{1л} = \frac{G_1\varphi}{2} \left(1 + \frac{2K\varphi}{B} \right); \quad Y_{1п} = \frac{G_1\varphi}{2} \left(1 - \frac{2K\varphi}{B} \right).$$

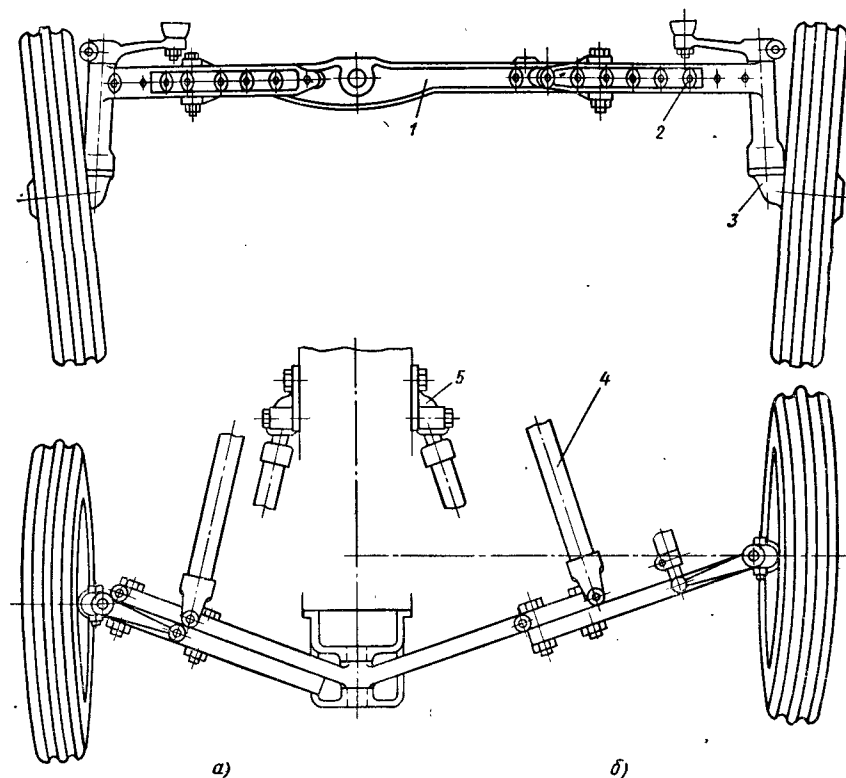


Рис. 16.9. Передняя ось с распорными штангами:

а — узкая колея; б — широкая колея; 1 — балансир; 2 — выдвижной кулак; 3 — поворотная цапфа; 4 — штанга; 5 — подпятник

Здесь G_1 — вес трактора, приходящийся на переднюю ось; g_k — вес одного колеса со ступицей.

Величины B , K обозначены на рис. 16.10. Расчет на прочность балки выполняют по максимальному изгибающему моменту. Напряжение изгиба должно находиться в пределах

$$\sigma_{и} = \frac{M_{\max}}{W} = \begin{cases} 350 \div 500 \text{ кгс/см}^2 & \text{для литых стальных балок;} \\ 800 \div 1200 \text{ кгс/см}^2 & \text{для кованных и сварных балок.} \end{cases}$$

Во втором случае нагружения расчет ведут только на вертикальные усилия. Максимальное значение изгибающего момента получается у оси качания:

$$M_{и} = k_d \frac{G_1 B}{4}.$$

В третьем случае нагружения балансир рассчитывают на изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях в сечении у оси качания и на скручивающий момент.

16.4. ПЕРЕДНИЕ МОСТЫ

Применение передних (ведущих) мостов является наиболее эффективным средством повышения тягово-сцепных качеств колесного трактора.

Современные тракторы в большинстве случаев выполняются с четырьмя ведущими колесами. Наряду со специальными конструкциями тракторов К-700, Т-150К, выполненными с четырьмя одинаковыми по размерам ведущими колесами, выпускаются тракторы МТЗ-52 и Т-40А, являющиеся модификациями базовых моделей МТЗ-50 и Т-40, имеющими механизм привода на колеса вместо передней оси. В этом случае передние колеса по своим размерам меньше задних и являются управляемыми.

Ведущие мосты с уменьшенными передними колесами могут быть выполнены с непосредственным приводом и с колесными редукторами — конечными передачами. При непосредственном приводе применяют соединительные муфты равных угловых скоростей типа применяемых в автомобилях повышенной проходимости. Недостатки непосредственного привода: малый дорожный просвет и повышенный износ муфт, связанный с длительной их работой под полной нагрузкой и трудностью защиты рабочих поверхностей от попадания пыли. Поэтому предпочитают устанавливать в ведущих мостах колесные редукторы.

Колесные редукторы имеют передаточное число, равное 4—6. Редуктор с парой цилиндрических шестерен (рис. 16.12) вписывается в габаритные размеры колеса (Т-40А).

Ведущая шестерня приводится во вращение от двойного универсального кардана. Картер редуктора имеет уши, соединяемые пальцами с вилкой поворотного кулака. Вилки можно выдвигать телескопически из балансира, что позволяет изменять ширину колеи в широких пределах. Полуоси при этом перемещаются в шлицевых втулках. Рукав вилки стопорят в требуемом положении штифтом и зажимными втулками (разрез Б—Б) с клиновидными лысками. В балансире помещены две (правая и левая) обгонные храповые муфты (разрез А—А), приводимые во вращение через пару конических шестерен от продольного карданного вала. Поворотные рычаги прикреплены к картерам колесных редукторов.

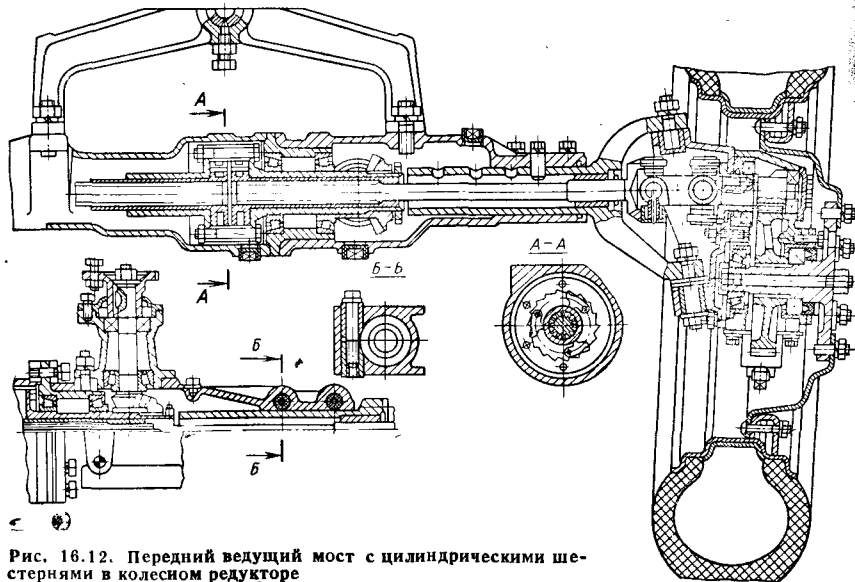


Рис. 16.12. Передний ведущий мост с цилиндрическими шестернями в колесном редукторе

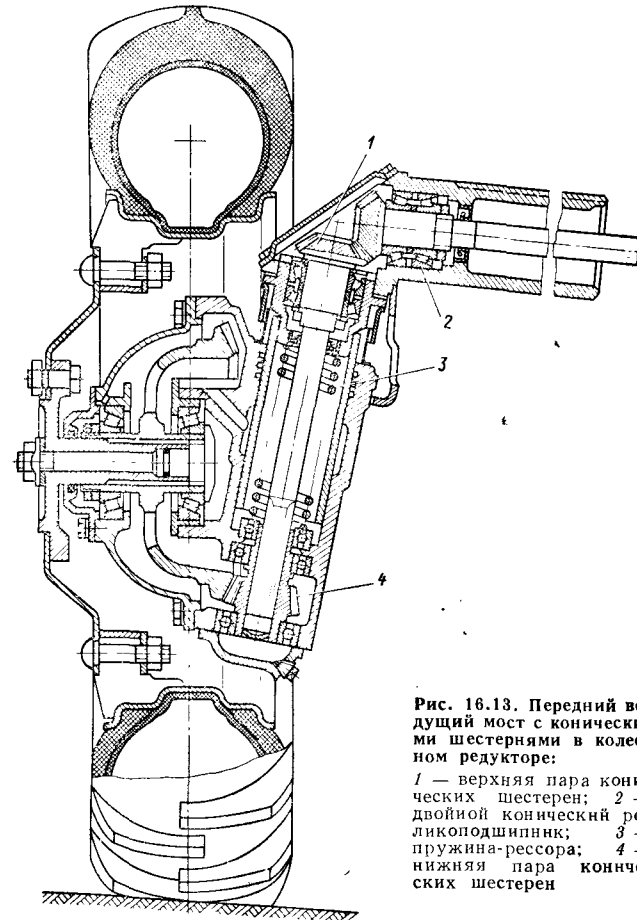


Рис. 16.13. Передний ведущий мост с коническими шестернями в колесном редукторе:
1 — верхняя пара конических шестерен; 2 — двойной конический роликоподшипник; 3 — пружина-рессора; 4 — нижняя пара конических шестерен

При колесном редукторе с двумя парами конических шестерен (рис. 16.13) конечные передачи приводятся при помощи валов. При повороте конические шестерни обкатываются одна относительно другой, обеспечивая вращение колеса с постоянной угловой скоростью. Удлиняя вертикальный вал-шкворень, можно получить любой заданный дорожный просвет под передним мостом (например, для самоходного шасси арочного типа). Можно также уменьшить вес неподдресоренной части, установив цилиндрическую рессору в корпусе поворотного кулака; однако при этом увеличивается износ шлицевого соединения, получающего осевое перемещение во время передачи крутящего момента.

Углы развала колес и поперечного наклона шкворня передних ведущих мостов с непосредственным приводом делают равными или близкими нулю для обеспечения нормальной работы соединительной муфты и равенства угловых скоростей. Для мостов с колесными редукторами углы развала колес и поперечного наклона шкворня выбирают такими же, как для ведомых мостов.

Поскольку при ведущих управляемых колесах в результате боковой эластичности шин и появления увода возникает большой стабилизирующий момент, угол

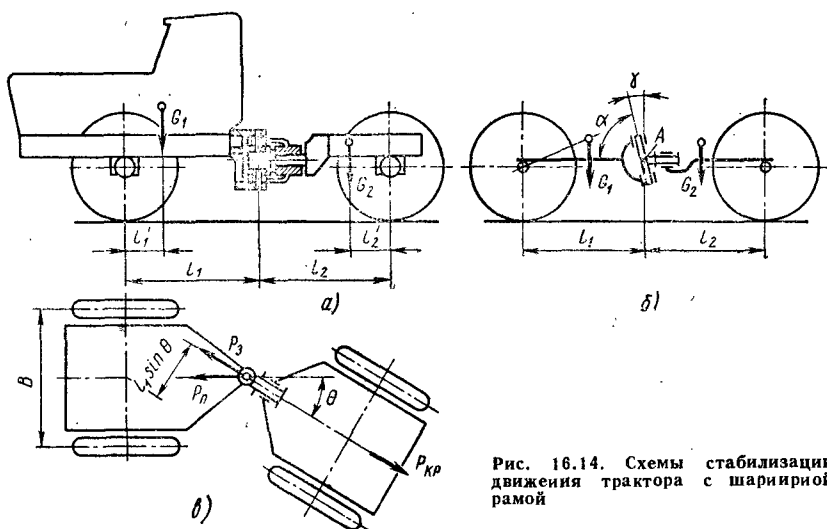


Рис. 16.14. Схемы стабилизации движения трактора с шарнирной рамой

продольного наклона шкворней должен быть равен нулю. Вследствие изменения колеи перестановкой обода на диске колеса (см. рис. 16.13) плечо обкатки изменяется от нуля (а иногда даже отрицательной величины) до $b/2$. Уменьшение плеча обкатки благодаря значительной боковой эластичности шин низкого давления не вызывает отрицательных явлений (увеличенного сопротивления повороту и повышенного износа шин). Увеличение же плеча обкатки ведущих колес приводит к резкому возрастанию нагрузки в рулевом механизме (поворотных рычагах, шарнирах и рулевых тягах) и деталях поворотного кулака и поэтому допустимо только в отдельных случаях.

Передние мосты также рассчитывают на три случая нагружения; при этом третьим случаем считают нагружение тяговым усилием, обеспечиваемым статическим весом G_1 при коэффициенте сцепления $\varphi_c = 1$.

Передний мост тракторов с шарнирной рамой. Остов таких тракторов состоит из двух полурам, передней и задней, образующих передний и задний мосты, соединенные универсальным шарниром с вертикальной и горизонтальной осями вращения (рис. 16.14, а).

Горизонтальная ось вращения позволяет перекашиваться одной ведущей оси относительно другой на угол $15-20^\circ$, а вертикальная — совершать поворот за счет отклонения одной полурамы относительно другой на угол $30-35^\circ$. Ведущие колеса, имеющие межколесные дифференциалы, устанавливают без развала. Ведущие оси либо жестко соединяют с полурамой, либо переднюю ось поддрессоривают.

При вертикальной оси шарнира поворота и переднем ведущем «тянущем» мосте (задний мост отстает) отклонение заднего моста на угол θ (рис. 16.14, б) вызывает появление стабилизирующего момента

$$M_{ст} = -Rl_1 \sin \theta,$$

где R — реакция заднего моста; $R = fG_2 + P_{кр}$ (здесь f — коэффициент сопротивления перекачиванию; G_2 — вес трактора, приходящийся на задний мост).

Стабилизирующий момент повышает устойчивость движения трактора. Если передний мост отстает, а задний является толкающим с силой P_3 , то при случайном изгибе рамы возникает прогрессивно увеличивающийся поворачивающий момент

$$M_{пов} = P_3 l_1 \sin \theta.$$

Поворачивающий момент нарушает прямолинейное движение, и для сохранения направления движения требуется воздействие водителя на рулевое управление. При этом легко возникают колебания в виде «влияния» колес, поскольку водитель практически не может уловить момент расположения осей симметрии переднего и заднего мостов на одной прямой. Поэтому для получения устойчивого движения желательны задний мост делать выключаемым на время работы с малой нагрузкой и для работы на транспорте.

Когда работают оба моста в шарнире, в результате периодического нарушения кинематического соответствия колес действует то тянущая, то толкающая силы, вследствие чего происходит «влияние» колес. Чтобы обеспечить устойчивое прямолинейное движение, применяют следующие методы стабилизации.

Жесткая блокировка шарнира и рулевого механизма. Классическим решением является применение фиксатора, замыкающего без зазоров передний и задний мосты, когда их оси симметрии совмещаются в одну прямую. Вследствие того, что выполнение такой конструкции сложно, обычно делают гидравлический затвор в цилиндре усилителя рулевого управления. При этом игра в шарнире полностью не устраняется и не устраняются затруднения в определении водителем истинного нейтрального положения руля.

Увеличение скорости передних колес по сравнению с задними, чтобы передний мост всегда был тянущим. Увеличение скорости вращения передних колес благоприятно сказывается и на тяговых показателях, поскольку передние колеса прокладывают колею для задних и поэтому имеют несколько большее буксование, а уменьшение «влияния» улучшает тяговый к. п. д.

Наклон оси шарнира поворота. Наклон оси вызывает при повороте изменение высоты расположения центра A (см. рис. 16.14, б), шарнира и центров тяжести переднего и заднего мостов, в результате чего появляется стабилизирующий момент, величина которого для небольших углов поворота ($\theta < 15^\circ$)

$$M_{ст} = \frac{\left(1 + \frac{l_2}{l_1}\right) \operatorname{tg} \gamma \sin \theta}{\left(1 + \frac{l_2}{l_1} \cos \theta\right)^2} \left[G_1 l_1' \frac{l_2}{l_1} + G_2 l_2'\right].$$

Достаточный стабилизирующий момент может быть получен только при небольшой высоте центров тяжести мостов и значениях

$$\frac{l_1'}{l_1} \geq 0,25 \text{ и } \frac{l_2'}{l_2} \geq 0,25.$$

Когда центры тяжести мостов находятся вблизи осей колес, наклон оси шарнира нецелесообразен. Если центры тяжести мостов лежат вне колесной базы ($l_1' \text{ и } l_2' < 0$), то для получения положительного стабилизирующего момента необходимо, чтобы при повороте центр шарнира опускался. Для этого угол α должен быть более 90° : $\alpha = (90 + \gamma)$.

16.5 КОЛЕБАНИЯ ТРАКТОРА

В последние годы в связи с возросшими скоростями движения передние мосты (оси) колесных тракторов оборудуются цилиндрическими пружинами и полуэллиптическими рессорами (МТЗ-52, Т-40А, Т-150К, К-700), поскольку только упругость шин не позволяет обеспечить необходимую плавность хода, а на тракторе Т-150К для эффективного рассеивания энергии при колебаниях дополнительно к полуэллиптической рессоре переднего моста установлен телескопический гидравлический амортизатор автомобильного типа. Задние мосты отечественных тракторов обычно не поддрессоривают.

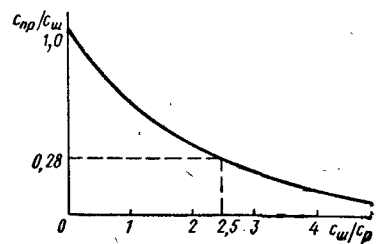


Рис. 16.15. Зависимость приведенной жесткости подвески от отношения $c_{ш}/c_{р}$

Некоторые зарубежные тракторы-тягачи (Форд-4D) имеют поддресорные передние и задние мосты. В качестве упругого элемента используется листовая рессора в сочетании с полыми резиновыми буферами. Резиновые элементы в подвеске тракторов часто встречаются в зарубежных машинах (фирмы Шлютер, Дейтц). Дальнейшее развитие подвесок идет по пути перехода на пневматическое, гидropневматическое и гидравлическое поддресоривание передних и задних колес трактора. Для улучшения плавности хода необходимо уменьшать неподдресоренные массы подвески трактора. Особенно заметно влияние неподдресоренных масс при движении по случайному микропрофилю пути. Коэффициент неподдресоренных масс (отношение m/M , где m — масса неподдресоренных частей; M — масса трактора, приведенная к опоре), считается достаточно малым, если для ведущих мостов он равен 0,1—0,2, для неведущих — 0,1—0,15. Эти рекомендации выполняются в известных конструкциях лишь для неведущих мостов тракторов. Существенное влияние на плавность хода оказывают горизонтальные силы сопротивления движению, а в связи с ними и высота центра масс над осями, которую необходимо уменьшать.

Основными параметрами рессоры, существенно влияющими на плавность хода машины, являются жесткость c_p , коэффициент динамичности $k_{д.р}$, характер изменения силы упругости (линейный, нелинейный, ступенчатый и т. п.) в зависимости от деформации рессоры.

Жесткость рессоры существенно влияет на приведенную жесткость подвески $c_{пр}$ (рис. 16.15). Введение рессоры во всех случаях при любой величине ее жесткости $c_p > c_{ш}$ ($c_{ш}$ — жесткость шины) приводит к снижению приведенной жесткости подвески по сравнению с жесткостью шины, а это благоприятно сказывается на плавности хода трактора. Существенное отличие приведенной жесткости от жесткости шины достигается при $c_{ш}/c_p > 2 \div 3$. При малых значениях $c_{ш}/c_p$ применение рессоры не дает существенного эффекта.

Для получения наиболее благоприятной по воздействию на водителя частоты колебаний $\nu = 1,2 \div 1,5$ Гц статическая деформация рессоры должна быть около 10 см, а шины — 4 см [4].

Без применения рессоры прогиб шины должен быть 13,5 см, что пока не реально. Среднеквадратичная деформация подвески [4] $\sqrt{D_{\epsilon_{п}}} = 19,4$ см.

Полная деформация (см) подвески [4]

$$f_{п.п} = f_{ст} + \sqrt{D_{\epsilon_{п}}} = 13,5 + 19,4 \approx 33,0.$$

Коэффициент динамичности

$$k_{д} = \frac{f_{п}}{f_{ст}} = \frac{33}{13,5} = 2,45.$$

Среднеквадратичная динамическая деформация рессоры $\sqrt{D_{\epsilon_{р}}} = 12,1$ см. Полная деформация рессоры равна $f_{п.р} = 20,6$ см.

Параметры шин обычно выбирают стандартными из условия обеспечения грузоподъемности по нагрузке, приходящейся на колесо.

Жесткость шины в определенных пределах можно регулировать изменением внутреннего давления в ней. Экспериментально определены характеристики тракторных шин в области точки, соответствующей статической деформации,

можно считать линейными. Эффективным способом повышения плавности хода является применение нелинейных подвесок.

В колесных тракторах специальные демпфирующие элементы до последнего времени не применялись. Рассеивание энергии осуществлялось за счет гистерезиса шин, внутреннего трения в цилиндрических рессорах, сухого трения в листовых рессорах и трения в сопряжениях элементов. С ростом скорости движения энергия внешнего воздействия возрастает, резонансные режимы возникают на более длинных неровностях, соответствующих большим высотам, что требует более интенсивного демпфирования колебаний в резонансном и близком к нему режимах. Такое демпфирование можно обеспечить установкой амортизаторов.

Целесообразно иметь разное сопротивление амортизаторов на ходе сжатия и отбоя (при среднем значении, равном расчетному) — на ходе отбоя в 4—5 раз больше, чем на ходе сжатия.

При больших силах трения в рессорах и сопряжениях подвески возможно блокирование упругого элемента и амортизатора, т. е. поддресоренные и неподдресоренные массы будут совершать совместные колебания без относительного перемещения. В этом случае жесткость упругих элементов и затухание в системе определяются только жесткостью шин и рассеиванием энергии в них. Демпфирование колебаний будет при этом недостаточным, а собственные частоты колебаний мостов будут высокими. Учитывая это обстоятельство, необходимо стремиться по возможности уменьшать сухое трение в рессорных элементах и сопряжениях подвески, хотя оно и способствует общему рассеиванию энергии при колебаниях. Необходимое же демпфирование колебаний должно осуществляться за счет гидравлического амортизатора.

В подвеске колесного трактора рассчитывают рессору и амортизатор. Рессору рассчитывают на прочность сначала приближенно, а затем выполняют расчет по уточненной методике.

При приближенном расчете максимальный прогиб рессоры и максимальное напряжение определяют по формулам, приведенным в табл. 14.10. Напряжения при таком расчете отвечают средним по сечению значением и не должны превышать 4500—5000 кгс/см². При этом расчете предполагается также, что толщина всех листов одинакова.

При уточненном расчете листовой рессоры определяют напряжения в каждом листе с учетом предварительных напряжений, специально задаваемых при проектировании, и геометрические размеры каждого листа [1].

В рессорах листы плотно прилегают один к другому. Трение между ними является одной из причин их преждевременной поломки. Для уменьшения трения трущиеся поверхности листов смазывают графитной смазкой.

Основной причиной поломки листов является усталостное разрушение. Для повышения усталостной прочности рессор поверхности листов, работающие на растяжение, после термической обработки подвергают дробеструйной обработке, в результате которой в поверхностном слое глубиной до 0,8 мм создаются предварительные напряжения сжатия. Наклеп дробью одновременно уменьшает влияние дефектов поверхности листа на усталостную прочность. Остаточные напряжения сжатия в растягиваемых волокнах листов могут быть созданы также предварительной пластической осадкой рессоры на обжимочном прессе. Пластическая осадка производится в пределах 1,15 σ_T — 0,85 σ_b . Осадку приводит к более равномерному распределению напряжений между листами.

Расчет на усталостную прочность и листовой рессоры выполняется аналогично расчету цилиндрической пружины подвески гусеничного трактора (см. гл. 14). При этом в листовой рессоре рассчитывается коренной (наибольший) лист, поскольку он кроме вертикальной силы передает тяговые и тормозные нагрузки.

Среднеквадратичная амплитуда динамической силы

$$P_{дин} = c_p \sqrt{D_{\epsilon_{р}}}.$$

Для коренного листа предел усталости

$$(\sigma_{-1})_{\text{кор}} = (\sigma_{-1})_{\text{обр}} \epsilon,$$

где $(\sigma_{-1})_{\text{обр}}$ — предел усталости для образца из материала рессоры; ϵ — коэффициент снижения предела усталости коренного листа за счет масштабного фактора, обработки поверхности, обезуглероживания поверхностного слоя при термообработке (по данным Р. К. Матуляускаса $\epsilon = 0,4$).

Напряжения от динамической силы в рессоре подсчитывают по тем же формулам, что и для статической, но вместо силы P учитывают силу $P_{\text{дин}}$.

В телескопическом амортизаторе двухстороннего действия на прочность рассчитывают параметры жиклера и некоторые детали.

Диаметр жиклера

$$d_{\text{ж}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{ж}}}{\pi}},$$

где $F_{\text{ж}}$ — площадь проходного сечения одного жиклера: $F_{\text{ж}} = F_2/n$ (здесь F_2 — общая площадь проходных сечений жиклеров; n — число жиклеров).

Площадь F_2 находится из условия сохранения сплошности потока жидкости в рабочем объеме амортизатора и дросселирующем отверстии:

$$F_2 = \frac{v_1 F_1}{v_2},$$

где v_1 — скорость движения поршня: $v_1 = 2\pi f \sqrt{D_{\xi}}^2$ (здесь f , D_{ξ} — частота и дисперсия колебаний трактора при движении по неровностям); F_1 — площадь поршня за вычетом площади штока; v_2 — скорость истечения жидкости из дроссельного отверстия: $v_2 = \phi \sqrt{2gH}$ [здесь ϕ — коэффициент расхода жидкости ($\phi = 0,8 \div 0,45$); H — гидравлический напор, создаваемый силой P , действующей на поршень].

Сила

$$P = H\gamma F_1,$$

где γ — плотность рабочей жидкости, г/см³.

С другой стороны, сила P равна силе, развиваемой амортизатором:

$$P = K \sqrt{D_{\xi}},$$

где K — коэффициент демпфирования [4]; D_{ξ} — дисперсия скорости деформации упругого элемента подвески:

$$\sqrt{D_{\xi}} = v_1 = 2\pi f \sqrt{D_{\xi}}.$$

Коэффициент K можно выразить через коэффициент аперидичности ϕ [4]:

$$K \approx 2\pi f M \phi,$$

где M — масса, отнесенная к одной упругой опоре.

Тогда

$$P = (2\pi f)^2 M \phi \sqrt{D_{\xi}}.$$

Задав коэффициент аперидичности, можно рассчитать необходимую общую площадь проходных сечений жиклеров.

Пример. Определить диаметр жиклера амортизатора трактора Т-150К.

