УСТРОЙСТВО ТРАКТОРОВ

Утверждено
Министерством образования Республики Беларусь в качестве учебника для учащихся учреждений образования, реализующих образовательные программы среднего специального и профессионально-технического образования по специальностям направления образования «Сельское хозяйство»

Под редакцией доктора технических наук,
профессора А. Н. Карташевича

Центр учебной книги и средств обучения
РИПО
Минск
РИПО
2016

Образец

УДК 63.372(075)
ББК 40.721я7
У79

А в т о р ы:
заведующий кафедрой тракторов, автомобилей и машин для природообустройства УО «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственная академия», доктор технических наук, профессор *А. Н. Карташевич*;
доценты этой же кафедры, кандидаты технических наук, доценты *О. В. Понталев*, *А. В. Гордеенко*, *В. А. Белоусов*.

Р е ц е н з е н т ы:
цикловая комиссия специальных дисциплин УО «Марьиногорский государственный ордена “Знак Почета” аграрно-технический колледж имени В. Е. Лобанка» (*В. А. Кулыба*);
заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили» УО «Белорусский государственный аграрный технический университет», кандидат технических наук, доцент *Г. И. Гедроить*.

Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или любой ее части не может быть осуществлено без разрешения издательства.

Выпуск издания осуществлен при финансовой поддержке Министерства образования Республики Беларусь.

Устройство тракторов : учеб. / А. Н. Карташевич [и др.] ; под ред.
У79 А. Н. Карташевича. – Минск : РИПО, 2018. – 463 с.
ISBN 978-985-503-814-7.

В учебнике приведены классификация, типаж тракторов; подробно описаны конструкции двигателей внутреннего сгорания, силовой передачи, ходовой части, системы управления, рабочего и вспомогательного оборудования тракторов.

В качестве учебного пособия был издан в 2016 г. Предназначен для учащихся учреждений среднего специального и профессионально-технического образования по сельскохозяйственным специальностям. Может быть использован при подготовке трактористов широкого профиля.

УДК 63.372(075)
ББК 40.721я7

ISBN 978-985-503-814-7

© Оформление. Республиканский институт профессионального образования, 2018

ВВЕДЕНИЕ

Тракторы представляют собой основу средств механизации при выполнении работ в сельскохозяйственном производстве. Переход экономики Республики Беларусь на рыночные отношения, внедрение новых организационных форм хозяйствования в агропромышленном комплексе (АПК), включая развитие крестьянских (фермерских) хозяйств, требует совершенствования материально-технической базы АПК, в том числе тракторов сельскохозяйственного назначения.

В современном понимании название «трактор» только как «тяговое энергетическое средство» не отражает всех функций, которые оно должно выполнять. Поэтому новые и перспективные тракторы, являясь мобильными многоцелевыми источниками энергии, прежде всего считаются «мобильными энергетическими средствами (МЭС)».

Таким образом, развитие тракторов идет в направлении повышения их агротехнических, технико-экономических и эргономических свойств. Современные тракторы характеризуются сложностью конструкции и высокой мощностью. Все шире в конструкции тракторов используют гидропривод, в системах управления – автоматику, в приборах безопасности – электронику, во встроенных системах диагностирования – микропроцессорную технику. Более сложная и технически совершенная техника требует и более квалифицированного технического обслуживания и ремонта.

Специалисты и работники сельского хозяйства должны уметь не только самостоятельно эксплуатировать технику, но и рационально выбирать режимы работы, обеспечивающие высокую производительность и качество выполняемых работ, экономить энергетические ресурсы и снижать затраты на экс-

плуатацию техники, вести сельскохозяйственные работы в местах с повышенной радиоактивностью с учетом региональных условий и опыта передовых хозяйств.

Содержание учебной дисциплины «Устройство тракторов» включает объем обязательных знаний о конструкции основных моделей тракторов, применяемых в сельскохозяйственном производстве. Освоение этих знаний позволит будущим специалистам приобрести необходимые практические навыки разборки, сборки агрегатов, узлов, механизмов, обнаружения и устранения возникающих неисправностей, регулировки механизмов тракторов.

Образец

I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАКТОРАХ

Трактор является основным средством механизации в сельском хозяйстве, мелиоративном водохозяйственном производстве, дорожном строительстве, на лесоразработках, при осушении и орошении земель, для выполнения транспортных работ и т. д.

1.1. История развития отечественного и российского тракторостроения

История отечественного тракторостроения уходит в глубь XVIII в.

Знаменитый механик-самоучка И.П. Кулибин в 1791 г. изобрел трехколесную «коляску-самокатку» с двумя ведущими и одним направляющим колесами. В этой коляске изобретатель применил целый ряд механизмов и устройств, которые встречаются в современном тракторе: коробку передач, рулевое управление, роликовые подшипники, тормоза, маховик и др.

В 1837 г. Д.А. Загряжский создал движитель, принципиально отличный от колес и представляющий собой прообраз будущей гусеницы.

В 1888 г. Ф.А. Блинов построил гусеничный трактор, приводимый в движение двумя паровыми машинами, и демонстрировал его в 1889 г. на Саратовской, а в 1896 г. – на Нижегородской выставках.

В 1911 г. Я.В. Мамин изготовил трактор с двигателем мощностью 18 кВт собственной конструкции и дал ему название «Русский трактор-2». После испытания и небольшой переделки был создан трактор с двигателем мощностью 33 кВт. До 1914 г. на Балаковском заводе было выпущено более 100 таких

тракторов, а к 1917 г. закуплено за границей и завезено в Россию около 1500 тракторов.

С первых дней советской власти остро ставится вопрос о развитии отечественного тракторостроения.

В 1918 г. на Петроградском заводе было начато производство гусенично-колесных тракторов по типу американского трактора фирмы «Холт» с двигателем мощностью 55 кВт. Но из-за гражданской войны завод смог выпустить первые тракторы лишь в 1921 г.

Продолжая работу по конструированию новых моделей тракторов, Я.В. Мамин в 1919 г. создал трактор «Гном» с нефтяным двигателем мощностью 11,8 кВт и двухскоростной коробкой передач, обеспечивающей скорости движения 2,93 и 4,27 км/ч.

На Харьковском паровозостроительном заводе в 1923 г. приступили к выпуску гусеничных тракторов «Коммунар» с двигателем мощностью 36,8 кВт и трехскоростной коробкой передач, которая обеспечивала скорость от 1,8 до 7,0 км/ч.

В Ленинграде с конвейера завода «Красный путиловец» в 1924 г. сошел первый трактор, названный «Фордзон-путиловец». Трактор имел карбюраторный двигатель мощностью 14,7 кВт, работавший на керосине, трехскоростную коробку передач, развивал скорость от 2,3 до 10,8 км/ч, мощность на крюке достигала 6,6 кВт. Он выпускался до апреля 1932 г.

С конвейера Сталинградского тракторного завода 17 июня 1930 г. был снят первый трактор СТЗ-15/30 с карбюраторным двигателем, работавшим на керосине. Трехскоростная коробка передач позволяла получать скорость от 3,5 до 7,4 км/ч. Мощность двигателя составляла 22 кВт, а мощность трактора на крюке – 11 кВт. Колеса имели стальные ободья с почвозацепами.

В 1934 г. в Ленинграде на Кировском заводе (бывшем заводе «Красный путиловец») вместо трактора «Фордзон-путиловец» началось производство трактора «Универсал», в качестве прототипа которого был взят американский трактор «Фармолл». Трактор «Универсал» имел двигатель мощностью 16,19 кВт, работавший на керосине, и трехскоростную коробку передач, развивал скорость от 3,4 до 7,2 км/ч и мощность на крюке 7,36 кВт. Завод выпускал эту модель до 1940 г.

Сталинградский и Харьковский тракторные заводы в 1937 г. перешли на выпуск гусеничных тракторов СТЗ-НАТИ и ХТЗ-НАТИ общего назначения. Эти тракторы имели карбюраторный двигатель мощностью 37 кВт, работавший на керосине, и четырехскоростную коробку передач, которая позволяла получать скорость от 3,82 до 8,04 км/ч. Мощность на крюке составляла 25 кВт.

В декабре 1944 г. на Алтайском тракторном заводе был изготовлен первый опытный образец трактора ДТ-54, представлявшего собой гусеничный трактор общего назначения с дизелем мощностью 39,7 кВт. Трактор имел пятискоростную коробку передач, обеспечивающую скорость передвижения от 3,59 до 7,9 км/ч. Мощность на крюке составляла 26,5 кВт.

С конвейера Минского тракторного завода 14 октября 1953 г. сошел первый колесный трактор МТЗ-2 с пневматическими шинами. Двигатель трактора имел мощность 26,5 кВт. Пятискоростная коробка передач позволяла получать скорость движения от 4,56 до 12,95 км/ч. Мощность на крюке составляла 17,66 кВт. Завод постоянно улучшал качество и увеличивал количество выпускаемых тракторов. Тракторы «Беларус» получили 19 медалей на международных выставках и ярмарках (16 золотых, две серебряных и одну бронзовую).

ОАО «МТЗ» (1 августа 2014 г. зарегистрирован «МТЗ-ХОЛДИНГ») входит в восьмерку крупнейших производителей сельскохозяйственной техники в мире (около 8–10 % мирового рынка колесных тракторов). За 69 лет, прошедших с основания предприятия, выпущено более 3,8 млн тракторов, из них свыше 2,6 млн поставлено более чем в 100 стран мира.

В составе холдинга девять предприятий: Бобруйский завод тракторных деталей и агрегатов; Витебский завод тракторных запчастей; Минский завод шестерен; Лепельский электромеханический завод; Сморгонский агрегатный завод; Хойникский завод гидроаппаратуры; Наровлянский завод гидроаппаратуры; Лепельский ремонтно-механический завод; Мозырский машиностроительный завод.

Сегодня заказчикам предлагается более ста моделей тракторов более чем в двухстах сборочных вариантах для всех климатических и эксплуатационных условий (тракторы, мини-

тракторы, мотоблоки, погрузчики, машины для коммунального хозяйства, для работ в шахтах, для заготовки и ухода за лесом и др.) мощностью от 12 до 400 кВт.

Новые модели агрегатируются с сельскохозяйственными машинами различных производителей. На все продаваемые тракторы получены международные сертификаты, подтверждающие их соответствие стандартам Евросоюза и омологационным испытаниям в крупнейших испытательных центрах западных стран.

1.2. Типаж и классификация тракторов

Трактор – самоходная машина на колесном или гусеничном ходу, которая приводит в действие прицепные, навесные, или смонтированные на ней сельскохозяйственные, дорожные, транспортные и другие машины. Буксируя рабочую машину, трактор одновременно может приводить в действие ее механизмы специальным валом отбора мощности. Трактор используют для выполнения мобильных механизированных работ в сельском хозяйстве, производстве, строительстве и других отраслях народного хозяйства, а также как источник энергии для приведения в действие механизмов стационарных машин с помощью приводного шкива.

Типаж тракторов. Чтобы выполнить большое количество разнообразных по своему характеру работ, народному хозяйству нужны различные типы тракторов.

Типаж, или система тракторов, – это технически, технологически и экономически обоснованная совокупность всех моделей тракторов, рекомендуемых в производство. В каждом тяговом классе существуют базовые модели (основные наиболее массовые тракторы) и модификации, на которых установлены унифицированные с базовыми моделями двигатели и ряд других составных частей. При их унификации (единообразии) облегчаются изготовление и эксплуатация тракторов.

Модель – машина с определенными конструкцией и расположением агрегатов. *Базовой* называют наиболее распространенную и универсальную модель тракторов, имеющую специализированные модификации.

Модификация – видоизмененная базовая модель. Она специализирована по назначению и унифицирована с базовой моделью.

Марка трактора – условное кодовое название модели определенной конструкции. Для обозначения марки трактора вначале пишут буквенные знаки, обозначающие сокращенное название завода-изготовителя, первые буквы определенного слова или характерное для трактора слово и через дефис – цифру, указывающую мощность двигателя в лошадиных силах или номер модели.

Критерием оценки трактора при тяговой концепции использования является тяговое усилие (тяговая мощность), по которому осуществляется подбор трактора для согласования работы с сельскохозяйственными машинами и орудиями.

Разработан типаж тракторов (ГОСТ 27021-86 (СТ СЭВ 628-85) «Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. тяговые классы»), состоящий из 10 классов (см. табл. 1.1, рис. 1.1), каждый из которых отличается от другого величиной номинального тягового усилия.

Таблица 1.1

Тяговые классы тракторов и соответствующие им номинальные тяговые усилия

Тяговый класс	Номинальное тяговое усилие, кН
0,2	От 1,8 до 5,4
0,6	Свыше 5,4 до 8,1
0,9	Свыше 8,1 до 12,6
1,4	Свыше 12,6 до 18,0
2	Свыше 18,0 до 27,0
3	Свыше 27,0 до 36,0
4	Свыше 36,0 до 45,0
5	Свыше 45,0 до 54,0
6	Свыше 54,0 до 72,0
8	Свыше 72,0 до 108,0

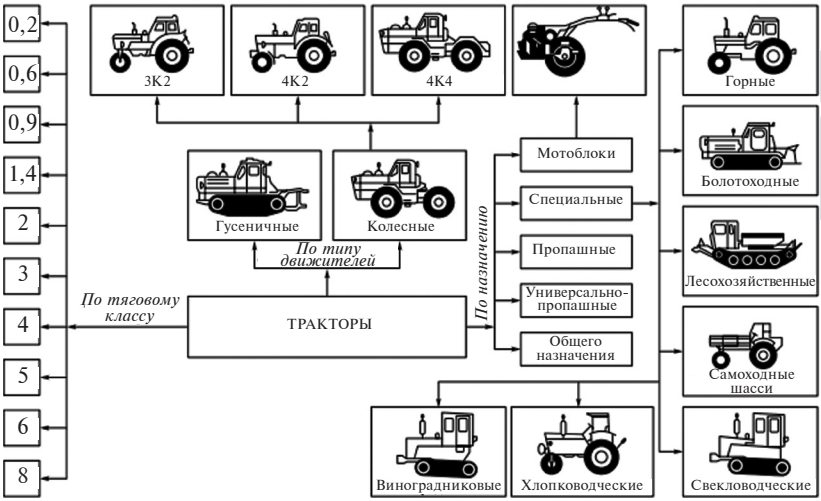


Рис. 1.1. Классификация сельскохозяйственных тракторов

В функции от тягового усилия выделяют тягово-динамические (тяговая мощность, скорость, буксование, тяговый КПД) и топливно-экономические (часовой и удельный расход топлива) показатели. В качестве оценочной классификационной точки принимается номинальное тяговое усилие $P_{\text{кр.ном}}$.

Согласно ГОСТ 27021-86 определено, что трактор должен работать с наибольшей экономичностью при значении буксования не более 18 % с ходовой системой 4К2, 16 % – 4К4 и 5 % – с гусеничной ходовой системой. Точка наибольшей экономичности при работе трактора находится в зоне максимального значения тягового КПД.

Каждый класс содержит одну основную (базовую) модель трактора и несколько ее разновидностей (модификаций). Последние используются для выполнения специальных сельскохозяйственных операций. По конструкции модификация представляет собой видоизмененную модель базового трактора, сохраняющую его основные агрегаты, т. е. имеющую высокую степень единообразия (унификации). Принцип унификации широко используется в машиностроении, так как позволяет быстро, с наименьшими затратами создавать необходимые

машины (в данном случае тракторы), эксплуатация которых удешевляется и упрощается.

В сельскохозяйственном производстве наибольшее применение получили тракторы 9 классов – с тяговым усилием 2; 6; 9; 14; 20; 30; 40; 50; 60 кН.

Тракторы тягового класса 0,2 характеризуются невысокой мощностью двигателя (9...12 кВт). Эта техника предназначена для решения простейших задач и работ на самых простых типах грунта, а также для механизации коммунальных и строительных работ, и зачастую используется в индивидуальных хозяйствах или в качестве вспомогательного оборудования. Она обладает очень низким уровнем проходимости, поэтому для нормальной работы требует хорошо укатанного плотного дорожного покрытия. Малогабаритные тракторы указанного класса оборудованы гидравлическими системами и механизмами навески, позволяющими агрегатировать с различными прицепными и навесными орудиями. В настоящее время тяговый класс 2 кН представлен тракторами Беларус-132Н РУП «Сморгонский агрегатный завод» (в составе «МТЗ-ХОЛДИНГ»), «Уралец» ООО «Челябинский тракторный завод – УРАЛТРАК» и др.

Тракторы тягового класса 0,6 используют на сравнительно небольших площадях сельскохозяйственных угодий при выполнении малоэнергоемких работ (основной и предпосевной обработки почвы, посева и посадки сельскохозяйственных культур, кормозаготовки и др.), а также при транспортировке грузов на небольшие расстояния. Наиболее широко распространены в этом классе тракторы Т-25 и Т-25А производства ООО «ВМТЗ» (Владимирский моторо-тракторный завод). Данные модели прошли модернизацию и в настоящее время выпускаются под марками Т30-69 и Т30-70. Кроме того, в мощностном диапазоне 25...45 л. с. ООО «ВМТЗ» представляет достаточно широкий спектр модельного ряда тракторов. Так, универсально-пропашные тракторы ВТЗ-2032А, ВТЗ-2048А применяются в сельском и коммунальном хозяйстве, складских помещениях, где маневренность и способность осуществлять погрузочно-разгрузочные работы в условиях ограниченного пространства являются приоритетными. Колесный трактор Беларус-320

производства ОАО «МТЗ» в тяговом классе 6 кН (0,6) в последние годы завоевывает все большую популярность.

Кроме универсально-пропашных колесных тракторов в тяговом классе 6 кН производятся самоходные транспортные средства рамной конструкции (самоходные шасси). *Самоходные шасси* – это разновидность трактора, на раме которого смонтирована грузовая платформа для перевозки грузов или навешены рабочие органы сельскохозяйственных машин и орудий, а также агрегаты для работы в коммунальном хозяйстве. В Российской Федерации самоходные шасси производит ООО «ВМТЗ». По основным деталям и сборочным единицам шасси ВТЗ-30СШ унифицировано с трактором ВТЗ-2032 и отличается от него тем, что на шасси дизельный двигатель и силовая передача размещены сзади, а передняя часть представляет собой открытую раму, предназначенную для установки платформы, навесных агрегатов и машин. На базе ВТЗ-30СШ производятся следующие машины: вилочный погрузчик ВТЗ-30СШ-ПВ, с которым могут агрегатироваться дорожные и уборочные щетки, снегоочистители, вилы, бетоносмеситель, гидробур, сварочная, компрессорная и насосная установки, гидравлические ножницы и устройство для очистки дорог и тротуаров; самопогрузчик ВТЗ-30СШ-СП; шасси самоходное с гидроманипулятором ВТЗ-30СШ-ГМ; вакуумная тротуароуборочная машина ВТЗ-30СШ-КО.

Колесные тракторы тягового класса 0,9 в агрегате с навесными и прицепными орудиями используются в средних сельскохозяйственных организациях и фермерских хозяйствах для проведения предпосевной обработки почвы, посева, междурядной обработки пропашных культур, для заготовки кормов, транспортных работ, привода стационарных машин, работы в животноводческих фермах и выполнения других общехозяйственных работ. В Российской Федерации единственным предприятием, производящим тракторы класса 0,9, являлось ОАО «ЛТ» («Липецкий трактор»), входящее в состав концерна «Тракторные заводы». Трактор Т-40М, одна из первых моделей этого класса, был выполнен с двумя ведущими мостами, поэтому обладал повышенной силой тяги и лучшей проходи-

мостью. Трактор Т-40АНМ (модификация Т-40М) имел пониженный центр тяжести и поэтому мог работать не только на равнинах, но и на склонах. В 2000-х гг. ОАО «ЛТ» производило универсально-пропашные тракторы серии ЛТЗ-60 (ЛТЗ-60А, ЛТЗ-60АБ и ЛТЗ-60АБ-10). Но к 2009 г. спрос на эти тракторы снизился, так как специально для тракторов класса 0,9 навесное и прицепное оборудование не производилось, с навесным и прицепным оборудованием, предназначенным для тракторов класса 14 кН, они не агрегатировались, а использовать их с агрегатами, предназначенными для тракторов класса 6 кН, экономически нецелесообразно. В жестких рыночных условиях производство тракторов класса 0,9 стало нерентабельным, и в 2009 г. концерн «Тракторные заводы» прекратил производство тракторов в г. Липецке.

ОАО «МТЗ» выпускает трактор тягового класса 0,9 Беларус-622, оснащенный итальянским двигателем Lamborghini LDW 2204, отличительными особенностями которого являются низкий уровень содержания вредных веществ в выхлопных газах (соответствие стандартам Евро-3А) и высокая производительность при небольших эксплуатационных расходах. Универсальное переднее и заднее трехточечное навесное устройство и широкий диапазон скоростей позволяют использовать обширный ассортимент навесного и прицепного оборудования.

Тракторы тягового класса 1,4 (Беларус-80.1, Беларус-82.1, Беларус-820/822, Беларус-920/922/923/952/1025, ЮМЗ-6АКМ, ЮМЗ-6ДМ, ЛТЗ-60АБ и др.) эффективно используют при возделывании и уборке технических и овощных культур. В агрегате с навесными, полунавесными и прицепными сельскохозяйственными машинами и орудиями они служат для вспашки, культивации, боронования, посева, посадки, междурядной обработки и заготовки кормов, разбрасывания удобрений, перевозки, а также приводят в действие стационарные машины.

Тракторы тягового класса 2 являются универсально-пропашными и предназначены для возделывания и уборки сахарной свеклы, картофеля и других низкостебельных пропашных культур, а также для выполнения работ общего назначения.

ОАО «МТЗ» производит колесный трактор тягового класса 2 Беларус-1221 и его модификации с колесной формулой 4К4а и мощностью двигателя 130 л. с. Трактор предназначен для выполнения различных сельскохозяйственных работ с навесными, полунавесными и прицепными машинами и орудиями. Может использоваться в лесном и коммунальном хозяйстве, строительстве, промышленности. Трактор приспособлен для работы в различных почвенно-климатических зонах и на всевозможных видах почв. В сегменте рынка колесных тракторов тягового класса 2 представлены и зарубежные производители сельскохозяйственной техники: John Deere (тракторы серии JD 6020); Case New Holland (T6000, Case IH MXM, TM); AGCO (Massey Fergusson (MF 5400), Fendt (400 Vario)) и др.

Тракторы тягового класса 3. В сегменте колесных тракторов тягового класса 3 ОАО «МТЗ» представляет трактор Беларус-1523 и его модификации. Беларус-1523 оснащен 6-цилиндровым рядным дизелем мощностью 114 кВт (155 л. с.) с турбонаддувом.

ОАО «КамАЗ» производит два трактора классической компоновки ХТХ-185 и ХТХ-215, они комплектуются импортными двигателями IVECO BetaPower и Cummins QSB соответственно. Максимальная мощность модели ХТХ-185 достигает 198 л. с., ХТХ-215 – 220 л. с.

Одним из основных иностранных производителей, присутствующих в данном сегменте, является Case New Holland с серией тракторов T7000 (основные модели T7040, T7050, T7120, T7130, T7220, T7230) и отдельными моделями Puma 165, MX 200, MXM 190, TM 1754 WD и др.

Тракторы тягового класса 4. В сегменте колесных тракторов тягового класса 4 ОАО «МТЗ» производит Беларус-2022, снабженный более мощным по сравнению с Беларус-152 дизелем (210 л. с.). Гидрообъемное рулевое управление обеспечивает легкость и простоту управления трактором при выполнении любых работ, электрогидравлическая система Bosch – силовой, позиционный и смешанный способы автоматического регулирования при работах общего назначения. На тракторе предусмотрена блокировка дифференциала задних колес с автоматическим отключением при повороте передних колес

на угол более 13° и принудительная блокировка. Гусеничный трактор представлен моделью Беларус-2103.

В 2007 г. ОАО «Ростсельмаш» приобрело 80 % акций компании Buhler Industries Inc, крупнейшего в мире производителя энергонасыщенных тракторов, реализуемых под торговой маркой Versatile. В тяговом классе 4 Buhler поставляет на рынок серию тракторов общего назначения классической компоновки Genesis с широким мощностным диапазоном (до 278 л. с.). Все модели оснащены экономичными двигателями Constant Power Plus с рабочим объемом 7,5 л, автоматической коробкой передач Powershift (18 передач вперед и 9 назад) и электроуправляемой гидравликой с опциональной системой Hydra Flow Plus производительностью 208 л/мин.

Тракторы тягового класса 5 применяют для почвообрабатывающих, транспортных и других сельскохозяйственных работ.

ОАО «МТЗ» производит энергонасыщенный трактор Беларус-3022 и его модификации, которые комплектуются дизельными двигателями S40E 8.7LTA мощностью 300 л. с. (производство Detroit Diesel Corporation) и BF06M1013FC мощностью 303 л. с. (производство Deutz). Трактор имеет универсальную гидронавесную систему с джойстиковым управлением на базе аксиально-плунжерного регулируемого насоса фирмы Bosch Rexroth с пятисекционным распределителем и электрогидравлическим управлением с возможностью программирования функций гидросистемы (EHS), электрогидравлическим регулятором управления передним и задним навесным устройством.

Одним из основных поставщиков тракторов класса 5 является ЗАО «ПТЗ» (Петербургский тракторный завод). С 1962 г. предприятие выпускало трактор К-700 («Кировец»), с 1975 г. – К-701, а с 2000 г. – современный энергонасыщенный экономичный колесный трактор К-744 и его модификации. В базовой комплектации К-744 оснащен двигателем ЯМЗ-238НД5 (300 л. с.), а гидросистема навесного оборудования трактора имеет шестеренчатый маслонасос постоянной производительности с четырехсекционным гидрораспределителем фирмы Bosch (на три пары выводов) для подключения сельскохозяйственных машин и орудий. Другие возможные

варианты комплектации позволяют оснащать трактор К-744 двигателем фирмы Mercedes OM-457LA (354 л. с.), маслонасосом с регулируемым расходом рабочей жидкости фирмы Danfoss и пятисекционным гидрораспределителем фирмы Bosch (на четыре пары выводов) для сельскохозяйственных агрегатов.

В 2005 г. ЗАО «Агротехмаш» представило новую серию колесных тракторов тягового класса 5 – К5000 АТМ мощностью 280 л. с., а в 2007 г. был налажен серийный выпуск этих тракторов под брендом TERRION. АТМ 5280 комплектуется дизельным двигателем Deutz (Германия) с водяным охлаждением BF 6M 1013 FC номинальной мощностью 270 л. с., трансмиссией ZF (Германия), передним мостом Carraro (Италия) и гидравликой Bosch (Германия).

Тракторы тягового класса 6 используются для работы на полях большой площади, где требуется выполнение энергоемких работ, таких как мелиорация.

Тракторы тягового класса 8 в основном представлены тяжелыми энергонасыщенными полноприводными тракторами К-9000 (семейства «Кировец») с шарнирно-сочлененной рамой. Выполняемые К-9000 основные сельскохозяйственные операции – вспашка загонными и оборотными плугами, глубокое рыхление чизельными плугами, боронование дисковыми и ротационными боронами, культивация и лущение стерни культиваторами, обработка почвы комбинированными орудиями, посев механическими сеялками, посев пневматическими посевными комплексами, работа с перегрузчиками зерна, внесение удобрений, а также транспортные и другие работы (землеройные, планировочные, мелиоративные, снегозадержание, трамбовка силосных ям и т. д.).

Классификация тракторов. Современные сельскохозяйственные тракторы классифицируют следующим образом:

• по назначению:

– на тракторы *общего назначения* (Беларус-3022, Беларус-2022, Беларус-1525, ХТЗ-181 и др.) – применяют для выполнения основных сельскохозяйственных работ при возделывании сельскохозяйственных культур (вспашка, дискование, сплошная культивация, боронование, посев, уборка). Эти

тракторы отличаются от других малым дорожным просветом и высокой мощностью двигателя;

– *универсально-пропашные* (ХТЗ-16131, ЛТЗ-155, Беларус-1221/1222 и др.) – используют при уходе за пропашными культурами и выполнении других сельскохозяйственных работ. У некоторых универсально-пропашных тракторов предусмотрены сменные ведущие колеса с широкими шинами для выполнения работ общего назначения и с узкими шинами для работ в междурядьях. Чтобы не повредить растения, тракторы имеют большой дорожный просвет и ширину колеи, регулируемую соответственно ширине междурядий;

– *специальные тракторы* – это модификации какого-либо трактора общего назначения или универсально-пропашного, используются при выполнении определенного вида работ (на виноградниках, хлопчатнике) или разных работ, но в строго определенных условиях (на болотистых почвах, в горном земледелии). Например, специальный трактор Беларус-920Р предназначен для механизации возделывания риса; Беларус-80Х – для выполнения работ по возделыванию хлопчатника, уборки хлопка-сырца в междурядьях 90–460 см и других работ в зоне хлопководства; Беларус-921 (садоводческий колесный трактор тягового класса 1,4 с колесной формулой 4×4) – для выполнения комплекса работ по возделыванию садов и виноградников, работы с фрезой и опрыскивателями, ряда механизированных работ в животноводстве (заготовка и раздача кормов), а также в промышленности, строительстве, коммунальном хозяйстве и на транспорте;

• по конструкции ходовой части:

– на *колесные тракторы*, ходовая часть которых оборудована колесными движителями.

Колесные тракторы могут иметь два ведущих колеса, т. е. один ведущий мост, например МТЗ-80, Беларус-950, и четыре ведущих колеса (два ведущих моста) для улучшения тяговых качеств и повышения проходимости, например МТЗ-82, Беларус-1522. Общее число колес, число ведущих колес и их размеры отражает «колесная формула». Так, «классический» четырехколесный трактор с передними управляемыми колесами меньшего диаметра и задними ведущими большего диа-

метра имеет колесную формулу 4К2, где цифра 4 показывает общее число колес, а цифра 2 – число ведущих колес. Если при тех же данных и передние колеса ведущие, но меньшего диаметра, трактор будет иметь колесную формулу 4К4а, где вторая цифра 4 означает, что трактор имеет четыре ведущих колеса (все колеса ведущие), а буква «а» указывает на меньший диаметр передних ведущих колес. Тракторы со всеми четырьмя ведущими колесами одного диаметра имеют колесную формулу 4К4б, где буква «б» указывает на равенство диаметров передних и задних колес. Трактор с одним или двумя сближенными передними управляемыми колесами имеет колесную формулу 3К2.