Исходные данные: $\phi = 0,35$; $M = 2,5$ кгс·с²/см; $\sqrt{D_{\xi}} = 12$ см; $f = 1,5$ Гц; диаметр поршня $D_{\text{п}} = 6,0$ см; диаметр штока $d_{\text{шт}} = 2,0$ см; $\gamma = 0,87$ г/см³. Усилие, действующее на шток,

$$P = (2\pi f)^2 M \phi \sqrt{D_{\xi}} = (2\pi \cdot 1,5)^2 \cdot 2,5 \cdot 0,35 \cdot 12 = 935 \text{ кгс.}$$

Площадь поршня

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2) = \frac{\pi}{4} (6,0^2 - 2,0^2) = 25,1 \text{ см}^2.$$

Напор

$$H = \frac{P}{\gamma F_1} = \frac{935 \cdot 10^3}{0,87 \cdot 25,1} = 43,0 \cdot 10^3 \text{ см} = 430 \text{ м.}$$

Скорость истечения

$$v_2 = \phi \sqrt{2gH} = 0,8 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 430} = 73,5 \text{ м/с.}$$

Скорость поршня

$$v_1 = 2\pi f \sqrt{D_{\xi}} = 2\pi \cdot 1,5 \cdot 12 = 113 \text{ см/с} = 1,13 \text{ м/с.}$$

Площадь дросселирующих отверстий

$$F_2 = \frac{v_1 F_1}{v_2} = \frac{1,13 \cdot 25,1}{73,5} = 0,386 \text{ см}^2.$$

Принимаем два жиклера. Площадь одного жиклера

$$F_{\text{ж}} = \frac{F_2}{n} = 0,193 \text{ см}^2.$$

Диаметр жиклера

$$d_{\text{ж}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{ж}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,193}{\pi}} = 0,495 \text{ см} \approx 5 \text{ мм.}$$

В амортизаторе на прочность рассчитывают шток, цилиндр, проушины и некоторые другие детали.

Прочность нарезного конца штока оценивается по условию

$$\sigma = \frac{P_{\text{max}}}{F_1} \leq [\sigma],$$

где P_{max} — максимальная сила давления жидкости: она может быть принята равной $3P$, здесь P — среднее квадратичное значение этого усилия, равное $P = K \sqrt{D_{\xi}}$; $[\sigma] = 300 \div 400$ кгс/см².

Цилиндр амортизатора рассчитывается как толстостенный.

Напряжение: радиальное

$$\sigma_r = \frac{p_B r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right);$$

тангенциальное

$$\sigma_t = \frac{p_B r_2^2}{r_1^2 - r_2^2} \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2} \right),$$

где p_B — внутреннее давление; r_2 , r_1 — внутренний и наружный радиусы цилиндра; r — текущее значение радиуса.

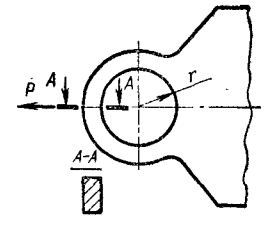


Рис. 16.16. Схема для расчета проушины

Внутреннее давление

$$p_B = \frac{4P_{\max}}{\pi(D_{\text{п}}^2 - d_{\text{шт}}^2)}$$

Оно должно находиться в пределах $p_B \approx 150 \div 160$ кгс/см².

Максимальные напряжения — тангенциальные на наружной и внутренней поверхности — приблизительно равны 3000—3200 кгс/см².

Прошина амортизатора рассчитывается как круговое кольцо, нагруженное сосредоточенной силой P_{\max} .

Максимальный изгибающий момент в сечении А—А (рис. 16.16)

$$M_A = 0,318 Pr.$$

Напряжения изгиба $\sigma_A \approx \frac{MA}{W_A}$ достигают значений 4000—4500 кгс/см².

17.1. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ УЗЛОВ И ДЕТАЛЕЙ

Во время работы трактора, при наличии неуравновешенных динамических сил, в его элементах возникают периодические, незатухающие вынужденные колебания. Колебания с частотой, превышающей 20 Гц, называют вибрациями.

При определенных режимах могут возникнуть опасные вибрации с резким возрастанием амплитуд и динамических напряжений, приводящие к снижению сроков службы деталей, ослаблению соединений, увеличению шума в кабине трактора, повреждению приборов, вызывающие заболевания водителя и т. д. Поэтому возникает необходимость в разработке мероприятий по устранению опасных колебаний на всем рабочем диапазоне. Такую задачу можно решить различными способами.

Неуравновешенные силы инерции и их моменты первого порядка уменьшают введением балансировки деталей и применением уравновешивающих грузов. Для уменьшения вредного влияния неуравновешенных сил инерции второго порядка в тракторных двигателях применяют уравновешивающие механизмы. Практика показывает, что вибрации деталей и узлов при этом существенно уменьшаются. По данным ХТЗ примененные на двигателе СМД-14 (без виброизоляции) механизма уравновешивания сил инерции второго порядка приводит к снижению, например, ускорений пускового двигателя с 2,05g до 1,4g, картера шестерен с 2,72g до 1,0g. Однако несмотря на принципиальную уравновешенность двигателя с уравновешивающим механизмом, из-за неточностей изготовления, недостаточной жесткости деталей механизма в спектре вибраций остаются гармоники с частотным составом сил инерции второго порядка. В результате, несмотря на ряд мер по уменьшению сил инерции первого и второго порядков, вибрации трактора остаются достаточно большими.

Вибрация может иметь место и в теоретически уравновешенных конструкциях из-за искажения формы основных деталей (коленчатого вала, картера) под действием рабочих нагрузок. Поэтому для тракторов применяют балансировку всего двигателя в сборе, которая снижает уровень вибрации на 30—40%.

Эффективным методом снижения вибрации является изменение соотношения между частотой собственных колебаний системы и частотой возмущающих сил, т. е. такая перестройка системы, при которой исключаются опасные резонансные колебания.

Этот метод снижения вибраций получил название виброизоляции тракторного двигателя [1]. Введение виброизоляции существенно уменьшает вибрации деталей и узлов трактора по сравнению с жесткой установкой двигателя на раму.

Уменьшение вибраций деталей снижает число отказов при эксплуатации и уменьшает износы элементов двигателя и трак-

тора. Со снижением вибраций двигателя СМД-14А в 2—3 раза за 3500 ч работы число отказов на один трактор по воздухоочистителю уменьшилось с 1,13 до 0,22, по водяному радиатору с 1,15 до 0,22, по пусковому двигателю с 0,33 до нуля и т. д. Уменьшились износ отдельных деталей и узлов топливной аппаратуры. Осевой люфт кулачкового вала топливного насоса уменьшился с 0,47 до 0,24 мм, вала регулятора с 0,8 до 0,4 мм, износ оси ролика толкателя с 0,167 до 0,055 мм и т. д.

Различают два вида виброизоляции: активную и пассивную. При активной виброизоляции необходимо уменьшить динамическую силу, передаваемую на опорную конструкцию. Целесообразно применять активную виброизоляцию, например, при защите деталей трактора от действия неуравновешенных сил инерции двигателя. Пассивная виброизоляция предполагает уменьшение амплитуды колебаний объекта, установленного на вибрирующем теле. Применительно к трак-

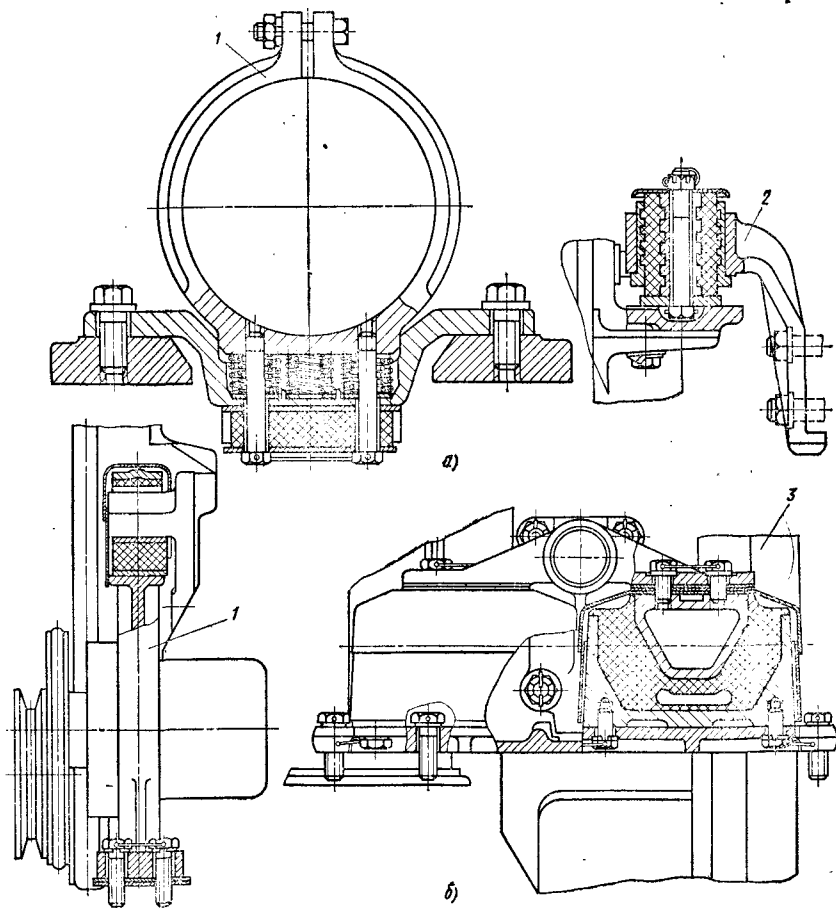


Рис. 17.1. Конструкции опор двигателей:
а — СМД-14А; б — СМД-60; 1 — передняя опора; 2 — задняя опора; 3 — боковая опора

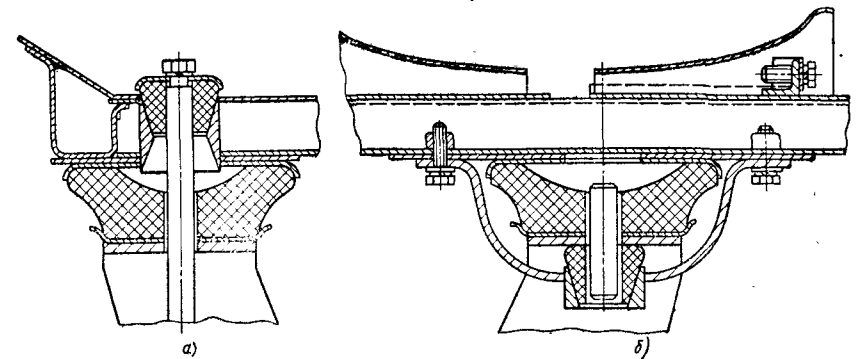


Рис. 17.2. Амортизаторы кабины трактора Т-150:
а — передние; б — задние

торам пассивная виброизоляция требуется, например, для приборов электрооборудования кабины трактора.

В качестве примеров выполненных конструкций виброизоляторов тракторных двигателей на рис. 17.1 приведены передняя и задняя опоры двигателя СМД-14А и передняя (задняя) и боковые опоры двигателя СМД-60. В первом случае (см. рис. 17.1, а) для передней опоры в качестве опорных элементов используются пружины, а в качестве элемента, оказывающего демпфирующее действие — резиновые прокладки, для задней опоры — резинометаллические амортизаторы. Во втором случае (см. рис. 17.1, б) амортизаторы имеют только резиновые упругие элементы, но сложной формы, обеспечивающей возможность эффективно использовать деформацию резины без повреждений ее поверхности.

Амортизаторы кабины трактора Т-150, осуществляющие ее пассивную виброизоляцию, показаны на рис. 17.2. Они имеют более простую форму в связи с легкими условиями работы, обеспечивают необходимое снижение уровня вибраций, шума в кабине и длительную работоспособность.

Неуравновешенные силы инерции двигателя не вызывают значительных смещений его относительно рамы трактора. Эти силы являются источниками больших виброскоростей и виброускорений: вибрационные скорости являются характеристикой звукового давления, возникающего при вибрациях, а виброускорения — динамической нагруженности деталей и узлов машины.

По экспериментальным данным НАТИ относительные смещения для некоторых двигателей равны 126—150 дБ, виброскорости — 94—130 дБ, виброускорения — 86—109 дБ.

Для перевода дБ в абсолютные единицы служат графики, показанные на рис. 17.3.

Уровень вибраций зависит от нагрузки и частоты вращения двигателя. По данным НАТИ для трактора Т-150, например, изменение среднего эффективного давления p_e от 0 до 7,6 кгс/см² практически не сказывается на вибрации корпусных и навесных деталей двигателя (3—7 дБ). На вибрации рамы трактора увеличение давления оказывает большее влияние. В некоторых точках наблюдаются повышения общих уровней вибраций в вертикальном направлении на 6—12 дБ при таком же изменении среднего эффективного давления.

Увеличение частоты вращения двигателя приводит к повышению общего уровня вибрации почти всех корпусных деталей и навесных агрегатов двигателя. Как правило, зависимости общих уровней вибраций от частоты вращения имеют прямолинейный характер. Увеличение частоты вращения на каждые 100 об/мин в диапазоне от минимальной частоты холостого хода до максимальной приводит к повышению общих уровней вибрации в среднем на 1 дБ (по ускорению 0,5—

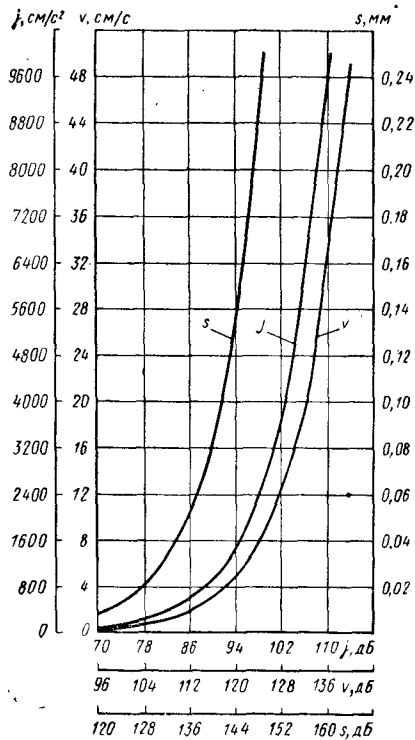


Рис. 17.3. Соотношения между уровнями ускорений j , скоростей v и перемещений s (в дБ) и в абсолютных единицах (см/с², см/с, мм)

двигателя относительно рамы трактора, что недопустимо.

Экспериментальные исследования, проведенные Е. А. Григорьевым в полевых условиях, показали, что максимальные амплитуды колебаний двигателя относительно остова трактора имеют место при движении трактора по стерне поперек борозд и достигают 0,75 мм, что значительно выше вибросмещения от неуравновешенных сил инерции двигателя. Скорости и ускорения остова двигателя при движении мало отличаются от значений, полученных в стационарных условиях.

Таким образом, принципиальный подход к выбору упругих характеристик подвески состоит в том, чтобы выбрать частоты собственных колебаний двигателя на подвеске внутри диапазона частот воздействий со стороны остова трактора при движении по неровностям (нижняя граница) и со стороны двигателя от его неуравновешенных сил и моментов (верхняя граница). При этом указанный диапазон частот должен быть достаточно большим, чтобы виброизоляция была эффективной. При выборе амортизаторов тракторного двигателя следует стремиться обеспечить несвязанность форм собственных колебаний двигателя на подвеске. Связанность собственных колебаний приводит к тому, что низшая частота уменьшается, а высшая увеличивается по сравнению с частотами несвязанных колебаний. Таким образом, диапазон возможных резонансных режимов в связанных системах оказывается шире, чем в несвязанных. При этом трудно выбрать частоты подвески

1,5 дБ, по скорости 0,1—1,3 дБ, по перемещению — 0,1—1,0 дБ). Зависимость общих уровней вибрации рамы трактора от частоты вращения также имеет прямолинейный характер. Увеличение частоты вращения на каждые 100 об/мин вызывает повышение общих уровней вибраций в среднем на 0,6 дБ (по ускорению на 0,1—1,0 дБ, по скорости на 0,1—0,9 дБ, по перемещению на 0,1—0,7 дБ).

При исследовании вибрации двигателя широко используются не только запись изменения вибрации по амплитудным значениям, но и спектральные характеристики, т. е. распределение амплитуд вибраций в зависимости от их частотного состава. Спектральные характеристики позволяют установить источники вибраций и наметить пути их снижения.

При установке двигателя на упругие опоры необходимо проанализировать влияние на его перемещения, скорости и ускорение колеблющегося остова. Частота колебаний остова трактора обычно ниже частоты изменения сил инерции двигателя и не превышает 5—6 Гц. При этом она может быть достаточно низкой 1—2 Гц. Частоты собственных колебаний подвески двигателя должны быть выше не менее, чем в 2—3 раза максимальной частоты воздействия со стороны остова трактора. В противном случае возможны резонансные режимы, при которых возникают существенные колебания дви-

двигателя такими, чтобы их величина была достаточно высока по сравнению с частотой воздействия со стороны рамы трактора и достаточно низка по сравнению с частотой воздействия со стороны неуравновешенных сил и моментов двигателя. В общем случае двигатель на подвеске представляет собой систему с шестью степенями свободы и, следовательно, имеет шесть частот собственных колебаний. Если обеспечить несвязанность колебаний всех шести форм не удастся, то следует так выбирать места расположения и величину амортизаторов, чтобы обеспечить несвязанность колебаний в направлении действия основных возмущающих факторов. В других направлениях связанность колебаний должна быть минимальной, т. е. увеличение интервала между частотами собственных колебаний должно быть минимальным.

Расчет частот собственных колебаний виброизолированного объекта. Частоты собственных колебаний являются основной характеристикой, которая определяет эффективность виброизоляции.

В общем случае, как уже указывалось, двигатель или кабина трактора как твердое тело, установленное на упругие опоры, имеет шесть степеней свободы и частоты собственных колебаний определяются из решения системы шести уравнений.

Обычно эти узлы имеют как минимум одну плоскость симметрии, как правило, вертикальную, параллельную продольной оси трактора. В этом случае частотные уравнения имеют вид:

$$\omega^6 + A_1\omega^4 + A_2\omega^2 + A_3 = 0; \quad (17.1)$$

$$\omega^6 + B_1\omega^4 + B_2\omega^2 + B_3 = 0. \quad (17.2)$$

Корни уравнения (17.1) определяют частоты собственных колебаний при движении в плоскости XOY , т. е. вдоль оси X и Y и вокруг оси Z (рис. 17.4).

Корни уравнения (17.2) определяют частоты колебаний при движении вдоль оси Z и повороте вокруг осей X и Y .

В уравнениях (17.1) и (17.2) обозначено:

$$A_1 = \omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2;$$

$$A_2 = \omega_1^2\omega_2^2 + \omega_1^2\omega_3^2 + \omega_2^2\omega_3^2 - (\mu_1\mu_2) - (\mu_3\mu_4);$$

$$A_3 = \omega_1^2\omega_2^2\omega_3^2 - \omega_1^2\mu_1\mu_2 - \omega_2^2\mu_3\mu_4;$$

$$B_1 = \omega_4^2 + \omega_5^2 + \omega_6^2; \quad B_2 = \omega_4^2\omega_5^2 + \omega_4^2\omega_6^2 + \omega_5^2\omega_6^2 - (\mu_5\mu_6) - (\mu_7\mu_8) - (\mu_9\mu_{10});$$

$$B_3 = \omega_4^2\omega_5^2\omega_6^2 + 2\mu_6\mu_7\mu_9 - \omega_4^2\mu_9\mu_{10} - \omega_5^2\mu_5\mu_6 - \omega_6^2\mu_7\mu_8;$$

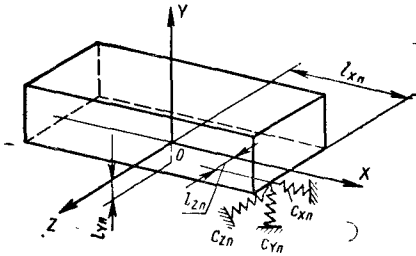


Рис. 17.4. Схема для расчета частот собственных колебаний

здесь

$$\omega_1^2 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Xn}}{M}; \quad \omega_2^2 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Yn}}{M};$$

$$\omega_3^2 = \frac{\sum_{i=1}^n \left(c_{Yn} l_{Xn}^2 + \sum_{i=1}^n c_{Xn} l_{Yn}^2 \right)}{J_Z};$$

$$\omega_4^2 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Zn}}{M}; \quad \omega_5^2 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Zn} l_{Yn}^2 + \sum_{i=1}^n c_{Yn} l_{Zn}^2}{J_X};$$

$$\omega_6^2 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Xn} l_{Zn}^2 + \sum_{i=1}^n c_{Zn} l_{Xn}^2}{J_Y};$$

$$\mu_1 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Yn} l_{Xn}}{M}; \quad \mu_2 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Yn} l_{Xn}}{J_Z};$$

$$\mu_3 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Xn} l_{Yn}}{M}; \quad \mu_4 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Xn} l_{Yn}}{J_Z};$$

$$\mu_5 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Zn} l_{Xn}}{M}; \quad \mu_6 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Zn} l_{Xn}}{J_Y};$$

$$\mu_7 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Zn} l_{Yn}}{M}; \quad \mu_8 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Zn} l_{Yn}}{J_X};$$

$$\mu_9 = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Zn} l_{Xn} l_{Yn}}{J_X}; \quad \mu_{10} = \frac{\sum_{i=1}^n c_{Zn} l_{Xn} l_{Yn}}{J_Y};$$

где M, J — масса и момент инерции тела относительно соответствующих осей. Коэффициенты $\omega_1 - \omega_8$ имеют определенный физический смысл. Они определяют соответственно частоты собственных независимых колебаний (т. е. при отсутствии связи) в направлениях вертикальном, продольном при продольной качке; поперечном — при рыскании, боковой качке. Коэффициенты $\mu_1 - \mu_{10}$ характеризуют связь между колебаниями. Отрезки l_{Yn}, l_{Xn}, l_{Zn} в зависимости от направления по отношению к осям координат имеют разные знаки.

Для решения уравнения (17.1) сделаем подстановку:

$$\omega^2 = \lambda; \quad \lambda = u - \frac{A_1}{3},$$

получим

$$u^3 - 3S_1 u + 2q_1 = 0,$$

где

$$S_1 = - \left(\frac{A_2}{3} - \frac{A_1^2}{9} \right); \quad q_1 = \frac{A_1^3}{27} - \frac{A_1 A_2}{6} + \frac{A_3}{2}.$$

Корни уравнения (17.4) имеют вид:

$$u_1 = \mp 2 \sqrt{S_1} \cos \frac{\gamma}{3};$$

$$u_2 = \pm 2 \sqrt{S_1} \cos \left(60^\circ - \frac{\gamma}{3} \right);$$

$$u_3 = \pm 2 \sqrt{S_1} \cos \left(60^\circ + \frac{\gamma}{3} \right).$$

Верхние знаки соответствуют положительному значению q_1 , нижние — отрицательному. Угол γ определяется формулой

$$\cos \gamma = \frac{q_1}{S_1 \sqrt{S_1}},$$

где q_1 всегда берется положительным.

Теперь частоты колебаний (Гц) будут равны

$$\nu_k = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\lambda_k},$$

где

$$\lambda_k = u_k - \frac{A_1}{3}, \quad K = 1, 2, 3.$$

Корни уравнения (17.2) определяются аналогично, по тем же формулам, в которых следует заменить коэффициенты A_k на коэффициенты B_k ($k = 1, 2, 3$).

Определение жесткости виброизоляторов и момента инерции двигателя. Для подсчета частот собственных колебаний необходимо знать жесткость упругих элементов, массу и моменты инерции двигателя (кабины) относительно осей X, Y, Z .

Жесткость одного виброизолятора определяют экспериментально, причем упругую подвеску всего объекта представляют как набор из известных упругих элементов. Определение жесткости упругого элемента сводится к определению зависимости между приложенной к упругому элементу силой P и полученной при этом деформацией f . Тангенс угла наклона касательной к кривой $P = P(f)$ в точке, соответствующей статической нагрузке на виброизолятор, определяет жесткость упругого элемента.

Для определения моментов инерции двигателя J_X, J_Y, J_Z , проходящих через его центр тяжести, применяют следующий способ.

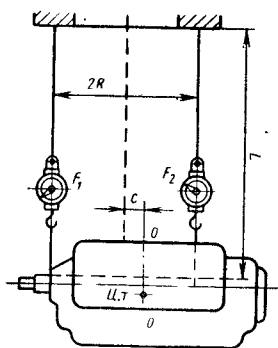


Рис. 17.5. Схема к определению моментов инерции двигателя

Момент инерции двигателя

$$J = Mr^2,$$

где M — масса двигателя.

Центр тяжести двигателя определяется при помощи динамометров, включенных в гибкие тросы. Если обозначить F_1 и F_2 натяжения первого и второго тросов, то смещение центра тяжести относительно середины между нитями равно

$$C = R \frac{F_2 - F_1}{F_2 + F_1}.$$

Подобным же образом определяются моменты инерции двигателя относительно двух других осей.

17.2. ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ КАБИНЫ

Примером пассивной виброизоляции является получившая в последнее время на тракторах установка кабины на упругие виброизоляторы. Необходимость упругой установки кабины трактора вызвана наличием сильной вибрации пола и стенок кабины, приводящей к их поломкам и ухудшению условий работы.

При выборе параметров виброизоляции кабины необходимо в первую очередь оценить частотный состав колебаний со стороны рамы трактора.

Рама трактора имеет сложный спектр колебаний, состоящий из колебаний из-за неуравновешенности сил инерции двигателя, колебаний, возникающих от карданной передачи, от пересопряжения зубьев в трансмиссии, от пересопряжения ведущей звездочки с гусеничной цепью и колебаний рамы при движении трактора по неровностям.

В соответствии с общими положениями теории виброизоляции необходимо так выбрать частоты собственных колебаний кабины, что бы они были не менее чем в 2 раза ниже наименьшей частоты воздействия. Расчеты показывают, что наименьшей частотой из рассмотренного выше спектра является частота колебаний рамы от неровностей почвы. Она находится в пределах 2—4 Гц. Осуществить виброизоляцию при частоте собственных колебаний кабины ниже 2 Гц технически сложно. Поэтому необходимо выбрать такую частоту собственных колебаний, при которой не было бы усиления колебаний на частотах 2—4 Гц, а виброизоляция осуществлена по отношению к следующей в ряду частот воздействий по вели-

чине частоте — частоте пересопряжения цевочного зацепления гусеницы с ведущей звездочкой. Частота (Гц) воздействия от звездочки

$$f_3 = \frac{n_3}{60} z,$$

где n_3 — частота вращения ведущего колеса, об/мин; z — число зубьев ведущего колеса.

Следовательно, высшая частота собственных колебаний подвески кабины не должна превышать

$$f_{к.в} \leq \frac{f_3}{\sqrt{2}}.$$

С другой стороны, низшая частота собственных колебаний подвески должна быть как минимум в 1,5 раза выше частоты воздействия со стороны остова трактора: $f_{к.н} \geq 1,5f_0$.

Поскольку диапазон частот, в котором следует выбирать частоту собственных колебаний кабины, обычно не широк, следует конструировать подвеску таким образом, чтобы колебания были несвязанными.

Кабина выполняется, как правило, симметричной относительно продольной оси симметрии трактора, и колебания вдоль этой оси из-за малых возмущений не возникают. В этом случае частоты собственных колебаний определяют по формуле

$$\nu_{1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\omega_2^2 + \omega_3^2) \mp \sqrt{(\omega_2^2 - \omega_3^2)^2 + 4\mu_1\mu_2} \right]}.$$

Для несвязности колебаний необходимо, чтобы $\mu_1 = \mu_2 = 0$.