Колесный трактор по сравнению с гусеничным более универсален, легче, дешевле в изготовлении и эксплуатации. Однако на переувлажненных и рыхлых почвах колесный трактор не может быть использован так эффективно, как гусеничный. Вес гусеничного трактора распределяется на большую опорную площадь, чем вес колесного, поэтому его удельное давление на почву меньше. Специально для работы в тяжелых полевых условиях разработан так называемый полугусеничный ход – съемный гусеничный движитель, устанавливаемый на ведущий мост колесного трактора;

– *гусеничные тракторы*, ходовая часть которых имеет гусеничный движитель. У гусеничного трактора для лучшего сцепления с почвой одновременно погружается в почву много почвозацепов, а у колесного – только несколько. Эти преимущества повышают тяговые качества и проходимость гусеничного трактора на увлажненных и рыхлых почвах. Гусеничный трактор меньше буксует и меньше уплотняет почву;

• по типу остова:

– на *рамные тракторы*, остов которых представляет собой клепаную или сварную (например, Беларус-2103) раму;

– *полурамный остов* состоит из соединенных между собой облегченной короткой полурамы и корпусных деталей силовой передачи. Полурама является опорой для двигателя, к ней также крепится ось передних колес. Широкое распространение полурамный остов нашел на универсально-пропашных тракторах. Он обладает достаточной жесткостью

и прочностью и в то же время имеет несколько меньшую массу, чем рамный остов;

– *безрамные тракторы*, остов которых представляет собой соединение корпусов отдельных механизмов. Примером трактора безрамной конструкции может служить Беларус-132 Н – 4-колесный трактор с шарнирно сочлененным остовом по схеме 4×4, с постоянно включенным передним и отключаемым задним мостами. Остов трактора состоит из корпусов муфты сцепления, переднего моста, шарнирно сочлененного узла и заднего моста.

В международной практике для классификации тракторов используется конструктивный признак трактора – категория навесного устройства, которая устанавливается по значению максимальной тяговой мощности, полученной при испытании трактора в соответствующей комплектации. По стандарту ИСО 730/2-82 устанавливаются четыре категории навесного устройства.

Классификация и маркировка тракторов «Беларус». Тракторы «Беларус» классифицируют:

• *по тяговому классу*:

0,2 – 0х, 1хх (мотоблоки и мини-тракторы);
0,6 – 3хх, 4хх;
0,9 – 6хх;
1,4 – 5хх, 8х, 8хх, 9хх, 10хх;
2 – 12хх, 13хх;
3 – 15хх;
4 – 18хх, 20хх;
5 – 21хх, 25хх, 28хх, 30хх;
6 – 45хх;

• *по двигателю*:

а) по числу цилиндров:

1 – Brigss & Stratton, Motor Jikov GH1509;
3 – Lamborghini LDW 1503CHD, LDW 1603/B3;
4 – Д-240, Д-241, Д-242, Д-243, Д-244, Д-245, Lamborghini LDW 2204;
6 – Д-260, Д-262, Perkins 1006-6TLR2, John Deere 6068TF159, International-30a 530/DDC, Detroit Diesel 6063HK33;

б) по системе питания воздухом:
– без наддува;
– с наддувом;
– с наддувом и промежуточным охлаждением воздуха;
• *по трансмиссии*:
а) по числу передних/задних передач – 18/4, 14/4, 16/8, 24/12, 36/24;
б) по конструкции коробки передач:
– механическая без синхронизаторов – 18/4;
– механическая с синхронизаторами – 14/4, 16/8;
– гидромеханическая с гидроподжимными муфтами – 24/12, 36/24;
• *по задней гидравлической навесной системе*:
– раздельно-агрегатная;
– гидроподъемник;
– Bosch;
• *по типу движителя*:
– колесный;
– гусеничный;
– гусеничные тележки вместо колес;
• *по дизайну* (условно):
– МТЗ-80;
– Беларус-1221;
– Беларус-922;
– Беларус-1523;
– Беларус-4520.

Классификация тракторов «Беларус» по тяговому классу, трансмиссии, двигателю, навесной системе и дизайну представлена в таблице 1.2.

Таблица 1.2

Классификация тракторов «Беларус»

Тяговый класс	Трансмиссия (число передних/задних передач)				
	18/4	14/4	16/8	24/12	36/24
0,6			310/320 –н2 322 –н3		
0,9			422 –н3 622 –н4		

Окончание табл. 1.2

Тяговый класс	Трансмиссия (число передних/задних передач)				
	18/4	14/4	16/8	24/12	36/24
1,4	80.1/82.1 −н1 510/512 −н1 520/522 −н1 530/532 −н1 550/552 −н1 570/572 −н1 890/892 +н2 921.3 ++г4	590/592 −н2 900/920 −н2 950/952 +н2 1021 +н2 922 +г3 923 +г4	1025 +н2		
2			1221 н/г2 1321 н/г2 1222 +б4		
3			1522 +б2 1523 +б4		
4			1802 +б4*	2002 +б4** 2022 ++б4	
5			2102 +б4* 2502Д б4*	2522 +б4 2822 +б4	3022 +б4 3023 +б5
6				4520 +б5	

Условные обозначения:
· двигатель:
− без наддува;
+ с наддувом;
++ наддув с промежуточным охлаждением;
· задняя гидравлическая навесная система:
н − раздельно-агрегатная;
г − гидроподъемник;
б − Bosch;
· дизайн (условно):
1 − МТЗ-80;
2 − Беларус-1221;
3 − Беларус-922;
4 − Беларус-1523;
5 − Беларус-4520;
* гусеничный трактор
** гусеничные тележки вместо колес

Ниже представлены примеры расшифровки марок тракторов «Беларус».

80, 82.1, 82.3:

1-я цифра − приблизительная мощность двигателя в десятках л. с.;

2-я цифра − наличие (2) или отсутствие (0) переднего ведущего моста;

Оборзел

цифра после точки – модификация (например, цифра «1» – передний ведущий мост составной из трех частей с коническими редукторами, цифра «3» – двигатель Евро-1);

570, 952:

1-я цифра – приблизительная мощность двигателя в десятках л. с.;

2-я цифра – модификация;

3-я цифра – наличие (2) или отсутствие (0) переднего ведущего моста;

900, 921.3:

1-я цифра – приблизительная мощность двигателя в десятках л. с.;

2-я цифра – наличие (2) или отсутствие (0) переднего ведущего моста;

3-я цифра – модификация;

цифра после точки – дополнительная модификация (например, цифра «3» – двигатель Евро-2);

1523.4, 2522ДВ:

первые две цифры – приблизительная мощность двигателя в десятках л. с.;

3-я цифра – наличие (2) или отсутствие (0) переднего ведущего моста;

4-я цифра – модификация;

Д – импортный двигатель (John Deere, Detroit Diesel, Cummings, Perkins, International и т. д.);

В – реверсивный пост управления;

цифра после точки – дополнительная модификация (например, цифра «4» – двигатель Евро-3).

1.3. Общее устройство трактора

Трактор состоят из механизмов различных групп, находящихся между собой в определенном взаимодействии. Конструкция и расположение этих механизмов могут быть различными, но принципы их действия аналогичны.

Механизмы трактора можно разделить на следующие основные группы: двигатель, силовая передача, ходовая часть, механизмы управления, рабочее и вспомогательное оборудование (рис. 1.2).

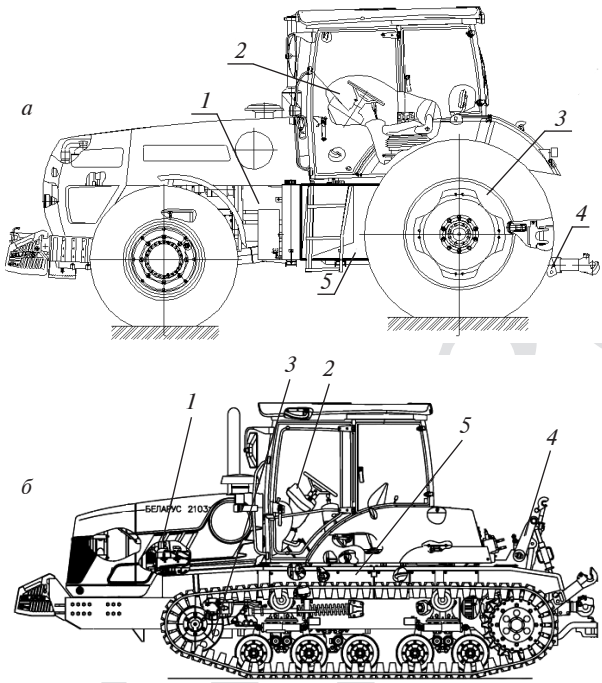


Рис. 1.2. Общий вид трактора:
а – колесного; *б* – гусеничного; *1* – двигатель; *2* – органы управления; *3* – ходовая часть; *4* – рабочее и вспомогательное оборудование; *5* – силовая передача

Двигатель *1* предназначен для преобразования химической энергии сгорающего в нем топлива в механическую энергию. На современных отечественных тракторах применяют в основном двигатели внутреннего сгорания, которые обычно устанавливают на передней части рамы.

Силовая передача *5* передает крутящий момент от коленчатого вала двигателя к ведущим колесам. Она состоит из следующих механизмов: главная муфта сцепления, соединительный вал, коробка передач, главная передача, дифференциал, конечные и карданные передачи.

Механизмы управления *2*, воздействуя на ходовую часть, изменяют направление движения трактора, останавливают и

удерживают его в неподвижном положении. К ним относятся механизм поворота и тормоза.

Ходовая часть *3* обеспечивает поступательное движение трактора, а также необходимую силу тяги на крюке. Ходовая часть состоит из ведущих и направляющих колес или гусеничного хода. В нее входят остов (рама), ведущие колеса, подвеска. Двигатель, механизмы силовой передачи и ходовой части трактора крепятся на раме.

Ходовая часть и механизм управления колесного трактора состоят из остова, переднего моста, ведущих и направляющих колес и рулевого управления. У колесного трактора между главной и конечной передачами установлен дифференциал.

Рабочее оборудование трактора *4* состоит из гидравлической навесной системы, прицепного устройства, вала отбора мощности и приводного шкива.

Навесная система – это группа механизмов, служащая для крепления навесных машин на трактор и управления их опусканием и подъемом.

Прицепное устройство позволяет осуществлять буксировку различных прицепных машин и орудий.

Вал отбора мощности используется для приведения в действие рабочих органов некоторых машин (силосоуборочного, картофелеуборочного комбайнов и др.) при одновременном перемещении их по полю.

К вспомогательному оборудованию трактора относят кабину с подрессоренным сиденьем, капот, приборы освещения и сигнализации, системы отопления и вентиляции, компрессор и т. д.

1.4. Требования, предъявляемые к тракторам

Тракторы должны отвечать определенным эксплуатационным требованиям, базирующимся на научно обоснованных свойствах и показателях. К числу этих требований относятся, прежде всего, обеспечение высокой производительности и экономичности, выполнение всего комплекса сельскохозяйственных работ качественно, в наилучшие агротехнические сроки.

Важное значение имеют требования *агроэкологического характера*, связанные с засорением атмосферы вредными компонентами, содержащимися в выпускных газах двигателей, и воздействием ходовой части этих машин на почву. Ходовая часть уплотняет почву, что отрицательно влияет на ее плодородие и урожайность культур. Поэтому снижение отрицательного воздействия тракторов на почву – одно из важнейших эксплуатационных требований.

Производительность трактора, работающего в агрегате с сельскохозяйственными машинами, зависит от ширины захвата машин, мощности тракторного двигателя, тягового сопротивления машин, средней скорости движения машинно-тракторного агрегата (МТА) и других факторов. В связи с этим производительность агрегата определяется энергонасыщенностью и тягово-сцепными свойствами тракторов. Кроме того, на производительность влияет степень утомляемости тракториста, которая, в свою очередь, зависит от плавности хода трактора, защищенности кабины от шума, газов, пыли и температуры окружающей среды, легкости управления и обслуживания, обзорности кабины, т. е. от так называемых *эргономических свойств* трактора, характеризующих условия труда тракториста и обслуживающего персонала.

Для перевозки сельскохозяйственных грузов кроме автомобилей используют и тракторы, преимущественно колесные, в агрегате с прицепами и полуприцепами. В связи с этим к тракторам предъявляют те же требования, что и к автомобилям, в частности, обеспечение безопасности движения и хорошей плавности хода на повышенных скоростях, наличие средств сигнализации автомобильного типа и т. п.

Требования, направленные на обеспечение высокой производительности, должны выполняться совместно с агротехническими требованиями. Эти требования взаимосвязаны. *Агротехнические требования*, предъявляемые к тракторам сельскохозяйственного назначения:

– обеспечение проходимости машин по любой поверхности и в междурядьях пропашных культур;

– соблюдение необходимых диапазонов тягового усилия и скорости движения, а также маневренности;

– минимальное вредное воздействие ходовой части на почву;

– качественное выполнение технологических процессов.

Количественные характеристики основных агротехнических требований следующие:

1) буксование движителей гусеничных тракторов и колесных с двумя и четырьмя ведущими колесами должно быть не более 3, 14 и 16 % соответственно;

2) давление движителей на почву согласно ГОСТ 29655-86 при наименьшей влагоемкости (НВ) почвы различного механического состава в слое от 0 до 30 см допускается согласно данным, приведенным в таблице 1.3;

3) дорожный просвет (наименьшее расстояние по вертикали от опорной поверхности до элементов конструкции трактора) должен быть не менее 36 см у гусеничных тракторов и 47 см под задним мостом у универсально-пропашных тракторов;

4) агротехнический просвет (расстояние по вертикали от опорной поверхности до наименее удаленных элементов конструкции трактора над рядком культурных растений) должен составлять 40...55 см для основных низкостебельных культур (картофель, свекла и др.) и 65...75 см (при портальной конструкции остова) для высокостебельных культур (кукуруза, подсолнечник и др.);

5) защитная зона (расстояние по горизонтали от середины рядка до края колеса или гусеницы трактора, зависящее от фазы развития растений и вида обработки) при возделывании пропашных культур должна быть 12...15 см (минимальная);

6) колея и габаритные размеры трактора должны обеспечивать взаимную конструктивную увязку с агрегатируемыми сельскохозяйственными машинами, а также возможность работы универсально-пропашных тракторов в междурядьях 45, 60, 70, 90 см и на транспортных работах;

7) наименьший радиус поворота трактора должен составлять 3...4,5 м для колесных универсально-пропашных тракторов, 6,5...7,5 м для колесных тракторов общего назначения и 2...2,5 м для гусеничных тракторов.

Таблица 1.3

Максимальное давление на почвы движителей сельскохозяйственных машин

Влажность почвы в слое 0...30 см	Максимальное давление на почву колесного и гусеничного движителей, кПа, не более		Нормальное напряжение в почве на глубине 0,5 м, кПа, не более	
	Весенний период	Летне-осенний период	Весенний период	Летне-осенний период
Свыше 0,9 НВ	80	100	25	30
Свыше 0,7 до 0,9 НВ включ.	100	120	25	30
Свыше 0,6 до 0,7 НВ включ.	120	140	30	35
Свыше 0,5 до 0,6 НВ включ.	150	180	35	45
0,5 НВ и менее	180	210	35	50

Примечания. 1. Для супесчаных почв нормы максимального давления на почву увеличиваются на 20 %.
2. Для техники, используемой на почвах с влажностью 0,9 НВ, нормы максимального давления увеличивают:
на 25...15 % – при нагрузке на единичный колесный движитель не более 6 и 16 кН соответственно;
на 10 % – при нагрузке на единичный гусеничный движитель менее 25 кН.
3. Для колесных движителей, имеющих шины с высотой рисунка протектора не более 25 %, нормы максимального давления на почву увеличивают на 15 %.

Оборзе

II. ДВИГАТЕЛИ ТРАКТОРОВ

В настоящее время, чтобы привести машину в движение, используются главным образом поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС). В этих двигателях топливо сгорает внутри цилиндров. Образующиеся при сгорании газы перемещают находящиеся в цилиндрах поршни, которые, двигаясь, заставляют вращаться связанный с ними через ряд сопряженных деталей коленчатый вал двигателя. Таким образом, тепловая энергия, образующаяся при сгорании топлива, превращается в механическую энергию вращения вала двигателя.

Двигатель внутреннего сгорания – это тепловая машина для преобразования термохимической энергии сжигаемого топлива в механическую работу.

2.1. Классификация двигателей внутреннего сгорания

Двигатели внутреннего сгорания бывают:

а) *с искровым зажиганием* – работают на жидком топливе (бензине) с принудительным зажиганием. Перед подачей в цилиндры двигателя топливо перемешивается с воздухом в определенной пропорции с помощью карбюратора;

б) *дизельные* – работают на жидком топливе (дизельном) с воспламенением от сжатия. Подача топлива осуществляется форсункой, а смешивание с воздухом происходит внутри цилиндра;

в) *газовые* – работают на газе (пропано-бутановой смеси) с принудительным зажиганием. Перед подачей в цилиндры двигателя газ смешивается с воздухом в смесительном устройстве. По принципу работы такие двигатели практически не отличаются от карбюраторных (бензиновых).

Тракторные ДВС классифицируют по следующим признакам:

• *по способу подвода теплоты*:

– с подводом теплоты при почти постоянном объеме (по изохоре $V = \text{const}$) – в основном двигатели с низкой степенью сжатия и принудительным зажиганием топлива (с искровым зажиганием и газовые);

– с подводом теплоты при почти постоянном давлении (по изобаре $P = \text{const}$) – двигатели с высокой степенью сжатия, воздушным распылением топлива и самовоспламенением (компрессорные дизели);

– со смешанным подводом теплоты по изохоре ($V = \text{const}$) и затем по изобаре ($P = \text{const}$) – все современные дизели с высокой степенью сжатия, механическим распылением топлива и самовоспламенением от сжатия;

• *роду применяемого топлива*:

– двигатели, работающие на легком жидком топливе (бензин, бензол, керосин, лигроин и спирт);

– на тяжелом жидком топливе (мазут, соляровое масло, дизельное топливо и газойль);

– газовом топливе (генераторное, природное и другие газы);

– смешанном топливе (основным топливом является газ, а для пуска двигателя используется жидкое топливо);

– различных топливах (бензин, керосин, дизельное топливо и др.) – многотопливные двигатели;

• *способу смесеобразования*:

– двигатели с внешним смесеобразованием, когда горючая смесь образуется вне цилиндра; по такому способу работают все карбюраторные и газовые двигатели, а также двигатели с впрыском топлива во впускную трубу;

– с внутренним смесеобразованием, когда в процессе впуска в цилиндр поступает только воздух, а рабочая смесь образуется внутри цилиндра; по такому способу работают дизели, двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива в цилиндр и газовые двигатели с подачей газа в цилиндр в начале процесса сжатия;

• *способу воспламенения рабочей смеси*:

– двигатели с воспламенением рабочей смеси от электрической искры (с искровым зажиганием);

– с воспламенением от сжатия (дизели);

– с воспламенением газового топлива от небольшой порции дизельного топлива, воспламеняющегося от сжатия (газожидкостный процесс);

• *способу охлаждения*:

– с жидкостным охлаждением;

– с воздушным охлаждением;

• *способу осуществления рабочего цикла*:

– четырехтактные без наддува (впуск воздуха из атмосферы) и с наддувом (впуск свежего заряда под давлением);

– двухтактные – без наддува и с наддувом. Различают наддув с приводом компрессора от газовой турбины, работающей на отработавших газах (газотурбинный наддув); наддув от компрессора, механически связанного с двигателем, и наддув от компрессоров, один из которых приводится в действие газовой турбиной, а другой – двигателем;

• *способу регулирования при изменении нагрузки*:

– двигатели с качественным регулированием, когда в связи с изменением нагрузки меняется состав смеси путем увеличения или уменьшения количества вводимого в двигатель топлива;

– с количественным регулированием, когда при изменении нагрузки состав смеси остается постоянным и меняется только ее количество;

– со смешанным регулированием, когда в зависимости от нагрузки изменяются количество и состав смеси;

• *расположению цилиндров*:

– вертикальные рядные;

– горизонтальные рядные;

– V-образные.

В рядном двигателе цилиндры расположены в один ряд. Такой двигатель имеет блок цилиндров простой формы и одну головку цилиндров, благодаря чему двигатель отличается небольшой массой и компактностью. Рядные двигатели обычно 3-, 4-, 5- и 6-цилиндровые. V-образные двигатели имеют 6, 8,

10 или 12 цилиндров и устанавливаются в основном на тракторах общего назначения.

Рассмотренная классификация двигателей служит для оценки отдельных показателей их технического уровня. Обычно же тракторные двигатели принято классифицировать только по типоразмерам и области применения.

2.2. Требования к двигателям тракторов

Различные показатели двигателя взаимосвязаны. Кроме того, они влияют на динамические характеристики двигателя. К двигателям предъявляются следующие требования:

– низкая токсичность отработавших газов. Повышение эффективности процесса сгорания – основной способ уменьшения токсичности отработавших газов. Это достигается различными конструкциями камер сгорания;

– компактные размеры и небольшая масса. На двигатель приходится примерно 5...10 % от общей массы трактора, поэтому для повышения эксплуатационных характеристик и снижения расхода топлива двигатель должен быть как можно более компактным и легким. При прочих равных условиях двигатель такой же мощности, но меньшей массы будет потреблять меньше топлива;

– хорошая приемистость. Двигатель должен быстро реагировать на нажатие на педаль акселератора, что необходимо для обеспечения безопасности движения;

– низкий уровень шума. Процессу сгорания топливовоздушной смеси всегда сопутствуют шум и вибрация. Однако необходимо принять все возможные меры для защиты салона трактора от этих воздействий;

– удобство технического обслуживания. Двигатель – это один из механических агрегатов трактора, поэтому необходимо обеспечить удобный доступ ко всем его узлам и деталям, требующим регулярного технического обслуживания.

2.3. Общепринятые понятия и определения

В процессе работы двигателя поршни в его цилиндрах перемещаются вверх и вниз, при этом за каждый полный оборот

коленчатого вала двигателя они совершают по одному ходу вверх и вниз.

Мертвыми точками называются крайние положения поршня, в которых он меняет направление движения на обратное. Крайнее верхнее положение поршня в цилиндре называется *верхней мертвой точкой* (ВМТ), крайнее нижнее – *нижней мертвой точкой* (НМТ) (рис. 2.1).

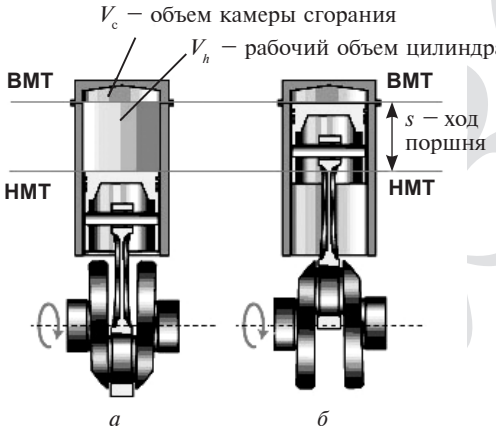


Рис. 2.1. Ход поршня и объемы цилиндра двигателя:
а – поршень в нижней мертвой точке;
б – поршень в верхней мертвой точке

Периодически повторяющиеся в определенной последовательности процессы, происходящие в каждом цилиндре и вызывающие превращение тепловой энергии в механическую работу двигателя, называются **рабочим циклом двигателя**.

Такт – часть рабочего цикла, происходящая за время движения поршня от одной мертвой точки к другой, т. е. за один ход поршня.

Расстояние s между мертвыми точками называется *ходом поршня*. Ход поршня равняется двум радиусам кривошипа ($s = 2r$). За один ход поршня (например, от ВМТ к НМТ) коленчатый вал поворачивается на пол-оборота (180°).

Объем полости над поршнем, находящимся в ВМТ, называется *объемом камеры сгорания* V_c.

Пространство цилиндра между двумя мертвыми точками (НМТ и ВМТ) называют *рабочим объемом цилиндра* и обозначают V_h.

$$V_h = \frac{\pi D^2 s}{4},$$

где D – диаметр поршня.

Сумма объема камеры сгорания V_c и рабочего объема V_h цилиндра представляет собой полный объем цилиндра V_a.

$$V_a = V_c + V_h.$$

Рабочий объем всех цилиндров, выраженный в литрах, называется литражом двигателя.

$$V_л = V_h i = \frac{\pi D^2 s i}{4},$$

где i – число цилиндров.

Литраж двигателя – это сумма рабочих объемов всех цилиндров, измеряемых в литрах. Соответственно, чем больше литраж, тем более мощным будет двигатель. Измеряется мощность в киловаттах или в лошадиных силах (кВт или л. с.).

Степень сжатия – отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания:

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_c + V_h}{V_c}.$$

Она показывает, во сколько раз уменьшается объем рабочей смеси или воздуха, поступивших в цилиндр, при перемещении поршня от НМТ к ВМТ. Чем выше степень сжатия, тем больше давление и температура рабочей смеси в конце сжатия.

С увеличением степени сжатия повышаются мощность и топливная экономичность двигателя. Однако повышение степени сжатия в дизелях возможно лишь до определенных пределов. Жидкие и газообразные топлива различных видов имеют разные температуры самовоспламенения, поэтому вид топлива, на котором работает двигатель, и его пусковые свойства определяют пределы степени сжатия. Двигатели, работающие на бензине с воспламенением от искры, имеют степень сжатия в пределах 6...10, на газе – 8...10, а дизели – 16...23.

Эффективность работы двигателя определяется следующими основными показателями: мощность двигателя, крутящий момент, частота вращения коленчатого вала и удельный расход топлива.

В тракторных двигателях газы, образующиеся при сгорании рабочей смеси, перемещают поршни в цилиндрах, т. е. совершают работу, и в результате двигатель развивает определенную мощность. Мощность, развиваемая газами в цилиндрах, называется *индикаторной*. Мощность, развиваемая на коленчатом валу двигателя, называется *эффективной мощностью* двигателя и обозначается N_e. Эффективная мощность меньше индикаторной, так как часть индикаторной мощности затрачивается на преодоление потерь в двигателе – на трение между деталями и на привод вспомогательных механизмов двигателя.

Если сила, приложенная к какому-нибудь телу, заставляет его вращаться, то усилие, с которым тело вращается, зависит от величины действующей силы и расстояния (плеча) от центра вращения до точки приложения силы. Произведение силы (в ньютонах) на плечо (в метрах) называется *крутящим моментом* и выражается в ньютон-метрах (Н·м). При работе двигателя на его коленчатом валу развивается определенной величины крутящий момент, который через ряд механизмов передается на ведущие колеса или звездочки и приводит в движение трактор.

Удельный эффективный расход топлива (g_e) выражается количеством граммов расходуемого горючего в час на единицу мощности двигателя. Величина удельного расхода топлива характеризует экономичность работы двигателя. У дизелей он не превышает 260 г/кВт·ч, а у двигателей с искровым зажиганием – 320 г/кВт·ч.

Эффективный коэффициент полезного действия – отношение количества теплоты, превращенной в механическую работу, к количеству теплоты, содержащейся в топливе. У дизелей этот коэффициент находится в пределах 32...40 %, а у двигателей с искровым зажиганием – 24...28 %. Остальная теплота отводится системой охлаждения (20...30 %) и отработавшими газами (25...35 %).

Механический коэффициент полезного действия – отношение эффективной мощности к индикаторной. Он составляет 80...90 % и зависит от качества обработки деталей, правильности сборки двигателя и смазывания трущихся поверхностей. Чем меньше изношен и лучше отрегулирован двигатель, тем меньше потери энергии на трение и привод вспомогательных механизмов, тем больше его эффективная мощность и экономичность.

Совершенство конструкции двигателя оценивают по его литровой мощности и удельной массе.

Литровая мощность характеризует эффективность использования рабочего объема цилиндров двигателя и определяется отношением номинальной мощности двигателя к рабочему объему цилиндров (кВт/л). Чем больше литровая мощность двигателя, тем меньше его габариты и масса. Литровая мощность современных дизелей без турбонаддува составляет 8...13, а с турбонаддувом – 12...20 кВт/л. Удельная масса двигателя характеризует расход металла на единицу мощности, т. е. это отношение массы незаправленного двигателя к его номинальной мощности (кг/кВт). Этот показатель зависит от типа двигателя, его назначения, конструктивной схемы, качества материалов и технологии изготовления. Удельная масса тракторных дизельных двигателей без турбонаддува составляет 7...15, а с турбонаддувом – 4...8 кг/кВт.

Номинальные показатели работы конкретной марки дизеля приводятся предприятием-изготовителем в техническом описании и инструкции по эксплуатации.

2.4. Основные механизмы и системы двигателей

В состав современного тракторного двигателя внутреннего сгорания входят два основных механизма – кривошипно-шатунный и газораспределительный, а также системы охлаждения, смазки, питания и пуска. Схематический разрез двигателя Д-260 представлен на рисунке 2.2.

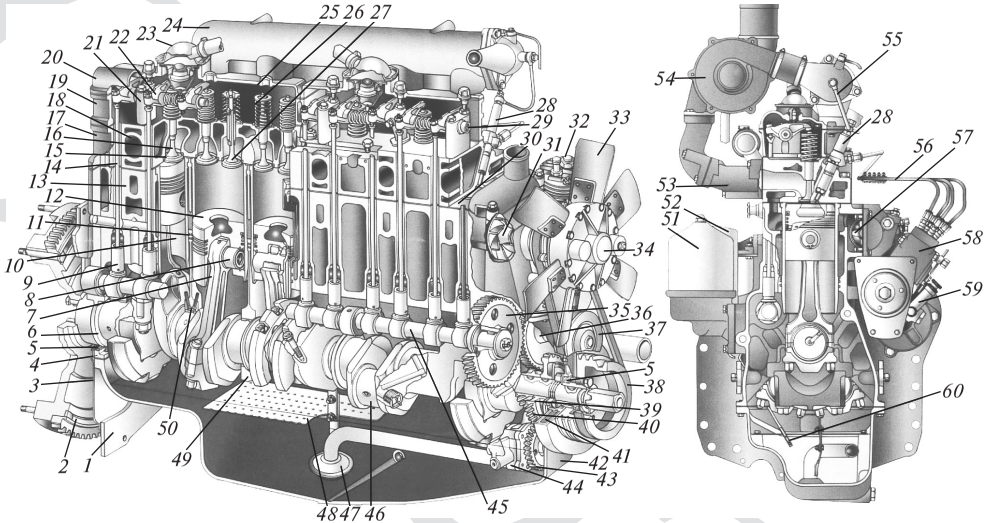


Рис. 2.2. Дизельный двигатель Д-260: *1* – задний лист; *2* – маховик; *3* – крышка; *4* – опора масляного картера; *5* – манжета уплотнительная; *6* – маслоотражатель; *7* – шатун; *8* – палец поршневой; *9* – толкатель; *10* – гильза цилиндров; *11* – кольца уплотнительные гильзы цилиндров; *12* – поршень; *13* – блок цилиндров; *14* – штанга толкателя; *15* – седло клапана; *16* – клапан впускной; *17* – головка цилиндров; *18* – канал выпускной; *19* – крышка головки цилиндров; *20* – колпак крышки головки цилиндров; *21* – стойка оси коромысел крайняя; *22* – коромысло; *23* – сапун; *24* – коллектор всасывающий; *25* – манжета уплотнительная; *26* – втулка направляющая клапана; *27* – клапан выпускной; *28* – форсунка; *29* – ось коромысел; *30* – прокладка головки цилиндров; *31* – крыльчатка водяного насоса; *32* – компрессор; *33* – вентилятор; *34* – муфта вязкого трения; *35* – шестерня распределительного вала; *36* – шестерня промежуточная распределительная; *37* – шкив натяжной; *38* – шкив коленчатого вала; *39* – шестерня привода распределения коленчатого вала; *40* – шестерня ведущая привода масляного насоса; *41* – демпфер силиконовый; *42* – картер масляный; *43* – шестерня ведомая привода масляного насоса; *44* – насос масляный; *45* – вал распределительный; *46* – вал коленчатый; *47* – маслоприемник; *48* – успокоитель масла; *49* – крышка коренного подшипника коленчатого вала; *50* – форсунки охлаждения поршней; *51* – фильтр масляный центробежный; *52* – фильтр масляный бумажный; *53* – коллектор выпускной; *54* – турбокомпрессор; *55* – топливопровод дренажный; *56* – топливопроводы высокого давления; *57* – теплообменник жидкостно-масляный; *58* – насос топливный высокого давления; *59* – насос подкачивающий; *60* – щуп масломерный

Основное назначение **кривошипно-шатунного механизма** состоит в том, что он воспринимает силу давления газов, образующихся в результате сгорания топливной смеси, и преобразует прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Кривошипно-шатунный механизм состоит из неподвижных (блок цилиндров, головка блока цилиндров, крышки распределительных шестерен, картер маховика) и подвижных (маховик, коленчатый вал, шатунно-поршневая группа) элементов.