Тогда

$$\nu_1 = \frac{\omega_3}{2\pi}; \quad \nu_2 = \frac{\omega_2}{2\pi}.$$

Дальнейшее сужение области частот возможно при $\nu_1 = \nu_2 = \omega_2 = \omega_3$.

Пример. Рассчитать диапазон частот собственных колебаний виброизоляции кабины трактора Т-150. Частота возмущений от остова $f_0 = 4$ Гц. Минимальная частота на первой передаче от пересопряжения зубьев ведущего колеса $f_3 \min = 12,5$ Гц.

Частота собственных колебаний кабины должна быть не выше

$$f_{к.в} = \frac{f_3 \min}{\sqrt{2}} = \frac{12,5}{\sqrt{2}} = 8,9 \text{ Гц.}$$

Минимальное значение частоты собственных колебаний кабины равно

$$f_{к.н} = 1,5f_0 = 1,5 \cdot 4 = 6 \text{ Гц.}$$

В конструкции кабины трактора значения $f_{к.в}$ находятся в этих пределах.

Эксперименты, проведенные на ХТЗ, показали, что в спектре колебаний кабины практически отсутствуют частоты, соответствующие пересопряжению зубьев.

Виброизоляторы кабины, выполненные в виде резиновых блоков, обеспечивают достаточную долговечность.

Динамические напряжения сдвига в резине амортизаторов не превышают 1,6 кгс/см², что вполне допустимо.

Вибрация приборной панели, органов управления. По данным ВИМ вибрация панелей в кابинах тракторов Т-150 и Т-150К по ускорениям достигает 80—82 дБ. Вибрация органов управления на этих тракторах приведена в табл. 17.1.

17.1. Вибрация (см/с) органов управления трактора Т-150

| Место измерения | Среднегеометрические частоты, Гц | | | | |
|----------------------------------|----------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| | 31,5 | 63 | 125 | 250 | 500 |
| Рычаг переключения: | | | | | |
| рядов | 1,2 | 0,95 | 1,8 | 0,6 | 0,075 |
| передач | 1,3 | 0,26 | 0,66 | 1,2 | 0,12 |
| Педали муфты сцепления | 0,42 | 0,53 | 0,95 | 0,21 | 0,75 |
| Штурвал | 0,5 | 0,42 | 0,53 | 0,3 | 0,08 |
| Пол кабины | 0,082 | 0,063 | 0,046 | 0,059 | 0,05 |

Примечание. Норма вибрации составляет для частоты 31,5 Гц — 3,5 см/с; 63 Гц — 2,5 см/с; 125 Гц — 1,8 см/с; 250 Гц — 1,2 см/с; 500 Гц — 0,9 см/с.

17.3. ПОДРЕССОРИВАНИЕ СИДЕНЬЯ

При движении трактора тракторист на сиденье испытывает колебания широкого частотного спектра, подразделяемые условно на собственно колебания и вибрации. Колебания отличаются более низкой частотой (до 15—18 Гц) и тем, что организм улавливает отдельные циклы (периоды). Вибрации — колебания более высокой частоты, воспринимаются слитно. Границы вибрационной чувствительности человеческого организма составляют 15—1500 Гц.

Колебания оказывают сложное биологическое воздействие на человека и могут вызвать ряд изменений в организме, затрагивающих его функциональное состояние, работоспособность, здоровье.

Действие колебаний зависит от частоты, амплитуды, продолжительности воздействия и направления. Одиночные воздействия большой интенсивности могут вызвать ушибы, контузии и т. д., колебания с частотой до 5 Гц — сосудистые расстройства и укачивание. При колебаниях от 5 до 11 Гц наблюдаются резонансные колебания человеческого тела в целом и некоторых его частей (голова, желудок, печень и кишечник).

Если колебания действуют на человека длительное время, то при определенной их интенсивности в организме могут появиться болезненные и необратимые явления. Если при этом поза работающего неудобна и мышечная система нагружена, то воздействие колебаний усугубляется.

Неоднократные исследования показывают, что человека можно рассматривать как сложную многомассовую, упругодемпфированную систему, имеющую ряд резонансных режимов. Наиболее опасными являются частоты 4—5 Гц. Ощущения, вызванные колебаниями, зависят также и от направления их действия. При частотах ниже 3—4 Гц хуже переносятся продольные и поперечные колебания, а при более высоких — вертикальные. Продольные и поперечные колебания воспринимаются примерно одинаково, а вертикальные колебания, действующие на ноги, переносятся значительно лучше, чем действующие через сиденье.

Можно считать, что полоса частот собственных колебаний человеческого тела и его внутренних органов находится в пределах 3,5—5 Гц и может снижаться до 2 Гц.

Исследования среднеквадратичных значений ускорений при привычных для человека естественных условиях движения позволили найти Р. В. Ротенбергу и В. И. Сиренко предельные среднеквадратичные вертикальные \ddot{z}_c , продольные \ddot{x}_c и поперечные \ddot{y}_c ускорения головы водителя.

Предел комфорта (граница медленной ходьбы)

$$\ddot{z}_c = 0,1g; \quad \ddot{x}_c = 0,06g; \quad \ddot{y}_c = 0,06g.$$

Предел удобной езды (граница обычной ходьбы)

$$\ddot{z}_c = 0,25g; \quad \ddot{x}_c = 0,1g; \quad \ddot{y}_c = 0,07g.$$

Предел ускорений при непродолжительном их действии (бег со скоростью 2,5 м/с)

$$\ddot{z}_c = 0,4g; \quad \ddot{x}_c = 0,2g; \quad \ddot{y}_c = 0,07g.$$

Отсюда видно, что доминирующим видом воздействия на человека при его естественном движении является вертикальное ускорение.

Продольные и поперечные колебания действуют в меньшей степени. Оценка плавности хода только по вертикальным колебаниям правомочна, если соотношения между вертикальными и горизонтальными колебаниями водителя в реальных условиях на машине и при ходьбе одного порядка.

Эти данные могут служить лишь приближенной оценкой плавности хода, поскольку не содержат рекомендации по частотному составу и по учету длительности воздействия колебаний на человека.

Проведенные исследования показали, что в зависимости от продолжительности воздействия колебаний существенно ухудшаются безошибочность действия оператора, его надежность.

Для оценки допустимости уровня колебания водителя по действующим на человека ускорениям с учетом частотного состава и продолжительности воздействия Р. В. Ротенбергом предложена методика расчета на базе экспериментальных материалов ИСО.

На рис. 17.6 приведены среднеквадратичные значения ускорений из условий допустимой утомляемости при вертикальных колебаниях в зависимости от интервалов действующих частот и продолжительности колебаний.

Чтобы найти предельное допустимое ускорение, надо значение, принятое по рис. 17.6, увеличить вдвое, а ускорение, отвечающее границе комфорта, соответствует тем же значениям, уменьшенным в 3,15 раза. При кратковременном воздействии допустимо среднеквадратичное ускорение 7,1 м/с². Для продольных и поперечных колебаний соответствующие значения составляют 0,7 от вертикальных ускорений.

При воздействии на тракториста случайных колебаний с различной продолжительностью порядок оценки возможности работы в таком режиме следующий.

1. Определяют диапазон частот случайных колебаний с соответствующими значениями среднеквадратичных ускорений и продолжительностью (табл. 17.2).
2. Подсчитывают для каждой продолжительности t_n эквивалентное среднеквадратичное ускорение, приведенное к полосе частот 4—8 Гц, наиболее неприятных для человека, по формуле

$$\ddot{z}_{э.п} = \sqrt{\sum_{i=1}^7 \ddot{z}_{ni}^2 k_{vi}^2},$$

где k_{vi} — коэффициенты приведения к полосе частот 4—8 Гц.

В зависимости от полосы частот k_{vi} имеет следующие значения:

| | | | | | | | |
|----------|-----|------|-----|------|-------|------|-------|
| i | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| k_{vi} | 0,6 | 0,85 | 1,0 | 0,71 | 0,355 | 0,18 | 0,106 |

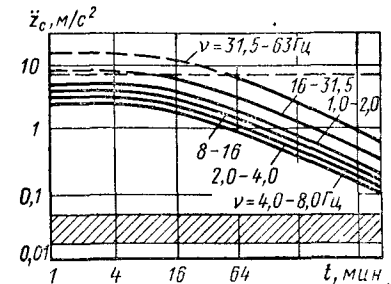


Рис. 17.6. Зависимость среднеквадратичных ускорений, соответствующих границе допустимой утомляемости при вертикальных гармонических колебаниях, от продолжительности колебаний (заштрихована область пороговых ощущений при наибольшей чувствительности)

17.2. Определение среднеквадратичных ускорений

| Показатель | Порядковый номер полосы частот | | | | | | |
|---|--------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Полоса частот, Гц | 1—2 | 2—4 | 4—8 | 8—16 | 16—31,5 | 31,5—63 | 63—90 |
| Среднеквадратичное ускорение при продолжительности действия колебаний, м/с ² | \ddot{z}_{11} | \ddot{z}_{12} | \ddot{z}_{13} | \ddot{z}_{14} | \ddot{z}_{15} | \ddot{z}_{16} | \ddot{z}_{17} |
| t_1 | \ddot{z}_{21} | \ddot{z}_{22} | \ddot{z}_{23} | \ddot{z}_{24} | \ddot{z}_{25} | \ddot{z}_{26} | \ddot{z}_{27} |
| t_n | \ddot{z}_{n1} | \ddot{z}_{n2} | \ddot{z}_{n3} | \ddot{z}_{n4} | \ddot{z}_{n5} | \ddot{z}_{n6} | \ddot{z}_{n7} |

3. По графику (рис. 17.6) для полосы частот 4—8 Гц находят соответствующие допустимые продолжительности работ $[T_n]$ для каждого значения $\ddot{z}_{э.п.}$.

4. Определяют эквивалентную допустимую продолжительность работы, приведенную к одному из режимов:

$$T_{э} = \sum_{i=1}^n t_n \frac{[T_{пр}]}{[T_n]}$$

где t_n — действительное время работы на n -м режиме; $[T_{пр}]$ — допустимое время режима, к которому осуществляется приведение (любой из n режимов).

Условие допустимой утомляемости водителя за заданное время

$$T_{э} \leq [T_{пр}].$$

При $T_{э} > [T_{пр}]$ следует проверить, допустим ли вообще заданный режим колебаний по условию воздействия на здоровье человека. Для этого будем считать, что найденные приведенные ускорения являются предельно допустимыми. Тогда допустимые из условия утомляемости ускорения равны $\ddot{z}_{э.п.ут} = 0,5$ — $\ddot{z}_{э.п.}$. По графику (см. рис. 17.6) определим соответствующие значения времени $[T_{п.ут}]$ и найдем $T_{э.ут}$. Если $T_{э.ут} < [T_{пр.ут}]$, то заданный режим колебания допустим для здоровья, но приводит к некоторому снижению производительности труда в течение рабочего дня вследствие появления утомляемости.

Чтобы определить продолжительность работы, отвечающую комфортным условиям, следует первоначальные значения $\ddot{z}_{э.п}$ увеличить в 3,15 раза: $\ddot{z}_{э.п.ул} = 3,15 \ddot{z}_{э.п}$ и рассчитать $T_{э}$.

Пример. Определить возможную продолжительность работы на тракторе Т-150К при движении по стерне на неровном участке со скоростью $v = 10$ м/с, если средние квадратичные ускорения на сиденье в зависимости от полосы частот составляют (данные Улицкого Е. Я.):

| | | | |
|---------------------------------------|------|------|------|
| Полоса частот, Гц | 1—2 | 4—8 | 8—16 |
| Ускорение, м/с ² | 1,25 | 0,58 | 0,35 |

Находим эквивалентное ускорение, приведенное к третьему диапазону:

$$\begin{aligned} \ddot{z}_{э.п} &= \sqrt{\ddot{z}_{1в1}^2 + \ddot{z}_{2в3}^2 + \ddot{z}_{3в4}^2} = \\ &= \sqrt{1,25^2 \cdot 0,6^2 + 0,58^2 \cdot 1 + 0,35^2 \cdot 0,71^2} = 0,975 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

По графику (см. рис. 17.6) для $v = 4 \div 8$ Гц устанавливаем, что работа в таком режиме по условию допустимой утомляемости возможна в течение $[T_n] = 1$ ч.

Время работы в этом режиме, соответствующее границе допустимого условия воздействия на здоровье, определяется по $\ddot{z}_{э.п.ут} = 0,5 \cdot 0,975 = 0,488$ м/с². Оно несколько более 4 ч.

Определим время работы из условий комфорта. Предположим, что $\ddot{z}_{э.п}$ равно ускорению из условий комфорта. Следовательно, ускорение из условий утомляемости равно

$$\ddot{z}_{э.п.ул} = 3,15 \ddot{z}_{э.п} = 3,08 \text{ м/с}^2.$$

По графику (см. рис. 17.6) определяем допустимое время работы из условий комфорта — около 10 мин.

Расчет выполнен для работы на тракторе при движении по неровному участку стерни.

При движении по ровному участку стерни для этого же трактора при тех же экспериментах среднеквадратичные ускорения на сиденье были примерно в 1,5 раза ниже. Для таких значений по графику рис. 17.6 можно установить, что допустимое время работы из условий утомляемости увеличивается до $[T_p] \approx 3$ ч.

Таким образом, в зависимости от соотношения ровных и неровных участков стерни время работы без утомляемости на этом тракторе в условиях проведения эксперимента колеблется в пределах от 1 до 3 ч.

Пусть продолжительность работы на ровных участках составляет $t_p = 0,75 T$ (T — общее время работы), остальное время t_n трактор работает на неровных участках. Тогда эквивалентное время работы, приведенное ко времени работы на ровных участках, при допустимой утомляемости равно

$$T_{э.р} = t_n \frac{[T_p]}{[T_n]} + t_p = 0,25T \frac{3}{1} + 0,75T + 1,5T.$$

Время работы в таком режиме должно удовлетворять условию

$$T_{э.р} \leq [T_p].$$

Принимая знак равенства, получим предельное время работы тракториста на тракторе Т-150К без утомляемости в рассмотренном режиме:

$$T = \frac{[T_p]}{1,5} \cdot \frac{3}{1,5} = 2 \text{ ч.}$$

Аналогично определяем допустимое время работы, если задано несколько режимов работы трактора.

Для снижения колебаний на сиденье вводят между ним и остоном упругую подвеску. Подвеска сиденья имеет три устройства: направляющее, упругое и гасящее (рис. 17.7).

Достаточно точно колебания водителя на сиденье моделируются одномассовой упругодемпфированной линейной системой с подвижным основанием. Подрессоривание такой системы эффективно при всех видах воздействия при условии, если ее частота собственных колебаний составляет не более $0,7f_B$, где f_B — средняя частота колебаний основания. Частота собственных колебаний подрессоренного сиденья определяет среднюю частоту воздействия сиденья на водителя.

Поскольку минимальная частота собственных колебаний человека $f_ч = 2 \div 3$ Гц, то, следовательно, частота собственных колебаний водителя на сиденье должна быть не более $f_c = 0,7f_ч = 0,7(2 \div 3) = (1,5 \div 2)$ Гц (лучше 1—1,5 Гц). Отсюда следует, что целесообразность установки сиденья возникает только тогда, когда частота вынужденных колебаний не менее, чем

$$f_B \geq \frac{f_c}{0,7} = \frac{1,5 \div 2}{0,7} = 2 \div 3 \text{ Гц.}$$

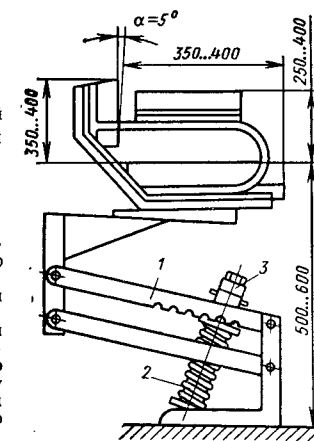


Рис. 17.7. Подвеска тракторного сиденья: 1 — направляющая; 2 — упругий элемент; 3 — гаситель колебаний

Основной спектр низкочастотных колебаний остова трактора формируется около частот собственных колебаний системы поддресоривания [4].

Следовательно, поддресоренное сиденье следует устанавливать только на тракторы, частота собственных колебаний остова которых не ниже 2—3 Гц. В противном случае в установившемся режиме движения по неровностям сиденье будет лишь увеличивать колебания по сравнению с остовом, и плавность хода трактора будет ухудшена.

Если же подвеска трактора имеет частоту собственных низкочастотных колебаний 1,5—2 Гц, то сиденье выполняется с «жестким» поддресориванием, частота собственных колебаний его находится в пределах $f_c = 2,5 \div 3$ Гц, а основной спектр ускорений, воздействующих на оператора, определяется спектром колебаний остова машины и равен 1,5—2 Гц. Сиденье в этом случае не уменьшает воздействия со стороны остова, а служит для удобства посадки тракториста и фильтрует вибрации, передающиеся от неуравновешенных масс двигателя и других источников возмущений.

Характеристики демфирующего устройства необходимо выбирать так, чтобы приведенный к вертикальным колебаниям коэффициент апертичности находился в пределах $\psi_c = 0,3 \div 0,35$ [4]. Имеет значение также и место расположения сиденья относительно упругих опор трактора. Правда, здесь возможности весьма ограничены, поскольку общая компоновка машины определяет место установки сиденья.

Для нахождения количественных значений параметров колебаний тракториста на сиденье необходимо знать характеристики колебаний точки остова в месте установки сиденья, а затем использовать расчетные формулы для одномассовой системы с подвижным основанием. Параметрами системы являются жесткость и демфирующие свойства подвески сиденья трактора и масса водителя, рассматриваемого как жесткое тело.

В результате расчетов получают характеристику колебаний на сиденье трактора — спектральную плотность ускорений. С ее помощью можно подсчитать среднеквадратичные ускорения в диапазонах частот ($\omega_i \rightarrow \omega_{i+1}$), соответствующих коэффициентам приведения $k_{впi}$:

$$\ddot{z}_i = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_{\omega_i}^{\omega_{i+1}} S(\omega) d\omega},$$

$S(\omega)$ — спектральная плотность ускорений колебаний на сиденье.

Дальнейший расчет плавности хода ведется по изложенной выше методике.

На рис. 17.8 приведены (по данным НАТИ) статические характеристики унифицированных сидений для пропашных и пахотных тракторов, а на рис. 17.9 — графики их перемещений при свободных колебаниях с амортизатором и без него. Амплитудно-частотные характеристики приведены на рис. 17.10.

Из приведенных рисунков видно, что в подвеске сидений имеют место достаточно большие силы сухого трения покоя (около 10 кгс). Поэтому кривые затухающих колебаний не стремятся к уровню нагрузки 54 кгс, соответствующему весу груза, укрепленного на сиденье при испытаниях.

Амплитудно-частотные характеристики не имеют выраженных максимумов, что в совокупности с графиками свободных колебаний свидетельствует о достаточно большом демпфировании в подвеске.

В табл. 17.3 приведены результаты обработки приведенных экспериментальных данных.

Частоты собственных колебаний лежат в необходимом диапазоне, демпфирование в подвеске достаточно большое ($\psi > 0,3$).

Проверка НАТИ в полевых условиях сиденья для пахотных тракторов показала следующие результаты (табл. 17.4).

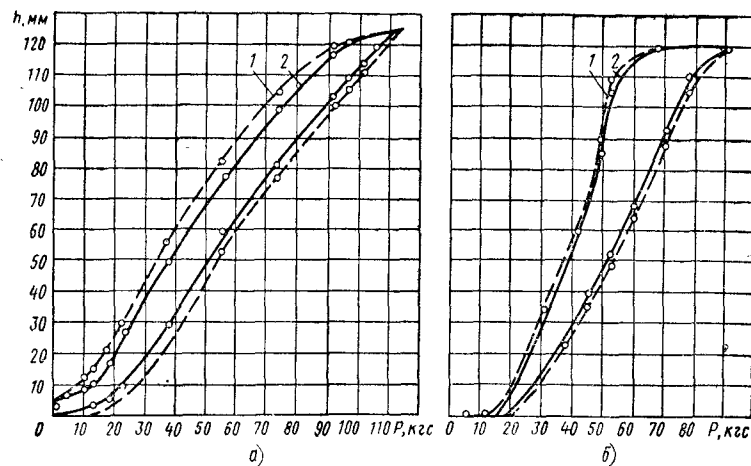


Рис. 17.8. Статические характеристики унифицированных сидений для тракторов:

а — пропашных; б — пахотных; 1 — с гасителем колебаний; 2 — без асистеля колебаний

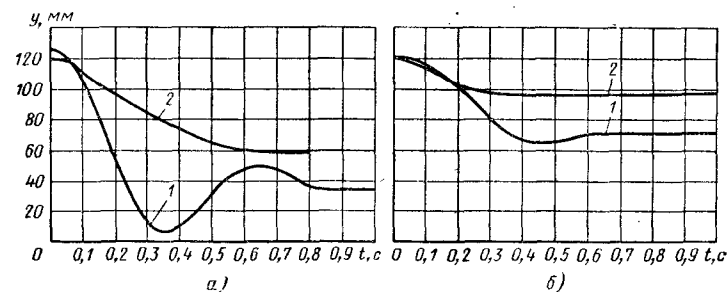


Рис. 17.9. Графики собственных колебаний сиденья с грузом массой 54 кг для трактора:

а — пропашного; б — пахотного; 1 — с гасителем колебаний; 2 — без гасителя колебаний

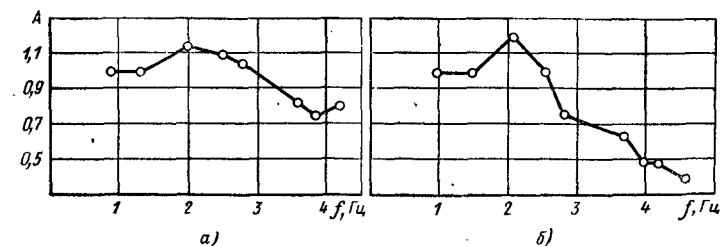


Рис. 17.10. Амплитудно-частотная характеристика сиденья для трактора:

а — пропашного; б — пахотного

17.3. Экспериментальные данные унифицированных сидений тракторов

| Параметр | Трактор | |
|--|-----------|----------|
| | пропашной | пахотный |
| Частота собственных колебаний ω , рад/с | 7,3 | 5,9 |
| Коэффициент апериодичности ψ | 0,324 | 0,62 |
| Поле сил трения: | | |
| покоя a_1 , мм | 22 | 30 |
| движения a_2 , мм | 21 | 30 |

17.4. Экспериментальные данные эффективности сидений тракторов Т-150 и Т-150К

| Вид работы | Передача | Среднеквадратичное значение ускорения в долях g | | Коэффициент снижения ускорений |
|-------------------------------------|----------|---|-------------|--------------------------------|
| | | на полу кабины | на сиденье | |
| Транспортирование с поднятым плугом | I | 0,203/0,276 | 0,133/0,19 | 0,655/0,664 |
| | II | 0,216/0,195 | 0,154/0,256 | 0,714/1,31 |
| | III | 0,229/0,198 | 0,154/0,273 | 0,672/1,38 |
| Пахота стерни | III | 0,289/0,361 | 0,189/0,382 | 0,655/1,05 |

Примечание. В числителе даны значения для трактора Т-150, в знаменателе — для Т-150К.

Как видно, подрессоренное сиденье на тракторе Т-150 обеспечивает высокую степень снижения низкочастотных колебаний на рабочем месте тракториста. На тракторе Т-150К результаты хуже. По-видимому, это объясняется местом расположения сиденья относительно упругих опор машины. Близость сиденья к передней подрессоренной опоре трактора, имеющей достаточно низкую частоту собственных колебаний, вызывает в некоторых режимах усиление колебаний на сиденье. В тракторе Т-150 сиденье установлено в средней части остова, колеблющейся в большинстве режимов с частотой собственных вертикальных колебаний, величины которых выше частоты колебаний передней подрессоренной части остова колесного трактора Т-150К.

В последнее время появились попытки предложить метод расчета ускорений головы человека, т. е. ввести в рассмотрение модель, описывающую передачу колебаний от сиденья трактора к голове водителя. В качестве такой модели В. Н. Сиренко предложил нелинейную одномассовую систему с «мягкой» упругой характеристикой. Параметры системы: масса $m = 5,8$ кг·с²/м, коэффициент демпфирования $K = 115$ кг·с/м, жесткость $c = c_0 + \gamma \Delta^2$, где $c_0 = 6300$ кг/м, $\gamma = 3 \cdot 10^{11}$ кг/м³, $\Delta = z_T - z_C$ (здесь z_T , z_C — перемещения головы человека и сиденья трактора). Такая модель удовлетворительно описывает колебания человека в диапазоне частот от 0 до 10 Гц.

Применяя метод статической линеаризации, нелинейную систему можно заменить эквивалентной линейной [4], модуль передаточной функции которой зависит от характеристик колебаний сиденья трактора, и рассчитать спектральную плотность ускорений головы водителя.

Проведенные автором модели эксперименты в эксплуатационных условиях показывают, что вертикальные среднеквадратичные ускорения головы водителя отличаются от колебаний туловища — (0,7—0,8) z_T и сиденья машины — (1,2—1,3) z_C и существенно зависят от положения водителя за рулем.

Учет продолжительности воздействия колебаний выполняется по изложенной выше методике, но без приведения к эквивалентному режиму и непосредственно по среднеквадратичному ускорению головы водителя. При этом используются допустимые значения продолжительностей действия по данным ИСО. Приведение к эквивалентному режиму не следует делать потому, что учет в расчетной схеме передаточной функции приведения отражает тот же факт, что и коэффициенты приведения, а именно различную проходимость колебаний к голове человека в зависимости от их частоты.

18.1. ТИПЫ ПРИВОДОВ И ИХ КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Рулевое управление служит для отклонения (поворота) направляющих колес относительно продольной плоскости трактора. Для получения чистого качения направляющих колес при повороте без скольжения рулевое управление должно обеспечить: пересечение осей колес в одной точке — центре поворота; перпендикулярность осей к касательным к траектории колес. Чтобы осуществить эти требования, внутреннее и наружное колеса нужно поворачивать на разные углы α и β , связанные зависимостью

$$\operatorname{ctg} \beta - \operatorname{ctg} \alpha = \frac{A}{L}, \quad (18.1)$$

где α и β — углы поворота внешнего и внутреннего колес соответственно; A — расстояние между центрами шкворней поворотных цапф: $A = B - 2(a + h_{ш} \operatorname{tg} \beta_{ш})$ [здесь B — ширина колеи; a — плечо обкатки колеса; $h_{ш}$ — высота центра опоры шкворня в кулаке; $\beta_{ш}$ — угол поперечного наклона шкворня]; L — продольная база.

Поворот двух направляющих колес выполняют при помощи следующих приводов: рулевой трапеции с одной цельной или двумя поперечными тягами или двух продольных тяг.

Рулевая трапеция (рис. 18.1, а) определяется радиусом r поворотных рычагов и углами θ их установки.