Газораспределительный механизм обеспечивает впуск в цилиндры воздуха и выпуск отработавших газов в определенные моменты относительно ВМТ и НМТ при перемещении поршня в соответствии с процессами, происходящими в цилиндрах двигателя. Основные элементы: распределительный вал, механизм привода клапанов, клапаны. Дизельные двигатели в основном имеют один распределительный вал и два клапана на цилиндр: один впускной и один выпускной. Распределительный вал приводится во вращение от коленчатого вала двигателя в большинстве случаев с помощью зубчатого ремня (реже используется цепной привод).

Система охлаждения обеспечивает регулируемый отвод тепла от нагревающихся элементов двигателя. На японских дизельных двигателях используется преимущественно жидкостная система с принудительным охлаждением. Основные элементы: водяной насос, радиатор, термостат, вентилятор.

Система смазки обеспечивает подачу масла к трущимся поверхностям двигателя для уменьшения трения. Кроме того, масло уносит твердые частицы, образующиеся за счет трения в процессе износа элементов, и обеспечивает дополнительное охлаждение элементов двигателя. Основные элементы системы: маслоприемник с сетчатым фильтром, масляный насос, масляный фильтр, масляный радиатор. Система обеспечивает смазку элементов под давлением и разбрызгиванием.

Система питания представляет совокупность сборочных единиц и устройств, предназначенных для тщательной очист-

ки воздуха и топлива, подачи воздуха и определенной порции распыленного топлива под высоким давлением в цилиндры. К этой же системе условно относят и сборочные единицы для отвода отработавших газов в атмосферу.

В системе питания дизелей воздухом можно выделить следующие основные элементы: воздухоочиститель, турбокомпрессор, впускные и выпускные трубопроводы, глушитель.

Система питания топливом обеспечивает впрыск топлива под высоким давлением в цилиндры двигателя в конце такта сжатия с временной синхронизацией момента начала подачи топлива относительно ВМТ поршня в соответствии с режимом работы двигателя. Основные элементы системы: топливный насос высокого давления, подкачивающий топливный насос с топливным фильтром, топливозаборник с сетчатым фильтром грубой очистки топлива. Топливный насос высокого давления приводится в действие непосредственно от коленчатого вала двигателя или от распределительного вала с помощью зубчатого ремня привода.

Система пуска – это комплекс взаимодействующих механизмов и систем, обеспечивающих начало устойчивого протекания рабочего цикла в цилиндрах двигателя.

2.5. Рабочие циклы двигателей внутреннего сгорания

Двухтактный ДВС с искровым зажиганием. Существует два основных типа двигателей: двухтактные и четырехтактные.

Во всех двухтактных двигателях для удаления отработавших газов из цилиндра используется поток свежей смеси или воздуха. Этот процесс называется *продувкой* и может осуществляться различными способами.

Схема устройства и работы двухтактного карбюраторного двигателя с кривошипно-камерной продувкой изображена на рисунке 2.3. У двигателей этого типа в стенке цилиндра *4* имеются три окна: впускное *7*, продувочное *2* и выпускное *6*. Картер (кривошипная камера *9*) двигателя непосредственного сообщения с атмосферой не имеет. К впускному окну присо-

единен карбюратор *8*. Продувочное окно сообщается каналом *1* с кривошипной камерой двигателя.

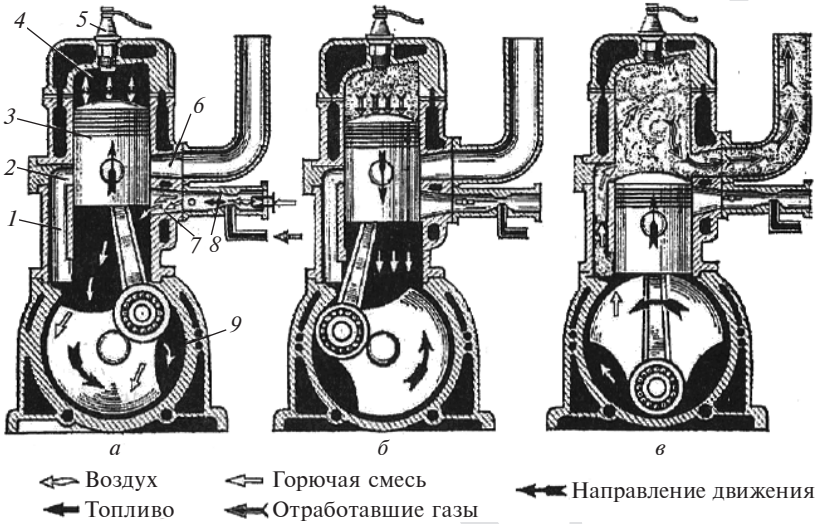


Рис. 2.3. Схема устройства и работы двухтактного карбюраторного двигателя: *1* – канал, идущий из кривошипной камеры; *2* – продувочное окно; *3* – поршень; *4* – цилиндр; *5* – искровая зажигательная свеча; *6* – выпускное окно; *7* – впускное окно; *8* – карбюратор; *9* – кривошипная камера

Рабочий цикл двухтактного карбюраторного двигателя происходит следующим образом. Поршень *3* движется от НМТ к ВМТ (рис. 2.3, *а*), перекрывая в начале хода продувочное окно, а затем выпускное. После этого в цилиндре начинается сжатие ранее поступившей в него горючей смеси. В то же время в кривошипной камере создается разрежение, и как только нижняя кромка юбки поршня откроет впускное окно, через него из карбюратора в кривошипную камеру будет засасываться горючая смесь.

При положении поршня, близком к ВМТ, сжатая рабочая смесь воспламеняется электрической искрой от свечи *5*. При сгорании смеси давление газов резко возрастает. Под давлением газов поршень перемещается к НМТ (рис. 2.3, *б*). Как только он закроет впускное окно, в кривошипной камере начнется сжатие ранее поступившей сюда горючей смеси.

В конце хода поршень открывает выпускное окно (рис. 2,3, *в*), а затем и продувочное окно. Через открытое выпускное окно отработавшие газы с большой скоростью выходят в атмосферу. Давление в цилиндре быстро понижается. К моменту открытия продувочного окна давление сжатой горючей смеси в кривошипной камере становится выше, чем давление отработавших газов в цилиндре. Поэтому горючая смесь из кривошипной камеры по каналу поступает в цилиндр и, заполняя его, выталкивает остатки отработавших газов через выпускное окно наружу.

В дальнейшем все процессы повторяются в такой же последовательности.

По двухтактному циклу работает пусковой карбюраторный двигатель марки ПД-10 тракторов.

Двухтактные карбюраторные двигатели по сравнению с четырехтактными имеют следующие преимущества:

1) мощность при тех же размерах (диаметр цилиндра и ход поршня) и число вращения больше на 60...70 %;

2) простота устройства (отсутствие распределительного механизма), меньший вес и стоимость;

3) простота обслуживания и ремонта;

4) более высокая равномерность вращения коленчатого вала (за каждый оборот коленчатого вала совершается рабочий ход). Это позволяет уменьшить вес маховика.

Недостатки двухтактных карбюраторных двигателей:

1) повышенный удельный расход топлива вследствие потери рабочей смеси при продувке и загрязнение оставшегося заряда смеси отработавшими газами;

2) ухудшение условий смазки трущихся поверхностей деталей кривошипно-шатунного механизма. Специальная система смазки отсутствует. Ввиду того что двухтактный двигатель работает на смеси бензина с маслом, смазка деталей осуществляется частицами масла, находящегося в составе горючей смеси;

3) необходимость надежных уплотнений в картере (в противном случае при движении поршня вниз может происходить утечка горючей смеси).

Двухтактные карбюраторные двигатели применяются главным образом в качестве пусковых на тракторных дизелях.

Четырехтактный ДВС с искровым зажиганием. У четырехтактного двигателя с искровым зажиганием воздух и топливо поступают в цилиндр одновременно в виде горючей смеси, приготовленной карбюратором (рис. 2.4). Горючая смесь воспламеняется от искровой свечи зажигания, установленной в головке цилиндра.

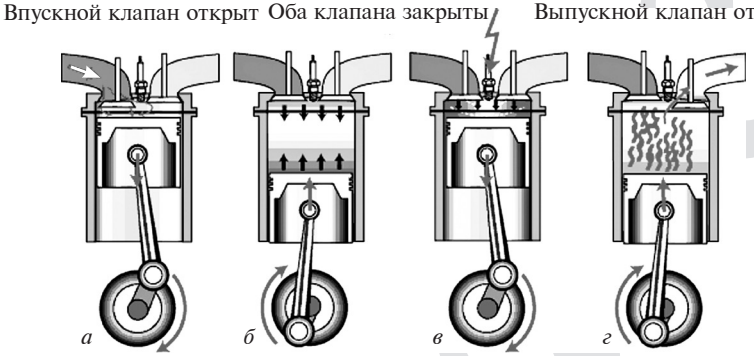


Рис. 2.4. Схема работы четырехтактного одноцилиндрового двигателя: *а* – впуск; *б* – сжатие; *в* – рабочий ход; *г* – выпуск

Рабочий цикл четырехтактного двигателя с искровым зажиганием протекает следующим образом.

Впуск. Поршень перемещается вниз. Впускной клапан открыт. Вследствие разрежения внутрь цилиндра через впускной канал поступает горючая смесь, которая перемешивается с остаточными газами, в результате чего образуется рабочая смесь.

Сжатие. Поршень движется вверх. Впускной и выпускной клапаны закрыты.

Объем над поршнем уменьшается, и рабочая смесь сжимается, благодаря чему улучшаются испарение и перемешивание паров бензина с воздухом. К концу такта давление достигает 1,0...1,2 МПа, а температура – 350...400 °С.

Рабочий ход, или **расширение.** Оба клапана закрыты. В конце такта сжатия рабочая смесь воспламеняется от искры.

Поршень под действием давления расширяющихся газов перемещается от ВМТ к НМТ. Давление газов достигает 2,5...4,0 МПа, а температура – 2300 °С.

Выпуск. Поршень движется вверх. Открыт выпускной клапан. Отработавшие газы выходят через выпускной канал наружу.

Дизельный четырехтактный ДВС. Рабочие циклы четырехтактного дизеля и карбюраторного двигателя существенно различаются по способу смесеобразования и воспламенения рабочей смеси. Основное отличие состоит в том, что в цилиндр дизеля при такте впуска поступает не горючая смесь, а воздух, который из-за большой степени сжатия нагревается до высокой температуры, а затем в него впрыскивается мелкораспыленное топливо, которое под действием высокой температуры воздуха самовоспламеняется.

Впуск – первый такт (рис. 2.5, *а*). Поршень перемещается вниз и, действуя подобно насосу, создает разрежение в цилиндре. Через открытый впускной клапан в цилиндр поступает чистый воздух под влиянием разности давлений. Выпускной клапан закрыт. В конце такта закрывается и впускной клапан.

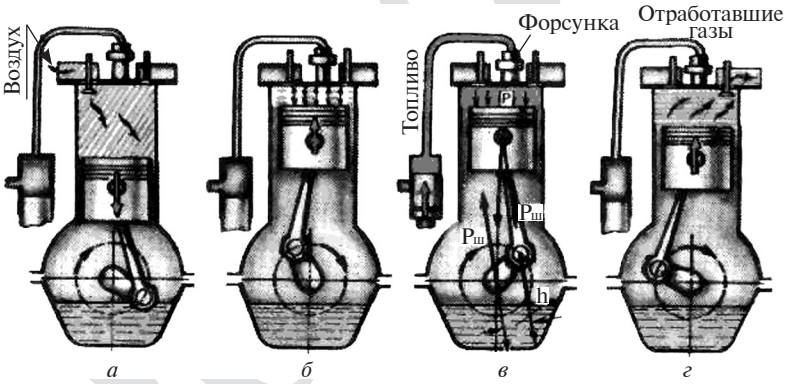


Рис. 2.5. Схема работы четырехтактного одноцилиндрового двигателя: *а* – впуск; *б* – сжатие; *в* – рабочий ход; *г* – выпуск

Сжатие – второй такт (рис. 2.5, *б*). Поршень, продолжая движение, перемещается вверх. Поскольку оба клапана закрыты, поршень сжимает воздух. Температура воздуха при сжатии растет. Благодаря высокой степени сжатия давление в цилиндре повышается до 4 МПа, а воздух нагревается до температуры 600 °С. В конце такта сжатия через форсунку в цилиндр

впрыскивается порция дизельного топлива в мелкораспыленном состоянии.

Рабочий ход, или **расширение**, – третий такт (рис. 2.5, *в*). Мелкие части топлива, соприкасаясь с нагретым сжатым воздухом, самовоспламеняются. Впрыскивание топлива через форсунку и его горение продолжаются некоторое время после того, как поршень пройдет ВМТ. Благодаря задержке самовоспламенения топливо в основном сгорает во время этого такта. Оба клапана при рабочем ходе закрыты. Температура газов при сгорании достигает 2000 °С, давление повышается до 8 МПа. Под большим давлением расширяющихся газов поршень перемещается вниз и передает воспринимаемое им усилие через шатун на коленчатый вал, заставляя его вращаться.

Выпуск – четвертый такт (рис. 2.5, *г*). Поршень перемещается вверх, а выпускной клапан открывается. Отработавшие газы сначала под действием избыточного давления, а затем поршня удаляются из цилиндра. После прохода поршнем ВМТ выпускной клапан закрывается, а впускной открывается.

По окончании выпуска рабочие процессы в цилиндре повторяются в той же последовательности.

В одноцилиндровом четырехтактном двигателе за цикл работы совершается только один рабочий такт, а остальные три такта являются вспомогательными, на них затрачивается часть работы, произведенной газами во время расширения.

Одноцилиндровые четырехтактные двигатели имеют следующие основные недостатки:

1) неравномерность вращения коленчатого вала (полоборота вал вращается с ускорением, а полтора оборота – с замедлением);

2) не уравновешены силы инерции частей (поршень, палец и др.), движущихся возвратно-поступательно;

3) неблагоприятные условия приготовления горючей смеси (движение ее во впускном трубопроводе прекращается на период трех полуоборотов, вследствие чего может быть конденсация паров топлива);

4) двигатели увеличенной мощности слишком громоздки и тяжелы;

5) не обладают приемистостью, т. е. способностью быстро увеличивать или уменьшать частоту вращения коленчатого

вала, вследствие малого количества рабочих ходов и большой инерции массивных деталей – поршня, маховика.

2.6. Многоцилиндровые двигатели

Детали одноцилиндрового двигателя работают под большими нагрузками, вызываемыми давлением газов в цилиндре, инерционными и центробежными силами, возникающими при движении деталей. В связи с тем, что величина давления газов значительно меняется даже в течение одного хода поршня, на детали двигателя действуют переменные нагрузки, что является основной причиной неравномерности работы одноцилиндровых двигателей, т. е. коленчатый вал одноцилиндрового двигателя вращается неравномерно: при рабочем ходе – ускоренно, а при вспомогательных тактах – замедленно. Кроме того, одноцилиндровый двигатель обычно имеет небольшую мощность и повышенную вибрацию. Для достижения равномерности работы двигателя или устанавливают на коленчатом валу тяжелый маховик, или используют многоцилиндровый двигатель.

Маховик накапливает энергию во время рабочего хода и отдает ее при совершении вспомогательных тактов. Но тяжелый маховик применяется только для стационарных двигателей, работающих, как правило, на постоянном режиме. Тяжелый маховик вследствие значительной инерции не обеспечивает необходимой тракторному двигателю приемистости. Поэтому в тракторных двигателях равномерность работы достигается не увеличением массы маховика, а за счет объединения в одном блоке нескольких цилиндров, т. е. путем создания многоцилиндровых двигателей. В многоцилиндровом двигателе такты рабочего хода равномерно чередуются в отдельных цилиндрах, вследствие чего в значительной мере уравновешиваются силы инерции, возникающие в кривошипно-шатунном механизме при работе двигателя.

Многоцилиндровые двигатели выпускают с различным (обычно четным) числом цилиндров – от двух до двенадцати.

Расположение цилиндров может быть однорядным и двухрядным. Как правило, цилиндры располагают V-образно – это

позволяет при том же объеме уменьшить длину двигателя по сравнению с рядным расположением цилиндров.

Для обеспечения наибольшей равномерности работы многоцилиндрового двигателя необходимо, чтобы такты рабочего хода в различных цилиндрах чередовались через равные промежутки времени и в определенной последовательности. Эта последовательность повторения одноименных тактов в различных цилиндрах называется порядком работы цилиндров двигателя.

Однако не при любом порядке обеспечивается хорошая работа двигателя. Необходимо, чтобы очередные такты рабочего хода следовали в цилиндрах, наиболее удаленных один от другого. В этом случае нагрузка на коренные подшипники коленчатого вала будет распределяться более равномерно; кроме того, отработавшие газы из цилиндра, в котором начинается выпуск, не будут попадать через выпускной трубопровод в цилиндр, в котором выпуск еще не закончился.

У четырехцилиндровых рядных двигателей возможны два варианта чередования рабочих ходов в цилиндрах: 1–2–4–3 и 1–3–4–2. Оба варианта равноценны по обеспечению равномерной работы и уравновешенности сил инерции, но, с точки зрения уменьшения теплового воздействия, более предпочтительным является второй вариант. Порядок работы пятицилиндрового рядного двигателя – 1–2–4–5–3. Для шестицилиндрового двигателя принят следующий порядок чередования рабочих ходов: рядный двигатель – 1–5–3–6–2–4; V-образный двигатель – 1–4–2–5–3–6. Порядок работы восьмицилиндрового V-образного двигателя – 1–5–4–2–6–3–7–8.

Рассмотрим, как происходит работа четырехтактного четырехцилиндрового двигателя с порядком чередования рабочих ходов в цилиндрах 1–3–4–2. Этот двигатель можно представить как соединенные вместе четыре одноцилиндровых двигателя с одним общим коленчатым валом (рис. 2.6), кривошипы (колена) которого расположены в одной плоскости. Два крайних колена направлены в одну сторону, а два средних – в противоположную (под углом 180°). В этом случае поршни движутся в цилиндрах в одном направлении попарно. Если

в первом и четвертом цилиндрах поршни опускаются, то во втором и третьем – поднимаются (и наоборот).

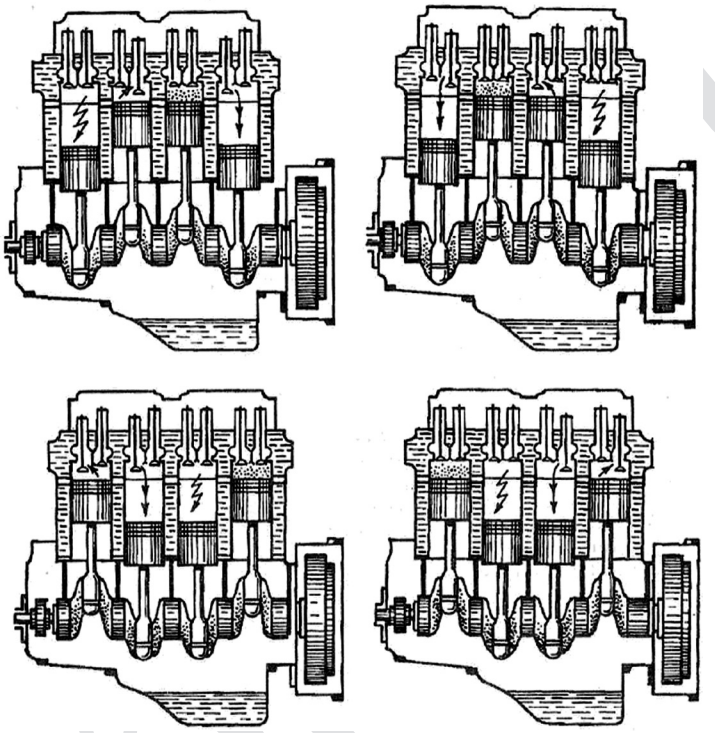


Рис. 2.6. Работа четырехцилиндрового четырехтактного двигателя (порядок чередования рабочих ходов 1–3–4–2)

Во время работы двигателя поршни в первом и четвертом цилиндрах при первом полуобороте первого оборота коленчатого вала перемещаются от ВМТ к НМТ, в первом цилиндре происходит рабочий ход, в четвертом цилиндре – такт впуска. Во втором и третьем цилиндрах поршни перемещаются в это время к ВМТ – в третьем цилиндре происходит такт сжатия, а во втором – такт выпуска.

Во время второго полуоборота первого оборота коленчатого вала поршни в первом и четвертом цилиндрах перемещаются от НМТ к ВМТ – в первом цилиндре происходит

такт выпуска, а в четвертом – такт сжатия. Поршни второго и третьего цилиндров в это время перемещаются от ВМТ к НМТ; во втором цилиндре происходит впуск, в третьем – рабочий ход.

Во время первого полуоборота второго оборота коленчатого вала поршни в первом и четвертом цилиндрах перемещаются от ВМТ к НМТ – в первом цилиндре происходит такт впуска, в четвертом – рабочий ход. Поршни второго и третьего цилиндров в это время перемещаются от НМТ к ВМТ; во втором цилиндре происходит такт сжатия, в третьем – такт выпуска.

Во время второго полуоборота второго оборота коленчатого вала поршни в первом и четвертом цилиндрах перемещаются от НМТ к ВМТ – в первом цилиндре происходит такт сжатия, в четвертом – такт выпуска. Поршни во втором и в третьем цилиндрах перемещаются от ВМТ к НМТ; во втором цилиндре происходит рабочий ход, в третьем – такт впуска.

Таким образом, порядок работы цилиндров 1–3–4–2 говорит о том, что если при первом полуобороте коленчатого вала рабочий такт происходит в первом цилиндре, то во время второго полуоборота он произойдет в третьем и т. д. В таком же порядке чередуются и все остальные такты (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Порядок работы четырехцилиндрового ДВС

Полуоборот коленчатого вала	Углы поворота коленчатого вала, град.	Цилиндр			
		1	2	3	4
Первый	0...180	Рабочий ход	Выпуск	Сжатие	Впуск
Второй	180...360	Выпуск	Впуск	Рабочий ход	Сжатие
Третий	360...540	Впуск	Сжатие	Выпуск	Рабочий ход
Четвертый	540...720	Сжатие	Рабочий ход	Впуск	Выпуск

Четырехцилиндровый четырехтактный двигатель с порядком работы цилиндров 1–2–4–3 отличается от двигателя с порядком работы 1–3–4–2 лишь конструкцией газораспределительного механизма, которая определяет несколько иную

последовательность открытия и закрытия клапанов и чередования тактов.

Оба порядка работы цилиндров, принятые для современных четырехтактных четырехцилиндровых двигателей, полностью равноценны и по равномерности и по качеству работы двигателей.

В шестицилиндровом однорядном двигателе (например Д-260) коленчатый вал имеет шесть кривошипов. Так как рабочий цикл четырехтактного двигателя совершается за два оборота коленчатого вала (720°), а количество рабочих ходов за это время равно шести, то для правильного чередования рабочих ходов кривошипы коленчатого вала смещены один относительно другого на 120° (720° : 6), т. е. на одну треть оборота вала.

Для рядных шестицилиндровых двигателей (рис. 2.7) применяется следующее расположение кривошипов: 1–6 – вверх, 2–5 – налево, 3–4 – направо, если смотреть со стороны переднего конца вала.

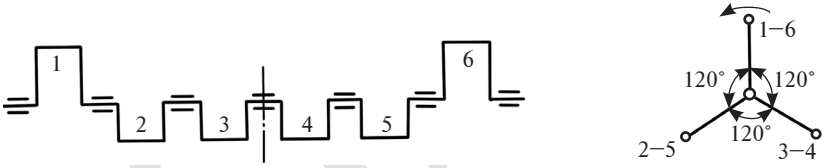


Рис. 2.7. Схема расположения колен рядного шестицилиндрового двигателя

При вращении коленчатого вала поршни в шестицилиндровом двигателе проходят через мертвые точки не все одновременно, как в четырехцилиндровом двигателе, а только попарно. Поэтому и такты во всех цилиндрах начинаются и заканчиваются также не одновременно, а смещены в одной паре цилиндров относительно другой на 60°.

В многоцилиндровых двигателях вследствие непрерывного чередования рабочих ходов и перекрытия их одного другим обеспечивается более плавное и равномерное вращение коленчатого вала. Многоцилиндровые двигатели работают более устойчиво, без толчков и сотрясений, присущих одноцилиндровым двигателям.

III. МЕХАНИЗМЫ И СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Поршневой двигатель внутреннего сгорания состоит из корпусных деталей, кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, систем питания, охлаждения, смазочной, зажигания и пуска, регулятора частоты вращения.

3.1. Кривошипно-шатунный механизм

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) на такте расширения (рабочий ход) преобразует прямолинейное поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала, а на остальных тактах – вращательное движение коленчатого вала в прямолинейное возвратно-поступательное движение поршня.

Детали кривошипно-шатунного механизма можно разделить:

• на неподвижные – картер, блок цилиндров, цилиндры, головка блока цилиндров, прокладка головки блока и поддон. Блок цилиндров обычно отливают вместе с верхней половиной картера, поэтому его называют блок-картером;

• подвижные – поршни, поршневые кольца и пальцы, шатуны, коленчатый вал и маховик.

Кроме того, к кривошипно-шатунному механизму относятся различные крепежные детали, а также коренные и шатунные подшипники.

Блок-картер является основной корпусной деталью дизеля (остов двигателя) и представляет собой жесткую чугунную отливку, в которой размещаются и работают подвижные детали; к нему крепятся практически все навесные агрегаты и приборы, обеспечивающие работу двигателя.

Блок-картер *6* разделен на две части горизонтальной перегородкой, проходящей по оси коленчатого вала *8*, и вертикальными перегородками, разделяющими цилиндропоршневые группы *5* между собой (рис. 3.1). В нижних частях вертикальных перегородок имеются разъемные отверстия для крепления коленчатого вала, в верхних – гильзы цилиндров *9*.

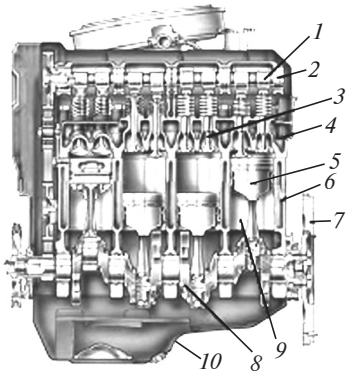


Рис. 3.1. Схема рядного четырехцилиндрового двигателя жидкостного охлаждения: *1* – кулачок распределительного вала; *2* – распределительный вал; *3* – клапан; *4* – головка блока цилиндров; *5* – поршневая группа; *6* – блок-картер; *7* – маховик; *8* – коленчатый вал; *9* – гильза цилиндра; *10* – поддон картера

Верхняя часть блок-картера представляет собой блок цилиндров, нижняя – картер. Сверху блок цилиндров закрывают головкой *4*. Головку крепят к блок-картеру шпильками или болтами. Между блок-картером и головкой устанавливают уплотнительную прокладку.

Поддон картера *10* закрывает КШМ снизу и одновременно является резервуаром для масла. Внутри поддонов могут выполняться лотки и перегородки, препятствующие перемещению и взбалтыванию масла при движении трактора по неровным дорогам.

В нижней точке поддона приваривается бобышка с резьбовым отверстием, которое закрывают пробкой с магнитом для улавливания металлических крошек, образующихся вследствие изнашивания двигателя.

Гильзы цилиндров являются направляющими для поршня и вместе с головкой блока образуют полость, в которой осу-

ществляется рабочий цикл. Расположение цилиндров может быть рядное (рис. 3.2, *а*), V-образное (рис. 3.2, *б*) или оппозитное (противоположное) (рис. 3.2, *в*).

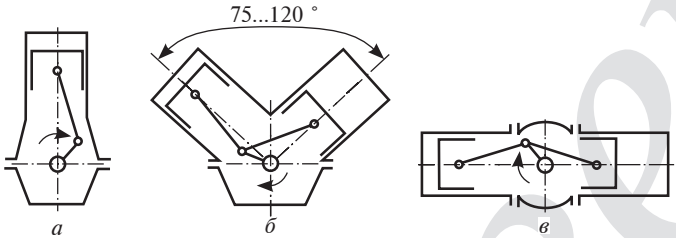


Рис. 3.2. Схемы расположения цилиндров двигателей:
а – рядное вертикальное; *б* – V-образное; *в* – оппозитное

На наружной поверхности гильзы имеется одна или две посадочные поверхности крепления гильзы в блоке цилиндров. Внутреннюю поверхность цилиндра и гильзы тщательно обрабатывают, получая «зеркальную» поверхность, на которую наносят пространственно ориентированные риски, способствующие удержанию в них масла, нужного для смазки поршневых колец и поршней, так как движущиеся поршни соприкасаются со стенками или гильзами цилиндров. Гильзы цилиндров должны смазываться моторным маслом. К гильзам предъявляются жесткие требования по таким показателям, как износостойкость и стойкость к воздействию высоких температур. Если блок цилиндров изготовлен из чугуна, гильзы представляют собой отполированные стенки цилиндров. Если же блок цилиндров отлит из алюминиевого сплава (например, бензиновые двигатели производства Honda GX-390 или Lifan LF188-FD, устанавливаемые на мини-тракторы Беларус-082Н/122/132Н), то для предотвращения износа стенок цилиндров в них вставляются изготовленные из чугуна гильзы. Гильзы по внутреннему диаметру сортируются на три размерные группы: большая (Б), средняя (С) и малая (М). Маркировка группы наносится на заходном конусе гильзы. На дизеле устанавливаются гильзы одной размерной группы.

В блоке цилиндров, вокруг гильз цилиндров, имеются полости, которые называются водяной рубашкой. Циркулирующая в ней охлаждающая жидкость отводит от цилиндров

тепло, образующееся в процессе сгорания топливовоздушной смеси, что позволяет поддерживать температуру двигателя на определенном уровне.

Головка блока цилиндров закрывает цилиндры и образует верхнюю часть рабочей полости двигателя, в ней частично или полностью размещаются камеры сгорания. Головка цилиндров представляет собой чугунную отливку, во внутренних полостях которой имеются впускные и выпускные каналы, закрываемые клапанами, причем впускные каналы выполнены по винтовому профилю для улучшения смесеобразования. Для обеспечения отвода тепла головка цилиндров имеет внутренние полости, в которых циркулирует охлаждающая жидкость. Вставные седла клапанов изготовлены из жаропрочного и износостойкого сплава.

На головке цилиндров сверху устанавливаются стойки, ось коромысел с коромыслами, крышка головки, впускной коллектор и колпак крышки, закрывающий клапанный механизм. С левой стороны (со стороны топливного насоса) в головке установлены форсунки, а с правой стороны к головке крепится выпускной коллектор. Для уплотнения разъема между головкой и блоком цилиндров установлена прокладка из безасбестового полотна, армированного перфорированным стальным листом, предотвращающая прорыв газов наружу и исключающая проникновение охлаждающей жидкости и масла в цилиндры. Отверстия в прокладке для гильз цилиндров окантованы листовой сталью. При сборке дизеля на заводе цилиндровые отверстия прокладки дополнительно окантовываются фторопластовыми разрезными кольцами.

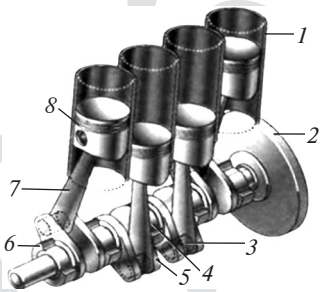


Рис. 3.3. Схема КШМ:
1 – цилиндр; *2* – маховик; *3* – шатунный подшипник; *4* – коленчатый вал; *5* – кривошип; *6* – коренной подшипник; *7* – шатун; *8* – поршневая группа

В двигателях воздушного охлаждения головки блока цилиндров и сами цилиндры делают оребренными, причем ребра располагают по движению потока охлаждающего воздуха для обеспечения более эффективного отвода теплоты.

Поршневая группа *8* (рис. 3.3) включает в себя поршень, поршневые кольца, поршневой палец с фиксирующими деталями, шатун.

Поршень передает давление газов через шатуны коленчатому валу двигателя. Поршень состоит из днища *1*, канавок для колец *2*, бобышек *8* и юбки *4* (рис. 3.4). Днище и уплотняющая часть составляют головку поршня *9*.

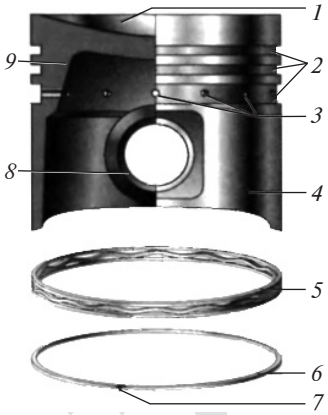


Рис. 3.4. Поршень и поршневые кольца: *1* – днище поршня; *2* – канавки под поршневые кольца; *3* – отверстия для слива масла; *4* – юбка поршня; *5* – маслосъемное кольцо; *6* – компрессионное кольцо; *7* – замок кольца; *8* – бобышка; *9* – головка поршня

Конструкция поршня зависит от конструкции камеры сгорания, а качество сгорания топливовоздушной смеси, в свою очередь, зависит от конструкции поршня. Поршневые кольца, установленные в канавки, герметизируют камеру сгорания со стороны картера. Поршневой палец вставляется в бобышки поршня.

При работе двигателя на поршень действуют большие механические и тепловые нагрузки от давления горячих газов (например, на поршень дизельного двигателя действуют давление 4 МПа и температура 2000 °С). Большую опасность представляет собой перегрев поршня из-за недостаточного его охлаждения. При перегреве прогорает днище поршня, происходят задир рабочей поверхности цилиндра, залегание колец и даже заклинивание поршня.

Нагрев, а следовательно, и тепловое расширение поршня по высоте неравномерны. Конструкция поршня должна обеспечивать такой зазор между поршнем и цилиндром, который исключал бы стуки поршня после запуска двигателя и заклинивание его в результате теплового расширения при работе двигателя под нагрузкой. Поэтому диаметр головки поршня меньше, чем диаметр юбки. В быстроходных двигателях, особенно при применении коротких шатунов, скорость изменения силы давления на «зеркало» цилиндра довольно значительна. Это приводит к удару поршня о цилиндр и его повышенному износу. Таким образом, юбка поршня предназначена:

– для направления движения поршня в цилиндре;

– передачи силы давления на «зеркало» цилиндра;

– более равномерного распределения масляной пленки по стенке цилиндра;

– передачи тепла от поршня стенке цилиндра и маслу.

Поршень должен иметь небольшую массу (для снижения сил инерции возвратно-поступательного движения) и обладать стойкостью к воздействию высокого давления и температуры. Это достигается за счет изготовления поршней из легких алюминиевых сплавов, легированных кремнием. Поршни могут быть коваными или литыми.

Сгорание смеси сопровождается повышением температуры до очень высоких значений, вследствие чего днище поршня расширяется. Стальные вставки в виде кольца или отливки предотвращают чрезмерное расширение. Стенка поршня по оси поршневого пальца толще, чем по оси его опоры. Следовательно, больше всего поршень расширяется по оси поршневого пальца. Для компенсации такого неравномерного расширения поршни делают овальными, т. е. размер по оси поршневого пальца меньше.

С внутренней стороны юбки поршня имеются приливы – бобышки с отверстиями под поршневой палец. Для фиксации пальца в бобышках проточены канавки под стопорные кольца. В зоне выхода отверстий на внешних стенках юбки выполняются местные углубления, где стенки юбки не соприкасаются со стенками цилиндров. Таким образом, получаются так называемые холодильники.

Кроме того, в головке поршня имеются канавки под поршневые кольца. В нижней канавке находятся дренажные отверстия *3* для отвода масла диаметром 2,5...3 мм. Днище головки является одной из стенок камеры сгорания и воспринимает давление газов, подвергается воздействию пламени и горячих газов. Для увеличения прочности днища и повышения общей жесткости головки ее стенки выполняются с массивными ребрами. Днища поршней изготовляют плоскими, выпуклыми, вогнутыми и фигурными.

Днище поршня двухтактных двигателей для лучшей продувки цилиндров выпуклое. В днище поршня дизелей имеется выемка – часть камеры сгорания. Форма выемки способствует

лучшему перемешиванию воздуха с поступающим в цилиндр топливом и более полному его сгоранию. Для улучшения смесеобразования камеру сгорания смещают от оси поршня на 1...3 мм в сторону форсунки.

Поршневые кольца представляют собой незамкнутые кольца с зазором размером в несколько миллиметров. Они находятся в канавках, имеющихся на внешней поверхности каждого поршня дизельного двигателя внутреннего сгорания.

Поршневые кольца – важные составляющие тракторного двигателя. В двигателях внутреннего сгорания они необходимы:

– для герметизации камеры сгорания;
– отвода тепла от поршня к стенке цилиндра;
– ограничения расхода масла.

Большинство поршней двигателей имеют по три кольца: два компрессионных и одно маслосъемное. Основной функцией компрессионных колец является поддержание рабочего давления в камере сгорания. В поперечном сечении компрессионные кольца обычно имеют прямоугольную, коническую или трапециевидную форму (рис. 3.5). Они герметизируют зазор между поршнем и стенкой камеры и тем самым обеспечивают сохранение давления на надлежащем уровне. В случае выхода их из строя («западания») или поломки давление в камере сгорания резко падает, снижаются мощность и эффективность работы двигателя. В особо запущенных случаях давление падает настолько, что двигатель трактора не удается запустить вообще.

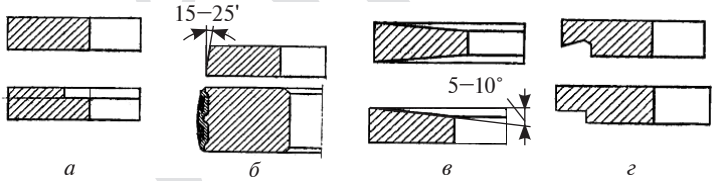


Рис. 3.5. Поршневые компрессионные кольца:
а – с цилиндрической наружной поверхностью; *б* – с конической или бочкообразной поверхностью (для ускоренной приработки);
в – с пониженной склонностью к заеданию в канавках поршней;
г – с повышенным воздействием на масляную пленку

Установка поршневых компрессионных колец производится по два, иногда по три на один поршень; с целью обеспе-

чения максимального уровня герметичности их разрезы разворачивают таким образом, чтобы они приходились не друг над другом, а располагались под углом 180°.

Маслосъемное кольцо предназначено для того, чтобы избежать повышенного расхода масла, и при работе снимает его излишек с поверхности цилиндра. Конструкция кольца рассчитана таким образом, чтобы при работе не лишать цилиндр смазки полностью, а оставлять на его стенках тончайший слой масла (несколько микрон), достаточный для нормальной работы тракторного двигателя. Предусмотрено также наличие отверстий, через которые лишнее масло попадает в картер двигателя.

Маслосъемные кольца отличаются большим разнообразием конструкций. Наибольшее распространение получили шлицованные (рис. 3.6, *а*, *б*) и многоэлементные (рис. 3.6, *в*, *г*, *д*) кольца. Широко используются кольца, состоящие из двух кольцевых стальных дисков *1* и *2* и двух расширителей – осевого *3* и радиального *4* в виде многогранной ленты (рис. 3.6, *в*).

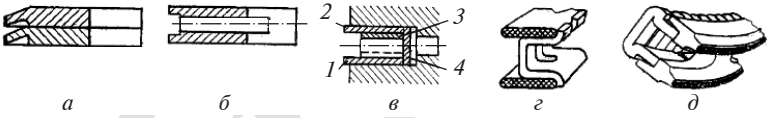


Рис. 3.6. Поршневые маслосъемные кольца

Поршневые кольца постепенно изнашиваются, так как при движении поршня соприкасаются со стенками цилиндров. Для снижения износа кольца изготавливают из очень прочного материала, обычно из чугуна.

Диаметр колец делают немного больше диаметра цилиндра, в котором они будут работать. Чтобы кольцо можно было вставить в цилиндр, в нем делают вырез (или, как его еще называют, замок), позволяющий сжать кольцо перед постановкой в цилиндр. Такое кольцо, будучи вставленным в цилиндр, стремится занять первоначальное положение и поэтому плотно прилегает к стенкам цилиндра, закрывая при этом своим телом зазор между поршнем и цилиндром.

При установке новых колец необходимо внимательно следить за зазором в их замках. Значение зазора должно нахо-

диться в пределах допуска. При уменьшенном зазоре поршневого кольца не останется места для расширения, и это может стать причиной заклинивания поршня в цилиндре. Увеличенный зазор может указывать на чрезмерный износ зеркала цилиндра и приводить к прорыву газов в картер. Для устранения подобных явлений на поршень в специальные канавки надевают пружинные чугунные кольца, т. е. поршневые кольца – элементы уплотнения поршневой группы, обеспечивающие герметичность рабочей полости цилиндра и отвод теплоты от головки поршня.

Во время работы двигателя кольца кроме уплотнения обеспечивают распределение смазки по цилиндру, предотвращают попадание масла в камеру сгорания, уменьшая тем самым расход его, а также отводят теплоту от сильно нагретого поршня к стенкам цилиндра.

Поршневой палец обеспечивает шарнирное соединение шатуна с поршнем. Поршневые пальцы должны быть легкими, прочными и износостойкими, так как во время работы подвергаются большим механическим нагрузкам (переменным по величине и направлению) и трению. Поэтому наружная поверхность пальца должна быть твердой (ее изготавливают из хромоникелевой стали), а сердцевина – вязкой, что достигается специальной обработкой материала. В основном в двигателях применяют пальцы «плавающего» типа, которые при нагреве могут поворачиваться и в верхней головке шатуна, и в бобышках поршня. Это позволяет обеспечить равномерный износ пальца. Плавающие поршневые пальцы фиксируются в поршне двумя стопорными кольцами, ограничивающими осевое перемещение пальца в бобышках поршня.

Шатун передает усилие от поршня на коленчатый вал и вместе с валом преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение вала. Изготавливают шатуны из углеродистой или специальной стали путем штамповки нагретых заготовок, после чего подвергают обработке резанием и термической обработке (закалке и отпуску). Стержень шатуна для увеличения прочности имеет двутавровое сечение. При принудительной смазке поршневого пальца в стержне шатуна сверлят специальный канал.

Основными элементами шатуна являются стержень *3*, верхняя *2* и нижняя *7* головки (рис. 3.7).

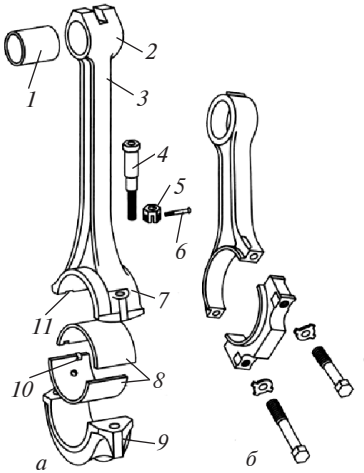


Рис. 3.7. Конструкция шатунов: *а* – шатун с прямым разъемом; *б* – шатун с косым разъемом; *1* – втулка поршневого пальца; *2* – верхняя головка шатуна; *3* – стержень; *4* – шатунный болт; *5* – гайка; *6* – шплинт; *7* – нижняя головка шатуна; *8* – вкладыши шатунного подшипника; *9* – крышка; *10* – усик вкладыша; *11* – паз нижней головки шатуна

Верхняя головка шатуна предназначена для установки поршневого пальца, соединяющего шатун с поршнем. При плавающем пальце головку изготавливают цельной и в нее запрессовывают одну или две бронзовые втулки *1*. Для смазывания трущейся поверхности в головке и втулках сделаны отверстия. Нижняя головка шатуна служит для соединения его с шатунной шейкой коленчатого вала. Для возможности сборки с валом нижнюю головку шатуна делают разъемной. У карбюраторных двигателей разъем головки сделан, как правило, под углом 90° к оси шатуна. У двигателей некоторых марок в стенке верхней головки шатуна сбоку просверлено специальное отверстие для впрыска масла на стенки цилиндра.

Крышку *9* крепят к шатуну двумя шатунными болтами *4*, изготовленными из специальной стали и термически обработанными. Болты имеют шлифованные пояса и точно подогнаны к отверстиям в шатуне и крышке, что обеспечивает высокую точность соединения крышки с шатуном и точность формы подшипника при закреплении крышки. Чтобы избежать ослабления крепления, гайки шатунных болтов надежно стопорят шплинтами, стопорными шайбами или контргайка-

ми. Применяют также самоконтрящиеся гайки с мелкой резьбой. Отверстие в нижней головке шатуна обрабатывают в сборе с крышкой, поэтому крышки шатунов не взаимозаменяемы и имеют установочные метки.

Для уменьшения трения в соединении и износа шейки коленчатого вала в нижнюю головку шатуна устанавливают шатунный подшипник, выполненный в виде двух тонкостенных взаимозаменяемых вкладышей *8*. Вкладыши, внутренняя сторона которых очень точно подогнана по шейкам вала, плотно охватывают шейки по всей поверхности. Вкладыши изготавливают из стальной ленты, на которую путем раскатки наносят тонкий слой сплава на алюминиевой основе.

В дизелях шатуны делают особенно прочными и жесткими, так как они передают значительно большие усилия, чем шатуны в карбюраторных двигателях. Для того чтобы шатун с нижней головкой увеличенных размеров можно было вынуть через цилиндр, на головке в дизелях ЯМЗ делают косой разъем (рис. 3.7, *б*) с ребристыми поверхностями (елочные шлицы), что разгружает шатунные болты от возникающего на крышке бокового усилия.

Для достижения уравновешенности двигателя шатуны (так же, как и поршневую группу для данного двигателя) подбирают близкими по массе и с соответствующим распределением массы между нижней и верхней головками. Чтобы правильно собрать шатун с поршнем и установить его в двигателе в нужном положении, на шатуне делают соответствующие метки. На нижней головке шатуна и на крышке обычно выбивают порядковый номер шатуна.

Коленчатый вал – одна из самых нагруженных деталей двигателя. Коленчатый вал через шатун воспринимает давление расширяющихся газов, возникающее в надпоршневой полости цилиндров, нагружается силами инерции от неуравновешенных масс механизма, совершающих возвратно-поступательное и вращательное движение, и преобразует их в крутящий момент. Под действием резко изменяющихся по величине и направлению газовых сил и сил инерции коленчатый вал вращается с переменной угловой скоростью, вследствие чего испытывает упругие колебания, подвергается скручиванию, изгибу,

сжатию или растяжению. Кроме того, коленчатый вал обеспечивает движение поршней во время вспомогательных тактов и пуска двигателя. В этом участвуют:

– поршень с поршневыми кольцами и поршневым пальцем;
– шатун;
– коленчатый вал;
– маховик.

Поршни перемещаются вверх и вниз между верхней и нижней мертвыми точками. Поршень соединен с коленчатым валом через поршневой палец и шатун. Таким образом, шатуны не только перемещаются вверх и вниз, но и вращаются. Вращательное движение коленчатого вала передается маховику, масляному насосу, насосу охлаждающей жидкости и т. п. Кроме того, от коленчатого вала могут приводиться уравновешивающие валы, снижающие вибрацию.

Сложные условия работы вала вызывают повышенный износ его шеек, деформацию отдельных элементов конструкции и явления усталости материала, порождают крутильные и осевые колебания. Поэтому конструкция коленчатого вала должна обладать достаточной прочностью, жесткостью и износостойкостью при сравнительно небольшом весе.

Конструкция коленчатого вала зависит:

– от числа цилиндров;
– расположения цилиндров (в ряд, V-образно или оппозитно);
– начального угла опережения впрыска топлива;
– числа опор коленчатого вала.

Коленчатые валы динамически отбалансированы за счет отверстий в шейках и противовесов, компенсирующих массу шатунных шеек.

Осевое усилие коленчатого вала воспринимается четырьмя биметаллическими полукольцами или полукольцами из алюминиевого сплава, установленными в расточках блока цилиндров и крышки пятого коренного подшипника (рядные четырехцилиндровые дизели) либо крышки четвертого коренного подшипника (рядные шестицилиндровые дизели). Для уменьшения нагрузок на коренные подшипники от сил инерции на щеках коленчатого вала устанавливают противовесы.

Спереди и сзади коленчатый вал уплотняется сальниками и маслоотражателями.

Общий вид и элементы конструкции типичного вала тракторного поршневого двигателя показаны на рисунке 3.8.

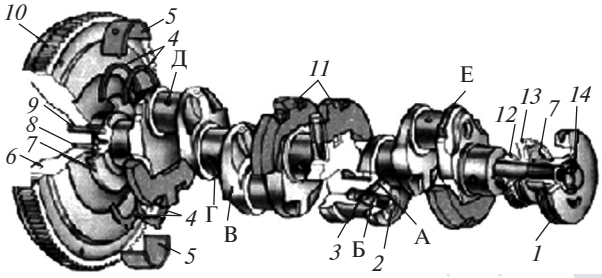


Рис. 3.8. Коленчатый вал двигателя Д-245 с сопряженными деталями: А – канал подвода масла; Б – полость центробежной очистки масла; В – щеки кривошипа; Г – коренные шейки коленчатого вала; Д – шатунные шейки коленчатого вала; Е – галтель; *1* – шкив; *2* – пробка; *3* – трубка; *4* – упорные полукольца; *5* – вкладыш коренного подшипника; *6* – маховик; *7* – маслоотражатель; *8* – установочный штифт; *9* – болт крепления маховика; *10* – зубчатый венец; *11* – противовесы; *12* – шестерня коленчатого вала; *13* – ведущая шестерня привода масляного насоса; *14* – болт для проворачивания вала

Коленчатый вал состоит из коренных Г и шатунных Д шеек, соединенных щеками В, к которым крепятся противовесы *11* переднего конца коленчатого вала (могут быть отлитыми как одно целое с валом). На передний конец вала устанавливаются шестерня привода газораспределения *12* (шестерня коленчатого вала), шестерня привода масляного насоса *13*, шкив *1* привода водяного насоса и генератора. На заднем конце коленчатого вала имеются маслоотражательный гребень *7*, маслосгонная резьба и фланец (может отсутствовать) для крепления маховика. В торце имеется гладкое отверстие под подшипник для опоры ведущего вала коробки передач. В коренных шейках для масляных каналов выполнены отверстия под углом к пустотелым шатунным шейкам Б, где масло дополнительно очищается под действием центробежных сил.

В большинстве случаев применяют полноопорные коленчатые валы, т. е. каждая шатунная шейка расположена между коренными.

Для повышения жесткости и надежности коленчатых валов применяют перекрытие шеек.

Коренные подшипники коленчатого вала обеспечивают плавное вращение последнего в постелях. Для коленчатого вала двигателя обычно используются подшипники скольжения, которые имеют большую площадь контакта, а следовательно, могут выдержать гораздо большие силы, чем подшипники качения. Коленчатые валы современных рядных четырехцилиндровых двигателей пятиопорные, старых двигателей – трехопорные. Подшипники и шейки коленчатого вала смазываются маслом. Это необходимо для того, чтобы при любых нагрузках двигателя избежать непосредственного соприкосновения подшипников и шеек. Масло подается через отверстия в коленчатом валу и подшипниках. Толщина масляной пленки зависит от нагрузки и температуры двигателя. Если толщина пленки мала, то под воздействием теплоты трения она может выгореть, что приводит к заклиниванию коленчатого вала. Если же толщина пленки слишком велика, двигатель может вибрировать и издавать повышенный шум.

Вкладыши коренных и шатунных подшипников коленчатого вала тонкостенные, изготовленные из биметаллической полосы. По внутреннему диаметру основные вкладыши изготавливаются двух размеров в соответствии с номиналом шеек коленчатого вала.

Маховик служит для обеспечения равномерного вращения коленчатого вала, вывода деталей кривошипного механизма из мертвых точек, накопления во время такта расширения кинетической энергии, необходимой для вращения коленчатого вала в период между вспышками в отдельных цилиндрах, облегчения пуска двигателя и плавного трогания с места.

Маховик представляет собой массивный, тщательно сбалансированный чугунный диск, на обод которого напрессован зубчатый венец, при помощи которого производится запуск двигателя от стартера. На маховике также монтируется механизм сцепления.

У большинства двигателей на поверхности обода или на торцевой поверхности маховика нанесены метки, по которым можно определить мертвые точки, а также метки для установ-

ки момента подачи топлива у дизельного двигателя. На поверхности маховика ряда тракторных двигателей выполняются радиальные отверстия, посредством которых проворачивают коленчатый вал вручную при регулировке двигателя.

Маховик центрируется по фланцу коленчатого вала и крепится к нему при помощи болтов. Для сохранения его первоначальной балансировки предусмотрены установочные штифты или несимметрично расположенные болты.

Размеры маховика зависят от числа цилиндров. Чем больше число цилиндров у двигателя, тем равномернее следует чередование тактов расширения и тем меньших размеров (меньшей массы) требуется маховик.

Картер маховика крепится к задней стенке блок-картера болтами и представляет собой фасонную отливку из серого чугуна или сплава алюминия. Правильная установка картера маховика обеспечивается установочными штифтами.

Подвеска двигателя. При работе двигатель находится под воздействием неуравновешенных сил инерции, моментов этих сил и реактивных моментов при торможении или разгоне трактора.

Для защиты рамы или несущего кузова от вибрации применяют упругую подвеску силового агрегата. Вибрационные свойства подвески двигателя определяются конструкцией упругих элементов и размещением опор. Упругие элементы подвески двигателей выполняются в виде массивных резиновых втулок или башмаков, привулканизированных к каркасу. Для ограничения недопустимых продольных перемещений двигателя каркасные детали упругих элементов ориентируют таким образом, чтобы в направлении действия продольных сил резиновый вкладыш имел наибольшую жесткость, или применяют специальные тяги, которые связывают с подмоторной рамой двигатель и не допускают его перемещения.

Прокладки и сальники. Прокладки – это уплотнительный материал, зажимаемый между двумя сопрягаемыми деталями и предотвращающий утечку через это соединение жидкостей и газов.

Большинство прокладок можно использовать только один раз, так как они изготавливаются из мягкого материала (пробка, резина, нитрил, бумага, графит) или мягких сплавов и ме-

таллов (латунь, медь, алюминий, мягкая листовая сталь). Эти материалы могут использоваться по отдельности или в сочетании с другими материалами для получения требуемого уплотнения. Выбор материала и конструкции прокладки зависит от материала, из которого изготовлены сопрягаемые детали, и их формы, а также от давления и температуры.

Прокладка головки цилиндров (рис. 3.9, *а*) уплотняет стык головки и блока цилиндров и предотвращает утечку давления из камер сгорания.

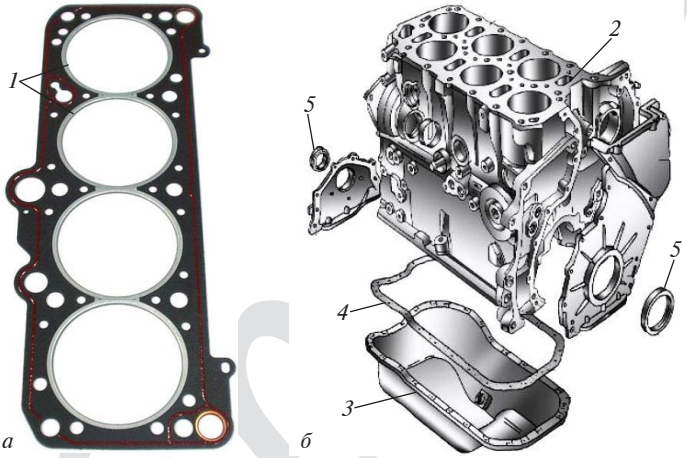


Рис. 3.9. Прокладка головки цилиндров (*а*), сальники и прокладка блок-картера двигателя (*б*); *1* – жаропрочные кольца; *2* – блок-картер двигателя; *3* – поддон картера; *4* – прокладка; *5* – сальники

Прокладки головок цилиндров современных двигателей должны быть анизотропными, т. е. обладать стойкостью к воздействию высоких температур и детонации. Конструкция анизотропных прокладок обеспечивает быстрый отвод тепла от двигателя к охлаждающей жидкости. Основой прокладок служит стальной каркас, который с двух сторон покрыт специальным материалом, обеспечивающим необходимую степень уплотнения при различных значениях крутящего момента двигателя.

Кроме того, в конструкцию некоторых прокладок входят жаропрочные кольца из нержавеющей стали, которые уплотняют камеры сгорания, предотвращая утечку тепла и давления.

На обе стороны многих прокладок также наносится специальное покрытие на основе силикона для дополнительного уплотнения при запуске и прогреве двигателя в холодную погоду.

Прокладка головки цилиндров уплотняет также масляные каналы и направляет поток охлаждающей жидкости между блоком цилиндров и головкой блока. Для предотвращения утечек и коррозии прокладки имеют буртики и кольца.

Некоторые материалы могут разбухать, улучшая тем самым уплотнение. Например, если масло под крышкой головки цилиндров попадает на край прокладки, она увеличивается в размерах примерно на 30 %, что повышает усилие герметизации между головкой цилиндров и крышкой и позволяет избежать утечек.

Вращающиеся детали прокладками не уплотняются – в этом случае они износились бы очень быстро. Для герметизации таких деталей применяются сальники (рис. 3.9, *б*). Наиболее распространены кромочные сальники, представляющие собой резиновые кольца, которые прижимаются к уплотняемому валу цилиндрической винтовой пружиной, называемой пружинным кольцом. По такому же принципу сконструирован сальник, уплотняющий стержень клапана, чтобы масло не попало в камеру сгорания. Вращающиеся или скользящие валы допускается также уплотнять кольцевыми уплотнениями, однако они не отличаются такой долговечностью, как сальники. Современные сальники изготавливают из различных материалов. Некоторые из них дополнительно пропитывают специальными веществами, повышающими их уплотняющие способности на валах, подверженных износу. При капитальном ремонте узлов и механизмов сальники заменяют новыми.

Основные неисправности КШМ и способы их устранения. Кривошипно-шатунный механизм работает в очень тяжелых условиях – это высокая температура, большие скорости, нестабильность смазочных веществ (моторного масла) и т. д. Именно из-за этого данный узел первым выходит из строя в двигателе внутреннего сгорания. К основным неисправностям КШМ относятся:

– износ коренных и шатунных шеек, вкладышей (подшипников) коренных и шатунных шеек, стенки поршня,

поршневых колец (компрессионных и маслосъемных), стенки цилиндра и поршневых пальцев;

– поломка или залегание поршневых колец;

– чрезмерное отложение нагара на днище поршня;

– разломные трещины, обломы и прогары.

Все эти неисправности проявляются по-разному, но многие из них можно обнаружить по характеру и интенсивности стука и шума.

Основные проблемы, возникающие с головкой блока цилиндров двигателя, – это протекание из-под нее масла или охлаждающей жидкости. Обе неполадки являются типичным следствием не проведения обязательного технического обслуживания (ТО) трактора после его начальной обкатки. Одним из основных этапов такого ТО является перетяжка головки блока цилиндров. Если головку не перетягивать своевременно, происходит прорыв газов или она просто прогорает, и из блока вытекает охлаждающая жидкость, а из системы смазки – масло.

При износе коренных, шатунных шеек и вкладышей чаще всего появляются чрезмерный шум, стук и вибрация двигателя в области коленчатого вала. Глухой звук, который усиливается при резком увеличении числа вращения коленчатого вала, указывает на износ шатунных или коренных шеек коленчатого вала или на износ их вкладышей. Стук шатунных шеек отличается от стука коренных – он более резкий, а у коренных – более глухой. Стук шеек коленчатого вала хорошо прослушивается через стенку блока цилиндров; так, шатунные шейки слышны в двух зонах ВМТ и НМТ, когда стук коренных шеек только в одном месте (ближе к нижней части блока цилиндров). Похожий звук, прослушиваемый на всех температурных режимах ДВС, свидетельствует о чрезмерном износе поршневого пальца или верхней втулки шатуна. При критическом износе коренных или шатунных шеек звук становится громче, появляется металлический звон – это означает, что, скорее всего, произошло расплавление вкладышей вследствие масляного голодания. Для устранения неисправности коренные и шатунные подшипники следует подтянуть или заменить вкладыши, заменить масло.