Радиус r выбирают, учитывая, что длинные рычаги трудно разместить на тракторе, а короткие увеличивают усилие в поперечной тяге и ограничивают угол поворота. В существующих конструкциях $r = (0,16 \div 0,25) A_{\min}$.

Угол θ подбирают так, чтобы оси наружного и внутреннего направляющих колес при повороте пересекались в одной точке, лежащей на продолжении оси ведущих колес (в центре поворота). Наиболее просто подбор вести графически. При этом пользуются следующим методом: середину K передней оси (рис. 18.1, б) соединяют прямой с точкой F — проекцией центра C шкворня внутреннего колеса на заднюю ось. Продолжают ось наружного колеса до пересечения с линией KF и полученную точку E соединяют с точкой C — осью шкворня поворотной цапфы внутреннего колеса. Угол KCE равен требуемому углу α . Действительный угол α' отличается от требуемого, поскольку трапеция не обеспечивает точного выполнения зависимости (18.1).

Для проверки кинематики поворота для принятого угла θ задают различные углы α (проверяя одновременно не задевает ли подворачиваемое колесо за остов или другие детали трактора), а угол β находят графически или аналитически по формуле

$$\beta = \theta + \operatorname{arctg} \frac{r \cos(\theta + \alpha)}{A - r \sin(\theta + \alpha)} - \operatorname{arcsin} \frac{r + 2A \sin \theta - 2r \sin^2 \theta - A \sin(\theta + \alpha)}{\sqrt{A^2 + r^2 - 2Ar \sin(\theta + \alpha)}}$$

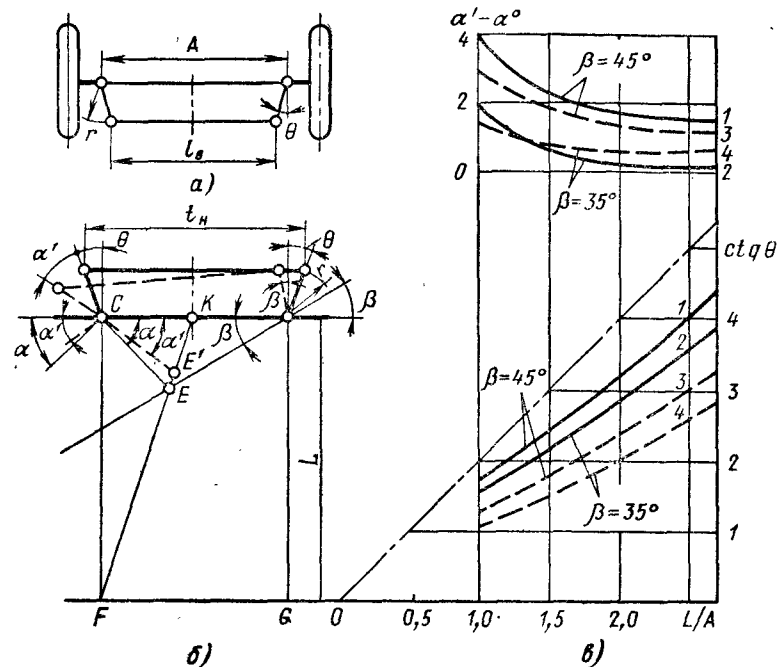


Рис. 18.1. Схема рулевой трапеции и ее характеристика:

а — трапеция с задним расположением поперечной тяги; б — трапеция с передним расположением поперечной тяги; в — зависимость угла θ от отношения L/A ; 1 и 2 — для задней поперечной тяги; 3 и 4 — для передней поперечной тяги; $\alpha' - \alpha$ — неточность угла поворота внутреннего колеса

Предварительно угол θ можно выбрать по зависимости L/A (рис. 18.1, в) или рассчитать по формуле

$$\operatorname{tg} \theta = 2 \frac{\sin \alpha_{\max} - \sin \beta_{\max}}{1 - (\cos \beta_{\max} - \cos \alpha_{\max})}. \quad (18.2)$$

Изменение ширины колеи, предусмотренное для большинства тракторов, вызывает изменение отношения L/A и r/A . При уменьшении L/A требуется увеличение углов θ и $\alpha - \beta$. Обычно устанавливают угол θ для средней, наиболее употребительной колеи, допуская повышенный износ шин при ее изменении.

Простая трапеция дает низкую точность кинематики поворота колес, с ухудшением ее при изменении колеи, и неравномерный поворот в разных направлениях.

Привод рулевой трапецией с двумя поперечными тягами имеет расположенную между поворотными кулаками сошку, связанную отдельными тягами с равноплечими (рис. 18.2, б) или неравноплечими (рис. 18.2, а) поворотными рычагами. Соотношения радиусов l_c и r сошки и поворотных рычагов, а также углы θ подбирают графическим построением так, чтобы точки E и H пересечения осей колес со стороны 1 и продолжением стороны 2 базового треугольника, опирающегося на заднюю ось, располагались на равных отрезках EK и HK . При построении можно пользоваться аналитическими зависимостями, приведенными И. Б. Барским [3]. При изменении ширины колеи изменяется кинематика поворота (рис. 18.3).

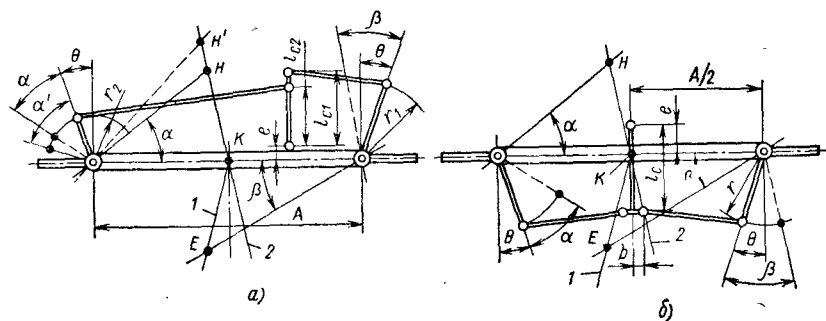


Рис. 18.2. Рулевое управление с двумя поперечными тягами: а — с несимметричными, расположенными спереди; б — с симметричными, расположенными сзади; 1 и 2 — сторона базового треугольника

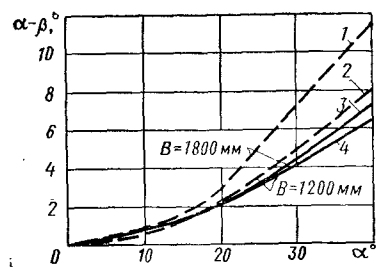


Рис. 18.3. Требуемая (1 и 2) и фактическая (3 и 4) разности между углами поворота внутреннего α и наружного β направляющих колес трактора МТЗ-50

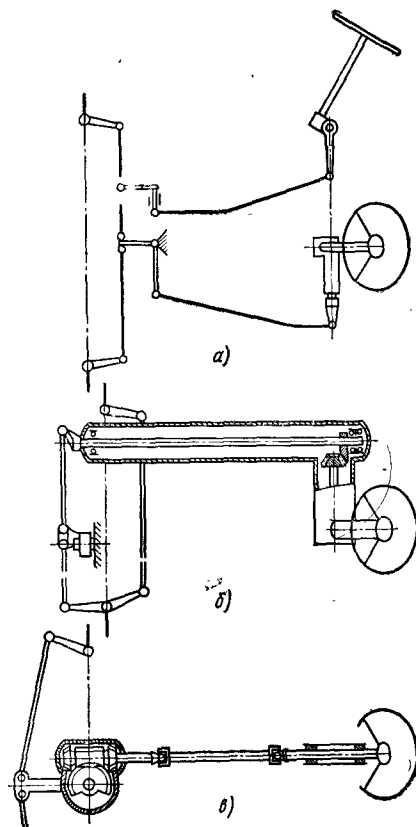


Рис. 18.4. Рулевой привод к двум поперечным тягам: а — продольной тягой; б — продольным валом сошки; в — продольным валом руля

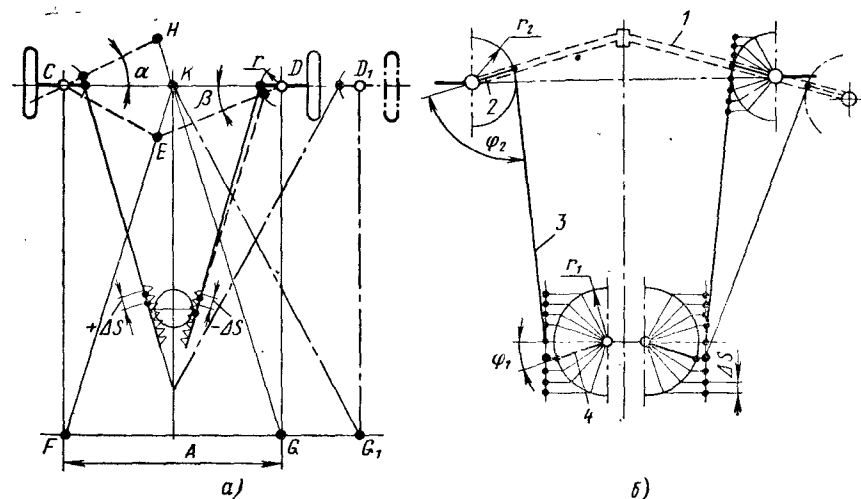


Рис. 18.5. Схемы приводов с двумя продольными рулевыми тягами: а — тяги параллельны сторонам базового треугольника; б — тяги образуют с рычагами острый угол; 1 — передняя ось; 2 — поворотный рычаг; 3 — продольная тяга; 4 — сошка (условно повернута из вертикальной плоскости в горизонтальную)

Привод к двум поперечным тягам (так же как и привод к рулевой трапеции) можно осуществить (рис. 18.4) продольной рулевой тягой, продольным валом сошки, продольным валом руля. Продольная рулевая тяга затрудняет навешивание сбоку трактора машин-орудий. Продольный вал сошки при большой длине имеет большой упругий угол закручивания, способствующий возникновению автоколебаний колес. Для исключения этого вал делают очень жестким, утяжеляя его. Подобный привод нашел применение только на некоторых легких самоходных шасси. При продольном вале руля рулевой механизм располагают перед двигателем. Вал сошки получается коротким и жестким. Вал сошки ставят вертикально, применяя гибкие муфты в валу руля или наклонно, тогда вал руля может быть цельным.

Привод двумя продольными тягами выполняют двумя способами. По одному способу продольные тяги располагают параллельно сторонам KF и KG треугольника (рис. 18.5, а), опирающегося на заднюю ось. Если радиус r поворотных рычагов невелик, то нарушение параллельности при повороте будет также невелико и им можно пренебречь. При перемещении тяг на одинаковую величину ΔS внешнее колесо поворачивается на угол β и продолжение его оси дает точку E . Продолжение оси внутреннего колеса пересекается в точке H с прямой HG . Так как треугольники KCH и KCE равны, угол KCH равен углу KCE (α).

Расширение колеи увеличением основания треугольника KFG практически не нарушает параллельности тяг его сторонам, а следовательно, сохраняется требуемая кинематика поворота.

При другом методе правую и левую сошки отклоняют назад от вертикали (рис. 18.5, б) и получают различные перемещения ΔS тяг при одинаковом угле поворота δ . Путем подбора (графическим построением) длин сошек, поворотных рычагов и их начальных углов можно получить необходимую кинематику поворота направляющих колес. Расширение колеи в этом случае также корректирует в необходимую сторону кинематику поворота. В ряде конструкций для сохранения длины продольных тяг переднюю ось делают изогнутой и выдвигающие кулаки перемещают по касательной и окружности, описываемой концом продольной тяги.

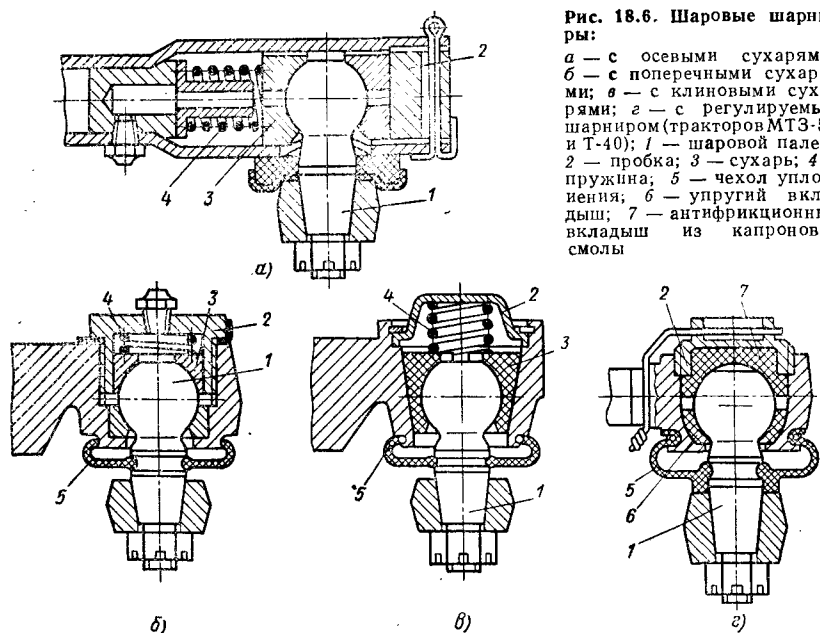


Рис. 18.6. Шаровые шарниры:

a — с осевыми сухарями; *b* — с поперечными сухарями; *в* — с клиновыми сухарями; *а* — с регулируемым шарниром (тракторов МТЗ-50 и Т-40); 1 — шаровой палец; 2 — пробка; 3 — сухарь; 4 — пружина; 5 — чехол уплотнения; 6 — упругий вкладыш; 7 — антифрикционный вкладыш из капроновой смолы

Недостатками привода двумя продольными тягами являются сложность рулевого механизма, имеющего две противоположно движущиеся сошки, и затрудненность бокового навешивания машин-орудий, так как мешают движущиеся рулевые тяги.

Поворот четырех направляющих колес выполняют для уменьшения: радиуса поворота (при том же угле β для обоих внешних колес внешний радиус поворота будет в 2 раза меньше); угла β при заданном радиусе поворота, чтоб приблизить колеса к остову трактора (это необходимо для тракторов с четырьмя ведущими колесами большого диаметра). При повороте четырех колес во время отъезда от препятствия задняя часть трактора приближается к препятствию и может произойти столкновение. Чтобы избежать этого, применяют выключение поворота задних колес; переключение задних колес на поворот в том же направлении, в каком поворачивают передние, для отъезда боком. В некоторых конструкциях устанавливают переключатель рулевого привода, обеспечивающий поворот только передних колес; передних и задних колес; передних и задних колес в одном направлении.

Вместо четырех управляемых колес в отечественных конструкциях получил распространение поворот при помощи шарнирной рамы, складываемой рулевым управлением с гидравлическим усилителем.

Для соединения движущихся в пространстве тяг применяют шаровые шарниры, состоящие из шарового пальца 1 (рис. 18.6), соединенного конусной шейкой с рычагом, сухарей 3 и корпуса. Для устранения зазора сухари сжимаются пружиной 4. Различают шарниры с осевым расположением сухарей и с поперечным (рис. 18.6, б). Чтобы упростить техническое обслуживание, применяют шарниры с сухарями из антифрикционного полимерного материала с одноразовой смазкой. Для компенсации износа делают сухари клиновидной формы с зажимной пружиной (рис. 18.6, в) или вводят упругую вставку из эластомера, поджимаемую резьбовой пробкой (рис. 18.6, з).

Тяги привода для облегчения конструкции выполняют трубчатыми,

18.2. РУЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Рулевой механизм должен обеспечивать:

1. Устойчивое движение по прямой. Рулевое колесо в положении прямолинейного движения должно иметь минимальный свободный ход. Для новых тракторов без гидроусилителей руля свободный ход должен быть в пределах $10-15^\circ$ (в старых моделях допускался до 25°).

2. Небольшое усилие на рулевом колесе (штурвале) — не более 3 кгс по «Единым требованиям безопасности». При повороте на месте допустимо увеличение усилия до 12 кгс. Следует иметь в виду, что при увеличении скорости сопротивление повороту, а значит, и усилие на рулевом колесе несколько уменьшаются.

3. Соблюдение пропорциональности между усилием на рулевом колесе и моментом, поворачивающим направляющие колеса.

4. Обратимость, т. е. способность повернутых направляющих колес при освобожденном рулевым колесе возвращаться в положение прямолинейного движения под действием стабилизирующего момента. Для уменьшения отдачи на руку рулевые механизмы обычно делают на пределе обратимости.

Рулевые механизмы характеризуются:

1. Угловым передаточным числом

$$u_{\omega m} = \frac{d\varphi_p}{d\Omega} = \frac{\Delta\varphi_p}{\Delta\Omega},$$

где $d\varphi_p$ и $d\Omega$ — элементарные углы поворота рулевого колеса и вала сошки; $\Delta\varphi_p$ и $\Delta\Omega$ — углы поворота рулевого колеса и вала сошки на участке небольшого изменения.

Для облегчения управления и улучшения поворотливости желательно иметь большее $u_{\omega m}$ в среднем положении и уменьшение его с увеличением $\Delta\varphi_p$.

2. К. п. д. в прямом (при передаче усилия от рулевого колеса к сошке) $\eta_{\omega p}$ и обратном (при передаче усилия от сошки к рулевому колесу) $\eta_{\omega o}$ направлениях:

$$\eta_{\omega p} = \frac{M_{\Omega}}{M_{\omega} u_{\omega m}}; \quad \eta_{\omega o} = \frac{M_{\omega} u_{\omega m}}{M_{\Omega}},$$

где M_{ω} и M_{Ω} — моменты на рулевом вале и валу сошки.

При большом значении $\eta_{\omega p}$ облегчается управление трактором. При малом значении $\eta_{\omega o}$ уменьшается момент на рулевом колесе от толчков, действующих на управляемые колеса, и одновременно ухудшается обратимость.

Конструктивно рулевые механизмы выполняются: шестеренчатыми (включая реечные), червячными, винтовыми и комбинированными. По положению вала сошки различают механизмы с горизонтальным, вертикальным и наклонным валами (последние два механизма применяют при продольном рулевом вале). По числу валов сошки механизмы могут быть с одним валом и с двумя валами (для двух продольных тяг).

Шестеренчатые механизмы из-за больших габаритов для получения большого передаточного числа, большого свободного хода, полной обратимости не получили распространения и применяются или на легких самоходных шасси, или в комбинации с рулевыми механизмами других типов.

Червячные механизмы широко применяются на тракторах. Цилиндрический червяк может зацепляться с радиальным (рис. 18.7, а) и с торцовым сектором (рис. 18.7, б). В последнем случае обеспечивается большая площадь контакта между червяком и сектором, что уменьшает износ деталей. В конструкции должно быть предусмотрено регулирование зазора в зацеплении. При радиальном секторе это достигается приближением червяка к сектору поворотом эксцентричного стакана подшипников червяка. При торцовом секторе приближают сектор изменением толщины проставочной шайбы под крышкой.

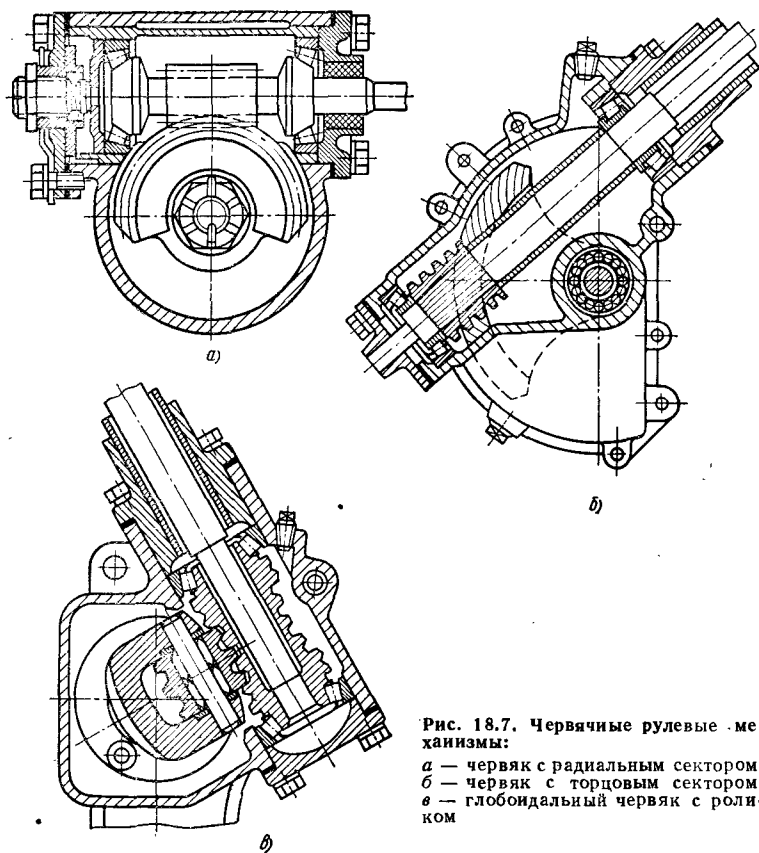


Рис. 18.7. Червячные рулевые механизмы:

а — червяк с радиальным сектором;
б — червяк с торцовым сектором;
в — глобоидальный червяк с роликом

Винтовые механизмы имеют двух- или трехзаходный винт и гайку, соединяемую с кривошипом. Для компенсации изменения плеча кривошипа при его повороте применяют качающийся винт, закрепленный на вершине колонки в сферическом (или радиальном с увеличенным зазором) шарикоподшипнике; промежуточный сухарь, в котором скользит палец кривошипа; гайку с дополнительным проворачиванием кривошипом. Недостатками винтовых механизмов являются невозможность регулирования зазоров сопряженных деталей для компенсации износа, большая величина обратного к. п. д., чем прямого (около 0,8 против 0,6—0,65), что увеличивает передачу на руки водителя толчков от неровностей пути. Достоинством их является простота конструкции, изготовления и ремонта.

Комбинированные рулевые механизмы сочетают в себе два типа механизмов, например, винт с гайкой или зубчатую рейку с сектором (рис. 18.8, а). Передаточное число такого механизма равно произведению передаточных чисел его элементов: винта — гайки и рейки — сектора. Обратный к. п. д. (около 0,85) значительно больше прямого (около 0,7), что является недостатком.

Рулевые механизмы для двух продольных тяг имеют два вала сошки с противоположным движением одного относительно другого. Такие механизмы часто выполняются в виде винта — гайки и двух расставленных в разные стороны кривошипов (рис. 18.8, б) или в виде червячной передачи, а второй вал сошки

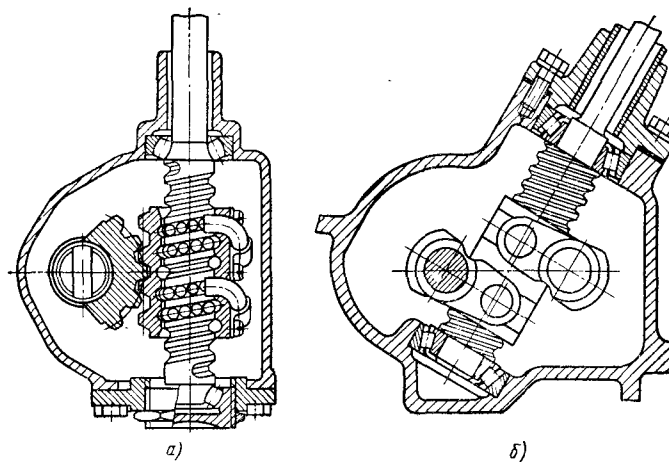


Рис. 18.8. Комбинированные рулевые механизмы:

а — винт и сектор с одним валом сошки; б — винт и кривошипы для двух валов сошки

связан с основным шестеренной парой. Недостатком этих механизмов является несоосность левого и правого валов сошек, что требует разной длины продольных тяг и нарушает симметрию поворота. Соосные валы сошек могут быть получены при винте с левой и правой резьбой, соединенном с левой и правой полушайбами, связанными с кривошипами соответствующих валов сошек.

Характеристика рулевых механизмов приведена в табл. 18.1.

18.1. Характеристика рулевых механизмов

| Механизм | Угловое передаточное число $u_{\text{ом}}$ | К. п. д. механизма | |
|---|---|---|--|
| | | прямой $\eta_{\text{оп}}$ | обратный $\eta_{\text{оо}}$ |
| Червячный с сектором: радиальным (рис. 18.7, а) торцовым (рис. 18.7, б) | $\frac{z_k}{z_q} = \frac{2\pi r_0}{t}$ | $\frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \nu)}$ | $\frac{\operatorname{tg}(\gamma - \nu)}{\operatorname{tg} \gamma}$ |
| Глобоидный червяк с роликом (рис. 18.7, в) | $\frac{\omega_q}{\omega_n}$ | $\frac{\cos \alpha - \mu \operatorname{tg} \gamma}{\cos \alpha + \mu \operatorname{tg} \gamma}$ | — |
| Винт с гайкой: при качающемся рулевым вале | $\frac{2\pi R}{t} \times$ $R \cos \varphi_p \pm$ $\frac{\pm \sqrt{L^2 - R^2} \sin \varphi_p}{\sqrt{L^2 - R^2} \pm}$ $\pm \frac{t}{2\pi} \varphi_p$ | — | — |

Продолжение табл. 18.1

| Механизм | Угловое передаточное число $u_{\omega\mu}$ | К. п. д. механизма | |
|--|--|---------------------------|--------------------------------|
| | | прямой $\eta_{\omega\mu}$ | обратный $\eta_{\omega\sigma}$ |
| при кривошине, скользящем в пазе гайки . . . | $\sqrt{\left(\frac{2\pi R}{t}\right)^2 - \varphi_p^2}$ | — | — |
| при вильчатом рычаге | $\frac{2\pi K}{t \cos^2 \varphi_p} = \frac{2\pi K}{t} + \frac{t\varphi_p^2}{2\pi K}$ | — | — |

Примечание. z_k — число зубьев колеса; $z_{\text{ч}}$ — число заходов червяка, винта; γ — угол подъема винтовой линии ($8-12^\circ$); t — шаг винтовой линии; $t = \pi d_0 \operatorname{tg} \gamma$; d_0 — диаметр средней окружности винтовой линии; r_0 — радиус начальной окружности сектора; R — радиус кривошины; K — расстояние между осями вала руля и вала сошки; L — расстояние между центром верхней опоры качающегося рулевого вала и осью вала сошки; α — угол зацепления; ν — угол трения; $\mu = \operatorname{tg} \nu$.

18.3. РАСЧЕТ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Исходными данными для расчета являются: схема переднего моста ($A_{\text{шак}}$, $A_{\text{мин}}$, плечо обкатки a), база L и минимальный радиус поворота без применения тормозов $\rho_{\text{мин}}$. На основе формул (2.1)—(2.4) и (18.1) находят $\alpha_{\text{шак}}$ и $\beta_{\text{шак}}$. Выбирают тип рулевого привода, радиус поворотного рычага r и определяют по формуле (18.2) угол θ . Строят график кинематики поворота.

Определяют момент сопротивления повороту направляющих колес

$$M_{\text{п}} = (M_1 + M_2 + M_3) \frac{1}{\eta_{\text{пр}}},$$

где $M_1 = G_1 f_1 a$ — момент сопротивления направляющих колес перекачиванию (здесь G_1 — радиальная нагрузка на направляющие колеса; f_1 — коэффициент сопротивления перекачиванию); M_2 — момент сопротивления колес поворачиванию: при стоянке $M_2 = 0,14 G_1 \varphi_{\text{с}} r_{\text{п}}$, при движении $M_2 = 2 k_y \delta_y l_y$ (здесь $\varphi_{\text{с}}$ — коэффициент сцепления с почвой; $r_{\text{п}}$ — динамический радиус направляющего колеса; k_y — коэффициент сопротивления шины уводу; δ_y — угол увода: $\delta_y = 2 + 4^\circ$; l_y — плечо увода; можно принять равным $0,25$ длины эллипса площади отпечатка шины, тогда $l_y \approx 0,1 r_{\text{п}}$); $M_3 = G_1 (a + r_{\text{п}} \beta_{\text{ш}}) \left(\beta_{\text{ш}} \sin \frac{\alpha + \beta}{2} + \gamma_{\text{ш}} \cos \frac{\alpha + \beta}{2} \right)$ — стабилизирующий момент от поперечного $\beta_{\text{ш}}$ и продольного $\gamma_{\text{ш}}$ наклона (рад) шкворня; $\eta_{\text{пр}}$ — к. п. д. привода (поворотных цапф и трапеции).

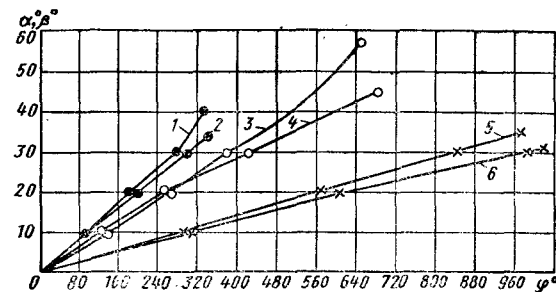
При движении по неровностям возникают толчки, дополнительно нагружающие рулевой механизм. Наиболее опасным является выезд одного колеса из борозды глубиной h_6 , вызывающий толчок силой

$$T = 0,5 G_1 \frac{\sqrt{2c - c^2}}{1 - c},$$

где $c = h_6 / r_{\text{п}}$.

Рис. 18.9. Зависимость поворота направляющего колеса во внутреннюю (α°) и наружную (β°) стороны от угла φ° поворота рулевого колеса для отечественных тракторов:

1 и 2 — ДТ-20; 3 и 4 — ДТ-24-2; 5 и 6 — МТЗ-5Л; 1, 3, 5 — для угла α ; 2, 4, 6 — для угла β



Общее угловое передаточное число

$$u_{\omega} = u_{\omega\mu} u_{\omega\sigma} \approx \frac{M_{\text{п}}}{P_{\text{р}} R_{\text{ш}} \eta_{\omega\mu}},$$

где $P_{\text{р}}$ — усилие на рулевом колесе: при наличии усилителя $P_{\text{р}} \leq 12$ кгс, без усилителя $P_{\text{р}} \leq 3$ кгс; $R_{\text{ш}}$ — радиус рулевого колеса (штурвала).

Передаточное число рулевого механизма вычисляют по формулам табл. 18.1. Передаточное число привода определяется соотношением плеч рычагов привода устанавливаемых из кинематической схемы. В большинстве рулевых управлений применяют механизмы, имеющие постоянное $u_{\omega\mu}$ (червяк—сектор и глобoidный червяк—ролик), но вследствие изменения соотношения плеч рычагов общее передаточное число изменяется (рис. 18.9).

Усилие на рулевом колесе

$$P_{\text{р}} = \frac{M_{\text{п}}}{R_{\text{ш}} u_{\omega\mu} \eta_{\omega\mu}} = \frac{M_{\text{п}} l_{\text{с}}}{l_{\text{р}} R_{\text{ш}} u_{\omega\mu} \eta_{\omega\mu}},$$

где $l_{\text{с}}$ и $l_{\text{р}}$ — длины рулевой сошки и поворотного рычага.

Для сравнительной оценки рулевых механизмов НАТИ рекомендует пользоваться средней работой, требуемой для поворота трактора при движении:

$$A_{\text{ср}} = \frac{\pi \varphi_{\text{р}} \gamma}{180} R_{\text{ш}} P_{\text{р}},$$

где $\varphi_{\text{р}}$, γ — угол поворота штурвала (град.) от среднего положения до упора. Желательно иметь $A_{\text{ср}} = 1,5-2$ кгс·м, допустимо 10 кгс·м при усилии на штурвале $P_{\text{р}} < 6$ кгс.

Расчет деталей рулевого управления на прочность. Детали рассчитывают на условную нагрузку, принимаемую равной максимальному усилию на штурвале $P_{\text{р}} \text{шак} = 50$ кгс, на конце сошки $Q_1 = 0,5 G_1$.

Рулевое колесо и вал. Диаметр колеса $D_{\text{ш}} = 425$ и 480 мм. Ступицу колеса соединяют с валом посадкой на конус с шейкой, снабженной 36 остроугольными шлицами (соединение ГАЗ для колес диаметром 425 мм) или с сегментной шпонкой (соединение ЗИЛ для колес диаметром 480 мм).

Диаметр вала (см)

$$d = \sqrt{\frac{P_{\text{р}} \max R_{\text{ш}}}{0,2 \tau_{\text{кр}}}}.$$

Допустимое напряжение $\tau_{\text{кр}} \leq 600$ кгс/см². Напряжения смятия в шлицевых соединениях $\sigma_{\text{см}} = 500-600$ кгс/см². При переднем расположении рулевого механизма вал проходит над двигателем и состоит из отдельных частей, соединяемых карданными шарнирами. Шипы крестовины кардана рассчитывают на изгиб и срез (см. гл. 12), принимая напряжения изгиба $500-600$ кгс/см² и среза $200-300$ кгс/см².

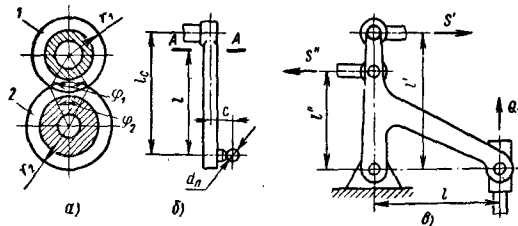


Рис. 18.10. Схемы для расчета на прочность:

a — передача глобоидальный червяк (1) и ролик (2); *б* — рулевая сошка; *в* — рулевые тяги

Передача червяк — сектор. Напряжение изгиба в зубьях червячного сектора

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{48\pi R_{\text{ш}} P_{\text{р}} \max h}{bt^3 \cos^2 \gamma} = 5000 \div 6000 \text{ кгс/см}^2,$$

где *h* — высота зуба сектора, см; *b* — ширина зуба сектора, см; *t* — шаг витка червяка, см; γ — угол наклона винтовой линии.

Определяют прогибы вала червяка и сектора. Суммарный прогиб не должен превышать 0,3—0,5 мм.

Передача винт — гайка. Напряжения среза ниток гайки

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q_1 l_c}{\pi d h i R} = 600 \div 800 \text{ кгс/см}^2,$$

где *h* — высота нитки гайки, см; *d* — внутренний диаметр резьбы, см; *i* — число ниток, приходящихся на длину гайки.

Передача червяк — ролик. Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{T}{F} = 1000 \div 1200 \text{ кг/см}^2,$$

где *T* — осевая сила: $T = \frac{M_{\text{пл}} l_c}{l_{\text{р}} r_{\text{кр}}}$ (здесь $r_{\text{кр}}$ — радиус кривошипа с роликом, см); *F* — полная площадь соприкосновения при двух зубьях в зацеплении (рис. 18.10, *a*): $F = (\varphi_1 - \sin \varphi_1) r_1^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) r_2^2$.

Рулевая сошка. Сошку рассчитывают на изгиб и кручение от максимальной силы Q_1 . Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{Q_1 l}{W} = 1500 \div 2000 \text{ кгс/см}^2,$$

где *W* — момент сопротивления изгибу в сечении *A—A* (рис. 18.10, *б*).
Напряжение кручения

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{Q_1 c}{W_{\text{к}}} = 600 \div 800 \text{ кгс/см}^2,$$

где $W_{\text{к}}$ — момент сопротивления кручению.

Рулевые тяги. Тяги рассчитывают на сжатие и продольный изгиб. Максимальная сила, действующая на продольную тягу, равна Q_1 .

Максимальная сила, действующая на поперечную тягу (рис. 18.10, *в*),

$$S' = 0,5G_1 \frac{l}{l'}; \quad S'' = 0,5G_1 \frac{l}{l''}.$$

Напряжение при продольном изгибе тяги

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E J_{\text{T}}}{l_{\text{T}}^2 F_{\text{T}}},$$

где *E* — модуль упругости при растяжении, равный $2 \cdot 10^6$ кгс/см²; J_{T} — момент инерции сечения тяги: $J_{\text{T}} = 0,049 (D^4 - d^4)$ для трубчатого сечения (здесь *D* и *d* — наружный и внутренний диаметры трубы); F_{T} — площадь сечения тяги: $F_{\text{T}} = 0,785 (D^2 - d^2)$ для трубчатого сечения; для сплошного сечения $F_{\text{T}} = 0,785 D^2$; l_{T} — длина тяги.

Напряжения сжатия тяги: продольной

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{Q_1}{F_{\text{T}}};$$

поперечной

$$\sigma'_{\text{сж}} = \frac{S}{F_{\text{T}}}.$$

Запас устойчивости

$$n_{\text{уст}} = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\sigma_{\text{сж}}} = \frac{\pi^2 E J_{\text{T}}}{Q_1 l_{\text{T}}^2}; \quad n'_{\text{уст}} = \frac{\pi^2 E J_{\text{T}}}{S l_{\text{T}}^2}.$$

Запас устойчивости в выполненных конструкциях $n_{\text{уст}} = 9 \div 25$.

Шариры рулевого привода. Ножка пальца рассчитывается на срез и изгиб в месте заделки. Диаметр сферы пальца $d_{\text{п}}$ находят по максимальному напряжению

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q_1}{0,785 d_{\text{п}}^2} = 250 \div 350 \text{ кгс/см}^2.$$

Предварительно диаметр сферы пальца можно выбрать в зависимости от G_1 :

| | | | | | | | | |
|---------------------|-------|---------|----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| G_1 , кгс | 0—600 | 600—900 | 900—1250 | 1250—1600 | 1600—2400 | 2400—3400 | 3400—4900 | 4900—7000 |
| $d_{\text{п}}$, мм | 22 | 25 | 28 | 32 | 35 | 40 | 45 | 50 |

Угол качания шартира принимают равным $\pm 18^\circ$.

18.4. УСИЛИТЕЛИ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Для получения минимального радиуса поворота при движении на повышенной скорости требуется увеличение скорости вращения рулевого колеса. Мощность, затрачиваемая водителем на вращение рулевого колеса,

$$N_{\text{р.к}} = \frac{A_{\text{ср}}}{t_{\text{п}}} = \frac{M_{\text{п}} \omega}{\eta_{\text{п}}},$$

ω — угловая скорость рулевого колеса; $t_{\text{п}}$ — время поворота, с.

Время поворота рулевого колеса до упора при работе на скорости 2—3 м/с не должно превышать 2,5 с, иначе значительно увеличится ширина поворотной полосы.

Для сокращения времени поворота, облегчения работы водителя, уменьшения среднего усилия на рулевом колесе до 3 кгс все вновь проектируемые колесные тракторы, начиная от класса 0,9 тс, снабжают усилителями рулевого управления.

В зависимости от источника энергии различают усилители гидравлические пневматические и электрические. На тракторах получили распространение гидравлические усилители руля, так как они имеют небольшие габаритные размеры, поглощают удары при наезде на препятствия и относительно (например, сравнительно с электрическими) недорогие. Гидравлические усилители питаются от

отдельного насоса или от насоса гидравлической системы через разделительный клапан потока.

Гидравлические усилители подразделяют:

а) по месту установки гидродвигателя и распределителя: в рулевом механизме и в рулевых тягах;

б) по типу гидродвигателя на поршневые и роторные;

в) по наличию обратной связи (реактивного действия момента поворота) на имеющие обратную связь и без обратной связи.

Роторные гидродвигатели не получили распространения, так как в них трудно обеспечить надежное уплотнение при малых частотах вращения, характерных для рулевых усилителей.

Наиболее просто усилитель руля выполняется в виде гидроцилиндра, объединенного с золотниковым распределителем, устанавливаемого параллельно рулевой тяге (рис. 18.11, а). При повороте рулевого колеса сошка 1 отклоняется на величину зазора Δ между ее отверстием и пальцем, перемещая золотник 5. Последний направляет поток масла в цилиндр, который, передвигаясь, перемещает рулевую тягу 3 и корпус гидрораспределителя до перехода золотника в нейтральное положение. Чтобы обеспечить более точное центрирование и удержать цилиндр от перемещения при толчках, передаваемых направляющими колесами через рулевую тягу, установлены центрирующие пружины 4. Когда нет подачи масла (двигатель не работает), сошка, выбрав зазор, жестко упирается в палец, передвигая рулевую тягу и цилиндр за счет выдавливания масла с одной стороны поршня на другую. Для обеспечения свободного перетекания масла в распределителе иногда устанавливают переливной клапан.

Схема, приведенная на рис. 18.11, б, позволяет использовать серийные цилиндры от гидравлических систем, а также лучше предохранить распределитель от толчков и попадания пыли. Распределитель установлен неподвижно на раме. Его золотник связан с двуплечим рычагом, качающимся на пальце, закрепленном в сошке (показано пунктиром). Двуплечий рычаг имеет с валом сошки кольцевой зазор Δ . Центрирование золотника в нейтральном положении облегчается двумя поршнями 7. Под давлением масла поршень стремится задвинуть выступающий торец золотника, создавая реактивное усилие на сошке. При большем сопротивлении повороту давление масла будет больше, что увеличит реактивное усилие, сообщая водителю «ощущение дороги».

Практика показала, что на тракторах, работающих в основном на пересеченной местности, передача реактивного усилия на рулевое колесо увеличивает утомляемость тракториста. Поэтому на новых тракторах устройства для создания реактивного усилия не применяются.

Для большой устойчивости прямолинейного движения при низкой собственной стабилизации переднего моста, в каналы от цилиндра включают обратные клапаны, запирающие масло в цилиндре. Клапаны открываются автоматически при подаче масла под давлением извне.

Усилитель, встроенный в рулевой механизм с вертикальным валом сошки, показан на рис. 18.11, в. Такая конструкция более компактна; в ней отсутствуют шланги и все маслопроводы выполнены в виде жестких трубок. Вращение рулевого колеса вызывает осевое перемещение вала червяка на ход Δ золотника. Поданное в силовой цилиндр масло движет поршень и прикрепленной к его штоку зубчатой рейкой поворачивает сектор вала сошки, возвращая одновременно золотник в нейтральное положение. Центрированию золотника помогают три пары плунжеров 8, распираемых пружинами. Для получения реактивного усилия можно распирать плунжеры давлением нагнетаемого масла.

У тракторов с шарнирной рамой рулевое усилие действует на поперечный рычаг, прикрепленный к задней полураме (рис. 18.12). Поворачивающая сила создается гидравлическим цилиндром 1. Цилиндр питается маслом, подаваемым шестеренным насосом 7. Насос имеет переключаемый привод: от двигателя через независимый ВОМ или от ведущих колес при движении на буксире. Подача к распределителю постоянного количества масла независимо от частоты

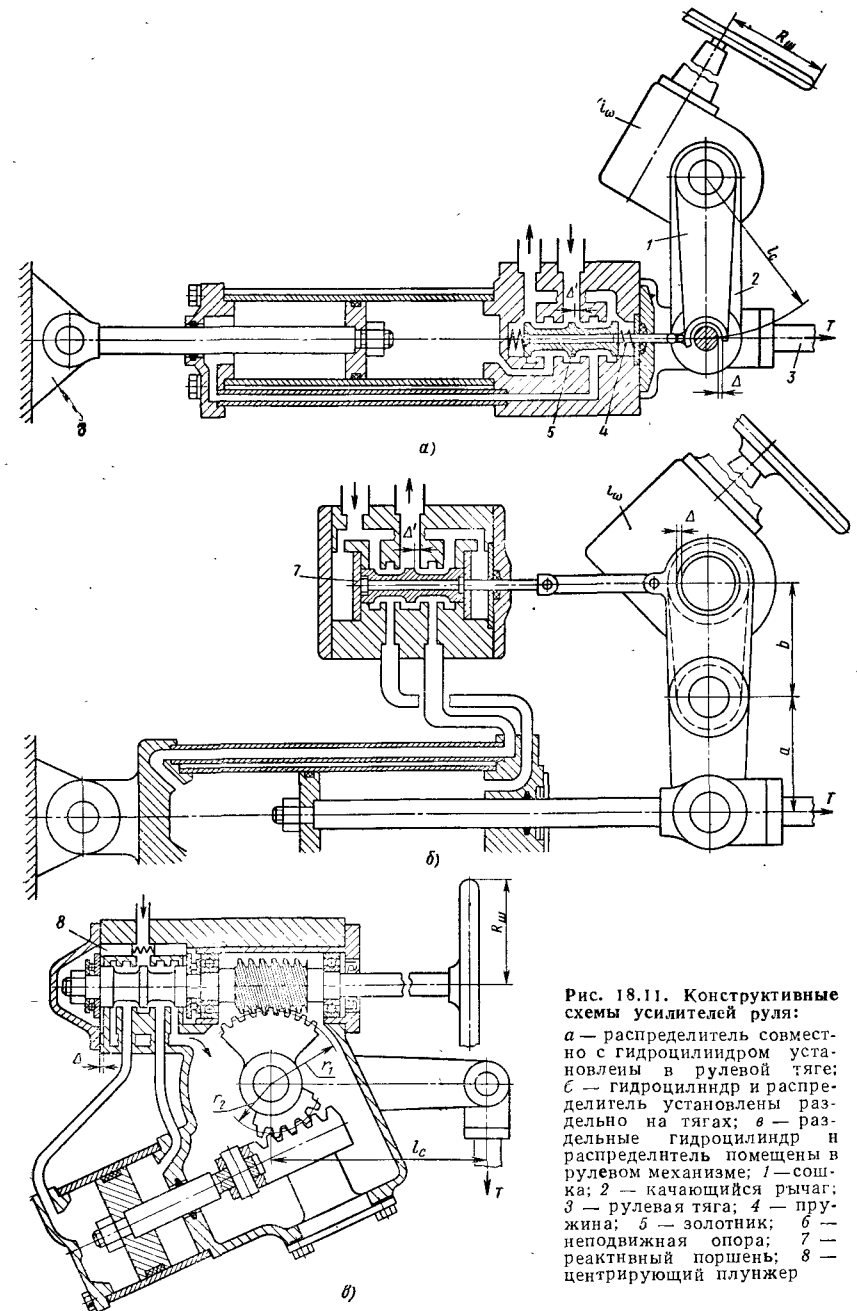


Рис. 18.11. Конструктивные схемы усилителей руля:

а — распределитель совместно с гидроцилиндром установлены в рулевой тяге; б — гидроцилиндр и распределитель установлены раздельно на тягах; в — раздельные гидроцилиндр и распределитель помещены в рулевой механизм; 1 — сошка; 2 — качающийся рычаг; 3 — рулевая тяга; 4 — пружина; 5 — золотник; 6 — неподвижная опора; 7 — реактивный поршень; 8 — центрирующий плунжер

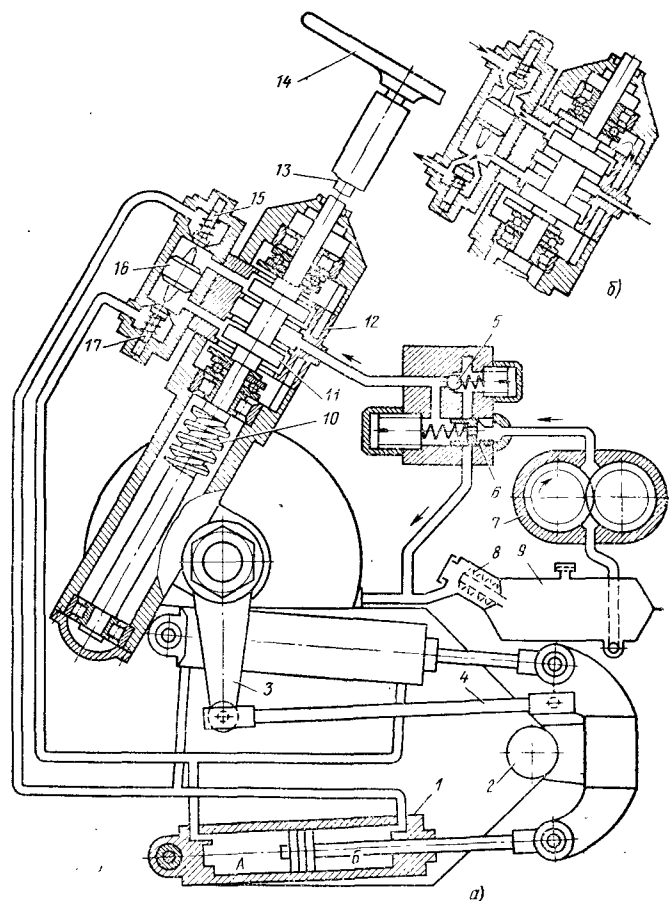


Рис. 18.12. Схема рулевого управления трактора с шарнирной рамой для положения золотника распределителя и запорных клапанов: а — при прямолинейном движении; б — при повороте вправо

вращения насоса обеспечивается клапаном расхода 6, а защита от перегрузки предохранительным клапаном 5. Передняя и задняя ведущие оси при шарнирной раме не имеют стабилизирующего момента и для обеспечения прямолинейного движения маслопроводы к цилиндру запираются обратными клапанами 15 и 17. При повороте колеса 14 вал 13 смещается в осевом направлении, передвигая золотник 11. В одном из каналов распределителя 12 давление масла повышается и через обратный клапан масло поступает в цилиндр. Одновременно плунжер 16 сдвигается от среднего положения в сторону и своим хвостовиком нажимает на противоположный клапан, открывая маслу выход из другой полости цилиндра.

Так как объем полостей А и Б гидроцилиндра различны, время поворота вправо больше, чем влево. Для уравнивания времени поворота ставят два цилиндра, действующих на оба конца поперечного рычага. Когда вращение рулевого колеса прекращается тяга обратной связи 4 через сошку 3 и червяк 10 возвращает

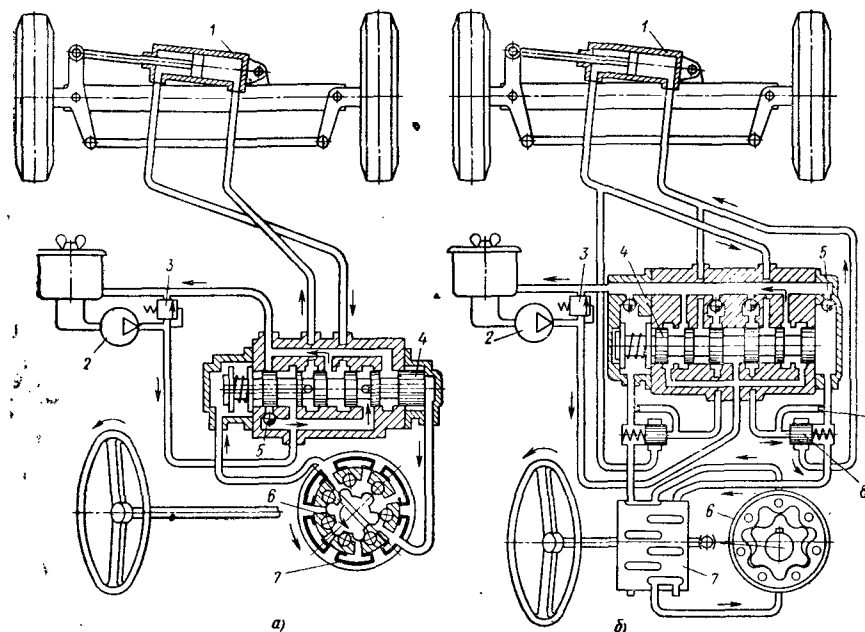


Рис. 18.13. Гидрообъемный рулевой привод: а — одноконтурный; б — двухконтурный

золотник в нейтральное положение. В этом положении подаваемое насосом масло сливается в бак 9 через фильтр 8.

За рубежом широкое распространение получают гидрообъемные рулевые системы управления. Их основные преимущества: компактность и небольшая масса, возможность расположения рулевого колеса в любом месте и простота регулирования его положения по высоте и углу наклона (не нужны механические соединения), простота переключения на любой способ управления многоколесными машинами. Основой гидрообъемного рулевого привода служит вращаемый рулевым колесом насос-дозатор, вытесняющий объем рабочей жидкости от 80 до 300 см³/об для малых типоразмеров и от 400 до 800 см³/об для больших типоразмеров. Нормальное давление 20—40, максимальное до 140 кгс/см². В качестве насоса-дозатора применяют планетарный, с внутренними зубьями (фирма Данфос, Дания), пластинчатый (фирма Плессей, Англия), плунжерный насосы.

Рулевой привод с насос-дозатором и гидроусилением может быть выполнен одноконтурным и двухконтурным. При одноконтурном приводе (рис. 18.13, а) нагнетаемое питающим насосом 2 масло подается через распределитель 4 к насос-дозатору 6. Когда рулевое колесо неподвижно, насос-дозатор запирает масло в гидроцилиндре 1, а золотник 4 распределителя открывает выход маслу от насоса 2 в сливной канал. При вращении рулевого колеса вращается насос-дозатор 6 и его золотник 7, который направляет масло под давлением к торцу золотника 4. Последний смещается и открывает проход маслу, подаваемому насосом-дозатором, в рабочую полость цилиндра 1 в количестве, пропорциональном углу поворота рулевого колеса. Если двигатель не работает и насос 2 не подает масло, насос-дозатор засасывает масло через клапан 5 и подает его в цилиндр. Усилие для вращающего рулевого колеса в этом случае значительно возрастает. От перегрузки питающий насос 2 защищен предохранительным клапаном 3.

При двухконтурном гидроприводе (рис. 18.13, б) создаваемое вращение насоса-дозатора 6 давление масла смещает золотник 4, который открывает путь маслу от насоса 2, через клапан потока 8 к гидроцилиндру 1. Поэтому насос-дозатор может иметь небольшой объем. Когда насос-дозатор остановлен, то подаваемое насосом 2 масло, пройдя через дюзку 9, уравнивает золотник 4 и клапан. Под действием пружин золотник возвращается в нейтральное положение, а клапан потока закрывается. Если двигатель не работает, то подаваемое при вращении руля насосом-дозатором масло смещает золотник 4, открывая ему путь через дюзку 9 в гидроцилиндр. При этом усилие на рулевом колесе существенно не возрастает, но значительно увеличивается число оборотов рулевого колеса для выполнения поворота машины.