Значительный износ поршневого пальца тоже сопровождается стуком. Стук поршневого пальца ритмичный, вы-

сокого тона, с резким металлическим оттенком и слышен в зоне поршней на всех режимах работы двигателя. Этот стук усиливается с повышением нагрузки, а при отключении неисправного цилиндра может полностью исчезнуть. Если стук поршневых пальцев прослушивается в нескольких цилиндрах, для определения конкретного места необходимо отсоединить форсунку. Обычно стук может возникнуть по двум причинам: слишком ранний впрыск топлива или увеличенный зазор между втулками головки шатуна в бобышке поршня и поршневыми пальцами. В этих случаях в первую очередь проверяется и при необходимости регулируется угол опережения впрыска топлива. Если стук не устраняется, необходимо заменить поршневые пальцы, поршни и втулки.

Если во время пуска холодного двигателя слышен звук, напоминающий стук глиняной посуды, уменьшающийся или исчезающий с прогревом двигателя, это говорит об увеличенном зазоре между поршнями и цилиндрами. Такую неисправность можно устранить, заменив изношенные детали новыми стандартного размера или перешлифовав изношенные детали и применив сопряженные с ними новые детали ремонтного размера.

Выхлоп двигателя также может о многом сказать. Так, если выхлопные газы синеватого цвета, а уровень моторного масла постоянно уменьшается, это указывает на износ цилиндропоршневой группы. Увеличенный расход моторного масла, топлива и значительное снижение мощности могут происходить из-за залегания поршневых колец (как компрессионных, так и маслосъемных) и увеличенного износа колец и цилиндра. Залегание поршневых колец можно устранить без разборки двигателя, залив в цилиндры через отверстие для форсунок или через впускной коллектор специальный раствор, состоящий из 50 % керосина и 50 % денатурированного спирта. После 8...10 ч простоя необходимо завести двигатель и дать ему поработать в течение 10...20 мин, затем заменить моторное масло. Такая процедура позволяет значительно снизить количество нагара в области поршневых колец и днища поршня (именно нагар не позволяет свободно двигаться поршневым кольцам в канавках поршня), тем самым освободив их и восстановив работоспособность.

К критическому износу поршневых колец приводит ряд причин. Во-первых, это неправильная обкатка трактора. Механизмы новой машины в начале работы должны пройти «притирку», от которой зависит вся дальнейшая работа трактора.

Обкатка проходит в несколько этапов. Первый этап – обкатка дизеля на частоте вращения холостого хода на протяжении 15 мин (5 мин на минимальной частоте вращения холостого хода и 10 мин с постепенным повышением частоты вращения вплоть до максимума). Практика, к сожалению, показывает, что этот этап обкатки игнорируют практически все пользователи.

Второй этап – основная обкатка на протяжении 30 ч. Специфика дизельных двигателей такова, что основную обкатку нельзя проводить на холостом ходу: трактор во время обкатки обязательно должен работать при средней нагрузке (транспортировка, посев, культивация, кошение сена, т. е. работы, при которых нагрузка на двигатель составляет до 50 % номинальной мощности). Выполнение этого требования очень важно для дальнейшей работы техники.

Наиболее восприимчива к обкатке гильзо-поршневая группа: поршневыми кольцами в гильзе «нагоняется зеркало» – притирается стенка гильзы. Если обкатка проводится неправильно, «зеркало» не «нагоняется», и при перегреве двигателя лопаются кольца, неправильно идет их притирка. Таким образом, неправильная обкатка – «гарантия» того, что поршневые кольца выйдут из строя раньше установленного срока.

Вторая причина, приводящая к критическому износу поршневых колец, – попадание в двигатель пыли, поэтому необходимо следить за тем, чтобы пыль не попадала в воздушный коллектор. Элементы воздушного фильтра должны быть всегда чистыми, в поддоне корпуса фильтра должно находиться масло, а система подачи воздуха к камере сгорания должна быть герметичной (иначе в случае подсоса воздуха будет всасываться и пыль). Подсос воздуха очень легко диагностируется: если при работающем дизеле снять моноциклон и перекрыть (можно даже ладонью) доступ воздуха к фильтру, двигатель должен заглохнуть через 5...10 с – это признак

герметичности системы. Если же двигатель не глохнет, а «со скрипом» продолжает работать, имеет место подсос воздуха. Герметичность системы необходимо проверять максимум через каждые 10 смен работы, иначе дизель утратит мощность, начнется чрезмерный расход масла из системы смазки, мотор будет дымить. В результате ему потребуется капремонт.

И, наконец, третья причина критического износа поршневых колец – несоблюдение температурного режима работы двигателя. Работа как при слишком низких, так и при слишком высоких температурах отрицательно влияет на срок службы поршневых колец.

Несоблюдение температурного режима работы двигателя может привести и к обрыву шатуна.

Таким образом, неисправности КШМ могут возникнуть из-за множества различных факторов, но в большинстве случаев виновата неправильная эксплуатация.

К неправильной эксплуатации относят использование некачественных смазочных материалов, топлива с низким цетановым числом, установку некачественных топливных, воздушных и масляных фильтров. Влияние всех этих факторов усиливается в разы при несвоевременной их замене. Так, при использовании некачественного топлива следует чаще менять моторное масло, а нагар в поршневой системе периодически «смывать» специальными жидкостями. Неисправные фильтры также некачественно выполняют свою работу, что приводит к увеличению абразива в масле и, как следствие, к увеличенному износу деталей. Выбор моторного масла следует производить согласно расчетным характеристикам (обычно они указываются заводом-изготовителем). Воздушный фильтр, когда он сильно загрязнен, резко снижает пропускную способность, из-за чего во впускном коллекторе образуется высокое разрежение и коэффициент наполнения снижается – это одна из причин образования чрезмерного нагара, снижения мощности двигателя и увеличения расхода топлива.

Чтобы КШМ надежно работал длительное время, необходимо:

– новый или отремонтированный двигатель подвергать обкатке;

– периодически проводить техническое обслуживание и контролировать состояние КШМ;

– при пониженных температурах окружающей среды двигатель пускать только с предварительным подогревом;

– не допускать работы дизеля под нагрузкой при температуре охлаждающей жидкости ниже 50 °С;

– не перегружать двигатель;

– не допускать в работе перебоев, стука и дымления.

3.2. Газораспределительный механизм

Газораспределительный механизм (ГРМ) служит для наполнения цилиндров двигателя горючей смесью или воздухом и выпуска из них отработавших газов. В четырехтактных двигателях применяют клапанные механизмы газораспределения, клапаны которых открывают и закрывают впускные и выпускные отверстия.

Детали газораспределительного механизма. Механизм газораспределения с подвесными клапанами, применяемый в дизелях, работает следующим образом. Коленчатый вал приводит во вращение через шестерни распределительный вал. При повороте распределительного вала *18* его кулачок *17* своим выступом поднимает толкатель *16*, а вместе с ним и штангу *15*, которая упирается нижним концом в дно толкателя, а верхним – в регулировочный винт *13* коромысла (рис. 3.10). Коромысло, установленное на валике *1*, поворачивается вокруг него и отжимает клапан *10* вниз. Открывается отверстие канала в головке цилиндров, а пружины *6*, предварительно сжатые (чтобы удержать клапан в закрытом положении), сжимаются дополнительно. Стержень клапана движется в направляющей втулке *9*.

Клапан открыт полностью, когда толкатель находится на вершине кулачка. При дальнейшем повороте распределительного вала толкатель начинает опускаться, а клапан под действием пружин движется вверх. Когда выступ кулачка выходит из-под толкателя, давление на клапан прекращается, и он под действием пружин плотно закрывает седло клапана в головке цилиндра.

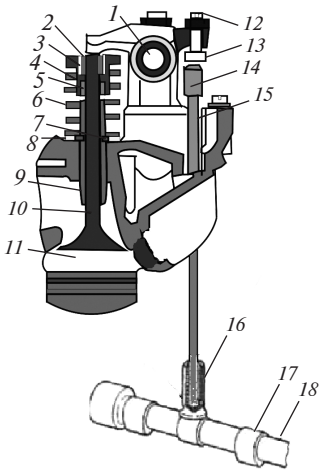


Рис. 3.10. Газораспределительный механизм с подвесными клапанами: *1* – валик коромысел; *2* – сухари; *3* – конусная втулка; *4* – тарелка; *5* – резиновые колпачки; *6* – пружина; *7* – замочное кольцо; *8* – шайба; *9* – направляющие втулки; *10* – впускной клапан; *11* – камера сжатия цилиндра; *12* – плечо коромысла с контргайкой; *13* – регулировочный винт; *14* – наконечник штанги; *15* – штанга; *16* – толкатель; *17* – кулачок распределительного вала; *18* – распределительный вал

При обратном движении клапана детали передачи (коромысло, штанга и толкатель) перемещаются в первоначальное положение.

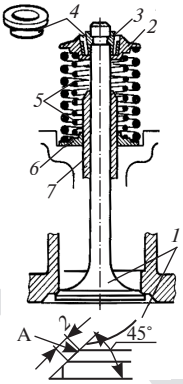


Рис. 3.11. Клапан в сборе: *1* – клапан; *2* – тарелка пружин; *3* – сухарики; *4* – втулка сухариков; *5* – пружины; *6* – опорная шайба пружин; *7* – направляющая втулка клапана; А – фаска клапана

Клапаны состоят из тарелки и стержня (рис. 3.11). Переход от тарелки к стержню сделан плавным, что обеспечивает клапану необходимую прочность и улучшает отвод тепла от тарелки.

Чтобы плотно закрыть отверстие в головке цилиндров, тарелка имеет конусный поясок (фаску). Такую же фаску имеет седло клапана в головке цилиндров. У большинства двигателей эти фаски сняты под углом 45°. Плотность прилегания фасок клапана и седла достигается шлифовкой, а затем притиркой друг к другу.

Стержень клапана шлифованный. В верхней части стержня устанавливают разрезанное на две половины коническое кольцо (сухарики), выступ

которого входит в выточку стержня клапана. Сухарики крепят опорную шайбу на стержне клапана. У некоторых двигателей под выточкой сделана еще одна выточка, в которую вставляют предохранительное кольцо – оно предотвращает падение клапана в цилиндр в случае его обрыва или выскакивания сухариков.

На тарелке клапана предусмотрена прорезь под отвертку (или сверления под специальный инструмент) для притирки клапанов.

Клапаны изготовляют из легированной стали. Торец стержня клапана закаливают. Для выпускных клапанов применяют жаростойкие хромокремнистые стали.

Для лучшего наполнения цилиндра у некоторых двигателей диаметр тарелки впускного клапана больше диаметра тарелки выпускного клапана.

Детали передачи ГРМ передают движение распределительного вала клапанам. К этим деталям при подвесных клапанах относятся толкатель, штанга, коромысло с регулировочным болтом, валик коромысел со стойкой и распорными пружинами, а при боковых – толкатель с регулировочным болтом.

Рабочие поверхности деталей передачи механизма газораспределения шлифуют и подвергают термической обработке.

Толкатель представляет собой цилиндрический стержень, нижняя часть которого воспринимает усилие кулачка распределительного вала. Виды толкателей показаны на рисунке 3.12.

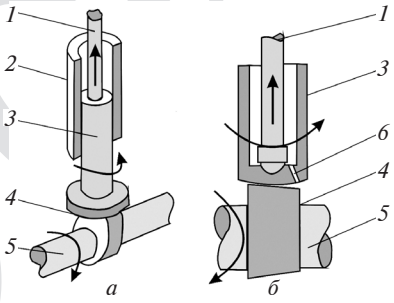


Рис. 3.12. Типы толкателей:
а – грибовидной формы; *б* – цилиндрической формы; *1* – штанга; *2* – направляющая втулка; *3* – толкатель; *4* – кулачок распределительного вала; *5* – распределительный вал; *6* – канал для отвода масла

Толкатели перемещаются в направляющих втулках из антифрикционного чугуна или непосредственно в отверстиях блок-картера. Для более равномерного износа опорной и направляющей (цилиндрической) поверхностей толкатель одновременно с прямолинейным совершает и вращательное движение – вокруг своей оси.

Для уменьшения веса толкатели часто делают пустотелыми.

Штанга – это стальной (Д-240) стержень. На верхний наконечник штанги опирается головка регулировочного болта.

Коромысло предназначено для воздействия на клапан с целью его открытия и представляет собой двуплечий рычаг, изготовленный из стали. В центре коромысла находится утолщение – в нем выполнено отверстие, куда запрессована втулка *11* (рис. 3.13). На длинном плече коромысло имеет закаленный боёк, которым оно давит на клапан, а на коротком – резьбовое отверстие, в которое вворачивается регулировочный винт *2*, предназначенный для установления зазора между клапаном и бойком коромысла с целью обеспечения плотного закрытия клапанов. Коромысло качается на оси *7*, установленной на стойках *8*, прикрученных к головке блока. Распорные пружины *6* и стопорные кольца удерживают коромысла от осевого смещения.

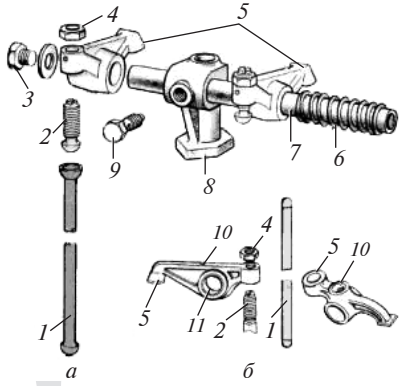


Рис. 3.13. Элементы конструкции ГРМ:
а – с углублением в наконечнике штанги; *б* – со сферическим наконечником штанги; *1* – штанга; *2* – регулировочный винт; *3* – заглушка; *4* – контргайки; *5* – коромысло; *6* – пружина; *7* – ось коромысла; *8* – стойка; *9* – болт-штуцер; *10* – отверстие для масла; *11* – втулка

Валики коромысел стальные, обычно пустотелые, их внутренняя полость используется как канал для подвода масла, смазывающего втулки коромысел и трущиеся поверхности наконечников штанг и головок регулировочных болтов. Чтобы масло не вытекало из валиков коромысел, наружные концы их закрыты заглушками *3*.

Распределительный вал (см. рис. 3.10, *18*) предназначен для своевременного открытия и закрытия клапанов в определенной последовательности, кулачки и опорные шейки распределительного вала отлиты заодно с ним.

Кулачки подвергаются закалке токами высокой частоты. Шейки вала вращаются во втулках, запрессованных в блоке. Втулки могут быть изготовлены из бронзы, металлокерамики или из стали. Смазываются механизмы ГРМ под давлением через канал блока, в одной или двух имеется отверстие для подвода масла в канал блока, откуда оно подается к коромыслам, при совмещении отверстий в шейке с каналом блока масло подается в канал.

Распределительные шестерни (рис. 3.14) необходимы для передачи вращения от коленчатого вала распределительному валу, масляному насосу и другим агрегатам двигателя. Располагаются они в специальном картере в передней или задней части двигателя. Для снижения уровня шума шестерни выполняются косозубыми.

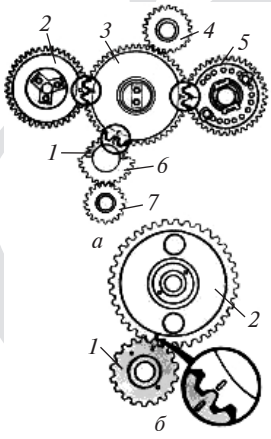


Рис. 3.14. Распределительные шестерни: *а* – вращение коленчатого и распределительного валов, а также топливного насоса в одну сторону; *б* – вращение коленчатого и распределительного вала в разные стороны; *1* – шестерня коленчатого вала; *2* – шестерня распределительного вала; *3* – промежуточная шестерня; *4* – шестерня привода гидронасоса; *5* – шестерня топливного насоса; *6* – ведущая шестерня масляного насоса; *7* – ведомая шестерня масляного насоса

Для того чтобы вращение коленчатого и распределительного валов совпадало, устанавливают промежуточную шестерню; если в этом нет необходимости, промежуточная шестерня не устанавливается, тогда валы будут вращаться в разные стороны. Так как клапаны открываются один раз за два оборота коленчатого вала, шестерня распределительного вала имеет в два раза больше зубьев, чем шестерня коленвала, – таким образом обеспечивается своевременность открытия клапанов. На шестернях топливного насоса, коленчатого и распределительного валов имеются метки, и при сборке двигателя шестерни устанавливаются по этим меткам для обеспечения своевременности подачи топлива и открытия клапанов.

Фазы газораспределения. В течение одного рабочего цикла четырехтактного двигателя впускной и выпускной клапаны открываются по одному разу. Для этого распределительный вал должен совершить один оборот, а коленчатый вал – два оборота.

Установлено, что для лучшего наполнения цилиндра двигателя свежей горючей смесью или воздухом и более полной очистки его от отработавших газов клапаны нужно открывать не в те моменты, когда поршень находится в мертвых точках, а с некоторым опережением при открытии и запаздыванием при закрытии.

Фазами газораспределения называются отклонения кривошипа коленчатого вала относительно его верхнего и нижнего положений в начале открытия или в конце закрытия клапанов. Эти отклонения выражают в градусах окружности (рис. 3.15).

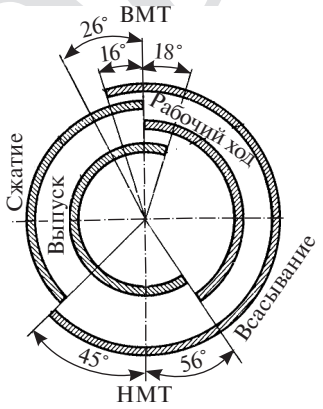


Рис. 3.15. Диаграмма фаз газораспределения двигателя Д-243

Выпускной клапан всегда открывается со значительным опережением, т. е. прежде чем кривошип во время рабочего хода дойдет до крайнего нижнего положения. Опережение открытия этого клапана (44...50° окружности) позволяет продуктам сгорания выходить из цилиндра до того, как поршень начнет подниматься. Это предохраняет двигатель от перегрева и уменьшает потерю мощности, затрачиваемой на совершение такта выпуска. Чтобы лучше очистить цилиндр от отработавших газов, выпускной клапан закрывается с небольшим запаздыванием, т. е. после того, как кривошип отойдет от верхнего крайнего положения (13...27°).

Впускной клапан открывается с небольшим опережением. В этом случае впускной и выпускной клапаны в течение короткого времени одновременно открыты (перекрытие клапанов). Опережение открытия впускного клапана (9...24°) обеспечивает его наибольший подъем к моменту поступления горючей смеси в цилиндр и его лучшего заполнения. Закрывается впускной клапан всегда со значительным запаздыванием (51...64°) – для того, чтобы увеличить наполнение цилиндра горючей смесью за счет его инерции и небольшого разрежения в цилиндре, когда поршень находится около мертвой точки.

Фазы газораспределения для каждой модели двигателя устанавливают экспериментальным путем. Даже небольшие отклонения от принятых значений существенно снижают мощность и экономичность двигателя.

Для правильной установки фаз газораспределения шестерни привода имеют метки, в соответствии с которыми соединяют шестерни распределительного механизма при сборке двигателя.

Основные неисправности газораспределительного механизма. К основным неисправностям ГРМ относят:

– нарушение тепловых зазоров клапанов (на двигателях с регулируемым зазором);

– износ подшипников, кулачков распределительного вала;

– снижение упругости и поломку пружин клапанов;

– зависание клапанов;

– износ маслоотражающих колпачков, стержней клапанов, направляющих втулок;

– нагар на клапанах.

Самой серьезной неисправностью газораспределительного механизма является зависание клапанов, которое может привести к серьезным поломкам двигателя. Причин неисправности две: первая – применение некачественного топлива, сопровождающееся отложением смол на стержнях клапана, вторая – резонанс, ослабление или поломка пружин клапанов. В последнем случае при достижении поршнем ВМТ клапан не успевает сесть в «седло».

Неисправности ГРМ достаточно сложно диагностировать, так как сходные внешние признаки могут соответствовать нескольким проблемам. Зачастую конкретная неисправность устанавливается непосредственным осмотром конструктивных элементов ГРМ со снятием крышки головки блока цилиндров.

Большинство неисправностей газораспределительного механизма приводит к нарушениям фаз газораспределения, вследствие чего двигатель начинает работать нестабильно и не развивает номинальной мощности.

Внешние признаки и соответствующие им неисправности ГРМ представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Внешние признаки неисправностей ГРМ

Признаки	Неисправности
Металлический стук в головке блока цилиндров на малых и средних оборотах Снижение мощности двигателя	Нарушение теплового зазора клапанов Износ подшипников, кулачков распределительного вала
Шум в районе привода распределительного вала Выстрелы в глушитель	Износ и удлинение цепи (ремня) привода распределительного вала Износ зубчатого шкива привода
Синий дым отработавших газов Снижение уровня масла в картере двигателя Снижение мощности двигателя	Износ маслоотражающих колпачков, стержней клапанов, направляющих втулок Неисправен КШМ
Звонкие металлические стуки (детонационные стуки) при разгоне трактора Работа двигателя с перебоями	Нагар на клапанах Неисправен КШМ Топливо низкого качества

Окончание табл. 3.1

Признаки	Неисправности
Кратковременные провалы в работе холодного двигателя Снижение мощности двигателя Перегрев двигателя	Снижение упругости и поломка пружин клапанов Зависание клапанов

3.3. Система питания дизельного двигателя

Система питания двигателя предназначена для хранения, очистки и подачи топлива, очистки воздуха, приготовления горючей смеси и подачи ее в цилиндры двигателя.

Классическая система питания тракторного дизеля представлена на рисунке 3.16.

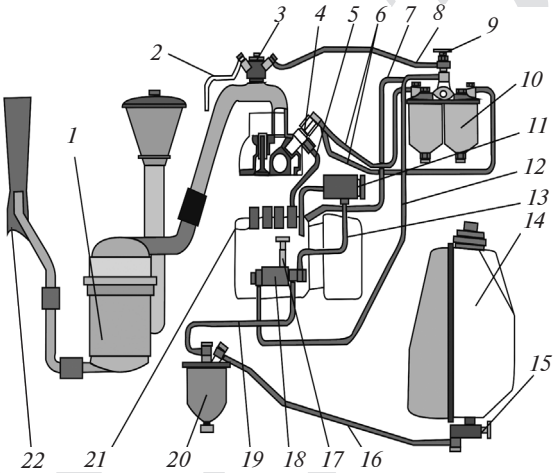


Рис. 3.16. Система питания дизеля:
1 – воздухоочиститель; *2* – трубка; *3* – предпусковой подогреватель; *4* – форсунка; *5* – топливопровод высокого давления; *6* – трубки слива топлива из форсунок; *7*, *8*, *12*, *13*, *16*, *19* – топливопроводы; *9* – вентиль; *10* – фильтр тонкой очистки; *11* – перепускной клапан; *14* – топливный бак; *15* – топливный кран; *17* – ручной подкачивающий насос; *18* – подкачивающая помпа; *20* – фильтр грубой очистки; *21* – топливный насос высокого давления; *22* – система выпуска отработавших газов

Топливо, заливаемое в бак *14*, проходит сквозь фильтр бака и при открытом кране *15* засасывается подкачивающей помпой *18* через топливопровод низкого давления *16*, фильтр гру-

бой очистки *20* и топливопровод *19* и подается под давлением по топливопроводу *12* к фильтру тонкой очистки *10*. В фильтре *20* топливо очищается от крупных механических частиц, а в фильтре *10* – от оставшихся примесей. По топливопроводу *7* топливо поступает в насос *21*, из которого под большим давлением подается топливопроводом *5* высокого давления в форсунки *4*, которые впрыскивают топливо в камеру сгорания.

Топливо, просачивающееся через зазоры сопрягаемых деталей форсунок, по трубкам *6* отводится в фильтр *10*. Излишки топлива из насоса *21* по топливопроводу *13* поступают обратно в подкачивающую помпу *18*. Воздух, необходимый для сгорания топлива, засасывается через воздухоочиститель *1*.

Топливные баки изготавливают из обычной листовой стали. Емкость бака обеспечивает непрерывную работу дизеля с полной нагрузкой в течение 8...10 ч.

В верхней боковой части бака имеется заливная горловина с сетчатым фильтром и крышкой, через которую в бак по мере истечения топлива поступает воздух. В жаркую погоду через это отверстие выходят в атмосферу пары топлива. У некоторых двигателей крышки горловин снабжены паровоздушным клапаном.

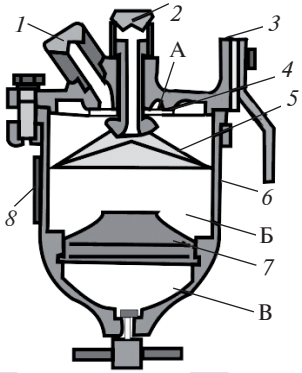


Рис. 3.17. Фильтр грубой очистки ФГ-1:
1, *2* – полые болты; *3* – корпус; *4* – распределитель; *5* – фильтрующий элемент; *6* – стакан; *7* – успокоитель; *8* – табличка с инструкцией; А, Б, В – полости фильтра

Фильтры грубой и тонкой очистки топлива в системе питания предназначены для удаления из топлива механических примесей и воды. Фильтр грубой очистки устанавливается между топливным баком и подкачивающей помпой.

На дизелях для грубой очистки топлива устанавливают унифицированные фильтры-отстойники ФГ-1 (рис. 3.17) и ФГ-2, отличающиеся друг от друга размерами.

Фильтр ФГ-1 действует следующим образом. Топливо, засасываемое подкачивающей помпой через полый болт *1* из бака, заполняет кольцевую полость А в корпусе *3* и через восемь отверстий в распределителе *4* поступает в стакан *6*. По-

ток топлива проходит через кольцевой зазор между фильтрующим элементом *5* и стаканом и направляется в полость Б. Основная часть топлива, засасываемая помпой, резко меняет направление своего движения и проходит через сетку фильтрующего элемента. Остальная часть топлива движется вдоль стенок стакана. Механические примеси и капли воды, имеющие большой удельный вес, стремятся сохранить прямолинейное движение и вместе с потоком топлива проходят через кольцевой зазор между успокоителем *7* и стаканом в полость В отстоя. Успокоитель отделяет полость Б, в которой циркулирует топливо, от полости В и обеспечивает эффективную работу фильтра при вибрации, уменьшая попадание отстоя в полость Б.

Фильтр тонкой очистки топлива (рис. 3.18) предназначен для удаления мельчайших механических примесей (частицы размером 0,001...0,05 мм).

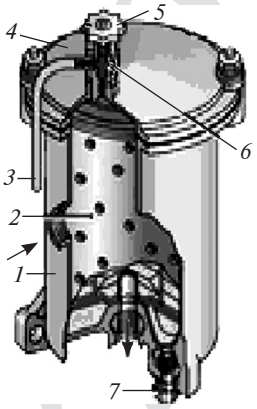


Рис. 3.18. Фильтр тонкой очистки топлива:
1 – корпус; *2* – фильтрующий элемент; *3* – трубка для выпуска воздуха; *4* – крышка; *5* – продувочный вентиль; *6* – клапан; *7* – сливная пробка

В корпусе фильтра *1* установлен бумажный фильтрующий элемент *2* (один или несколько). Сверху на корпус фильтра устанавливается крышка *4*, на которой смонтированы продувочный вентиль *5* и клапан *6*. Отстой из фильтра сливается через отверстие в корпусе, закрываемое пробкой *7*.

От подкачивающего насоса топливо по трубке низкого давления подается в корпус фильтра тонкой очистки. Под дав-

лением, создаваемым подкачивающим насосом, топливо проходит через фильтровальную бумагу элемента. Очищенное от мельчайших механических примесей и воды, оно поступает в головку топливного насоса. Продувочный вентиль служит для выпуска воздуха, попавшего в топливную систему дизеля.

Подкачивающий насос предназначен для обеспечения подачи топлива от баков к топливному насосу высокого давления под давлением, для преодоления гидравлического сопротивления топливных фильтров.

Как правило, используется подкачивающий насос поршневого типа с плоским толкателем (рис. 3.19), который приводится от эксцентриковой шейки кулачкового вала топливного насоса. Крепится насос на лицевой стороне к корпусу топливного насоса.

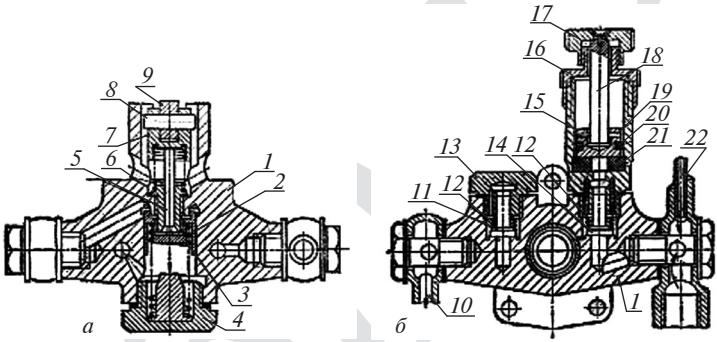


Рис. 3.19. Подкачивающий насос поршневого типа:
а, *б* – разрезы подкачивающего насоса; *1* – корпус; *2* – поршень; *3* – пружина поршня; *4* – пробка; *5* – стержень; *6* – пружина толкателя; *7* – толкатель; *8* – ось; *9* – ролик; *10*, *22* – топливопроводы; *11* – перепускной клапан; *12* – пружина клапана; *13* – пробка клапана; *14* – впускной клапан; *15* – цилиндр; *16* – крышка; *17* – рукоятка; *18* – шток; *19* – поршень ручного насоса; *20* – уплотнительное кольцо; *21* – прокладка

Подкачивающий насос работает следующим образом. При вращении кулачкового вала топливного насоса эксцентрик на валу, набегая на ролик *9* толкателя *7*, перемещает толкатель и поршень вперед. В результате над поршнем давление повышается, а под поршнем создается разрежение. Вследствие этого впускной клапан *14* закроется, а перепускной *11* – откроется. Когда толкатель начнет сходить с эксцентрика, поршень под

действием пружины *3* будет перемещаться в обратном направлении, и тогда над поршнем создастся разрежение, а под поршнем давление увеличится, впускной клапан *14* откроется, и топливо по каналу начнет поступать в область над поршнем. Одновременно топливо, находящееся под поршнем, нагнетается по каналу в топливопровод *10*, ведущий в фильтр тонкой очистки.

Для удаления воздуха из топливной системы и заполнения ее топливом перед пуском дизеля пользуются насосом ручной прокачки топлива (рукояткой *17* поршня *19*) при открытом вентиле фильтра тонкой очистки. После прокачивания топлива рукоятка насоса должна быть навернута на хвостовик крышки *16* до отказа – для предотвращения попадания воздуха в систему питания при работающем дизеле.

Топливный насос высокого давления (ТНВД) предназначен для подачи топлива через форсунки в камеры сгорания под высоким давлением (17...25 МПа). Топливо подается в определенный момент строго дозированными порциями, соответствующими нагрузке дизеля.

Секция топливного насоса представляет собой небольшой насос плунжерного (поршневого) типа (рис. 3.20), работающий следующим образом.

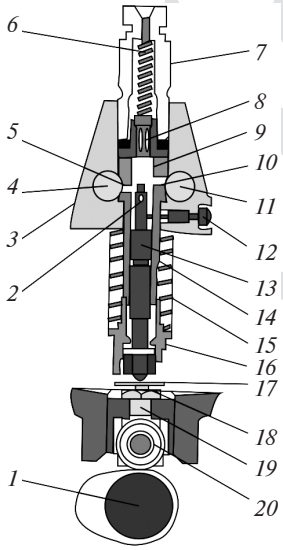


Рис. 3.20. Устройство секции рядного насоса 4УТНИ:
1 – кулачковый вал; *2* – кромка винтового среза (отсечная кромка); *3* – головка топливного насоса; *4*, *11* – продольные каналы в головке топливного насоса; *5* – перепускное отверстие; *6* – пружина нагнетательного клапана; *7* – штуцер; *8* – нагнетательный клапан; *9* – седло нагнетательного клапана; *10* – впускное отверстие; *12* – установочный винт; *13* – плунжер; *14* – гильза; *15* – пружина; *16* – тарелка плунжера; *17* – регулировочный болт; *18* – контргайка; *19* – толкатель; *20* – ролик толкателя

В результате возвратно-поступательного движения плунжера *13* в гильзе *14* осуществляются циклы всасывания и нагнетания топлива. Коленчатый вал посредством распределительных шестерен (см. рис. 3.14) приводит во вращение кулачковый вал *1*. При этом кулачок, набегая на ролик *20*, который катится по поверхности кулачка, перемещает вверх толкатель *19*. Вместе с толкателем поднимается плунжер *13*, прижатый к торцу регулировочного болта *17* пружиной *15*. Когда выступ кулачка выйдет из-под ролика, плунжер и толкатель под давлением пружины опустятся и займут первоначальное положение.

При движении плунжера вверх происходит ход нагнетания, при движении вниз – ход всасывания.

Впуск и начало нагнетания топлива. Когда плунжер движется вниз, топливо с момента открытия впускного отверстия *10* начинает поступать из канала *11* и заполняет полость над плунжером в гильзе. При движении плунжера вверх топливо в начальный период вытесняется из гильзы через впускное отверстие обратно в канал *11* головки. Когда верхняя кромка плунжера перекроет впускное отверстие, в надплунжерной полости гильзы начнет повышаться давление топлива. Под действием этого давления клапан *8* открывается, и топливо нагнетается по топливопроводу в форсунку.

Перепуск топлива. При дальнейшем движении плунжера отсечная кромка *2* откроет перепускное отверстие *5*, и топливо из надплунжерной полости через центральное вертикальное отверстие, радиальное отверстие, вертикальную канавку плунжера и перепускное отверстие *5* начнет перетекать в канал *4* головки. В результате уменьшения давления над плунжером пружина *6* и остаточное давление топлива прижмут нагнетательный клапан к седлу *9*, и клапан разъединит надплунжерную полость гильзы и топливопровод в период перепуска и всасывания топлива.

Вначале в седло входит цилиндрический поясок нагнетательного клапана *8*, называемый разгрузочным. Действуя как поршенек, разгрузочный поясок освобождает часть объема топливопровода высокого давления, в результате чего давление в нем резко снижается и форсунка прекращает подачу топлива в цилиндр дизеля.

В момент открытия отсечной кромкой плунжера перепускного отверстия заканчивается рабочий ход – нагнетание. Даль-

нейшее движение плунжера вверх происходит вхолостую, так как топливо перетекает через перепускное отверстие в канал головки *3*. Когда вершина кулачка вала *1* выйдет из-под ролика, пружина *15* начнет разжиматься и плунжер опускается, открывая впускное отверстие. После этого весь процесс повторяется.

Топливный насос объединен в один агрегат с всережимным центробежным регулятором и подкачивающим насосом.

Многоплунжерные насосы конструктивно сложны, трудоемки в изготовлении, имеют большие габариты и массу. Этих недостатков лишен распределительный одноплунжерный насос НД-21/4 (рис. 3.21), который является базовой моделью унифицированного ряда насосов для тракторных дизелей с числом цилиндров от одного до шести.

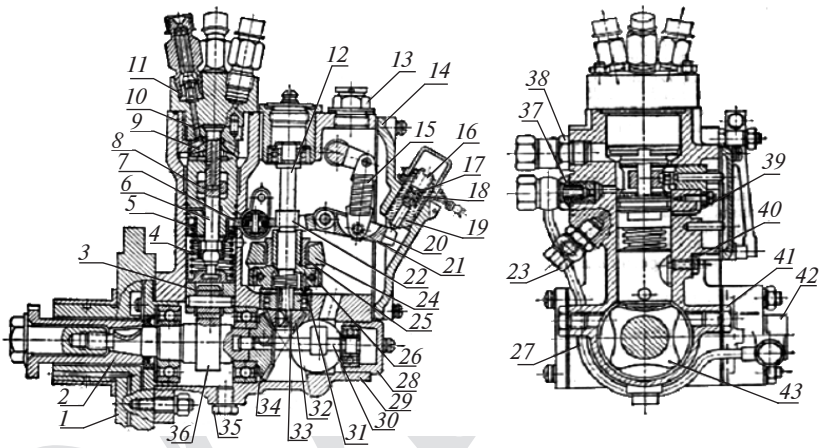


Рис. 3.21. Топливный насос НД-21/4:
1 – установочный фланец; *2* – втулка со шлицами; *3* – толкатель; *4* – зубчатая втулка; *5* – пружина; *6* – плунжер; *7* – промежуточная шестерня; *8* – дозатор; *9* – гильза; *10* – стяжная гайка; *11* – головка насоса; *12* – вал регулятора; *13* – сапун; *14* – крышка с корректором; *15* – пружина регулятора; *16* – винт; *17* – пружина корректора; *18* – корпус корректора; *19*, *31* – штифты; *20* – рычаг корректора; *21* – ось; *22* – шестерня на валу регулятора; *23* – штуцер для подвода масла; *24* – грузик; *25* – муфта; *26* – ступица грузиков; *27* – трубка для перепуска топлива; *28* – крышка с подшипником; *29* – корпус насоса; *30* – эксцентриковый валик; *32*, *34* – конические шестерни; *33* – пружина; *35*, *41* – пробки; *36* – кулачковый вал; *37* – штуцер отвода топлива; *38* – штуцер подвода топлива; *39*, *40* – фиксаторы толкателя; *42* – подкачивающая помпа; *43* – выступ кулачка

В алюминиевом корпусе *29* насоса сделаны полости для кулачкового механизма, секции высокого давления и регулятора. Кулачковый вал *36* получает вращение от распределительных шестерен дизеля. Кулачок вала имеет четыре выступа *43*. При набегании выступа кулачка на ролик толкателя *3* плунжер *6* движется в гильзе *9* вверх – происходит ход нагнетания. Когда выступ кулачка выходит из-под ролика толкателя, плунжер под действием пружины *5* движется вниз – происходит ход всасывания. За один оборот кулачкового вала плунжер совершает четыре двойных хода. Одновременно кулачковый вал через шестерни *34* и *32* вращает вертикальный вал *12* регулятора, а шестерня *22* на валу регулятора через промежуточную шестерню *7* и зубчатую втулку *4* поворачивает плунжер тоже на один оборот. Это дает возможность плунжеру распределять топливо по цилиндрам дизеля.

К одной из боковых стенок корпуса *29* крепится подкачивающий насос *42*, привод которого осуществляется от кулачкового вала через эксцентриковый валик *30*.

Секция топливного насоса (рис. 3.22) находится в вертикальной полости корпуса. Она состоит из головки *1*, соединенной гайкой *2* с гильзой *3*, плунжера *4*, дозатора *5*, зубчатой втулки *6*, пружины *8* и тарелок *7* и *9*. Головка *1* фиксируется на гильзе двумя штифтами *15*. В головке для каждого цилиндра дизеля установлен штуцер *14* с обратным *12* и нагнетательным *13* клапанами. После сборки детали секции насоса удерживаются монтажной чекой в отсечном отверстии Г. Чеку удаляют после закрепления секции в корпусе *29*.

Чтобы топливо не могло проникнуть в нижнюю полость насоса, а масло не попадало в его верхнюю полость, в канавки гильзы *3* введены два уплотнительных кольца *10*.

В плунжере *4* просверлены центральный канал Д, распределительное отверстие Е и отсечное отверстие Г. Гильза *3* имеет поперечное окно В, в котором размещаются дозатор *5*, впускные отверстия Б и распределительные каналы Ж.

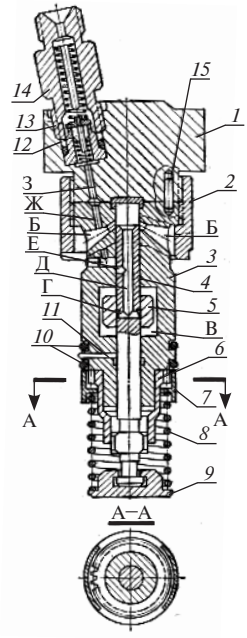


Рис. 3.22. Секция топливного насоса:
1 – головка; *2* – гайка; *3* – гильза; *4* – плунжер; *5* – дозатор; *6* – зубчатая втулка; *7*, *9* – тарелки; *8* – пружина; *10* – уплотнительные кольца; *11* – канал для подвода масла; *12* – обратный клапан; *13* – нагнетательный клапан; *14* – штуцер; *15* – штифт; Б – впускное отверстие; В – поперечное окно; Г – отсечное отверстие; Д – центральный канал; Е – распределительное отверстие; Ж – распределительный канал; З – канал

Когда плунжер движется вниз, топливо по впускным отверстиям Б поступает в надплунжерное пространство. Когда же плунжер идет вверх, топливо до момента перекрытия торцом плунжера отверстий Б вытесняется обратно в топливопровод низкого давления. Как только плунжер *4* перекроет отверстия Б, топливо по центральному каналу Д и распределительному отверстию Е в плунжере начинает подаваться в канал гильзы и далее через канал И в головке *1*, обратный *12* и нагнетательный *13* клапаны штуцера *14* в топливопровод высокого давления.

Подача топлива заканчивается в момент выхода отсечного отверстия Г из дозатора *5*.

Количество подаваемого топлива изменяют регулятором через систему рычагов, перемещая дозатор *5* в осевом направлении по плунжеру *4*. Перемещение дозатора вниз вызывает уменьшение подачи топлива, а вверх – увеличение. Выключение подачи топлива может быть осуществлено принудительно

или регулятором при достижении предельной частоты вращения дизеля. В обоих случаях система рычагов смещает дозатор в крайнее нижнее положение. При этом, когда плунжер перекроет впускные отверстия Б в гильзе, его отсечное отверстие Г выйдет из дозатора *5*, и топливо не будет подаваться к форсункам.

Разгрузка топливопровода высокого давления, а следовательно, быстрое прекращение форсункой подачи топлива в цилиндр дизеля обеспечиваются обратным *6* и нагнетательным *5* клапанами (рис. 3.23). Соприкасающиеся поверхности обоих клапанов плоские, полированные. Верхний конец обратного клапана крестообразный. В центре нагнетательного клапана расположен жиклер *4*. Седло *7* с верхним полированным торцом установлено в головке и закреплено в ней штуцером *1*, имеющим прокладку *8*. В седло свободно входит обратный клапан.

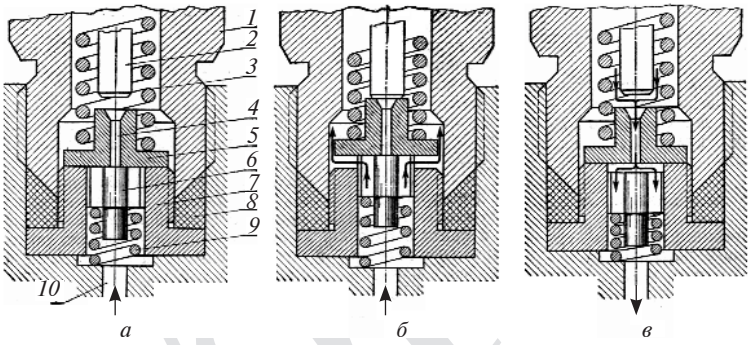


Рис. 3.23. Схема работы обратного и нагнетательного клапанов топливного насоса НД-21/4:
а – при отсутствии подачи топлива; *б* – во время подачи топлива; *в* – в момент отсечки подачи топлива; *1* – штуцер; *2* – ограничитель; *3*, *9* – пружины; *4* – жиклер нагнетательного клапана; *5* – нагнетательный клапан; *6* – обратный клапан; *7* – седло; *8* – прокладка; *10* – канал в головке

Когда подачи топлива нет (рис. 3.23, *а*), пружины *3* и *9* плотно прижимают клапаны *5* и *6* друг к другу, причем нагнетательный клапан закрывает отверстие седла, а обратный клапан – жиклер *4*.

Во время подачи топлива плунжером (рис. 3.23, *б*) оба клапана поднимаются на 0,5...0,6 мм, и топливо поступает в

топливопровод высокого давления. Чрезмерный подъем клапанов предотвращается ограничителем *2*.

В момент отсечки подачи топлива (рис. 3.23, *в*) оба клапана опускаются и занимают первоначальное положение, при котором нагнетательный клапан *5*, перекрывая отверстие седла, не дает топливу двигаться в канал головки *10*. Одновременно часть топлива по инерции проходит через жиклер и отжимает обратный клапан *6*, вследствие чего давление в топливопроводе резко падает.

Регулятор частоты вращения – всережимный, механический, изменяет подачу топлива в зависимости от нагрузки, поддерживая заданную водителем частоту вращения. Регулятор установлен на заднем торце топливного насоса, имеет корректор подачи топлива и автоматический обогатитель.

Регуляторы частоты вращения коленчатого вала двигателя устанавливаются на насосе высокого давления и приводятся в действие от кулачкового вала. Работа регулятора основана на использовании центробежных сил. Например, при заданном положении педали управления подачи топлива и возникновении дополнительного сопротивления движению (на подъеме) частота вращения коленчатого вала двигателя будет уменьшаться, а скорость трактора падать. Чтобы ее поддержать на заданном уровне, необходимо повысить крутящий момент двигателя. Это может быть достигнуто увеличением количества топлива, впрыскиваемого в цилиндры двигателя. Регулятор воспринимает снижение частоты вращения коленчатого вала и автоматически увеличивает подачу топлива насосом высокого давления, благодаря чему скорость трактора восстанавливается до заданного значения.

Аналогичным образом регулятор изменяет подачу топлива при уменьшении нагрузки на двигатель, только в этом случае управляющее воздействие регулятора сводится к уменьшению количества впрыскиваемого топлива. В результате при снижении нагрузки на двигатель происходит уменьшение скорости движения и доведение ее до заданного уровня. Таким образом, регулятор автоматически изменяет подачу топлива при изменении нагрузки на двигатель и обеспечивает установку любого выбранного скоростного режима при отклонениях от него в пределах 10...20 %.

Различают двухрежимные и всережимные регуляторы частоты вращения коленчатого вала. Двухрежимный регулятор (типа RQ) поддерживает определенную частоту вращения коленчатого вала на режимах минимальной и максимальной частоты вращения коленчатого вала. Всережимный регулятор (типа RSV) поддерживает необходимую частоту вращения на всех режимах работы двигателя. Всережимные регуляторы, устанавливаемые на небольших высокооборотистых двигателях, позволяют поддерживать частоту вращения коленчатого вала в пределах 6...10 % от заданной.

В топливных насосах применяют регуляторы с различными принципами работы: механические, пневматические, гидравлические и комбинированные. Для тракторных двигателей наиболее широко применяют механические центробежные регуляторы и реже – пневматические регуляторы.

Центробежный регулятор представляет собой систему, состоящую из вращающихся грузов, пружин и рычагов, связанных с рейкой топливного насоса высокого давления, управляющей цикловой подачей топлива.

В *двухрежимных регуляторах* (рис. 3.24) механизм регулятора связан с рейкой насоса высокого давления при помощи дифференциального рычага, соединенного также и с тягой педали акселератора, которой управляет водитель. Основными элементами двухрежимного центробежного регулятора являются большие *4* и малые *3* грузы.

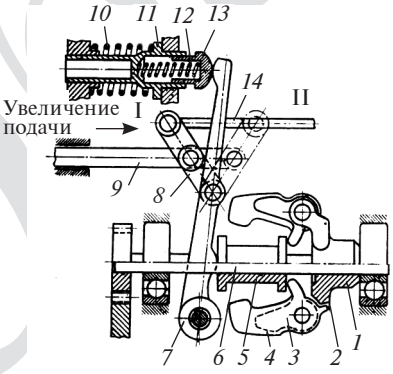


Рис. 3.24. Схема работы двухрежимного центробежного регулятора

Грузы свободно посажены на пальцы крестовины *1* и упираются лапками в скользящую муфту *5*, также свободно установленную на вращающемся валу *6* регулятора, связанном зубчатой передачей с валом топливного насоса. С противоположной стороны в скользящую муфту под действием слабой пружины *12*, помещенной в стакане *13* и втулке *11*, упирается основной (вильчатый) рычаг *7* регулятора. Этот рычаг соединен при помощи двуплечего рычага *8* с рейкой *9* топливного насоса высокого давления и тягой *14* педали акселератора. Сильная пружина *10*, установленная на втулке, упирается в неподвижную стенку корпуса регулятора. Грузы со слабой и сильной пружинами образуют две последовательно действующие системы регулирования, в которых используется общий рычажный механизм.

Массы грузов и затяжку слабой пружины подбирают так, чтобы действующие на муфту составляющие центробежной силы грузов и силы пружины оказались равными, т. е. чтобы система была в равновесии при минимальной частоте вращения коленчатого вала.

Педаль акселератора во время работы двигателя на холостом ходу с минимальной частотой вращения коленчатого вала полностью отпущена, и двуплечий рычаг находится в положении I. При самопроизвольном уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя центробежная сила грузов уменьшается, и пружина *12*, отклоняя вильчатый рычаг, перемещает рейку топливного насоса в сторону увеличения подачи топлива. В случае самопроизвольного повышения частоты вращения коленчатого вала двигателя центробежная сила грузов увеличивается, и муфта *5*, отклоняя вильчатый рычаг и сжимая при этом пружину *12*, перемещает рейку насоса в сторону уменьшения подачи топлива. Таким образом, одна система двухрежимного регулятора обеспечивает устойчивую работу дизеля при минимальной частоте вращения коленчатого вала на холостом ходу.

Массу грузов и затяжку сильной пружины подбирают так, чтобы равновесие системы обеспечивалось при максимальной частоте вращения коленчатого вала, допустимой для данного двигателя. Педаль акселератора при работе двигателя с мак-

симальной частотой вращения коленчатого вала полностью нажата, и двуплечий рычаг находится в положении II. При этом большие грузы регулятора раздвигаются до упоров *2* и не изменяют своего положения, сжимая слабую пружину вильчатым рычагом настолько, что стакан *13* вдвигается до упора в торец втулки *11*.

С дальнейшим увеличением частоты вращения коленчатого вала, которое может происходить при уменьшении нагрузки дизеля, центробежная сила грузов увеличивается и муфта *5*, отклоняя вильчатый рычаг и сжимая при этом пружину *10*, перемещает рейку насоса высокого давления в сторону уменьшения подачи топлива. Таким образом, вторая система двухрежимного регулятора ограничивает максимальную частоту вращения, не допуская его разноса, даже при его полной разгрузке.

Центробежный регулятор всережимного типа также представляет собой систему, состоящую из вращающихся грузов, пружины и основного рычага, связанного с рейкой топливного насоса высокого давления, управляющей цикловой подачей топлива (рис. 3.25). Особенность регулятора этого типа заключается в отсутствии непосредственной связи рейки топливного насоса с педалью акселератора.

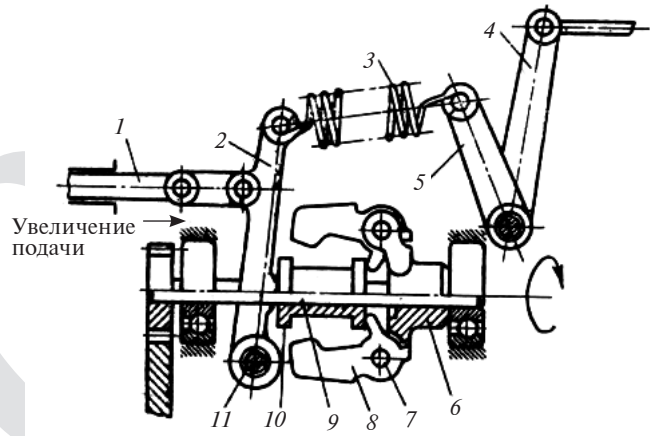


Рис. 3.25. Схема работы всережимного центробежного регулятора

На вращающемся валу *9* регулятора, который при помощи шестерен связан с кулачковым валом топливного насоса, закреплена крестовина *6*. В проушинах крестовины на пальцах *7* установлены качающиеся грузы *8* с лапками, которые упираются в подвижную муфту *10*, надетую на вал регулятора. С другой стороны в муфту упирается основной вильчатый рычаг *2*, установленный на оси *11* и соединенный с пружиной *3* и рейкой *1* топливного насоса высокого давления. Другой конец пружины соединен с рычагом *5*, жестко связанным общей осью с рычагом *4* управления регулятором, который размещен с наружной стороны корпуса регулятора.

Система находится в равновесии, когда составляющие центробежной силы вращающихся грузов и силы пружины, действующие на подвижную муфту, равны между собой. При повышении частоты вращения коленчатого вала двигателя и связанного с ним вала регулятора, происходящем при уменьшении нагрузки, центробежная сила грузов увеличивается, заставляя их раздвинуться и переместить подвижную муфту, вильчатый рычаг и связанную с ним рейку топливного насоса в сторону уменьшения подачи топлива. В случае понижения частоты вращения, происходящего при увеличении нагрузки дизеля, центробежная сила грузов уменьшается и пружина, воздействуя на вильчатый рычаг, перемещает рейку топливного насоса в сторону увеличения подачи топлива. Частоту вращения изменяют натяжением пружины, связанной с рычагом управления регулятором, причем для повышения частоты вращения коленчатого вала необходимо увеличить натяжение пружины.

Воздухоочиститель, обеспечивая высокое качество очистки, должен вместе с тем обладать возможно меньшим сопротивлением движению воздуха, чтобы не снижать наполнение цилиндров.

По способу очистки воздухоочистители разделяют на три основные группы: инерционные, фильтрующие и комбинированные. Последние, в которых сочетаются инерционные и фильтрующие способы очистки, отличает качественная работа, поэтому они получили наибольшее распространение.

Воздухоочистители некоторых двигателей снабжены специальными приспособлениями для глушения шума, возникающего при всасывании воздуха.

На многие дизели устанавливают комбинированные воздухоочистители, использующие сухую и мокрую инерционные и мокрую фильтрующую очистки. Такой воздухоочиститель работает следующим образом. В результате разрежения, возникающего при такте впуска в цилиндрах дизеля, воздух из атмосферы засасывается в сухой инерционный очиститель через сетку *12* и, проходя между лопастями завихрителя *3*, получает вращательное движение (рис. 3.26). Под действием центробежной силы тяжелые частицы пыли отлетают к стенкам колпака *9* и через щели *10* выбрасываются наружу. В таком очистителе задерживается до 60 % массы пыли, поступившей с воздухом. Воздух, продолжая двигаться по спирали, перемещается с большой скоростью вниз. Выходя из трубы *5*, воздух ударяется о масло, находящееся в чашке *18* съемного поддона *17*. Вращательное движение воздуха в чашке и резкое изменение его направления способствуют выделению из воздуха пыли, которая остается в масле, а затем оседает на дно чашки и поддона. Так осуществляется мокрая инерционная очистка воздуха.

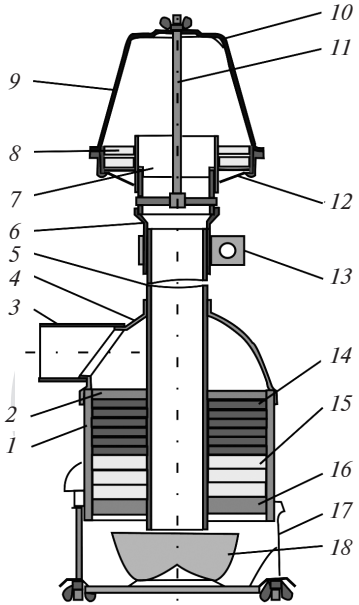


Рис. 3.26. Фильтр очистки воздуха дизеля Д-243:
1 – корпус; *2* – обойма опорная; *3* – патрубок боковой; *4* – головка; *5* – центральная труба; *6* – патрубок; *7* – распределитель; *8* – завихритель; *9* – колпак; *10* – щели; *11* – шпилька; *12* – сетка; *13* – хомут; *14*, *15* – фильтрующие элементы; *16* – обойма замковая; *17* – поддон; *18* – чашка

Затем воздух, захватив частицы распыленного им масла, проходит через мокрый фильтрующий очиститель, состоящий из двух шайбообразных элементов *14* и *15*, спрессованных из капроновой нити, и теряет там оставшиеся частицы пыли. Постепенно частицы масла укрупняются и стекают вместе с пылью в поддон. Очищенный воздух по патрубку *3* поступает в цилиндры двигателя.

Форсунка предназначена для впрыска топлива в камеру сгорания дизеля.

Совершенство смесеобразования в дизельном двигателе определяется устройством камеры сгорания, характером движения воздуха при впуске и качеством подачи топлива в цилиндры двигателя.

В зависимости от конструкции камеры сгорания дизельные двигатели могут быть выполнены с неразделенными (полуразделенными) камерами сгорания и с разделенными камерами вихревого и предкамерного типов.

Неразделенные камеры сгорания представляют собой единый объем, ограниченный днищем поршня и внутренней поверхностью головки цилиндров (рис. 3.27). В этот объем через форсунку впрыскивается топливо в виде одной или нескольких струй, и в нем происходят процессы смесеобразования и сгорания.

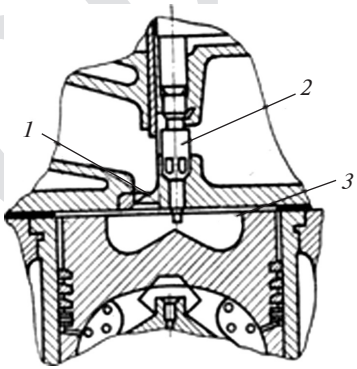


Рис. 3.27. Неразделенная камера сгорания:
1 – выпускной клапан; *2* – форсунка;
3 – камера сгорания в днище поршня

Для повышения качества смесеобразования в двигателях с неразделенными камерами сгорания воздух в цилиндры подводится через впускные каналы, имеющие тангенциальное расположение относительно камер сгорания (рис. 3.28). Этим достигается дополнительное завихрение воздуха в процессе впуска. Оно сохраняется также и при сжатии воздуха, благодаря чему после впрыска топлива происходит его быстрое перемешивание с воздухом.

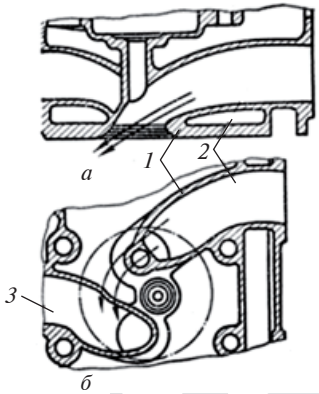


Рис. 3.28. Устройство впускного канала тангенциальной формы:
а – продольный разрез головки по оси канала; *б* – поперечный разрез головки; *1* – головка; *2* – впускной канал; *3* – выпускной канал

Равномерное распределение топлива при впрыске по всему объему камеры сгорания достигается применением форсунок с несколькими отверстиями в распылителе. Число и диаметр отверстий распылителя подбирают из соображений наиболее полного использования воздушного заряда в цилиндре двигателя.

Дизельные двигатели с полуразделенными камерами сгорания обладают рядом преимуществ, обусловленных конструкцией камеры сгорания. Прежде всего, это малые потери тепла при сгорании топлива, так как камера сгорания расположена в днище поршня и в меньшей степени охлаждается жидкостью системы охлаждения. Впрыск топлива осуществляется непосредственно в камеру сгорания, это улучшает пусковые свойства двигателя и повышает его топливную экономичность. Небольшие объемы полуразделенных камер сгорания позволяют

также повысить степень сжатия двигателя и ускорить протекание рабочих процессов, что влияет на его быстроходность.

Недостатком дизельных двигателей с полуразделенными камерами сгорания является повышенная жесткость работы. Она проявляется в виде стуков и объясняется более резким нарастанием давления в цилиндре двигателя после воспламенения рабочей смеси. Для уменьшения жесткости работы в двигатели вносят конструктивные усовершенствования, а также применяют высококачественные дизельные топлива.

В дизельных двигателях используются также камеры сгорания вихревого и предкамерного типов. Особенностью конструкции этих камер сгорания является то, что они разделены на две части. Одна часть – основная – располагается над поршнем, а другая находится в головке цилиндров. Топливо впрыскивается в меньшую часть камеры, которая выполнена в головке цилиндров. Частично воспламеняясь там, топливо под действием возросшего давления попадает в основную камеру, где и сгорает окончательно.

Камера сгорания вихревого типа чаще всего по форме напоминает сферическое тело, выполненное из двух полусфер (рис. 3.29). Нижняя полусфера *2* соединяется винтовым каналом с надпоршневым пространством основной камеры, причем канал направлен тангенциально по отношению к днищу поршня. Направление канала и форма вихревой камеры обеспечивают завихрение потока воздуха при такте сжатия.

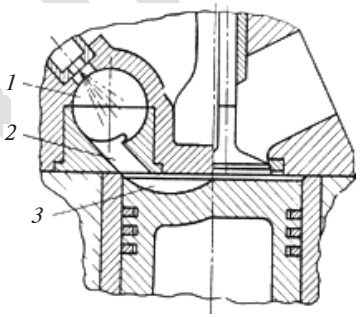


Рис 3.29. Камера сгорания вихревого типа:
1 – вихревая камера; *2* – нижняя полусфера с горловиной;
3 – основная камера в днище

Впрыскиваемое в конце такта сжатия топливо перемешивается с воздухом, образует рабочую смесь и частично сгорает. Несгоревшая рабочая смесь перетекает под действием образовавшегося избыточного давления в основную камеру, смешивается с дополнительным воздухом и интенсивно сгорает.

Нижняя полусфера при работе двигателя нагревается до 700 °С. Это способствует снижению периода задержки воспламенения топлива, так как окислительные реакции протекают при указанной температуре значительно быстрее. Вследствие изменения характера воспламенения топлива дизельный двигатель с вихревой камерой работает более мягко.

Для обеспечения надежного пуска холодного дизельного двигателя с вихревой камерой применяют свечи накаливания. Такая свеча устанавливается в вихревой камере и включается перед началом пуска двигателя. Металлическая спираль свечи накаливается электрическим током и разогревает воздух в вихревой камере. В момент пуска частицы топлива попадают на спираль и легко воспламеняются в среде разогретого воздуха, обеспечивая легкий пуск.