Расчет усилителя руля. Основные требования к усилителям руля следующие:

1. Усилие на рулевом колесе, при котором включается усилитель,

$$P_0 = \frac{Q + Z}{i_1 \eta_1} = 2 + 3 \text{ кгс},$$

где Q — предварительная затяжка центрирующих пружин; Z — сумма сопротивлений перемещению золотника, обычно величина, близкая к нулю; i_1 — передаточное число от золотника к рулевому колесу; η_1 — к. п. д. передачи.

2. Угол φ_0 холостого поворота рулевого колеса до начала действия усилителя:

$$\varphi_0 = \frac{\Delta'}{R_{ш}} i_1 = \left(\frac{\pi}{60} \div \frac{\pi}{45} \right) = 3 \div 4^\circ,$$

где Δ' — ход золотника до начала перекрытия сливного канала.

Полный свободный поворот рулевого колеса при выключенном усилителе должен быть не более

$$\varphi'_0 = \frac{2\Delta}{R_{ш}} i_1 \leq \left(\frac{\pi}{6} \div \frac{\pi}{5} \right) = 30 \div 35^\circ,$$

где Δ — радиальный (или одностороннего) зазор, равный половине хода золотника из одного крайнего положения в другое.

3. Максимальная сопротивляемость обратной включающей силе T от направляющих колес:

$$T = \frac{Q + Z}{i_2 \eta_2},$$

где i_2 и η_2 — обратное передаточное число и обратный к. п. д. от рулевой тяги до золотника.

Для повышения устойчивости движения делают $i_2 < 1$. Желательно золотник помещать возможно ближе к рулевому колесу, а силовой цилиндр — к направляющим колесам.

Пример. Рассчитать усилитель руля к опытному трактору класса 0,9 тс. Исходные данные: $G_1 = 900$ кгс; шины 6.50 — 16 с номинальным радиусом $r_{п} = 38$ см, $k_y = 50$ кгс/град; плечо обкатки $a = 6$ см; углы стабилизации $\beta_{ш} = 7^\circ$; $\gamma_{ш} = 3^\circ$; длина поворотных рычагов $l_{п} = 18$ см; радиус сошки $l_c = 21$ см; радиус штурвала $R_{ш} = 21$ см; передаточное число рулевого механизма $u_{\omega M} = 18$. Усилитель выполнен по схеме, изображенной на рис. 18.11, а.

1. Определяем максимальный момент сопротивления повороту по эмпирической формуле

$$M'_{п} = \frac{\varphi_c}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{P_{ш}}} = 6000 \text{ кгс-см},$$

где $P_{ш}$ — давление в шинах: $P_{ш} = 2$ кгс/см²; $\varphi_c = 0,95$.

2. Определяем усилие на рулевой тяге (на пальце сошки):

$$T_1 = \frac{M'_{п}}{l_{п}} = \frac{6000}{18} = 333 \text{ кгс}.$$

3. Рассчитываем усилие на ободу рулевого колеса при работе без усилителя, приняв к. п. д. рулевого механизма $\eta_{\omega п} = 0,5$:

$$P_{р1} = \frac{T_1 l_c}{R_{ш} i_{\omega M} \eta_{\omega п}} = \frac{333}{9} = 37 \text{ кгс}.$$

4. Определяем площадь гидроцилиндра, задавшись максимальным давлением масла $P_M = 50$ кгс/см² (цилиндр включен в рулевую тягу):

$$F = \frac{333}{50} = 6,66 \text{ см}^2.$$

Принимаем $d_{ц} = 36$ мм для унификации с гидроцилиндром навесного устройства самоходного шасси Т-16, имеющим $d_{ш} = 20$ мм. Тогда $F = 0,785 (d_{ц}^2 - d_{ш}^2) = 7,05 \text{ см}^2$.

5. Находим ориентировочно ход поршня цилиндра, задавшись наибольшим средним поворотом направляющих колес $0,5 (\alpha + \beta) = 45^\circ$:

$$S = 2 l_{п} \sin \frac{\alpha + \beta}{2} = 25,4 \text{ см}.$$

6. Определяем подачу масляного насоса усилителя (или клапана потока при отборе масла из общей гидравлической системы) из условия, что поток масла передвигает поршень цилиндра быстрее, чем водитель перемещает рулевую тягу:

$$Q_{ц} = 1,1 \frac{\pi n_{ш}}{30 \varphi} F S = 74 \text{ см}^3/\text{с} \text{ или } 4,5 \text{ л/мин},$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий утечку масла в золотнике распределителя; $n_{ш}$ — максимально возможная частота вращения рулевого колеса водителем; $n_{ш} \leq 90$ об/мин; φ — угол (рад.) поворота рулевого колеса для перевода направляющих колес из одного крайнего положения в другое (ориентировочно):

$$\varphi = (\alpha + \beta) \frac{l_{п}}{l_c} u_{\omega M} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{18}{21} \cdot 18 \approx 8\pi.$$

Такая подача должна обеспечиваться при частоте вращения двигателя $n_d = 0,76 n_{ш}$.

7. Рассчитываем ход золотника

$$\Delta = \Delta' + \Delta'',$$

где Δ' — зазор между торцовыми кромками золотника и канала, через который протекает масло в нейтральном положении золотника; Δ'' — максимальное перекрытие кромок золотника и канала.

Зазор определяют из условия, что потеря давления в золотнике на холостом ходу $\Delta p = 0,3 \div 0,4$ кгс/см² (масло вытекает через две щели). Тогда

$$\Delta' = \frac{Q_{ц}}{2\pi d_3 \sqrt{\frac{2g \Delta p}{\gamma_M \xi}}} \approx \frac{Q_{ц}}{2880 d_3} \approx 0,015 \text{ см},$$

где d_3 — диаметр золотника: принимаем $d_3 = 1,8$ см; γ_M — удельный вес масла; $\gamma_M \approx 0,9$ гс/см³; ξ — коэффициент местных потерь: $\xi \approx 3,1$; $\Delta p = 300$ кгс/см².

Учитывая дросселирование в каналах, принимаем $\Delta' = 0,02$ см. Перекрытие определяют из условия, что утечка в золотнике $Q_{ут} = 0,1 Q_{ц}$ (см. определение $Q_{ц}$). Тогда

$$\Delta'' = \frac{\xi^3 \pi d_3 p_M}{24 \eta Q_{ут}} = \frac{0,125 \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot 1,8 \cdot 8 \cdot 10^6}{24 \cdot 0,5 \cdot 0,1 \cdot 74} = 0,064 \text{ см},$$

где ξ — максимальный зазор в сопряжении между золотником и его втулкой: при подборе пар по размерным группам $\xi = 0,0015 \div 0,002$ см; при изготовлении золотника и втулки по второму классу (посадка движения) вероятное $\xi = 0,005$ см; принимаем $\xi = 0,005$ см с учетом износа; p_M — максимальное давление, на которое отрегулирован

предохранительный клапан: $p_M = 80\,000$ гс/см²; η — динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости; для обычно применяемых дизельного масла М10Б и масла МИ-10 при температуре 50—60° С $\eta = 0,5 + 0,6$ П; принимаем $\eta = 0,5$ П.

Ход золотника

$$\Delta = 0,02 + 0,064 \approx 0,085 \text{ см} = 0,85 \text{ мм.}$$

Диаметральный зазор $2\Delta = 1,7 + 0,25$ мм.

8. Определяем чувствительность руля

$$\varphi_0 = u_{\omega M} \arcsin \frac{\Delta'}{l_c} = 18 \arcsin \frac{0,02}{21} = 1,5^\circ < 5^\circ.$$

Полный холостой ход рулевого колеса

$$\varphi'_0 = 2u_{\omega M} \arcsin \frac{\Delta}{l_c} + \varphi_M = 10^\circ + 15^\circ = 25^\circ < 30^\circ,$$

где φ_M — холостой ход рулевого механизма, принимаем 15°.

ГЛАВА 19 ■ ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ НАВЕСНАЯ СИСТЕМА ТРАКТОРА

19.1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ И ОСНОВНЫЕ РАЗМЕРЫ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА

Навесные системы состоят из двух основных частей: подъемно-навесного устройства (механизма навески) и гидросистемы (гидромеханизма).

Соединение рабочих машин (орудий) с трактором осуществляется следующими способами:

1. Прицепкой, когда машина имеет собственную ходовую систему и присоединяется к прицепному устройству трактора шарнирно, в одной точке. Для перевода машины из рабочего в транспортное положение и обратно на ней обычно устанавливают выносной силовой цилиндр, присоединяемый к гидросистеме трактора.

2. Полунавеской, когда машина в рабочем и транспортном положении опирается частично на собственную ходовую систему, а частично на механизм навески трактора, который передает тяговое усилие, а также переводит ее из рабочего положения в транспортное и обратно.

3. Навеской, когда машина не имеет собственной ходовой системы и опирается на трактор через механизм навески, полностью в транспортном или частично в рабочем положении; при этом трактор одновременно передает тяговое усилие.

4. Монтажом, когда машина состоит из отдельных узлов, устанавливаемых на специальные крепежные площадки трактора и полностью опирается на трактор.

Способы размещения навесных машин-орудий на тракторе и их характеристика представлены в табл. 19.1. Для эшелонированной и шеренговой навески на трактор монтируют (при эшелонированной) или навешивают (при шеренговой) соответствующую полунавесную сцепку.

Наибольший вес Q_3^* эшелонированно навешиваемых машин-орудий определяется для колесных тракторов по запасу грузоподъемности шин, а для гусеничных тракторов — по предельному среднему давлению на почву, которое не должно превышать для стерни 0,8 кгс/см², а для вспаханного поля 0,6 кгс/см².

Наибольший вес Q_3^* (кгс) для трактора:

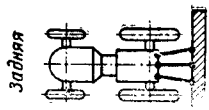
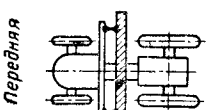
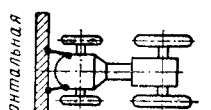
$$Q_3^* = 1,6Lb - G;$$

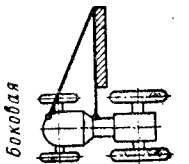
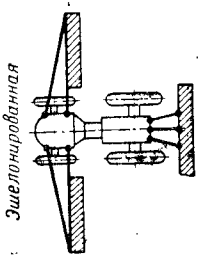
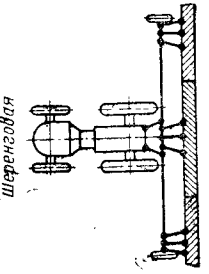
гусеничного

$$Q_3^* = 2(Y_1 + Y_2) - G,$$

колесного

где L — длина опорной поверхности гусеницы, см; b — ширина гусеницы, см; G — вес трактора, кгс; Y_1 и Y_2 — предельные нагрузки на шины переднего и ведущего колеса при данном внутреннем давлении, кгс.

| Тип навески | Преимущества | Недостатки | Область агрегатирования |
|---|--|---|---|
| <p><i>Задняя</i></p>  | <p>Движение трактора по обработанному полю Легкость и удобство навески Возможность использовать вес орудий для догрузки ведущих колес Легкость отбора мощности через вал отбора мощности</p> | <p>Нарушение продольной устойчивости трактора Небольшой предельный вес навешиваемых орудий Трудность наблюдения за работой орудий</p> | <p>Преимущественно с почвообрабатывающими, посадочными и посевными машинами, орудиями, тележками, опрыскивателями, землеройными машинами</p> |
| <p><i>Передняя</i></p>  | <p>Равномерное распределение веса орудия по осям Устойчивый ход рабочих органов — нужны небольшие защитные зоны Удобное наблюдение за работой орудия</p> | <p>Необходимость «арочной» конструкции трактора с большим просветом в средней части Трудность навешивания — необходимы секционные машины Трактор движется по обработанному полю — необходимы следорыхлители</p> | <p>Преимущественно с культиваторами, сеялками и другими машинами, требующими точного вождения по рядку</p> |
| <p><i>Фронтальная</i></p>  | <p>Движение машины перед трактором Легкость и удобство навески Удобное наблюдение за работой машины</p> | <p>Небольшой предельный вес навешиваемой машины Трудность отбора мощности от вала отбора мощности Увеличение сопротивления передвижению трактора и ухудшение тяговых качеств</p> | <p>Преимущественно с уборочными машинами, волокушами и соульдозерами Для тяжелых машин замедляют задним навешиванием с реверсивным движением трактора</p> |

| | | | |
|---|--|---|---|
| <p><i>Боковая</i></p>  | <p>Движение трактора рядом с обрабатываемым (буртом) Удобное наблюдение за работой машины</p> | <p>Наличие уводящего момента Трудность навешивания при среднем боковом расположении машины</p> | <p>Преимущественно с косилками и погрузчиками непрерывного действия</p> |
| <p><i>Эшелонированная</i></p>  | <p>Возможность получения широкозахватного агрегата Равномерное распределение веса орудия по осям Удобное наблюдение за боковыми секциями</p> | <p>Сложность навешивания Необходимость в металлоемкой полунавесной сцепке Пыль, поднимаемая боковыми секциями, затрудняет вождение агрегата</p> | <p>Преимущественно широкозахватные агрегаты из секционных сеялок культиваторов, борон</p> |
| <p><i>Шеренговая</i></p>  | <p>Возможность получения широкозахватного агрегата навешивания (сцепки)</p> | <p>То же</p> | <p>То же</p> |

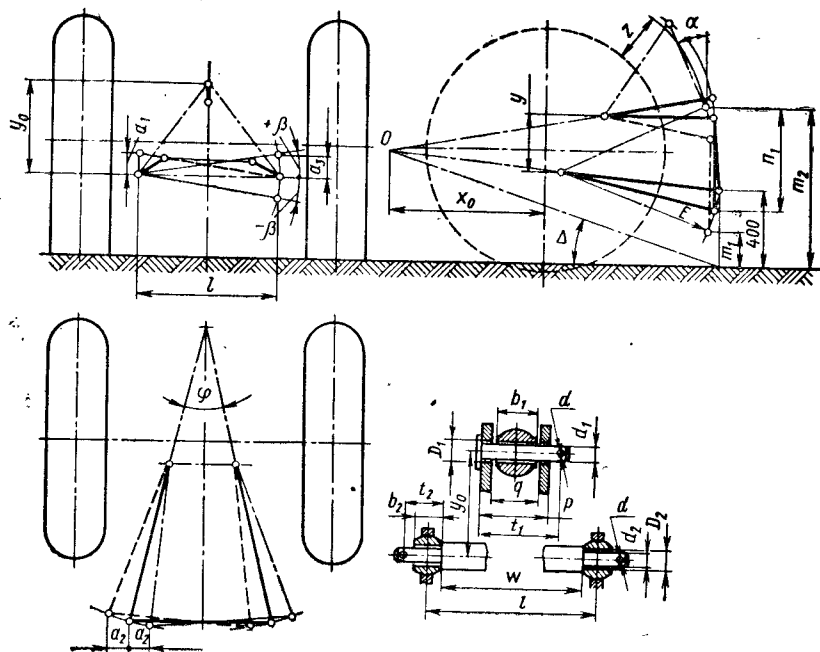


Рис. 19.1. Схема трехточечного четырехзвенного навесного устройства и присоединительного треугольника

Наибольший вес навешиваемой сзади машины определяется продольной устойчивостью трактора без дополнительного балласта.

Возможность навешивания машины на трактор оценивают относительным весом навесной машины.

Значения относительного веса навесных машин для колесных тракторов находятся в следующих пределах:

| Трактор | Отечественный | Зарубежный |
|---|---------------|------------|
| Относительный вес машины, навешиваемой: | | |
| эшелонированно сзади: | | |
| по устойчивости | 0,3—0,5 | 0,5—1,2 |
| по грузоподъемности шин | 0,15—0,22 | 0,15—0,24 |
| | 0,10—0,17 | 0,28—0,58 |

Обычно тракторы снабжают задним механизмом навески, как наиболее универсальным, а для передней и фронтальной навесок предусматривают крепежные площадки.

Навесное устройство может быть:

1. Одноточечным, когда орудие соединяется с трактором в одной шарнирной точке, перемещаемой по высоте при помощи гидроподъемника. Применяется в основном для соединения полунавесных орудий и полуприцепов (гидрокрюк).

2. Двухточечным — с горизонтальной и вертикальной осями качания. Двухточечный механизм с горизонтальной осью применяют на гусеничных тракторах, у которых точки крепления механизма навески (гидравлически управляемого бруса) помещены перед ведущим колесом, что обеспечивает уменьшение угла тяги и устойчивый ход орудия с хорошей приспособляемостью к рельефу. Двухточеч-

ный механизм с вертикальной осью применяют также на гусеничных тракторах для предотвращения чрезмерного заноса и возможной поломки длинного орудия при крутом повороте трактора.

3. Трехточечным, представляющим собой четырехзвенный механизм, горизонтальные звенья которого образуют две нижние продольные и одну верхнюю центральную тяги, а вертикальные — верхнюю точку стойки и ось подвеса орудия, составляющие присоединительный треугольник орудия, и плоскость присоединительного треугольника корпуса трактора.

4. Четырехточечным, имеющим в отличие от трехточечного две верхние продольные тяги, что обеспечивает большую устойчивость орудия. Применяется для агрегатирования землеройных машин (бульдозеров) и погрузчиков.

Наиболее широко применяется на тракторах трехточечное навесное устройство. Основные размеры присоединительного треугольника и соединительных деталей механизма (рис. 19.1) выбирают в зависимости от класса трактора. Эти размеры определяют возможность агрегатирования трактора с навесными машинами и орудиями и поэтому их нормализуют (табл. 19.2).

19.2. Размеры (мм) присоединительных элементов навесных устройств тракторов и навесных сельскохозяйственных машин

| Параметр | Обозначение параметра | Класс трактора, тс | |
|--|-----------------------|---------------------|--------------------------------|
| | | От 0,6 до 2,0 | 3,0 и 4,0 |
| Диаметр: | | | |
| отверстия заднего шарнира верхней тяги | D_1 | 25,5 Ш ₄ | 30,5 Ш ₄ |
| верхнего пальца | d_1 | 25 В ₄ | 30 С ₄ |
| Расстояние между наружными поверхностями соединительных накладок стойки, не более | p | 86 | 114 (ОН 13-252—64) |
| Расстояние между внутренними поверхностями соединительных накладок стойки, не менее | q | 52 | 82 (ОН 13-252—64) |
| Ширина заднего шарнира верхней тяги, не более | b_1 | 51 | 80 |
| Расстояние от запячка верхнего пальца до оси отверстия под чеку, не менее | t_1 | 93 | 121 |
| Диаметр отверстия задних шарниров нижних тяг | D_2 | 28,5 Ш ₄ | 35 Ш ₄ |
| Диаметр нижних пальцев | d_2 | 28 В ₄ | 34,5 В ₄ |
| | | | ОН 13-252—64 |
| Ширина задних шарниров нижних тяг | b_2 | 38 | 50 |
| Расстояние от запячка нижнего пальца до оси отверстия под чеку, не менее | t_2 | 45 | 58 ОН 13-252—64 |
| Диаметр отверстия под чеку | d | 12 | 14 ОН 13-252—64 |
| Высота присоединительного треугольника (стойки) | y_0 | 460 | 700 ⁺¹⁰ |
| | | | 900 ⁺¹⁰ (для плуга) |
| | | | 900 ± 100 |
| Длина оси подвеса | l | 700 ± 100 | |
| Рабочий ход оси подвеса, не менее | n_1 | 750 | 950 |
| Расстояние оси подвеса от опорной плоскости при максимально опущенных нижних тягах, не более | m_1 | 80 | 100 |
| Расстояние оси подвеса от опорной плоскости при максимально поднятых нижних тягах | m_2 | 950 ⁺¹⁰ | 1050 |

Продолжение табл. 19.2

| Параметр | Обозначение параметра | Класс трактора, тс | |
|---|-----------------------|------------------------------|---|
| | | От 0,6 до 2,0 | 3,0 и 4,0 |
| Свободное вертикальное перемещение задних шарниров нижних тяг при свободном положении раскосов, не менее Свободное поперечное перемещение оси, подвеса находящейся на условной рабочей высоте, параллельно опорной плоскости, не менее Угол наклона стойки вперед при максимально поднятых нижних тягах, град | a_1 | 100 | 120 |
| | a_2 | 125 | 150 |
| | α | 15—30 | 20—30 для стойки 900 8—15 для стойки 700 |
| Угол регулируемого наклона оси подвеса в поперечной плоскости при максимальной длине оси подвеса, град, не менее | β | 10 | — |
| Условная рабочая высота расположения оси подвеса | m_s | 400 | 400 |
| Условный угол тяги, град, не более: | Δ | 11 | 7—10 |
| колесных | | | |
| гусеничных | | 7 | |
| Расстояние мгновенного центра вращения навесного устройства до оси нормальной плоскости, проведенной через ось задних ведущих колес (задних опорных катков): | x_0 | (0,5—1,25) L (0,5—1,20) L | (0,5—1,5) L (0,5—0,8) L |
| для колесных | | | |
| гусеничных | | | |
| Угол схождения нижних тяг при максимальной длине оси подвеса, град | φ | 15—25 | |

Для обеспечения нормального хода навешенных орудий должны быть выдержаны следующие условия: $Y \ll Y_0$; мгновенный центр вращения O навесной системы размещен между передней и задней осями колес трактора (направляющих и ведущих) (рис. 19.2).

При конструировании навесного устройства необходимо выполнить следующие требования.

1. Обеспечить возможность копирования машиной-орудием рельефа почвы. Это достигается высотным, силовым и позиционным регулированием.

Высотный способ основан на установке опорного колеса I (рис. 19.3, а), ограничивающего заглубление орудия. Глубина обработки регулируется перемещением опорного колеса винтовым устройством 2. Гидроподъемник при этом находится в плавающем положении. Для обеспечения стабильного хода орудия необходимо иметь постоянный заглубляющий момент $R_c C$, создающий вертикальную реакцию почвы Y_k на опорное колесо. Наличие третьей опоры уменьшает реакцию почвы на задние колеса, что снижает тяговое качество трактора. Лучшее копирование рельефа поля и сцепление ведущих задних колес с почвой получают, приближая мгновенный центр вращения к оси ведущих колес, уменьшая отношение Y/Y_0 , а с ним и радиус ρ_0 качания орудия. Для гусеничных тракторов, с целью обеспечения равномерного распределения давления до опорной поверхности, мгновенный центр вращения смещают вперед. В этом случае для улучшения копирования рельефа и уменьшения возможности поломки орудия при

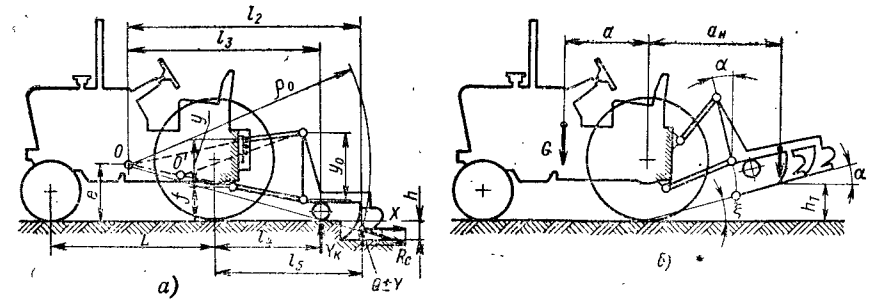


Рис. 19.2. Схема агрегата трактор и навесное орудие в положении: а — рабочем; б — транспортном

переезде через препятствие применяют гидропривод одностороннего (в сторону подъема) действия, а в верхнюю тягу вводят амортизатор двойного действия.

Силовой способ регулирования основан на выдерживании заданного усилия в верхней или нижней тягах механизма навески. Для этого жесткую опору тяги заменяют упругой пружиной 3 (рис. 19.3, б), соединенной с тягой механически или через гидравлический привод. Под действием усилия P , передаваемого тягой, пружина деформируется, перемещая регулирующий орган распределителя 4. Когда усилие достигает заданной при помощи рукоятки управления 5 величины, распределитель замыкает силовой цилиндр 6. Изменение усилия вызывает изменение деформации пружины и перемещение регулирующего органа в положение подъема или опускания орудия. Силовое регулирование уменьшает тяговое сопротивление орудия и улучшает сцепление ведущих колес с почвой, но требует относительно стабильных почвенных условий. Поэтому его применяют преимущественно при пахоте.

Позиционный способ регулирования осуществляется введением следующего элемента 7 (рис. 19.3, в), возвращающего регулирующий орган в ней-

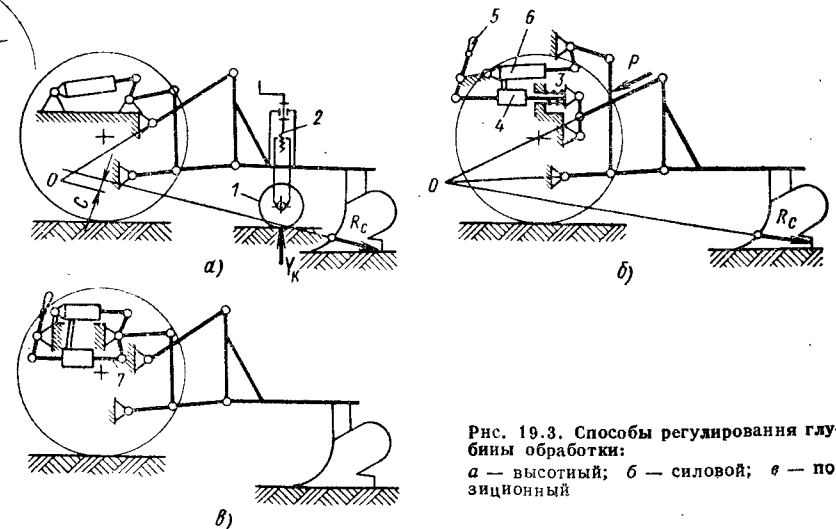


Рис. 19.3. Способы регулирования глубины обработки: а — высотный; б — силовой; в — позиционный

тральное положение после перемещения рукоятки управления. При остановленной рукоятке механизм навески удерживается в определенном положении относительно остова трактора.

При необходимости возможна комбинация двух способов регулирования: высотного и силового или позиционного и силового.

Согласно агротехническим требованиям все вновь проектируемые универсальные колесные тракторы должны обеспечивать возможность работы при любом из трех основных способов регулирования.

В поперечной плоскости копирование ее рельефа для широкозахватных орудий улучшают, освобождая один из раскосов или делая независимыми левый и правый подъемные рычаги с приводом от отдельных гидравлических цилиндров.

2. Обеспечить возможно быстрое самозаглубление рабочих органов орудия, чтобы не расширять необработанную поворотную полосу. Заглубляющий момент определяется величиной и направлением результирующей R_c (см. рис. 19.2) действующих на орудие сил и положением мгновенного центра вращения O . Для достижения самозаглубления результирующая сила должна проходить выше мгновенного центра вращения, создавая плечо, уменьшающееся по мере заглубления орудия. При высотном регулировании заглубление прекращается от появления реакции Y_k на опорном колесе, заглубляющий момент сохраняется во время работы и время заглубления невелико. При силовом регулировании заглубляющий момент стремится к нулю и время заглубления несколько больше.

3. Обеспечить достаточный транспортный просвет под орудием. Чтобы можно было переезжать через канавы и передвигаться по пересеченной местности, следует придать нижней плоскости орудия наклон к горизонту $d \geq \xi$ (ξ — задний угол проходности, рис. 19.2, б). Следует принимать $\alpha > 15^\circ$. Дальнейшее увеличение угла при длительных переездах получают, укорачивая верхнюю тягу. Транспортный просвет под нижней точкой орудия $h_r = 250 \div 320$ мм.

Для уменьшения общей длины агрегата, повышения продольной устойчивости и маневренности в некоторых навесных устройствах делают угол $\alpha = 80 \div 90^\circ$ при помощи специального устройства.

4. Обеспечить продольную устойчивость трактора с орудием в транспортном положении. Для повышения продольной устойчивости вылет a_n орудия следует делать возможно меньше, приближая плоскость крепления навесного устройства на тракторе к задней оси и уменьшая зазор z между орудием и колесом (см. рис. 19.1).

Кинематическая схема навесного устройства колесного трактора класса 1,4 тс представлена на рис. 19.4, а, а гусеничного трактора класса 3 тс — на рис. 19.4, б, навесное устройство гусеничного трактора может быть налажено в двухточечную (для агрегатирования с плугом) и трехточечную модификации. Основные параметры навесных устройств сельскохозяйственных тракторов приведены в табл. 19.3.

19.2. РАСЧЕТ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА НА ПРОЧНОСТЬ

Навесное устройство рассчитывают на прочность для двух положений орудия: нижнего и верхнего.

Нижнее положение — момент начала выглубления орудия. В этом положении на механизм навесной системы действуют сила сопротивления орудия и его вес, приложенные в центре тяжести орудия.

Верхнее положение — механизм навесной системы нагружен только весом орудия.

Из двух вариантов выбирают наиболее неблагоприятный и принимают его для расчета на прочность каждого звена.

Усилия в звеньях навесного устройства от равнодействующей вертикальных сил Q и равнодействующей горизонтальных сил определяют по формулам, приведенным в табл. 19.4*.

19.4. Усилия в звеньях навесного устройства

| Усилие | | Коэффициент | |
|------------------------------------|---------------------------|--|--|
| вдоль стержня | перпендикулярно стержню | K | K' |
| $T_{12} = K_1 Q + K'_1 R$ | $N_{12} = 0$ | $K_1 = \frac{h \sin \nu}{l_1 \sin(\beta - \alpha)}$ | $K'_1 = \frac{h \cos \nu}{l_1 \sin(\beta - \alpha)}$ |
| $T_{13} = K_2 Q + K'_2 R$ | $N_{13} = K_2 Q + K'_2 R$ | $K_2 = \cos \nu - K_1 \cos(\nu - \beta)$ $K_2 = \sin \nu - K_1 \sin(\nu - \beta)$ | $K'_2 = \sin \nu - K'_1 \cos(\nu - \beta)$ $K'_3 = \cos \nu - K'_1 \sin(\nu - \beta)$ |
| $T_{24} = K_4 Q + K'_4 R = T_{54}$ | $N_{24} = 0$ | $K_4 = \frac{-K_3 l_{111}}{l'_{111} \sin(\nu - \varphi)}$ | $K'_4 = \frac{K'_3 l_{111}}{l_{1V} \sin(\nu - \varphi)}$ |
| $P = K_5 Q + K'_5 R$ | — | $K_5 = \frac{K_4 l_V \sin(\psi - \varphi)}{l_{V1} \sin(\theta + \tau)}$ | $K'_5 = \frac{K'_4 l_V \sin(\psi - \varphi)}{l_{V1} \sin(\theta + \tau)}$ |

Значение длин и углов, входящих в эти формулы, следует брать из схемы механизма (рис. 19.5) для всех расчетных положений.

* Известны графоаналитические методы определения усилия в звеньях устройства.

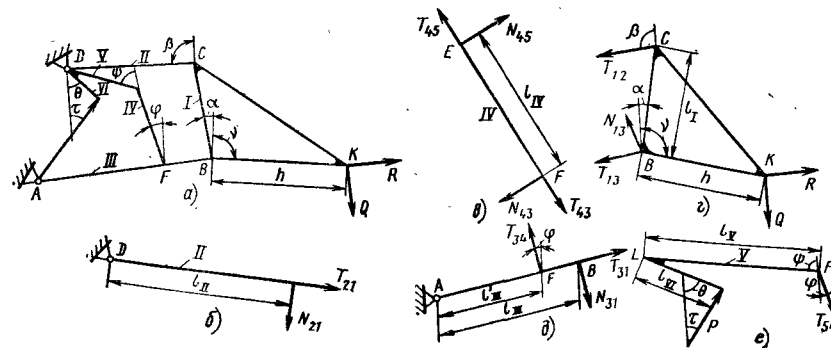


Рис. 19.5. Схемы для расчета механизма навески:

а — общая; б — стержень II; в — стержень IV; г — стержень I; д — стержень III; е — стержни V и VI

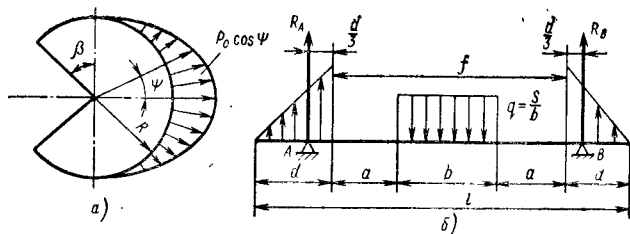


Рис. 19.6. Схемы для расчета:
а — проушины; б — пальцев шарниров

Прочность деталей, работающих на сжатие, проверяют с учетом коэффициента φ уменьшения допускаемого напряжения

$$n_T = \frac{\varphi \sigma_T}{\sigma_{сж}},$$

где σ_T — предел текучести при растяжении, кгс/см²; $\sigma_{сж}$ — напряжение сжатия, кгс/см².

Коэффициент φ выбирают в зависимости от гибкости детали и марки стали: $\varphi \approx 0,8 \div 0,9$.

В выполненных конструкциях $n_T \geq 4$.

Проушины рычагов рассчитывают как кольцо, защемленное по дуге и нагруженное распределенной нагрузкой, изменяющейся по косинусоидальному закону (рис. 19.6, а).

Наибольшая интенсивность распределенной нагрузки

$$P_0 = \frac{2P}{\pi R},$$

где P — сила, действующая на проушину; R — средний радиус проушины. Возникающий в заделке максимальный изгибающий момент

$$M = M_0 + N_0 R (1 + \sin \beta) - PR \left(\frac{\cos \beta}{2} + \frac{\sin \beta}{\pi} \right),$$

где $M_0 \approx PR (0,0127 + 0,00083\beta)$; $N_0 \approx P (0,522 - 0,003\beta)$.

Нормальная сила в этом сечении

$$N = \frac{N_0 - \frac{P}{\pi}}{\sin \beta}.$$

Максимальные напряжения на внутреннем радиусе проушины

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{Mz_r}{SR_2},$$

где z_r — расстояние от внутреннего волокна до нейтрального слоя; S — статический момент площади сечения относительно нейтрального слоя; F — площадь сечения; R_2 — внутренний радиус проушины.

Для вычисления z_r необходимо определить радиус кривизны нейтрального слоя r :

$$r = \frac{h}{\ln \frac{R_1}{R_2}},$$

где h — высота сечения проушины; R_1 — наружный радиус проушины. Теперь

$$z_r = r - R_2.$$

Статический момент площади сечения

$$S = Fz_0,$$

где z_0 — расстояние от центра тяжести площади сечения до нейтрального слоя: $z_0 = R - r$.

В выполненных конструкциях расчетные напряжения равны 3000—3500 кгс/см².

Детали, работающие в условиях сложного напряженного состояния (изгиб и кручение), рассчитывают по суммарным напряжениям:

$$\sigma_{сум} = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau_k^2};$$

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W_n}, \quad \tau_k = \frac{M_k}{W_k};$$

$$M_n = \sqrt{(M_{н. верт})^2 + (M_{н. гор})^2},$$

где τ_k — напряжение кручения; W_n , W_k — моменты сопротивления сечений изгибу и кручению соответственно. M_n , M_k — изгибающий и крутящий моменты в сечении соответственно.

Запас по пределу текучести

$$n_T = \frac{\sigma}{\sigma_{сум}}.$$

В выполненных конструкциях расчетный запас $n_T \geq 1,3$.

Пальцы шарниров тяг рассчитывают как двухопорные балки, нагруженные распределенной внешней нагрузкой, с реакциями на опорах, распределенными по закону треугольника (рис. 19.6, б). По экспериментам ХТЗ такая схема дает наилучшее совпадение с данными стендовых испытаний.

Максимальный изгибающий момент в среднем сечении для этой схемы равен

$$M_{\max} = RA \left(\frac{d}{3} + \frac{f}{2} \right) - \frac{S}{2} \frac{b}{4} = \frac{S}{4} \frac{2l + 4f - 3b}{6},$$

где S — внешняя нагрузка, приложенная к пальцу.

В выполненных конструкциях максимальные расчетные напряжения достигают 3500 кгс/см².

По результатам тензометрирования, проведенного НАТИ, наиболее нагруженными деталями механизма навески являются нижняя ось, подъемный рычаг, вал рычагов, ось цилиндра навески.

Максимальные напряжения по данным этих измерений достигают 1300 кг/см² и отвечают движению трактора по разбитой грунтовой дороге с плугом в транспортном положении.

19.3. ГИДРОПРИВОД НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА И ЕГО КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

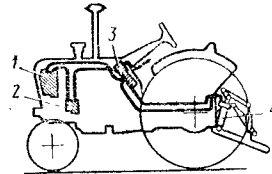
Основным приводом для управления навесными машинами-орудиями является гидравлический. Остальные типы привода не получили распространения: механические — вследствие громоздкости, малой универсальности и малой надежности, пневматические — вследствие малой грузоподъемности из-за низкого рабочего давления (5—7 кгс/см²), электрические — из-за отсутствия на тракторе мощного источника электроэнергии и высокой стоимости обмоточной меди.

Преимущества гидропривода заключаются в его высокой универсальности, малых размерах в результате высокого рабочего давления (на отечественных тракторах до 100 кгс/см², на зарубежных тракторах до 200 кгс/см²), большой точности из-за несжимаемости рабочей жидкости, высоком к. п. д. Классификация гидравлических приводов навесных систем и их сравнительная оценка приведены в табл. 19.5.

19.5. Классификация гидроприводов навесных устройств

| Схема привода | Преимущества | Недостатки |
|---|--|---|
| <p>Единоагрегатная</p>  | <p>Простота конструкции Компактность Отсутствие маслопроводов Легкость оборудования силовым регулятором Легкость комплектации трактора (монтажа и демонтажа) Возможность проверки и регулировки комплектно до установки на трактор</p> | <p>Зависимость работы гидропривода от работы вала отбора мощности Трудность подключения выносных цилиндров Увеличенная металлоемкость Низкое (до 100 кгс/см²) рабочее давление из-за трудности обеспечить надежное уплотнение в разъемах каналов Зависимость гидроподъемника от конструкции трактора</p> |
| <p>Полураздельно-агрегатная: 1 — насос; 2 — силовой цилиндр с распределителем и баком</p>  | <p>Простота и дешевизна конструкции Небольшая длина маслопроводов Легкость оборудования силовым регулятором и ДВК Компактность Возможность комплектной проверки и регулировки до установки на трактор</p> | <p>Зависимость конструкции корпуса гидроподъемника от конструкции трактора Затрудненность установки силового цилиндра двойного действия Громоздкость подключения выносных цилиндров</p> |

Продолжение табл. 19.5

| Схема привода | Преимущества | Недостатки |
|--|---|--|
| <p>Раздельно-агрегатная: 1 — бак; 2 — насос; 3 — распределитель; 4 — силовой цилиндр</p>  | <p>Возможность массового производства унифицированных агрегатов, устанавливаемых на любой трактор Простота подключения основного и выносных цилиндров двойного действия</p> | <p>Большая длина (10—20 м) маслопроводов высокого давления Сложность монтажа на трактор Повреждение маслопроводов в эксплуатации Усложненная конструкция навесного устройства (переключаемый привод к подъемным рычагам, отдельная рама) Сложность комплектной проверки (можно проверить только на тракторе)</p> |

Гидропривод питается от насоса, помещенного на двигателе или на корпусе силовой передачи с приводом от независимого вала отбора мощности.

Размещение насоса на двигателе обеспечивает полную независимость его привода, не требует большей длины трубопроводов. С этой точки зрения выгоднее устанавливать насос у задней части двигателя. Насосы могут быть шестеренные, устанавливаемые на заднюю часть двигателя. Шестеренные насосы отличаются простотой конструкции, надежностью работы, мало реагируют на загрязненность масла. На отечественных тракторах применяются унифицированные шестеренные насосы, работающие в диапазоне 1100—1700 об/мин, основные данные которых приведены в ГОСТ 8753—71. Применение в их конструкции самоподжимных втулок и резиновых уплотнений позволяет получить при относительно высоком давлении объемный к. п. д. не менее 0,9. Для унифицированных насосов принято давление 100 кгс/см² и предельное давление, обеспечиваемое предохранительным клапаном распределителя, не более 135 кгс/см². Для более высоких давлений применяют плунжерные насосы.

Объем бака для масла выбирают из условия предотвращения перегрева масла и уменьшения пенообразования. Если насос установлен на двигателе, то в качестве рабочей жидкости применяют масло, заливаемое в картер двигателя, из условия унификации, а также для устранения загрязнения картерного масла при утечке через сальник насоса.

При раздельно-агрегатном гидравлическом приводе распределитель представляет собой отдельный агрегат, устанавливаемый перед водителем или сбоку для обеспечения удобного доступа к рукояткам управления. На отечественных тракторах применяют клапанно-золотниковые распределители с цилиндрическими золотниками, имеющими четыре положения: подъем, принудительное опускание, нейтральное (запертое) и плавающее. Золотник автоматически возвращается в нейтральное положение по окончании подъема и принудительного опускания при повышении давления до 110—120 кгс/см². Техническая характеристика распределителей приведена в ГОСТ 8754—71. Давление перепуска через предохранительный клапан принято 130 ± 5 кгс/см².

На сельскохозяйственных тракторах устанавливают распределителипускной способностью 75 л/мин с двумя и тремя золотниками, могущими управлять двумя или тремя независимыми цепями циркуляции.

Силовые цилиндры разделяют на основные, устанавливаемые в механизме навески, и выносные, устанавливаемые на рабочих машинах-орудиях. В массовом производстве находятся цилиндры двойного действия с гидравлическим регулиро-

ванием хода втягивания, техническая характеристика которых приведена в ГОСТ 8755—71. Цилиндры двойного действия при работе с сельскохозяйственными орудиями не используются, так как принудительное заглубление обычно приводит к поломке орудия. Поэтому на тракторах высших классов (3 тс и более) цилиндр двойного действия соединяют с навесным устройством односторонним приводом, позволяющим поднять орудие. При опускании орудия цилиндр отделяется от навесного устройства. В остальных случаях орудие опускают, устанавливая распределитель в плавающее положение. Цилиндры двойного действия предпочтительно устанавливать так, чтобы подъем осуществлялся под давлением масла со стороны штока. В случае необходимости регулировать высоту подъема цилиндр включают наоборот.

Современные тракторы должны работать с любым из трех способов регулирования: высотным, силовым и позиционным. Для этого в гидросистему вводят регулятор рода работы. Силовой и позиционный регуляторы трактора МТЗ-80 имеют корпус, в котором помещены гильза 8 (рис. 19.7) и вставленный в нее золотник 9. Расположенная в золотнике цилиндрическая пружина все время стремится раздвинуть гильзу и золотник. Перемещая рукоятку управления 11, выдвигают (для опускания) или задвигают (для подъема) гильзу.

При заглублении орудия усилие, передаваемое верхней тягой, сжимает пружины 13 и 14 датчика и через тягу 18, поворачивающую короткий рычаг, сдвигает золотник. Передвигаясь в гильзе, золотник закрывает каналы и запирает масло в цилиндре. Если орудие заглубилось сверх заданного уровня, то в результате увеличения силы в верхней тяге дополнительно передвинется золотник, подавая масло в полость 16 цилиндра со стороны подъема (коррекция на подъем). При заглублении процесс происходит в обратном направлении (коррекция на опускание). Для получения позиционного регулирования переводят рычаг переключения 19 вправо, соединяя с золотником тягу 17 позиционного регулирования. Эта тяга прикреплена к поворотному рычагу и перемещается при его повороте. При высотном регулировании регулятор выключают переводом рукоятки 11 в соответствующее положение.

Выносные цилиндры подключают к гидравлической системе трактора при помощи гибких шлангов и соединительных штуцеров с запорными устройствами, препятствующими вытеканию масла из трубопроводов при их отсоединении. Размеры соединительных запорных устройств нормализованы. Соединительные устройства следует располагать сзади и по бокам трактора, а на тракторах, рассчитанных на работу с фронтальным навесным устройством (тракторы класса 3 тс и выше, а также виноградниковые и специальные тракторы класса 2 тс), также и спереди трактора.

Выносные цилиндры, установленные на прицепных машинах-орудиях, нужно подключать к трактору через разрывную муфту. Разрывная муфта представляет собой соединительное запорное устройство с замком, автоматически раскрывающимся при осевом усилии на шланге 20—25 кгс. Промышленностью выпускаются два типоразмера запорных устройств и разрывных муфт: пропускной способностью до 50 и 75 л/мин.

Основными параметрами гидравлического привода, которые необходимо рассчитать, являются мощность и подача насоса, размеры силового цилиндра, масляного бака, маслопроводов.

Исходными данными для расчета служат.

1. Максимальный вес навесного орудия Q_{\max} .
2. Общая высота подъема орудия H_M (максимальное вертикальное перемещение центра тяжести орудия от максимального заглубленного состояния до транспортного положения), см.
3. Действительное полное время (с) подъема орудия

$$t = \frac{3 + 5}{v},$$

где v — поступательная скорость трактора, м/с.

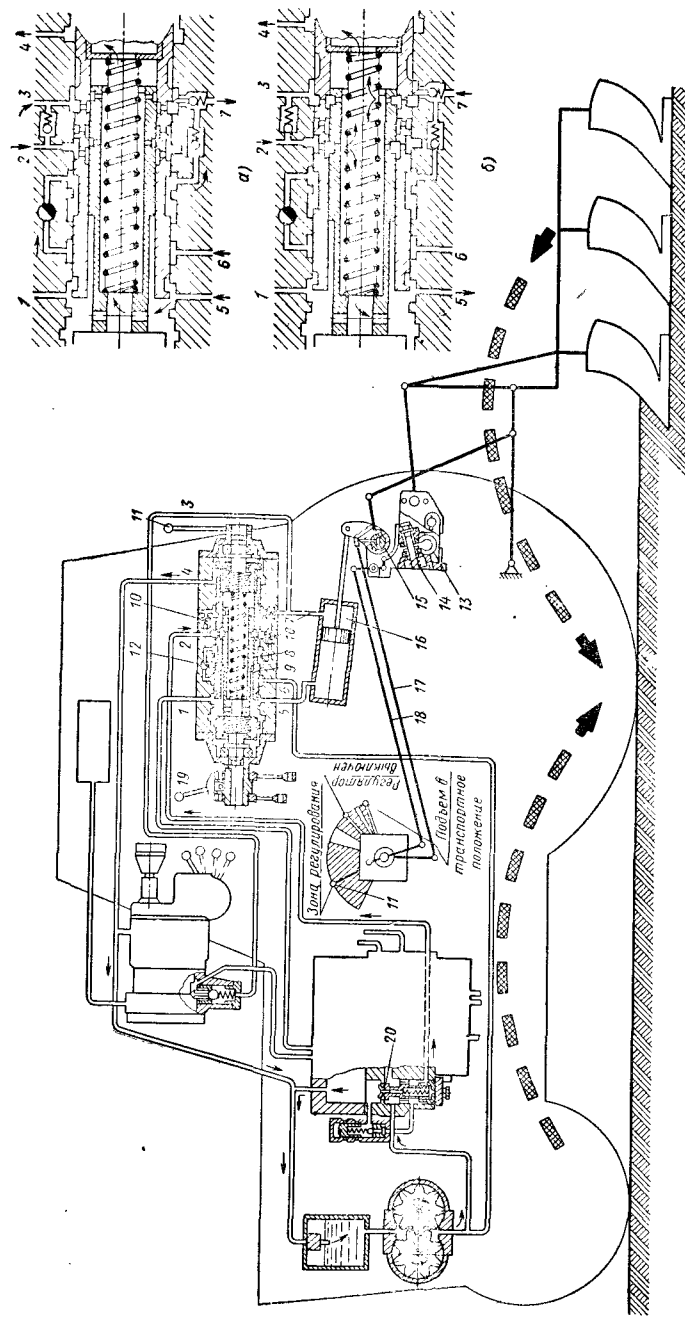


Рис. 19.7. Схема работы гидромеханизма с силовым и позиционным регулятором:

а — коррекция на подъем; б — коррекция на опускание; 1 и 3 — маслопровод от распределителя; 2 — подвод масла от перепускного клапана; 4 — маслопровод к штоковому цилиндру; 6 — маслопровод от насоса; 8 — гильза; 9 — золотник; 10 — обратный клапан; 11 — рукоятка управления; 12 — регулировочный кран; 13 и 14 — пружины датчика силового регулирования; 15 — поворотный рычаг; 16 — полость подъема в цилиндре; 17 — позиционный кран; 18 — силовая тяга; 19 — рычаг переключения на силовое и позиционное регулирование; 20 — перепускной клапан распределителя.

4. Коэффициент запаса мощности подъемного механизма

$$k_3 = 1,5 \div 2,5.$$

5. К. п. д. навесного устройства

$$\eta_{н.у} = \eta_0 \eta_m \approx 0,6,$$

где η_0 — объемный к. п. д. насоса; $\eta_0 = 0,85 \div 0,9$; η_m — механический к. п. д. устройства; $\eta_m = 0,70 \div 0,80$.

6. Максимальное давление в гидросистеме p_m , кгс/см². При расчете определяют следующие параметры.

1. Мощность (л. с.), потребляемая при работе (подъеме навешенного орудия),

$$N_p = \frac{k_3 Q_{\max} H_m}{75 \eta_{н.у} t}.$$

2. Расчетная подача (л/мин) насоса

$$Q_{н.р} = \frac{450 N_p}{p_m}.$$

3. Подача (см³/об) за один оборот вала насоса

$$q_{н.р} = \frac{1000 Q_{н.р}}{n_p},$$

где n_p — частота вращения вала насоса, об/мин.

По величине $q_{н.р}$ подбираем из числа изготавливаемых промышленностью насос. При несовпадении значения $q_{н}$ изготавливаемых насосов с расчетным $q_{н.р}$ находим требуемую частоту вращения для обеспечения заданной производительности:

$$n_p = \frac{1000 Q_{н.р}}{q_{н.р}}.$$

4. Размеры цилиндра:

а) ход поршня цилиндра $S_{ц}$ выбирают по ГОСТ 8755—71; кинематическое передаточное число навесного устройства

$$i_{н} = \frac{H_m}{S_{ц} (3 \div 5)};$$

б) диаметр (см) цилиндра

$$d_{ц} = \sqrt{\frac{k_d Q_{\max} i_{н}}{0,785 \eta_{ис} p_m}} - d_{ш}^2,$$

где k_d — коэффициент динамичности; $k_d = 1,5 \div 2$; $\eta_{ис}$ — коэффициент использования подъемной силы, включающий потери от отклонения направления силы от перпендикулярного к плечу и на трение в шарнирах; $\eta_{ис} \approx 0,7$; $d_{ш}$ — диаметр штока, см.

Принимают больший стандартный диаметр.

5. Размеры масляного бака:

а) объем (л) бака $Q_6 = \beta (0,5 \div 0,6) Q_{н.р}$,

где β — коэффициент, учитывающий обеспечение воздушного пространства над поверхностью масла для исключения перегрузки сапуна; $\beta = 1,1 \div 1,2$;

б) площадь (м²) поверхности теплоотдачи бака из условия поддержания рабочего температурного режима масла $F_6 = 1,4 \frac{p_m Q_{н.р}}{\xi (t_m - t_{возд})}$,

где $p_{п}$ — противодействие в нагнетательной магистрали при холостой работе насоса: для большинства систем $p_{п} = 3 \div 4$ кгс/см²; ξ — коэффициент теплоотдачи (можно принять для окрашенных баков из листовой стали $8-9$ ккал/м²·град·ч, для чугунных баков $5-6$ ккал/м²·град·ч); t_m — максимальная рабочая температура масла, соответствующая тепловому равновесию (обычно задаются перепадом температур $t_m - t_{возд}$, принимаемым $30-40^\circ$ С при работе летом); $t_{возд}$ — температура воздуха.

6. Размеры трубопроводов.

$$\text{Внутренний диаметр (см)} d_{в} = 0,46 \sqrt{\frac{Q_{н.р}}{v_m}},$$

где v_m — скорость рабочей жидкости при полной подаче; принимают для всасывающего трубопровода к насосу $1-1,5$ м/с, для нагнетательного трубопровода от насоса к распределителю и сливного от распределителя к баку $1,5-2$ м/с, для трубопроводов к цилиндрам $3,5-4,5$ м/с.

По давлению насоса рассчитывают толщину стенок труб s (см), принимая напряжения разрыва для стальных бесшовных труб

$$[\sigma_p] = 500 \div 600 \text{ кгс/см}^2: s = \frac{p_m d_{в}}{2 [\sigma_p]}.$$

19.4. КОРРЕКТОРЫ НАГРУЗКИ НА ХОДОВУЮ ЧАСТЬ ТРАКТОРА

Корректоры нагрузки на ходовую часть служат на гусеничных тракторах для получения равномерного давления на почву в рабочем положении, а на колесных — для догрузки ведущих колес, чтобы уменьшить буксование. Корректоры нагрузки могут работать только при высотном регулировании глубины хода орудия, когда орудие опирается на опорное колесо-каток. Наличие у орудия опорного колеса отрицательно влияет на сцепные качества колесного трактора, так как с увеличением нагрузки на опорное колесо уменьшается прирост сцепного веса трактора от воздействия орудия.

Наибольшее распространение корректоры нагрузки на ходовую часть получили на колесных тракторах как догрузители ведущих колес или увеличители сцепного веса. Простейшими увеличителями сцепного веса являются механические. Действие их основано на изменении высоты мгновенного центра вращения O орудия и расстояния его от оси ведущих колес путем перенесения точек крепления верхней тяги (рис. 19.8, а) или нижних тяг (рис. 19.8, б).

Переставляя верхнюю тягу из отверстия I в отверстие 3 , переносят мгновенный центр вращения из точки O' в точку O'' , уменьшая расстояния l_2 , l_3 и l_4 .
Догрузка колес

$$\Delta G_3 \approx p_y \left[\left(1 + \frac{l_5}{L} \right) - \frac{l_2}{l_3} \left(1 + \frac{l_4}{L} \right) \right] + P_x \frac{h_r + l_1}{l_3} \left(1 + \frac{l_4}{L} \right).$$

Можно сделать следующие выводы:

1. Механический догрузитель использует для догрузки вертикальную силу P_y и тяговое сопротивление P_x орудия.