В двигателях с вихревыми камерами образование смеси осуществляется в результате сильного завихрения потоков воздуха, поэтому отпадает необходимость в очень тонком распыливании топлива и распределении его по всему объему камеры сгорания.

Принципиальное устройство и работа камеры сгорания предкамерного типа аналогичны устройству и работе камеры сгорания вихревого типа. Отличием является конструкция предкамеры, имеющей цилиндрическую форму и соединенной прямым каналом с основной камерой в днище поршня. Вследствие частичного воспламенения топлива в момент впрыска в предкамере создаются высокие температура и давление, способствующие более эффективному смесеобразованию и сгоранию в основной камере.

Дизельные двигатели с разделенными камерами сгорания работают мягко. Из-за усиленного движения в них воздуха обеспечивается высококачественное смесеобразование. Это позволяет осуществлять впрыск топлива с меньшим давлением. Однако у таких двигателей тепловые и газодинамические

потери несколько больше, чем у двигателей с неразделенной камерой сгорания, и коэффициент полезного действия ниже.

На дизелях (например, Д-245) устанавливаются форсунки закрытого типа (рис. 3.30) с распылителем и гидравлически управляемой иглой. *Закрытой* форсунка называется из-за того, что в период между впрысками топлива в цилиндр двигателя игла, закрывая выходной канал распылителя, разобщает внутреннюю полость форсунки и цилиндр. Форсунки устанавливаются в специальные латунные стаканы, размещенные в головке цилиндров. Стык стакана и форсунки уплотняется медной прокладкой. Каждую форсунку закрепляют специальной скобой.

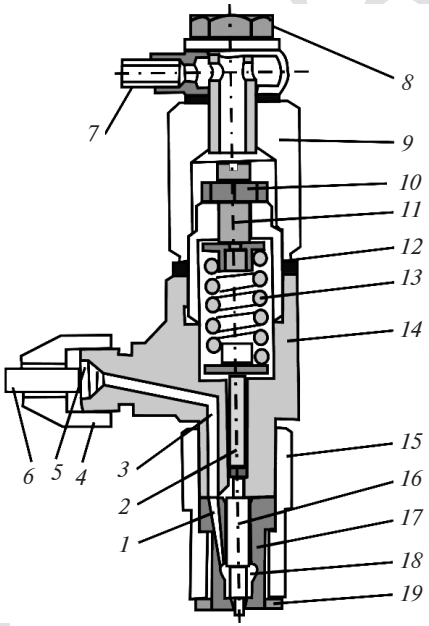


Рис. 3.30. Форсунка закрытого типа:
1 – канал в распылители; *2* – штанга; *3* – канал в корпусе форсунки; *4* – накидная гайка; *5* – наконечник топливопровода; *6* – топливопровод высокого давления; *7* – сливная трубка; *8* – полый болт; *9* – колпак; *10* – контргайка; *11* – регулировочный винт; *12* – гайка; *13* – пружина; *14* – корпус форсунки; *15* – гайка крепления распылителя; *16* – игла распылителя; *17* – распылитель; *18* – полость в распылителе; *19* – прокладка

Топливо из насоса высокого давления поступает по топливопроводу через штуцер, каналы *1* и *3* в кольцевую полость распылителя *18*. Как только давление топлива на коническую поверхность иглы распылителя *16* станет больше усилия пружины *13*, игла поднимется и откроет доступ топливу в камеру сгорания через узкую кольцевую щель между выходным отверстием распылителя *17* и штифтом иглы. Проходя под большим давлением через щель, топливо распыляется на мелкие частицы, которые приобретают форму конуса.

Как только насос прекратит подачу топлива, давление в кольцевой полости распылителя уменьшится, и игла распылителя (под действием пружины) займет свое первоначальное положение.

Турбокомпрессор. Эффективным средством повышения мощностных и динамических показателей двигателей является наддув, т. е. подача заряда смеси (воздуха) в цилиндр под давлением. Наиболее распространен наддув при помощи турбокомпрессора, позволяющий использовать энергию отработавших газов, что улучшает экономичность двигателей. Такой наддув применяют на дизелях Д-260.1, Д-260.2, Д-260.4S3A, TCD-2013L06 4V.

Турбокомпрессор состоит из радиальной газовой турбины *7* и центробежного нагнетателя (компрессора) *5* (рис. 3.31). Рабочее колесо *3* турбины закреплено на одном валу с рабочим колесом *6* компрессора *5*.

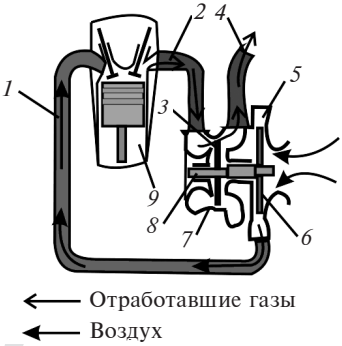


Рис. 3.31. Турбокомпрессор дизеля:
1 – трубопровод впускной; *2*, *4* – трубопроводы отработавших газов; *3* – рабочее колесо газовой турбины; *5* – компрессор; *6* – рабочее колесо компрессора; *7* – газовая турбина; *8* – вал; *9* – цилиндр дизеля

Работает турбокомпрессор следующим образом. Отработавшие газы, пройдя по выпускному трубопроводу *2*, попадают на лопатки рабочего колеса турбины и вращают его с большой частотой (130...150 тыс. мин$^{-1}$). Затем по трубопроводу *4* газы отводятся в атмосферу. При вращении колеса турбины вращается рабочее колесо компрессора, которое засасывает воздух из атмосферы через воздухоочиститель и под избыточным давлением 0,04...0,05 МПа нагнетает его по впускному трубопроводу *1* в цилиндр *9* дизеля.

При наддуве масса поступающего воздуха будет больше, чем без наддува, поэтому в цилиндр можно подавать и в нем сжигать большее количество топлива. Это дает возможность повысить эффективную мощность дизеля на 20...25 %. Однако наддув увеличивает механическую и тепловую нагрузку деталей кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов.

Система удаления отработавших газов. Установлено, что сильный шум вызывает перегрузку слухового аппарата человека, утомление, понижает внимание, а это может стать причиной несчастного случая.

Государственным стандартом установлен предельный уровень шума на рабочем месте тракториста (85 дБ). Чтобы уровень шума не превышал этой величины, принимают различные меры: повышают точность изготовления деталей, подбирают материал для деталей с незначительными упругими колебаниями, в кабинах трактора укладывают противошумные прослойки и т. д.

Источником шума у трактора в значительной степени являются отработавшие газы, выходящие из цилиндров двигателя с повышенными давлением и скоростью. Если такой газ выпустить непосредственно в атмосферу, то он, быстро расширяясь, вызовет сильный шум. Поэтому отработавшие газы, прежде чем выпустить в атмосферу, пропускают через специальное устройство – **глушитель**, действие которого основано на уменьшении скорости и давления газов.

Существует большое число типов глушителей, построенных на разных принципах и имеющих различную конструкцию. Рассмотрим наиболее распространенные типы (рис. 3.32).

Глушитель представляет собой резонансную металлическую камеру, внутри которой проходит труба. На части трубы, входящей внутрь камеры, сделаны круглые отверстия для выхода отработавших газов.

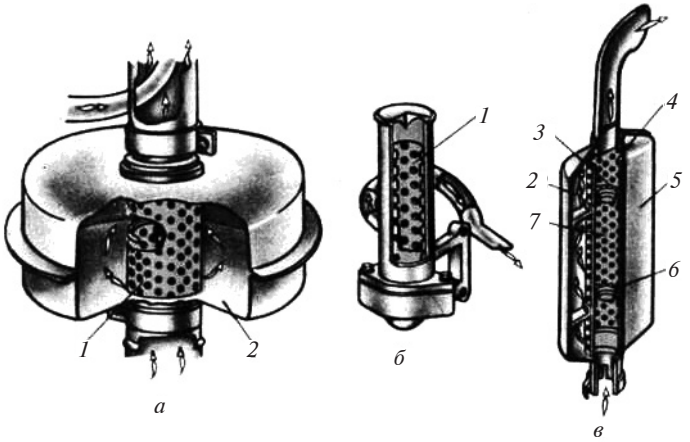


Рис. 3.32. Схемы глушителей:
а, *б* – глушители; *в* – глушитель-искрогаситель; *1*, *4* – трубы; *2* – резонансная камера; *3*, *6* – крыльчатки; *5* – корпус; *7* – расширительная камера

Действие глушителя основано на том, что колебания газового потока, проходящего по трубе, накладываются на колебания газов, вышедших из трубы в резонансную камеру. Размеры камеры выбраны так, чтобы колебания взаимно поглощались (происходит глушение шума), а затем газы с небольшим шумом выходят в атмосферу.

При уборке хлебов в жаркое сухое время года или на других работах, где несгоревшие частицы топлива, вылетающие с выпускными газами, могут вызвать пожар, на конец выпускной трубы трактора устанавливают **искрогасители**, препятствующие выбросу искр. На большинстве тракторов искрогасители объединяют в одном агрегате с глушителем, как это показано на рисунке 3.32, *в*.

Глушитель-искрогаситель состоит из корпуса, внутри которого вставлена труба с отверстиями для прохождения отработавших газов. Внутренняя часть корпуса разделена на

две камеры – расширительную и резонансную. Внутри трубы установлены крыльчатки.

Принцип действия глушителя-искрогасителя аналогичен описанному выше. Гашение вылетающих из цилиндров искр осуществляется следующим образом. Отработавшие газы, проходя через лопатки крыльчаток, завихряются. Искры, которые они несут с собой, перемещаясь по внутренней поверхности трубы, истираются и гаснут, не выходя наружу из глушителя.

Современные системы питания дизельных двигателей. Традиционные системы топливоподачи обладают существенным недостатком – давление впрыска в них зависит от частоты вращения дизеля и его нагрузочного режима. Так, при малой нагрузке давление подачи топлива снижается, в результате чего топливо плохо распыляется, образуя в камере сгорания крупные капли, оседающие на ее внутренних поверхностях. Как следствие, КПД сгорания снижается, а токсичность отработавших газов повышается.

В конце XX в. были законодательно ужесточены требования к экологическим показателям дизельных двигателей, что вызвало необходимость усовершенствования систем подачи топлива посредством оптимизации процесса горения воздушно-топливной смеси. В результате были разработаны два абсолютно новых вида систем питания дизельных двигателей с увеличенным давлением впрыска и электронным управлением процессом подачи топлива. В первой системе плунжерный насос и форсунку соединили в один общий узел – насос-форсунку. **Насос-форсунки** устанавливают непосредственно в головку блока дизеля для каждого цилиндра отдельно. Насос-форсунка приводится в действие с помощью толкателя посредством кулачка распредвала. Каналы подачи и слива горючего выполнены в виде магистралей в головке блока, за счет чего насос-форсунка может развивать давление до 220 МПа. Дозировку сжатого топлива и управление углом опережения впрыска горючего выполняет электронный блок управления (ЭБУ), подающий сигналы на запорные пьезоэлектрические или электромагнитные клапаны насос-форсунки.

Насос-форсунка функционирует в многоимпульсном режиме – 2...4 впрыска за один цикл, что дает возможность осу-

ществить предварительный впрыск топлива перед основным, подавая в цилиндр изначально лишь малую порцию горючего. Это способствует снижению токсичности отработавших газов, а также смягчает работу двигателя. Недостатком насос-форсунок является все та же зависимость давления впрыска от оборотов мотора, а также высокая стоимость такой технологии.

Во второй системе питания (так называемая система **Common Rail**) ТНВД работает на общую топливную магистраль, из которой горючее подается на пьезоэлектрические или электромагнитные форсунки, впрыскиваясь лишь по команде ЭБУ. Впрыск горючего в камеру сгорания под высоким давлением осуществляется независимо от оборотов двигателя и нагрузки.

Система Common Rail применяется серийно в дизельных двигателях с 1997 г. Важнейшим ее отличием от классической системы является отделение узла, создающего давление, от узла впрыска топлива. Используемый ТНВД нужен только для нагнетания высокого давления в магистрали подачи горючего, при этом он не осуществляет дозирование цикловой подачи топлива и регулировку момента впрыска.

Основу системы Common Rail составляет резервуар – аккумулятор высокого давления, или топливная рампа (рис. 3.33). Давление впрыска не зависит от количества впрыскиваемого топлива и частоты вращения коленчатого вала двигателя. Запас топлива под давлением находится в аккумуляторе и готов к впрыску.

Блок управления, изменяя производительность ТНВД, постоянно поддерживает в топливной рампе давление порядка 180...250 МПа, независимо от режима работы мотора и последовательности впрыска по рабочим цилиндрам. Процессом открытия или закрытия форсунок непосредственно управляет ЭБУ, рассчитывающий оптимальную длительность и момент для впрыска на основании данных, поступающих от системы датчиков.

Применяемые форсунки могут быть электромагнитными или пьезоэлектрическими. Важнейшие достоинства пьезоэлектрических форсунок – высокая скорость срабатывания и большая точность дозировки топлива. Эти форсунки также функционируют в многоимпульсном режиме, осуществляя 2...7 впрысков горючего в ходе одного рабочего цикла.

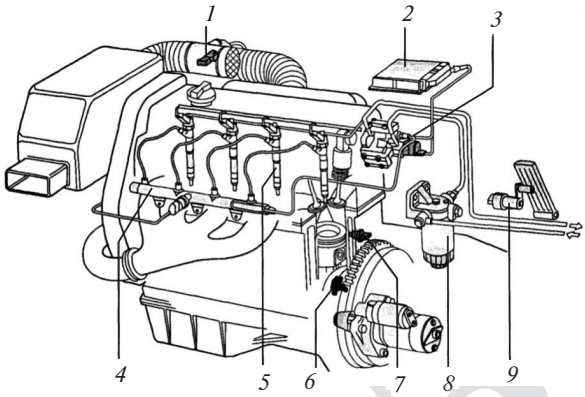


Рис. 3.33. Схема расположения элементов системы впрыска Common Rail на дизельном четырехцилиндровом двигателе:
1 – измеритель расхода воздуха; *2* – ECU; *3* – ТНВД; *4* – аккумулятор высокого давления; *5* – топливные форсунки; *6* – датчик частоты вращения коленчатого вала; *7* – датчик температуры охлаждающей жидкости; *8* – топливный фильтр; *9* – датчик положения педали акселератора

На основании сигналов, поступающих от датчиков, блок управления двигателем определяет необходимое количество топлива, которое топливный насос высокого давления подает через клапан дозирования топлива. Насос накачивает топливо в топливную рампу. Там оно находится под определенным давлением, обеспечиваемым регулятором давления топлива.

В нужный момент блок управления двигателем дает команду соответствующим форсункам на начало впрыска и обеспечивает определенную продолжительность открытия клапана форсунки.

С целью повышения эффективной работы двигателя в системе Common Rail реализуется многократный впрыск топлива в течение одного цикла работы двигателя. Различают предварительный впрыск, основной впрыск и дополнительный впрыск.

Предварительный впрыск небольшого количества топлива производится перед основным впрыском для повышения температуры и давления в камере сгорания, чем достигается ускорение самовоспламенения основного заряда, снижение шума и токсичности отработавших газов. В зависимости от режима

работы двигателя производится два предварительных впрыска (на холостом ходу) или один предварительный впрыск (при повышении нагрузки). При полной нагрузке предварительный впрыск не производится.

Основной впрыск обеспечивает работу двигателя.

Дополнительный впрыск производится для повышения температуры отработавших газов и сгорания частиц сажи в сажевом фильтре (регенерация сажевого фильтра).

После принятия требований по экологичности Евро-3 и Евро-4 в системы отвода отработавших газов дизельных двигателей стали устанавливать каталитические нейтрализаторы и сажевые фильтры.

Техническое обслуживание системы питания двигателя. В ходе ТО-1 необходимо:

- *п*роверить исправность механизма управления подачей топлива и работу двигателя, уровень масла в воздушном фильтре;
- смазать коромысло тяг управления подачи топлива.

В ходе ТО-2 необходимо:

- *п*роверить крепление топливного насоса и состояние муфты привода топливного насоса;
- проверить работу двигателя и при необходимости снять форсунки с двигателя, проверить их работу на приборе и отрегулировать;
- отрегулировать минимальную частоту вращения коленчатого вала в режиме холостого хода двигателя (через одно ТО-2);

Кроме того, два раза в год следует снимать топливный насос высокого давления и форсунки, проверять, регулировать их на стендах, менять масло в картере насоса высокого давления и регулятора частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Для определения загрязнения топливного фильтра следует ослабить болты для выпуска воздуха и сделать несколько качков ручным насосом. При этом топливо должно выбрасываться через отверстия болтов в виде сильной струи. Если струя слабая, необходимо разобрать и промыть фильтр.

Для очистки фильтра нужно вывернуть болты для удаления воздуха, болты крепления фильтра, снять корпус и вынуть фильтрующие элементы. Вылить остатки топлива из корпуса и

промыть его в дизельном топливе. Мягкой (не металлической) щеткой очистить снаружи фильтрующий элемент в дизельном топливе или керосине. При установке на место корпуса фильтра необходимо следить за правильным прилеганием уплотнения.

Для удаления воздуха из топливной системы при работающем двигателе следует слегка вывернуть болт в крышке фильтра очистки топлива. Появление пузырьков под болтом свидетельствует о наличии воздуха в системе. Когда струя выходящего топлива будет прозрачной, болт фильтра необходимо плотно завернуть. После этого проделать такую же операцию с пробками топливных каналов ТНВД.

Воздух при неработающем двигателе удаляют в такой же последовательности, создавая давление в топливной системе насосом ручной подкачки или специальным приспособлением.

Исправность топливоподкачивающего насоса проверяют при работающем двигателе. При частоте вращения коленчатого вала двигателя (Д-243) 1200 мин$^{-1}$ следует отсоединить сливной трубопровод и поставить под него посуду для слива. В течение 1 мин должно вытечь 1,2...1,5 л топлива. При меньшем вытекании топлива неисправен топливоподкачивающий насос. Насос ремонтируют в мастерской.

Для проверки неисправной форсунки необходимо слегка ослабить накидную гайку у штуцера проверяемой форсунки так, чтобы в нее не поступало топливо, после чего при выключенной форсунке наблюдать за качеством отработавших газов и прислушиваться к работе двигателя. Если после выключения форсунки частота вращения коленчатого вала двигателя не меняется, а дымность выпускных газов уменьшилась, значит, отключена неисправная форсунка.

В форсунке также проверяют герметичность, давление начала впрыска и качество распыления топлива. Проверку выполняют на приборе КП-1609А. Герметичность форсунки оценивают по продолжительности снижения давления.

Для проверки приготовляют смесь дизельного топлива и масла вязкостью около 10 сСт и заливают в бачок. Прокачивая прибор, медленно завертывают регулировочный болт, ослабив контргайку, и устанавливают давление начала впрыска, равное 4 МПа, а затем секундомером определяют продолжитель-

ность снижения давления от 3,8 до 3 МПа. Время снижения давления должно быть не менее 8 с. Каждую форсунку регулируют на давление подъема иглы, равное 2,2 МПа. Сжатие пружины регулируется при помощи болта. Правильность регулировки проверяют по манометру, создавая давление рычагом. Качество распыливания проверяется по туманообразному равномерному конусу струи выбрызгиваемого топлива. Начало и конец впрыска должны быть четкими, распылитель – не иметь подтеканий. Впрыск должен сопровождаться характерным резким звуком. В случае закоксовывания отверстий форсунки ее разбирают, промывают бензином, а сопла прочищают стальной проволокой. Перед сборкой протирают и слегка смазывают детали дизельным топливом. При подтекании распылителя или заедании иглы распылитель заменяют.

При появлении перебоев в работе двигателя, его неравномерной работе для выяснения причины неисправности после проверки форсунок проверить исправность секций насоса высокого давления. Для этого поочередно отсоединяют от форсунок нагнетательные трубки и дают поработать двигателю на максимальной частоте вращения коленчатого вала (до 2100 мин$^{-1}$).

При исправной секции из соединительной трубки периодически появляется струя топлива; отсутствие струи укажет на неисправность секции насоса, который в этом случае необходимо сдать в ремонт.

Основные неисправности системы питания. Наиболее распространены следующие неисправности: двигатель не запускается, не развивает полной мощности и дымит, работает неравномерно или стучит.

Двигатель может не запускаться по следующим причинам: отсутствие топлива в баках; наличие воздуха в топливной системе; засорение трубопроводов или заборника в баке; замерзание воды в трубопроводах или на сетке заборника; загустение топлива при низких температурах; засорение фильтрующих элементов топливных фильтров; не работает топливный насос низкого давления; затрудненное перемещение рейки топливного насоса высокого давления из-за загустения смазки.

Неисправность устраняется по выявлению причины – следует заполнить топливные баки топливом и прокачать си-

стему, устранить негерметичность и удалить воздух, промыть заборник, продуть трубопроводы, отогреть замерзшие трубопроводы и фильтры ветошью, смоченной в горячей воде, заменить засорившиеся фильтрующие элементы, отремонтировать топливный насос низкого давления, прогреть насос высокого давления теплым воздухом или паром.

Если двигатель не развивает полной мощности и дымит, причинами могут быть засорение воздушного фильтра, наличие воздуха в топливной системе, нарушение регулировки угла подачи топлива, засорение форсунок или нарушение их регулировки, неисправность насоса низкого давления или насоса высокого давления.

Эти причины устраняются после очистки воздушного фильтра, прокачки и удаления воздуха из системы, регулировки муфты опережения впрыска, замены или ремонта насосов низкого и высокого давления.

Причинами неравномерной работы двигателя могут быть потеря работоспособности отдельными форсунками (отключение такой форсунки путем ослабления накидной гайки топливопровода не отражается на работе двигателя), неисправности топливного насоса высокого давления или регулятора. Неисправные форсунки следует заменить, а неисправный насос отправить на проверку и регулировку на специальном стенде или в ремонт.

Стуки в двигателе могут возникать из-за ранней или повышенной подачи топлива, а также из-за выхода из зацепления фиксатора рейки. Следует отрегулировать угол начала подачи топлива или заменить рейку топливного насоса высокого давления.

3.4. Система смазки

Система смазки предназначена для подачи масла к трущимся деталям, частичного их охлаждения и удаления продуктов износа.

Принято различать трение скольжение и трение качения. Возможно сухое трение скольжения, возникающее между несмазанными трущимися поверхностями, и жидкостное, когда движущиеся поверхности разделены слоем смазочного вещества. Переход от жидкостного трения к сухому происходит не

сразу. Между ними различают еще два промежуточных вида трения: полужидкостное и граничное.

В системе смазки тракторов применяются масла, получаемые главным образом путем переработки нефти.

Так, например, согласно ГОСТ 17479.1-85 маркировка масел включает следующие знаки:

– буква М (моторное);

– одно или два разделенных дробью числа, указывающие класс или классы вязкости (для всесезонных масел). Для всесезонных масел цифра в числителе характеризует зимний класс, а в знаменателе – летний; буква «з» указывает на то, что масло загущенное, т. е. содержит загущающую (вязкостную) присадку;

– одна или две буквы (от А до Е), обозначающие уровень эксплуатационных свойств и область применения данного масла. Универсальные масла обозначают буквой без индекса или двумя разными буквами с разными индексами. Индекс 1 присваивают маслам для бензиновых двигателей, индекс 2 – дизельным маслам.

Например, марка М-6з/10В указывает, что это моторное масло всесезонное, универсальное для среднефорсированных дизелей (группа В). М-4з/8-В2Г1 – моторное масло всесезонное, универсальное для среднефорсированных дизелей (группа В2).

Масло может подводиться к трущимся поверхностям деталей несколькими способами: разбрызгиванием, самотеком и под давлением.

В зависимости от способа подвода различают два типа систем смазки:

– разбрызгиванием;

– комбинированная.

У большинства двигателей внутреннего сгорания системы смазки комбинированные – под давлением смазываются все наиболее нагруженные детали кривошипно-шатунного и распределительного механизмов (коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, подшипники распределительного вала, распределительные шестерни). Остальные детали смазываются разбрызгиванием масла, выдавливаемого из зазоров в шатунных подшипниках.

Система смазки разбрызгиванием используется в пусковом двигателе П-46.

Исправная работа системы смазки и хорошее качество масла имеют большое значение для безотказной и длительной работы двигателя без ремонта.

При недостаточной смазке двигатель перегревается, заклиниваются поршни в цилиндрах, выплавляются подшипники.

При чрезмерно обильной смазке масло проникает в камеры сгорания, где сгорает, и в результате на днищах поршней, на стенках камер сгорания и клапанах отлагается нагар.

Система смазки состоит из поддона картера *5*, масляного насоса *6*, маслоприемника с сетчатым фильтром *8*, масляного фильтра *3*, главной масляной магистрали *2*, каналов подачи масла к подшипникам коленчатого вала *4*, просверленных в блоке цилиндров, канала подачи масла к газораспределительному механизму *1*, датчика указателя давления *10* и датчика лампы аварийного давления *11* (рис. 3.34).

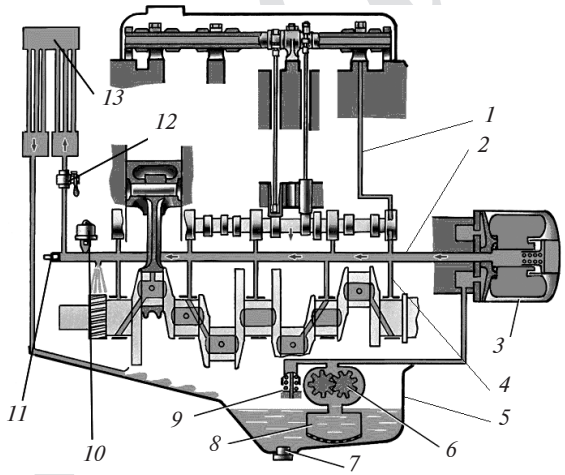


Рис. 3.34. Система смазки двигателя:
1 – канал подачи масла к газораспределительному механизму; *2* – главная масляная магистраль; *3* – масляный фильтр; *4* – канал подачи масла к подшипникам коленчатого вала; *5* – поддон картера двигателя; *6* – масляный насос; *7* – пробка для слива масла; *8* – маслоприемник с сетчатым фильтром; *9* – редукционный клапан; *10* – датчик указателя давления; *11* – датчик лампы аварийного давления; *12* – кран масляного радиатора; *13* – масляный радиатор

В системе смазки двигателя (Д-243) предусмотрены три автоматически работающих клапана:

– редукционный масляного насоса, предназначенный для перепускания масла из нагнетательной полости насоса в поддон картера при его повышенной вязкости (например, при пуске холодного двигателя). Клапан отрегулирован на давление 0,7...0,8 МПа;

– предохранительный – перепускает масло в главную масляную магистраль мимо масляного фильтра при его сильном загрязнении. Клапан отрегулирован на давление 0,30...0,45 МПа;

– сливной – перепускает масло в поддон, если давление в главной масляной магистрали выше 0,25...0,45 МПа.

Поддон картера является резервуаром для хранения масла. При заливке масла через маслозаливную горловину (установлен сетчатый фильтр) оно проходит по пустотам внутри двигателя и опускается в поддон картера. Уровень имеющегося в поддоне масла определяется масляным щупом через отверстие в картере двигателя.

Масляный насос под давлением подает масло через фильтр и каналы к трущимся деталям кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов. Насос состоит из двух шестерен и приводится в действие от коленчатого вала двигателя (рис. 3.35). При вращении шестерен зубья захватывают масло и нагнетают его в главную масляную магистраль. Насос обеспечивает давление масла в системе 0,25...0,45 МПа. Допускается кратковременное минимальное давление не ниже 0,08 МПа.

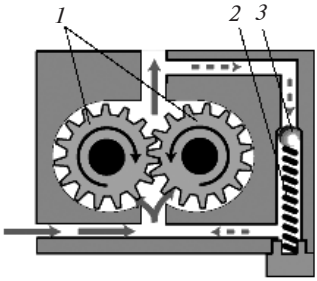


Рис. 3.35. Схема работы масляного насоса:
1 – шестерни масляного насоса; *2* – пружина клапана; *3* – редукционный клапан

Масляный фильтр служит для очистки проходящего через него масла от механических примесей. Он устанавливается сразу же после насоса и пропускает через себя все масло, которое далее поступает для охлаждения в масляный радиатор.

В двигателях (Д-260.1, 260.2) в системе очистки масла от примесей

имеется два фильтра – с бумажным фильтрующим элементом и центробежный.

Дизельные двигатели (Д-243, Д-245) оборудуют одним фильтром – полнопоточной реактивной центрифугой (рис. 3.36). В реактивных центрифугах масло очищается под действием центробежных сил, возникающих при вращении ротора центрифуги.

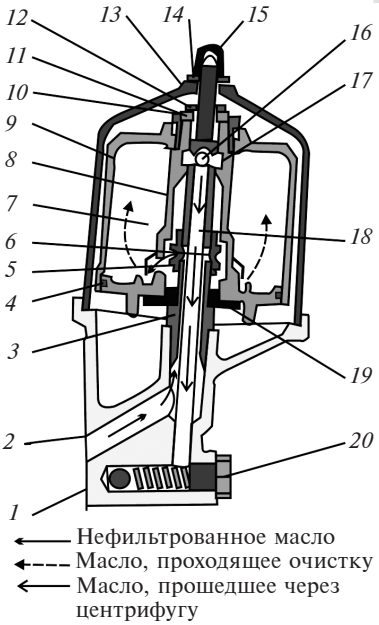


Рис. 3.36. Реактивная центрифуга дизеля Д-243:
1 – корпус центрифуги; *2* – подводящий канал; *3* – ось ротора; *4* – резиновое кольцо; *5* – насадка; *6* – выходные отверстия; *7* – внутренний стакан; *8* – остов ротора; *9* – верхняя крышка ротора; *10* – гайка специальная; *11*, *14* – шайбы; *12* – гайка; *13* – колпак; *15* – колпачковая гайка; *16* – тангенциальные отверстия; *17* – радиальные отверстия; *18* – маслоотводящая трубка; *19* – нижняя крышка ротора; *20* – сливной клапан

Под давлением 0,6...0,7 МПа масло поступает по каналу внутри оси *3* внутрь ротора центрифуги и через выходные отверстия *6* попадает во внутренний стакан *7* ротора. Возникающие при этом реактивные силы вращают ротор с ча-

стотой около 6000 мин$^{-1}$. Под действием центробежных сил взвешенные в масле твердые частицы осаждаются на внутренних стенках вращающегося ротора, а очищенное масло через отверстия *16*, *17* и маслоотводящую трубку *18* поступает в систему смазки двигателя.

Вентиляция картера дизельного двигателя проводится через сапун (установленный с внешней стороны корпуса двигателя), который сообщается с атмосферой. Чтобы предотвратить попадание пыли в картер и выбрасывание из него масла в сапун помещена фильтрующая набивка из проволоки, смоченной маслом.