2. Приближение мгновенного центра вращения к оси ведущих колес увеличивает догрузку ΔG_3 за счет тягового усилия, поскольку расстояние l_3 уменьшается интенсивнее, чем l_1 .

При механическом увеличителе сцепного веса, действующем на нижние тяги, изменяя рукояткой высоту точек крепления продольных тяг, можно изменить

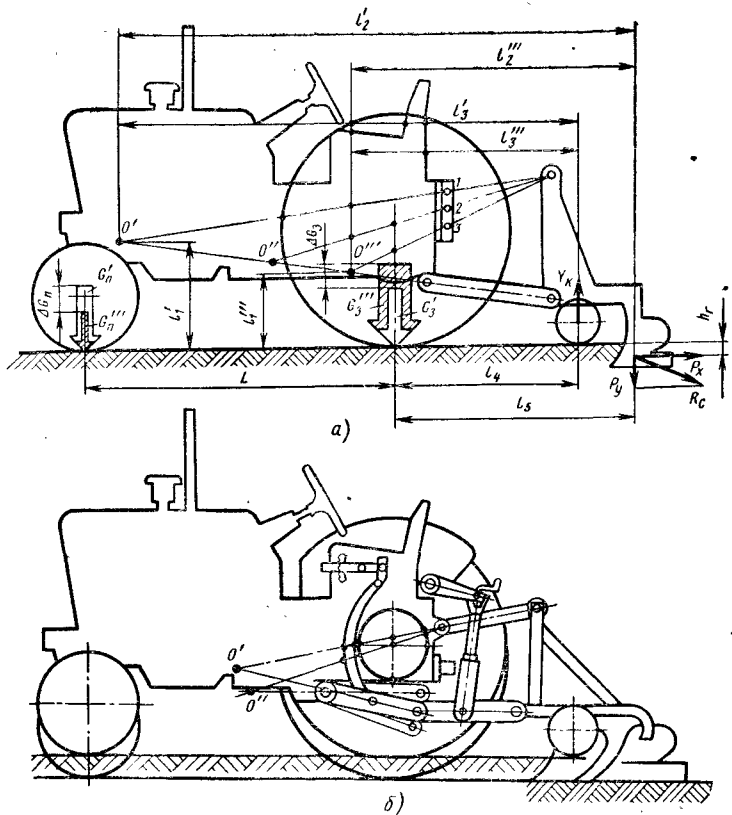


Рис. 19.8. Схемы механических увеличителей сцепного веса перестановкой точек крепления:

а — верхней тяги; б — нижних тяг

направление равнодействующей и получить момент, догружающий или разгружающий ведущие колеса.

Для получения плавной, регулируемой и выключаемой на ходу, при прохождении тяжелого участка догрузки ведущих колес применяют гидравлические увеличители сцепного веса. При необходимости догрузки рукоятку 1 (рис. 19.9) увеличителя сцепного веса переводят в положение «Включено», а рукоятку 2 главного контрольного клапана — в положение «Подъем». Масло под давлением подается в цилиндр. При этом развивается усилие, стремящееся поднять орудие. Это усилие устанавливается маховичком регулировочного винта 4, задающим дросселируемое клапаном 6 давление, и должно быть меньше усилия подъема. Для подъема орудия нужно выключить увеличитель сцепного веса, тогда клапан 3 закроется и масло будет подаваться в цилиндр под полным давлением.

Недостатками гидравлического увеличителя являются повышенный расход мощности на привод насоса, поскольку весь поток масла, подаваемого насосом, проходит через гидродроссель. При этом может оказаться, что прирост тяговой мощности от уменьшения буксования меньше затрат мощности на привод насоса, в результате чего тяговая мощность после включения увеличителя уменьшится,

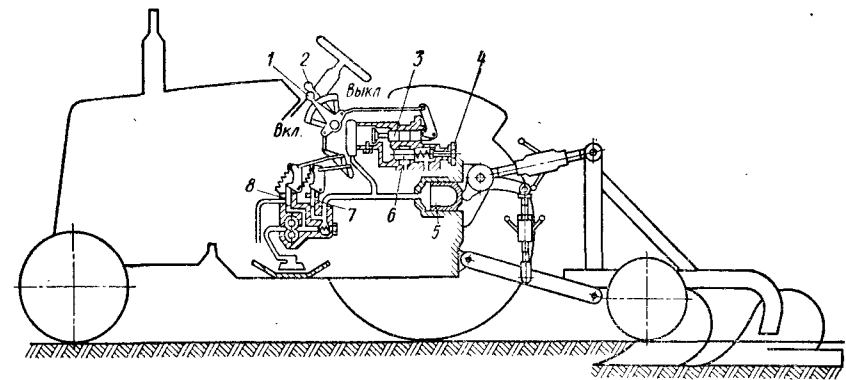


Рис. 19.9. Схема гидравлического увеличителя сцепного веса:

1 — рукоятка управления; 2 — рукоятка управления гидроподъемником (подъем — опускание); 3 — запорный клапан; 4 — маховичок регулировочного винта; 5 — поршень силового цилиндра; 6 — дросселирующий клапан; 7 — главный контрольный клапан (подъем-опускание); 8 — клапан перепускного канала (работает при нейтральном положении)

а не возрастет. Кроме того, дросселирование масла приводит к значительному повышению его температуры. Для устранения этого недостатка применяют увеличители сцепного веса с гидравлическим аккумулятором. В этом случае насос 1 (рис. 19.10) гидросистемы заряжает гидроаккумулятор 8, сжимая пружину (иногда воздух или то и другое). Когда давление достигнет значения, заданного регулировочным маховичком 5, золотник 4 переместится вправо и откроет слив масла. Утечка масла в силовом цилиндре и клапанах восполняется гидроаккумулятором. Когда давление аккумулятора станет ниже заданного (минус давление нечувствительности, составляющее 2—3 кгс/см²), золотник 4 передвинется влево,

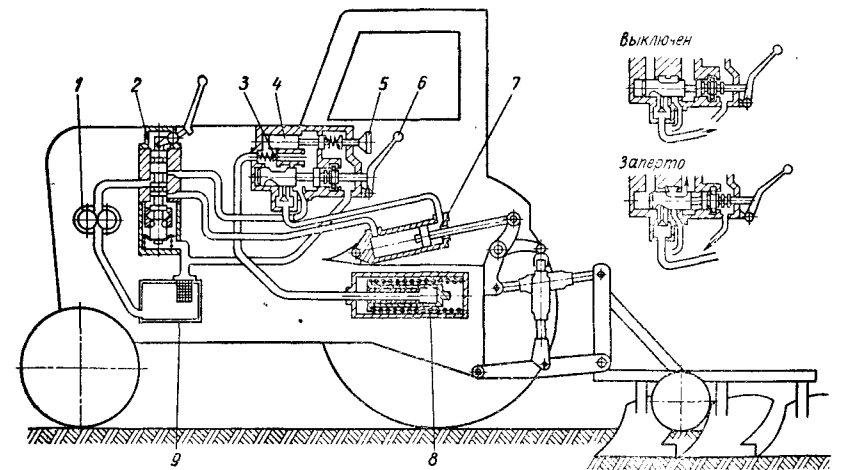


Рис. 19.10. Схема увеличителя сцепного веса с гидравлическим аккумулятором:

1 — насос; 2 — распределитель; 3 — нагнетательный клапан; 4 — золотник; 5 — маховичок регулировочного винта; 6 — рычаг ползуна переключателя; 7 — силовой цилиндр; 8 — пружинный гидроаккумулятор; 9 — бак

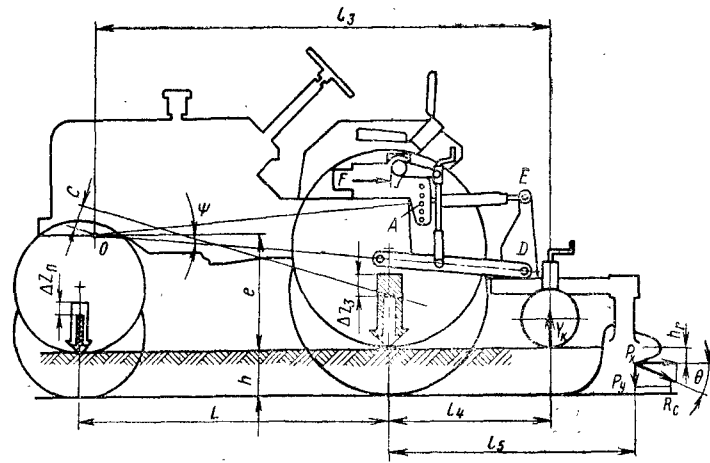


Рис. 19.11. Схема для расчета механического увеличителя сцепного веса

закрыв слив масла, и аккумулятор снова зарядится. При необходимости подъема или опускания орудия увеличитель сцепного веса выключается, отключая аккумулятор.

Расчетом механического увеличителя сцепного веса определяют число ступеней перестановки верхней (нижней) тяги, шаг между отверстиями и положение отверстий на тракторе. В качестве типичного орудия при расчете обычно принимают плуг (рис. 19.11).

При пахоте трактор идет с перекосом и разгруженным будет полевое колесо. Вертикальные реакции почвы на ведущие и направляющие колеса складываются из реакций от веса трактора и реакций от сил сопротивления плуга. Реакция на ведущие колеса от веса трактора (статическая нагрузка):

для полевого колеса

$$Z_{з.п} = G_3 \left(\frac{1}{2} - \frac{h_{ц.т}h}{B\sqrt{B^2 - h^2}} \right);$$

для бороздового колеса

$$Z_{з.б} = G_3 \left(\frac{1}{2} + \frac{h_{ц.т}h}{B\sqrt{B^2 + h^2}} \right),$$

где $G_3 = G \frac{L-a}{L}$ — весовая нагрузка на заднюю ось (здесь G — вес трактора; L — база трактора; a — расстояние центра тяжести от оси задних колес); $h_{ц.т}$ — высота центра тяжести трактора; h — глубина пахоты; B — ширина колеи.

От действия плуга ведущие колеса получают догрузку, увеличивающую сцепление с почвой:

для полевого колеса

$$\Delta Z_{з.п} = P_y \left(\frac{l_5}{L} + 1 \right) \frac{b_{п}}{\sqrt{B^2 - h^2}} - Y_k \left(\frac{l_4}{L} + 1 \right) \frac{b_k}{\sqrt{B^2 + h^2}};$$

для бороздового колеса

$$\Delta Z_{з.б} = P_y \left(\frac{l_5}{L} + 1 \right) \left(1 - \frac{b_{п}}{\sqrt{B^2 - h^2}} \right) - Y_k \left(\frac{l_4}{L} + 1 \right) \left(1 - \frac{b_k}{\sqrt{B^2 - h^2}} \right),$$

где $P_y = P_x \operatorname{tg} \theta$ — вертикальная сила, действующая на корпус плуга; $b_{п}$ — проекция расстояния от центра опоры бороздового колеса до точки приложения силы P_y на поперечную плоскость; Y_k — вертикальная реакция на опорном колесе плуга; b_k — проекция расстояния от центра опоры бороздового колеса до точки приложения реакции Y_k на поперечную плоскость; l_4 , l_5 , L — плечи (показаны на рис. 19.11).

Увеличение догрузки достигается уменьшением реакции Y_k на опорном колесе плуга. Минимальная реакция определяется устойчивостью глубины вспашки, оцениваемой заглубляющим моментом $M = R_c C$, и равна $Y_k = M/l_3$.

Необходимый удельный заглубляющий момент $m = M/B$ зависит от плотности почвы (удельного сопротивления $K_{п}$, кгс/см²) и степени затупления лемехов, оцениваемой углом θ наклона результирующей силы R_c к горизонту. Для почвы с сопротивлением $K_{п} = 0,5 \div 0,8$ кгс/см² угол $\theta = 5 \div 20^\circ$; удельный момент $m = 1,5 \div 5$ кгс/см.

Положение отверстий A кронштейна верхней тяги может находиться графоаналитически в следующем порядке.

1. Вычерчивают в масштабе схему агрегата, задавшись типичной глубиной пахоты h , см. Проводят осевую линию OD нижних тяг.

2. Находят тяговое сопротивление плуга $P_x = K_{п} h B_0$ и определяют результирующую силу $R_c = P_x / \cos \theta$ для крайних значений угла $\theta = 5$ и 20° .

Задаваясь удельным заглубляющим моментом $m = 4 \div 5$ кгс·м/см и $m = 1,5 \div 2$ кгс·м/см, находят крайние значения плеча (м) заглублений:

$$C = \frac{mB}{R_c}.$$

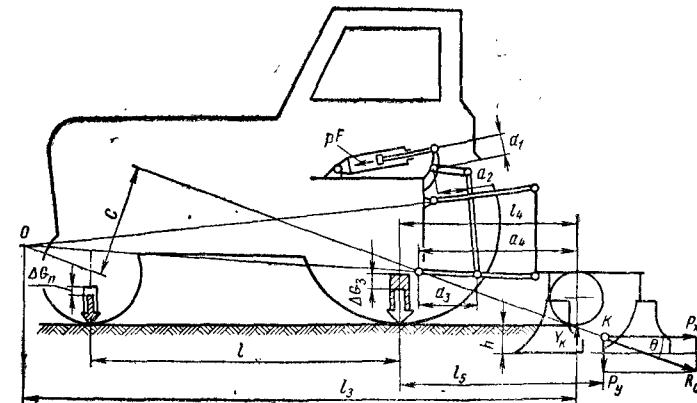


Рис. 19.12. Схема для расчета гидравлического увеличителя сцепного веса

3. Проводят через центр сопротивления плуга (можно принять, что центр сопротивления плуга находится на высоте $0,5h$, а по длине — на полусумме длин корпусов) линию направления результирующей R_c под минимальным углом $\theta = 5^\circ$ к горизонтали. Под линией R_c на расстоянии C (при $m = 4,5$ кгс·м/см) проводят параллельную линию до пересечения с осевой линией нижней тяги. Точка пересечения даст мгновенный центр вращения O . Соединив точки O и E прямой, в месте пересечения ее с осью кронштейна A получим центр отверстия для верхней тяги. Для лучшего копирования рельефа рекомендуется принимать $l_3 - l_4 = (0,3 \div 0,5) L$ подбором положения нижней тяги.

4. Проводят аналогичное построение для $\theta = 20^\circ$ и находят центр второго крайнего отверстия для верхней тяги. Для нахождения центров промежуточных отверстий расстояние между крайними отверстиями разбивают на три-четыре отрезка.

Если верхняя тяга параллельна нижним и центр O уходит в бесконечность, то реакция Y_k не зависит от положения опорного колеса и равна

$$Y_k = P_x (\operatorname{tg} \theta \pm \operatorname{tg} \psi).$$

Знак плюс перед $\operatorname{tg} \psi$ соответствует наклону на угол ψ тяг вверх от горизонтали, проведенных через их шарниры на тракторе, а минус — наклону их вниз. Если тяги наклонены вверх, то задние (ведущие) колеса трактора разгружаются, а если вниз — догружаются.

Расчетом гидравлического увеличителя сцепного веса определяют пределы давления подпора в цилиндре и соответствующую догрузку ведущих колес в разных условиях. Расчет проводят графоаналитическим методом в следующем порядке.

1. Наносят масштабную схему агрегата в рабочем положении (рис. 19.12). Продолжая направления верхней и нижней тяг механизма навески, находят мгновенный центр вращения O .

2. Находят результирующую силу сопротивления орудия и точку ее приложения K . Продолжив вперед направление результирующей, определяют плечо C .

3. Подсчитывают реакцию на опорном колесе орудия:

$$Y_k = R_c \frac{C}{l_3} - pF \frac{a_1}{a_2} \frac{a_3}{a_4},$$

где p — давление подпора в цилиндре, кгс/см²; F — площадь поршня, см²; a_1, a_2, a_3, a_4 — плечи передачи к опорному колесу, определяемые графически.

Поскольку R_c зависит от тягового усилия (сопротивления орудия) P_x и угла θ , характеризующего степень затупления лемехов или лап, рекомендуется построить график $Y_k = f(p, \theta)$ для нескольких значений P_x .

4. Определяют догрузку задних колес

$$\Delta G_3 \approx P_y \frac{L + l_5}{L} - Y_k \frac{L + l_4}{L}$$

и разгрузку передних колес

$$\Delta G_{II} \approx Y_k \frac{l_4}{L} - P_y \frac{l_5}{L}.$$

В этих формулах $P_y = P_x \operatorname{tg} \theta$. Членом $P_x \frac{0,5h}{L}$ пренебрегаем, так как глина обработки при пахоте, посеве и культивации мала по сравнению с базой трактора. Строят график ΔG_3 и $\Delta G_{II} = f(p)$ для различных значений P_x и θ .

1. Анилович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов. М., «Машиностроение», 1966, 378 с.
2. Анохин В. И. Применение гидротрансформаторов на скоростных гусеничных сельскохозяйственных тракторах. М., «Машиностроение», 1972, 304 с.
3. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов. М., «Машиностроение», 1968, 376 с.
4. Барский И. Б., Анликов В. Я., Кутьков Г. М. Динамика трактора. М., «Машиностроение», 1973, 280 с.
5. Башта Т. М., Зайченко И. З., Ермаков В. В., Хаймович Е. И. Объемные гидравлические приводы. М., «Машиностроение», 1969, 628 с.
6. Болтинский В. Н. Теория, конструкция и расчет тракторных и автомобильных двигателей. М., Сельхозиздат, 1962, 392 с.
7. Борисов С. Г., Эглит Н. М. Муфты сцепления тракторов. М., «Машиностроение», 1972, 208 с.
8. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Шукин М. М. Автомобиль. «Машиностроение». М.—Л., 1973, 504 с.
9. Васильев А. В., Докучаева Е. Н., Уткин—Любовцов О. Л. Влияние конструктивных параметров гусеничного трактора на его тягово-сцепные свойства. М., «Машиностроение», 1969, 192 с.
10. Водолажченко Ю. Т., Корсун Н. А. Агрегатирование трактора Т-75. М., ЦИТИМАШ, 1961, 36 с.
11. Вопросы исследования динамики колесных тракторов тягового класса 3 т. Труды НАТИ, вып. 223. М., ОНТИ-НАТИ, 1973.
12. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. М., Машгиз, 1962, 463 с.
13. Горбунов П. П., Черпак Ф. А., Львовский К. Я. Гидромеханические трансмиссии тракторов. М., «Машиностроение», 1966, 447 с.
14. Гуськов В. В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М., «Машиностроение», 1966, 196 с.
15. Единые требования к конструкции тракторов и сельскохозяйственных машин по безопасности и гигиене труда. Бюро технической информации и рекламы. М., 1967, 28 с.
16. Забавников Н. А. Основы теории транспортных гусеничных машин. М., «Машиностроение», 1968, 396 с.
17. Иванов В. В. Основы эксплуатации тракторов в сельском хозяйстве. М., «Высшая школа», 1965, 286 с.
18. Комсарик С. Ф. и Ивановский Н. А. Гидравлические объемные трансмиссии. М., Машгиз, 1963, 155 с.
19. Кудрявцев В. Н. Зубчатые передачи. М.—Л., 1957, 263 с.
20. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. М., Машгиз, 1963, 503 с.

21. Лихачев В. С. Испытания тракторов. М., «Машиностроение», 1974, 286 с.
22. Лурье А. Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Л., Колос, 1970, 376 с.
23. Лысов М. И. Рулевые управления автомобилей. М., «Машиностроение», 1972, 344 с.
24. Платонов В. Ф. Динамика и надежность гусеничного движителя. М., «Машиностроение», 1973, 232 с.
25. Поспелов Ю. А. Устойчивость трактора. М., «Машиностроение», 1966, 248 с.
26. Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение», 1972, 392 с.
27. Свешников А. А. Прикладные методы теории случайных функций. М., «Наука», 1968, 463 с.
28. Советские тракторы. Под редакцией д-ра техн. наук, проф. И. Б. Барского. М., «Машиностроение», 1970, 369 с.
29. Системы поддрессирования современных тракторов (конструкция, теория, расчет). М., «Машиностроение», 1974, 176 с.
30. Трененков И. И. Эксплуатационные показатели сельскохозяйственных тракторов. М., Машгиз, 1963, 271 с.
31. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. М., «Машиностроение», 1970, 176 с.
32. Фрумкис И. В., Мининзон В. И. Объемные гидравлические передачи сельскохозяйственных тракторов и машин. М., «Машиностроение», 1966, 200 с.
33. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., «Колос», 1972, 384 с.
34. Яценко И. И. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М., «Машиностроение», 1972, 372 с.

| | |
|---|-----|
| Введение | 3 |
| Глава 1. Тяговый расчет | 10 |
| 1.1. Исходные данные | 10 |
| 1.2. Определение веса трактора | 12 |
| 1.3. Определение мощности и выбор типа двигателя | 14 |
| 1.4. Определение числа и структуры ряда передач | 17 |
| 1.5. Построение тяговой характеристики трактора | 22 |
| Глава 2. Агрегатирование трактора и динамика МТА | 40 |
| 2.1. Исходные данные | 40 |
| 2.2. Составление энергетической характеристики МТА | 40 |
| 2.3. Определение режима работы МТА | 44 |
| 2.4. Проверка поворотливости МТА с колесным трактором | 52 |
| 2.5. Проверка поворотливости МТА с гусеничным трактором | 58 |
| 2.6. Определение эксплуатационных показателей | 64 |
| Глава 3. Компоновка трактора | 66 |
| 3.1. Общие требования | 66 |
| 3.2. Гусеничный трактор | 66 |
| 3.3. Колесный трактор | 73 |
| 3.4. Положение центра тяжести и устойчивость трактора | 80 |
| 3.5. Размещение рабочего оборудования | 88 |
| 3.6. Размещение водителя и условия труда | 90 |
| Глава 4. Классификация и типовые схемы силовых передач | 95 |
| 4.1. Общие сведения | 95 |
| 4.2. Ступенчатые зубчатые передачи | 96 |
| 4.3. Планетарные передачи | 111 |
| 4.4. Гидромеханические передачи | 116 |
| 4.5. Гидравлические объемные передачи | 120 |
| Глава 5. Расчетные нагрузки силовых передач | 127 |
| 5.1. Номинальный и динамический крутящие моменты | 127 |
| 5.2. Учет динамического крутящего момента при расчетах элементов силовых передач | 140 |
| 5.3. Расчетные и экспериментальные данные о нагруженности силовых передач тракторов | 143 |
| Глава 6. Расчет зубчатых передач | 148 |
| 6.1. Геометрические параметры зацепления цилиндрических зубчатых колес | 148 |
| 6.2. Расчет цилиндрических прямозубых шестерен на прочность | 159 |
| 6.3. Геометрические параметры зацепления конических шестерен с круговой линией зубьев | 166 |
| 6.4. Расчет конических шестерен с круговой линией зубьев на прочность | 178 |
| 6.5. Расчет конических прямозубых шестерен | 178 |
| 6.6. Особенности расчета шестерен конечных передач | 178 |

| | |
|---|------------|
| Глава 7. Расчет валов и подшипников силовой передачи | 195 |
| 7.1. Расчет валов | 195 |
| 7.2. Расчет подшипников качения | 196 |
| 7.3. Примеры расчетов элементов силовой передачи | 203 |
| 7.4. Расчет колесного редуктора трактора Т-150 | 221 |
| Глава 8. Муфты сцепления | 225 |
| 8.1. Конструкции и расчет фрикционных муфт сцепления | 225 |
| 8.2. Конструкции и расчет нажимных устройств | 233 |
| 8.3. Тормозки муфты сцепления | 244 |
| Глава 9. Тормоза | 246 |
| 9.1. Общие сведения | 246 |
| 9.2. Конструкции и расчет тормозных механизмов | 248 |
| 9.3. Конструкции и расчет приводов тормозов | 260 |
| Глава 10. Коробки передач | 265 |
| 10.1. Ступенчатые коробки передач | 265 |
| 10.2. Ступенчатые коробки передач с переключением на ходу и увеличители крутящего момента | 266 |
| 10.3. Планетарные коробки передач | 270 |
| 10.4. Бесступенчатые коробки передач | 271 |
| Глава 11. Механизмы поворота | 272 |
| 11.1. Общие сведения | 272 |
| 11.2. Однопоточные одноступенчатые механизмы поворота | 273 |
| 11.3. Приводы управления механизмами поворота | 280 |
| 11.4. Многоступенчатые, бесступенчатые и двухпоточные механизмы поворота | 284 |
| Глава 12. Центральные и конечные передачи. Дифференциалы. Соединительные и вспомогательные механизмы | 286 |
| 12.1. Центральные передачи | 286 |
| 12.2. Дифференциалы | 289 |
| 12.3. Конечные передачи | 298 |
| 12.4. Соединительные муфты и карданные передачи | 301 |
| 12.5. Планетарный привод независимого ВОМ | 305 |
| Глава 13. Расчетные нагрузки в ходовых системах тракторов | 306 |
| 13.1. Общие сведения | 306 |
| 13.2. Характеристики неровностей и сил рабочих сопротивлений | 306 |
| 13.3. Расчет колебаний и нагрузок | 308 |
| 13.4. Расчет долговечности деталей по усталостной прочности | 311 |
| Глава 14. Подвески гусеничного трактора | 316 |
| 14.1. Классификация | 316 |
| 14.2. Полужесткие подвески | 319 |
| 14.3. Упругие подвески | 323 |
| 14.4. Расчет элементов подвесок на прочность и долговечность | 326 |
| 14.5. Колебания трактора | 335 |
| Глава 15. Гусеничный движитель | 338 |
| 15.1. Основные размеры движителя | 338 |
| 15.2. Ведущее колесо и профилирование зацепления | 340 |
| 15.3. Гусеничная цепь | 348 |
| 15.4. Направляющее колесо и натяжное приспособление | 354 |
| 15.5. Опорные катки | 363 |
| 15.6. Поддерживающие ролики | 367 |

| | |
|---|------------|
| Глава 16. Ходовая часть колесного трактора | 369 |
| 16.1. Основные сведения | 369 |
| 16.2. Ведущие и направляющие колеса | 369 |
| 16.3. Передние оси | 375 |
| 16.4. Передние мосты | 382 |
| 16.5. Колебания трактора | 385 |
| Глава 17. Виброизоляция двигателя, кабины трактора. Поддрессирование сиденья | 391 |
| 17.1. Виброизоляция узлов и деталей | 391 |
| 17.2. Виброизоляция кабины | 398 |
| 17.3. Поддрессирование сиденья | 400 |
| Глава 18. Рулевое управление | 408 |
| 18.1. Типы приводов и их кинематическая характеристика | 408 |
| 18.2. Рулевые механизмы | 413 |
| 18.3. Расчет рулевого управления | 416 |
| 18.4. Усилители рулевого управления | 419 |
| Глава 19. Гидравлическая навесная система трактора | 427 |
| 19.1. Кинематические схемы и основные размеры навесного устройства | 427 |
| 19.2. Расчет навесного устройства на прочность | 436 |
| 19.3. Гидропривод навесного устройства и его конструктивные элементы | 440 |
| 19.4. Корректоры нагрузки на ходовую часть трактора | 445 |
| Список литературы | 451 |