Масляный радиатор (см. рис. 3.33, *13*) предназначен для поддержания температуры масла в пределах 85...95 °С при работе двигателя с номинальной нагрузкой.

Обычно масляный радиатор располагается впереди радиатора системы охлаждения и представляет собой неразборную конструкцию, состоящую из стальных трубок и двух бачков. Во время движения масло охлаждается встречным потоком воздуха при полностью открытой шторке примерно на 10...12 °С.

Водомасляный теплообменник. Масло мощных двигателей (Д-260) подвержено значительному нагреву, поэтому такие моторы оснащаются системами охлаждения масла, в которых тепло от масла отводится потоком охлаждающей жидкости, циркулирующей в системе охлаждения двигателя.

Основные неисправности системы смазки двигателя. Наиболее распространены такие проблемы, как:

- износ или повреждение масляного насоса;
- повреждение прокладки масляного насоса;
- засорение масляного фильтра;
- слабое закрепление масляного фильтра;
- неисправность датчика давления масла;
- заедание редукционного клапана;
- низкий уровень масла.

Основными причинами появления указанных неисправностей являются:

– нарушение правил эксплуатации (использование некачественного масла, нарушение периодичности замены масла и фильтра);

– неквалифицированное выполнение работ по техническому обслуживанию и ремонту системы смазки;

– предельный срок эксплуатации элементов системы.

Внешние признаки неисправностей системы смазки – низкое давление масла, повышенный расход масла (табл. 3.2). Повышенный расход масла определяется с помощью щупа по уровню масла в двигателе.

Таблица 3.2

Внешние признаки и соответствующие им неисправности системы смазывания

Признаки	Неисправности
Низкое давление масла	Износ или повреждение масляного насоса Засорение масляного фильтра Неисправность датчика давления масла Заедание редукционного клапана Низкий уровень масла
Повышенный расход масла	Повреждение прокладки масляного насоса Слабое закрепление масляного фильтра Неисправен кривошипно-шатунный механизм Неисправен газораспределительный механизм Засорение системы вентиляции картера

3.5. Система охлаждения

Система охлаждения предназначена для поддержания нормального теплового режима двигателя за счет отвода части тепла от механизмов работающего двигателя.

Охлаждение двигателя не должно быть чрезмерным, так как теряется полезная теплота, поэтому при переохлаждении двигателя:

– нарушается требуемый состав горючей смеси из-за неполного испарения топлива;

– увеличиваются тепловые потери, вследствие чего снижается мощность и ухудшается экономичность двигателя;

– увеличивается износ двигателя вследствие коррозии и повышения трения из-за смывания масляного слоя со стенок цилиндров каплями не испарившегося топлива;

– может возникнуть детонация и самовоспламенение горючей смеси;

– могут заклиниваться поршни в цилиндрах в результате увеличения коэффициента трения из-за расширения поршней и ухудшения смазки;

– уменьшается вязкость масла.

В двигателях внутреннего сгорания применяют два способа охлаждения – жидкостное и воздушное.

Жидкостная система охлаждения в зависимости от способа циркуляции охлаждающей жидкости бывает термосифонной и принудительной.

В *термосифонной системе* циркуляция охлаждающей жидкости происходит за счет разности плотностей нагретой и холодной жидкости. Основным достоинством данной системы является простота конструкции, а недостатком – медленная циркуляция жидкости по системе, что приводит к повышенному испарению жидкости из системы.

Данные системы в основном используются для охлаждения пусковых двигателей.

В *принудительной системе* движение жидкости обеспечивается центробежным насосом. Такие системы бывают открытыми и закрытыми.

Открытой системой охлаждения принудительного типа называют систему, которая постоянно сообщается с атмосферой через пароотводную трубку. Если же система охлаждения отделена от атмосферы специальным паровоздушным клапаном, ее называют *закрытой*.

В качестве охлаждающей жидкости в основном используют воду или антифриз (как правило, в зимнее время).

Антифризы – охлаждающие жидкости (ОЖ) для системы охлаждения автомобиля, не замерзающие при низкой температуре. Изготовители дают им собственные имена («Тосол», «Лена» и т. п.) или указывают температуру их замерзания (ОЖ-40, ОЖ-65).

Основа антифризов – водный раствор этиленгликоля или пропиленгликоля. От применяемой основы зависят способность антифриза не замерзать при низких температурах, его удельная теплоемкость, вязкость и воздействие на резину. Пропиленгликолевая основа применяется реже. Ее главное преимущество – безвредность для человека и окружающей

среды, недостаток – более высокая цена при тех же технических параметрах. Наиболее распространены ОЖ на основе этиленгликоля, но его водный раствор агрессивен к материалам деталей системы охлаждения (стали, чугуну, алюминию, меди, латуни, припою).

Для устранения данных негативных факторов в состав антифриза вводят комплекс присадок: противокоррозионных (ингибиторов), антивспенивающих и стабилизирующих.

Жидкостная система охлаждения принудительного типа состоит из радиатора, термостата, насоса, вентилятора, расширительного бачка и «рубашки» охлаждения двигателя (рис. 3.37). Все элементы соединяются между собой при помощи патрубков и шлангов.

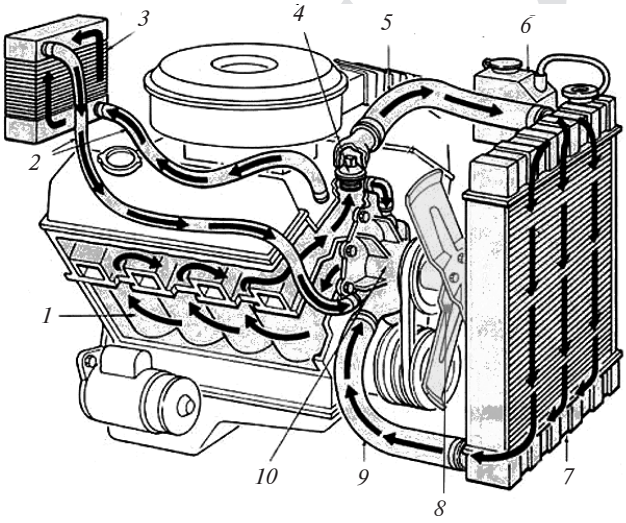


Рис. 3.37. Жидкостная система охлаждения двигателя принудительного типа:
1 – рубашка охлаждения; *2* – шланги; *3* – радиатор отопителя; *4* – термостат; *5* – верхний патрубок; *6* – расширительный бачок; *7* – радиатор; *8* – вентилятор; *9* – нижний патрубок; *10* – насос

Данная система применяется для охлаждения следующих типов двигателей: Д-243 (Беларус-80/82), Д-260.2 (Беларус -1221/1321), Д-260.1 (Беларус -1522), Д-260.4S3A (Беларус -2022) и др.

Радиатор (рис. 3.38) предназначен для охлаждения (в пределах 10...12 °С) нагретой в двигателе жидкости.

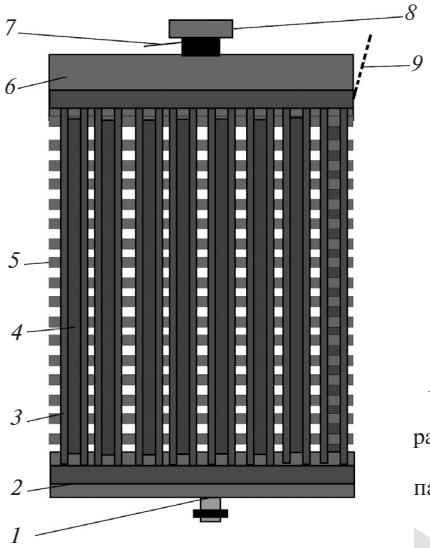


Рис. 3.38. Радиатор системы охлаждения:
1 – сливной кран; *2* – нижний бак; *3* – жалюзи; *4* – сердцевина радиатора; *5* – пластины; *6* – верхний бак; *7* – пароотводящая трубка паровоздушного клапана; *8* – крышка заливной горловины; *9* – тяга управления жалюзи

Нагретая жидкость от механизмов двигателя поступает в верхний бак *6* и, двигаясь по сердцевине радиатора *4*, охлаждается потоком воздуха, поступающим от вентилятора или из окружающей среды. Для увеличения площади поверхности контакта сердцевины радиатора и воздуха к ней припаиваются плоские латунные пластины *5*. Далее из нижнего бака *2* охлажденная жидкость, нагнетаемая водяным насосом, поступает к механизмам работающего двигателя.

Тягой *9* регулируется угол открытия жалюзи *3*, при этом изменяется плотность потока воздуха, поступающего для охлаждения жидкости в радиаторе при движении автотранспортного средства.

Слив охлаждающей жидкости производится краном *1*, заполнение системы происходит через заливную горловину радиатора.

Заливную горловину закрывает крышка *8*, в которой установлен паровоздушный клапан (рис. 3.39), предназначенный для защиты радиатора от разрушения при повышении или понижении давления в системе охлаждения.

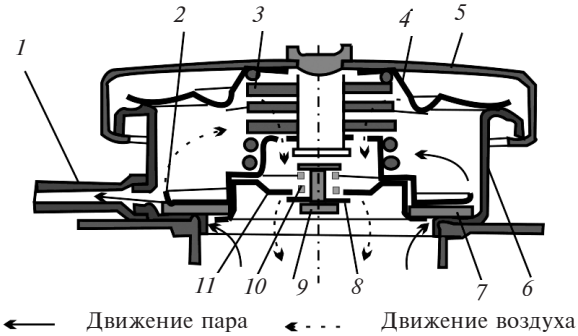


Рис. 3.39. Крышка горловины радиатора с паровоздушным клапаном: *1* – пароотводная трубка; *2* – паровой клапан; *3* – пружина парового клапана; *4* – запорная пружина; *5* – корпус крышки; *6* – горловина радиатора; *7*, *8* – резиновые прокладки; *9* – воздушный клапан; *10* – пружина воздушного клапана; *11* – седло воздушного клапана

Паровой клапан *2* открывается при избыточном давлении в системе охлаждения (0,03...0,04 МПа), и пар по трубке *1* выходит в атмосферу. Воздушный клапан *9* открывается, когда разрежение в системе достигает 0,001...0,012 МПа, и по трубке *1* воздух поступает в радиатор.

Термостат (рис. 3.40) ускоряет прогрев двигателя при запуске и автоматически поддерживает температуру охлаждающей жидкости в заданных пределах.

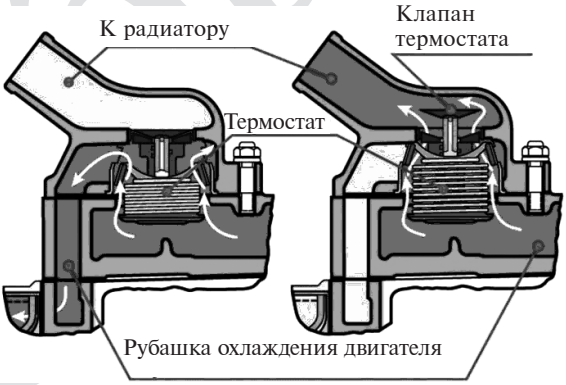


Рис. 3.40. Термостат системы охлаждения двигателя

При пуске холодного двигателя термостат закрыт, и вся жидкость для скорейшего ее прогрева циркулирует только по малому кругу: «рубашка» охлаждения двигателя – термостат – водяной насос (рис. 3.41, *а*). Когда температура в системе охлаждения поднимается выше 80...82 °С, термостат автоматически открывается, и часть жидкости поступает в радиатор для охлаждения. При больших температурах термостат открывается полностью, и уже вся горячая жидкость направляется по большому кругу для ее активного охлаждения (рис. 3.41, *б*) (на рисунке сплошные стрелки показывают движение нагретой жидкости, пунктирные – движение охлажденной).

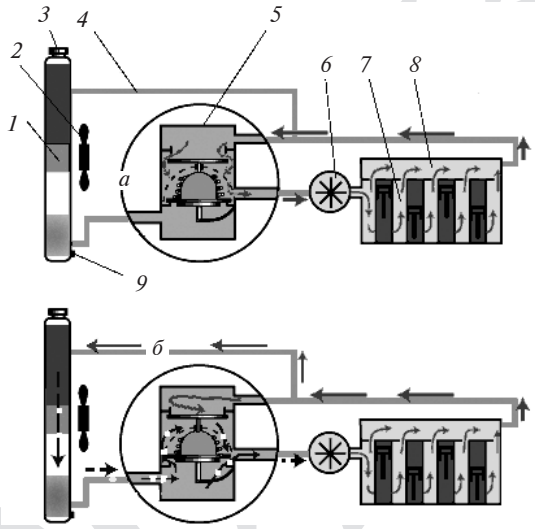


Рис. 3.41. Схема системы охлаждения двигателя:
а – малый круг циркуляции, *б* – большой круг циркуляции; *1* – радиатор; *2* – вентилятор; *3* – крышка заливной горловины радиатора; *4* – соединительный патрубок; *5* – термостат; *6* – водяной насос; *7* – рубашка охлаждения блок-картера; *8* – рубашка охлаждения головки блок-картера; *9* – сливной кран

Для контроля работы системы на щитке приборов имеется указатель температуры охлаждающей жидкости электромагнитного типа. Нормальная температура охлаждающей жидкости при работе двигателя должна быть в пределах 80...90 °С.

В системах охлаждения двигателя используются термостаты с твердым наполнителем и жидкостные. Жидкостные термостаты имеют существенный недостаток – высокую чувствительность к изменению давления в системе, что делает их работу нечеткой. Поэтому в основном используются термостаты, работающие за счет расширения твердого наполнителя – церезина (нефтяного воска).

Рубашка охлаждения двигателя состоит из множества каналов в блоке и головке блока цилиндров, по которым циркулирует охлаждающая жидкость.

Насос центробежного типа заставляет жидкость перемещаться по рубашке охлаждения двигателя и всей системе. Насос (рис. 3.42) приводится в действие ременной передачей от шкива коленчатого вала двигателя. Натяжение ремня регулируется отклонением корпуса генератора или натяжным роликом привода распределительного вала двигателя.

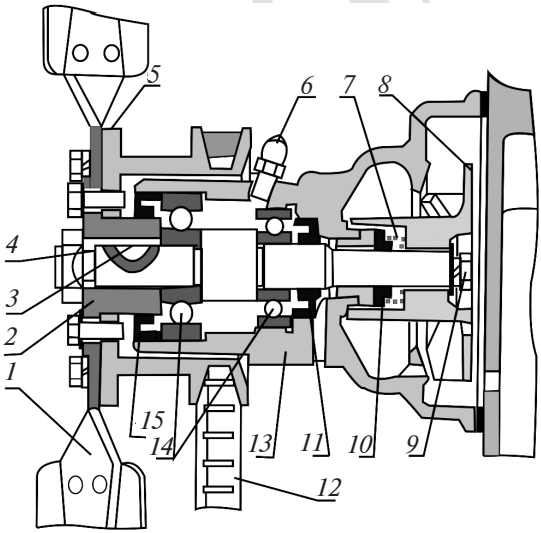


Рис. 3.42. Центробежный водяной насос:
1 – вентилятор; *2* – ступица шкива; *3* – сегментная шпонка; *4* – валик водяного насоса; *5* – шкив водяного насоса; *6* – масленка; *7* – упорная пружина сальника; *8* – крыльчатка насоса; *9* – болт; *10* – сальник; *11* – каркасный самоподжимной сальник; *12* – клиновидный ремень; *13* – корпус насоса; *14* – шарикоподшипник; *15* – самоподжимной сальник

Вентилятор предназначен для принудительного увеличения потока воздуха, проходящего через радиатор движущегося трактора, а также для создания потока воздуха в случае, когда трактор стоит без движения с работающим двигателем. Применяются два типа вентиляторов: постоянно включенный (рис. 3.41, *1*), с ременным приводом от шкива коленчатого вала и вентилятор, который включается вязкостной муфтой, когда температура охлаждающей жидкости достигает приблизительно 100 °С.

Расширительный бачок служит для компенсации изменения объема, характерного для любой жидкости при изменении температуры. В зависимости от конструкции системы расширительный бачок может быть как простым резервуаром для излишков жидкости, так и элементом, регулирующим давление в системе охлаждения.

Коэффициент теплового расширения антифризов, основой которых является водный раствор пропиленгликоля или этиленгликоля, гораздо выше, чем воды. Если антифриз или тосол залить в холодный радиатор «под горлышко», то при включении двигателя и термическом расширении охлаждающей жидкости образуются ее излишки. Жидкость через предохранительный клапан выдавливается из радиатора наружу и попадает в примитивный расширительный бачок, служащий резервуаром для излишков антифриза.

Патрубки и шланги предназначены для соединения рубашки охлаждения двигателя с термостатом, насосом и радиатором.

В систему охлаждения двигателя включен также **отопитель салона**.

В ***системе воздушного охлаждения*** детали двигателя охлаждаются встречным потоком воздуха при движении машины и специальным вентилятором принудительного типа, установленым на корпусе двигателя. Схема системы воздушного охлаждения показана на рисунке 3.43.

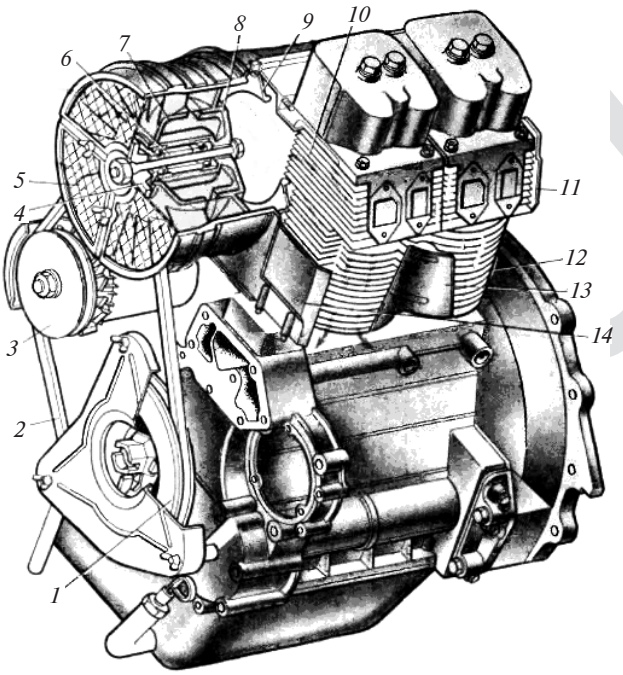


Рис. 3.43. Система воздушного охлаждения двигателя:
1 – ведущий шкив вентилятора и генератора; *2* – приводной ремень; *3* – генератор; *4* – ведомый шкив вентилятора; *5* – защитная сетка; *6* – вал вентилятора; *7* – направляющий вал вентилятора; *8* – ротор вентилятора; *9* – кожух; *10* – головка цилиндра; *11* – задний дефлектор; *12* – цилиндр; *13* – средний дефлектор; *14* – передний дефлектор

Система воздушного охлаждения применена в двигателе Д-120 (Т30А-80/Т45А). По сравнению с принудительной системой она проще и удобнее в эксплуатации, масса и размеры двигателя меньше. К недостаткам следует отнести повышенный шум при работе и потери до 10 % мощности двигателя на привод вентилятора.

Основные неисправности системы охлаждения. Наиболее распространенные проблемы, возникающие в системе охлаждения:

· неисправности радиатора (засорение сердцевины, загрязнение наружной поверхности, нарушение герметичности);

· неисправности центробежного насоса (ослабление привода, нарушение герметичности, износ);

· неисправности термостата;

· неисправности привода вентилятора (в зависимости от типа привода – ослабление механического привода, низкое давление масла в гидравлическом приводе);

· трещины в рубашке охлаждения головки блока или блоке цилиндров;

· прогорание прокладки и коробление головки блока цилиндров;

· неисправности патрубков (нарушение герметичности крепления, механические повреждения, засорение);

· неисправность датчика температуры;

· неисправность указателя температуры;

· низкий уровень охлаждающей жидкости.

Возникающие неисправности системы охлаждения могут послужить причинами более серьезных проблем. Так, загрязнение наружной поверхности радиатора приводит к увеличению температуры охлаждающей жидкости и дальнейшему перегреву двигателя. Это, в свою очередь, может привести к прогоранию прокладки и короблению головки блока цилиндров, а также появлению трещин.

Наружные утечки сопровождаются появлением специфического запаха антифриза, а также подтеками под трактором и на двигателе.

Внутренние утечки охлаждающей жидкости не столь очевидны. О появлении внутренних утечек свидетельствует белый дым (испарение охлаждающей жидкости) из выпускной системы на прогретом двигателе. Однако при прогреве двигателя и в холодное время года белый дым – нормальное явление.

Другим проявлением внутренней утечки является наличие охлаждающей жидкости в масле, которое определяется осмотром масляного щупа. В результате соединения масла и охлаждающей жидкости образуется масляно-водная эмульсия – пена светлого цвета.

Необходимо отметить, что и наружные и внутренние утечки приводят к нарушению температурного режима и перегреву двигателя.

Внешние признаки и соответствующие им неисправности системы охлаждения представлены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

Внешние признаки и соответствующие им неисправности системы охлаждения

Признаки	Неисправности
Перегрев двигателя	Низкий уровень охлаждающей жидкости Нарушение герметичности водяного насоса Неисправности привода вентилятора Неисправности термостата Засорение сердцевины радиатора Загрязнение наружной поверхности радиатора Засорение патрубков
Переохлаждение двигателя	Неисправность термостата Неисправность привода вентилятора Неисправность указателя температуры Неисправность датчика температуры
Наружная утечка охлаждающей жидкости	Нарушение герметичности крепления патрубков Повреждение патрубков Нарушение герметичности центробежного насоса Нарушение герметичности радиатора Трещины в рубашке охлаждения Прогорание прокладки головки блока цилиндров
Внутренняя утечка охлаждающей жидкости	Трещины в рубашке охлаждения Прогорание прокладки головки блока цилиндров

3.6. Система пуска

Система пуска предназначена для запуска тракторного двигателя независимо от климатических условий его эксплуатации.

Для запуска ДВС необходимо обеспечить определенную частоту вращения его коленчатого вала. Эта частота при температуре воздуха выше 273 К должна быть не менее 150...200 мин$^{-1}$ для дизельных ДВС.

Различают следующие способы пуска:

· *пуск от руки* – применим только для двигателей с искровым зажиганием. При этом способе пуска коленчатый вал двигателя проворачивают пусковой рукояткой, палец которой сцепляется с храповиком на носке коленчатого вала или шнуром, наматываемым на маховик (пусковой двигатель);

· *пуск вспомогательным двигателем с искровым зажиганием* – является самым надежным, так как позволяет вращать вал дизельного двигателя длительное время. Кроме того, отводимую от пускового двигателя водой и газами теплоту используют для прогрева дизеля, облегчая его запуск.

Пусковые агрегаты состоят из пускового двигателя и передаточного редуктора. В качестве пусковых двигателей некоторых тракторных дизелей (Д-243) используются карбюраторные двухтактные двигатели ПД-10 и их модификации мощностью 10 л. с. (7,35 кВт).

Для облегчения пуска дизельного двигателя в холодное время года применяют различные вспомогательные устройства: одни служат для уменьшения сопротивления при проворачивании коленчатого вала (декомпрессионные устройства), другие – для облегчения возникновения первых вспышек горючей смеси в цилиндре (предпусковой подогреватель воздуха, свечи накаливания, подогрев воды в системе охлаждения).

Воспламенение топлива в цилиндрах дизелей происходит за счет теплоты, которая образуется в результате большого сжатия воздуха в цилиндрах двигателя движущимися поршнями. Причем чем ниже температура окружающего воздуха, тем дольше нужно вращать коленчатый вал дизеля, что сопряжено с повышенным износом пусковых устройств.

Чтобы сократить время пуска дизеля и тем самым облегчить работу пускового устройства, применяют легковоспламеняющиеся пусковые жидкости, свечи подогрева, электрофакельные подогреватели, жидкостные подогреватели.

Пусковая жидкость «Холод Д-40», подаваемая ручным насосом, находит применение при температурах ниже –20 °С, особенно при электростартерном пуске. Она достоит из диэтилового спирта (60 %), петролейного эфира (15 %), изопропилнитрата (15 %) и моторного масла (10 %). Благодаря высокому

давлению насыщенных паров, низкой температуре самовоспламеняемости эфира и широким пределам воспламеняемости смеси пусковой жидкости с воздухом в камере сгорания двигателя достаточно обеспечить при пуске температуру конца сжатия 260...280 °С. Этого можно достигнуть, прокручивая коленчатый вал дизеля с частотой 60...80 мин$^{-1}$.

Жидкость «Холод Д-40» подается во впускную трубу специальным устройством, устанавливаемым на тракторе во время пуска.

Пусковое приспособление аэрозольного типа ППА предназначено для облегчения пуска дизеля без предварительного его подогрева при температуре окружающего воздуха до −30 °С и сокращения продолжительности разогрева его предпусковым подогревателем при температурах до −50 °С. Приспособление состоит из корпуса, внутри которого расположен электромагнит с обмотками, сердечника, заканчивающегося нажимным штоком, и пружины (рис. 3.44). В нижней части корпуса установлен аэрозольный баллон с пусковой жидкостью, находящейся под давлением вытесняющего газа.

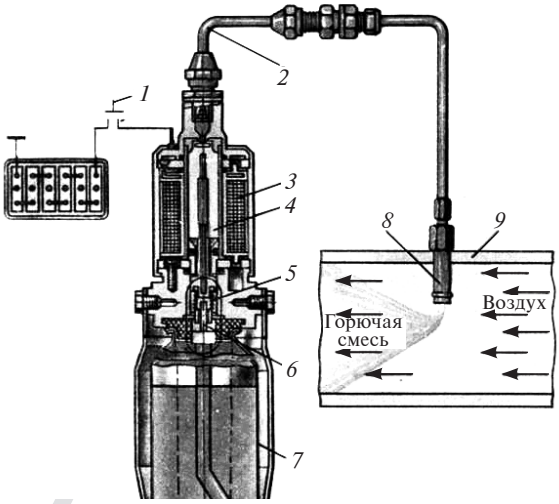


Рис. 3.44. Пусковое приспособление аэрозольного типа ППА:
1 − кнопка; *2* − трубопровод; *3* − обмотки; *4* − сердечник; *5* − пружина; *6* − клапан; *7* − аэрозольный баллон; *8* − форсунка; *9* − впускная труба

При подаче электрического тока в электромагнит (нажатием на специальную кнопку) сердечник под действием магнитного поля перемещается вниз и нажимает на клапан аэрозольного баллона. Пусковая жидкость при этом через сквозное отверстие в сердечнике и трубопровод поступает к форсунке, установленной во впускной трубе дизеля, там смешивается с воздухом и подается в виде смеси в цилиндры, где и воспламеняется.

Свеча накаливания состоит из корпуса, на котором укреплены стержень и спираль накаливания (рис. 3.45). Свеча однопроводного исполнения устанавливается во впускной трубе дизеля. Последовательно со свечой в цепь аккумуляторной батареи включаются дополнительное сопротивление и параллельно ему контрольная лампочка.

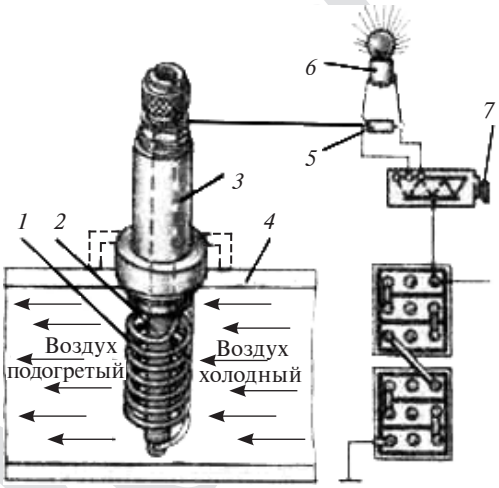


Рис. 3.45. Схема подогрева воздуха свечой накаливания:
1 – спираль; *2* – стержень; *3* – корпус; *4* – впускная труба;
5 – дополнительное сопротивление; *6* – лампочка; *7* – ключ

Действует это устройство следующим образом. При повороте ключа на 45° по часовой стрелке спираль начнет нагреваться, а контрольная лампочка загорится. Через 40...60 с ключ следует повернуть в ту же сторону еще на 45°, при этом включится стартер. При включении стартера для сохранения

постоянной силы тока в цепи и соответственно температуры нагрева спирали автоматически выключатся дополнительное сопротивление и контрольная лампочка. После того как дизель заведется, ключ нужно повернуть в обратную сторону на 90°, т. е. выключить свечу и стартер. Свеча накаливания повышает температуру воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, на 25...35 °С. Обычно такое устройство используют на тракторах, работающих при температурах воздуха не ниже −15 °С.

Электрофакельный подогреватель размещается также во впускной трубе дизелей, работающих при температуре воздуха до −20 °С. Внутри корпуса подогревателя расположены клапан и обмотка электромагнита (рис. 3.46). В верхней части подогревателя имеется полый болт, через который подается дизельное топливо, идущее от фильтра тонкой очистки или из специального бачка, а в нижней укреплена спираль накаливания, закрытая кожухом с отверстиями.

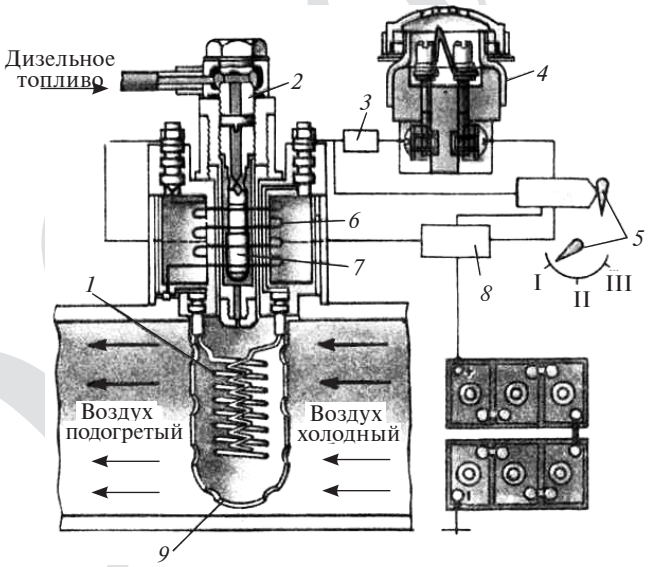


Рис. 3.46. Электрофакельный подогреватель:
1 − спираль накаливания; *2* − полый болт; *3* − добавочное сопротивление; *4* − контрольный элемент; *5* − ключ; *6* − обмотка; *7* − клапан; *8* − реле; *9* − кожух

При повороте ключа в положение II ток из аккумуляторной батареи поступит в цепь спирали накаливания, предварительно пройдя через контрольный элемент и добавочное сопротивление. Напряжение в цепи упадет до 10 В (на это и рассчитана спираль накаливания). Через 30...35 с спираль разогреется до +950 °С.

Затем ключ нужно поставить в положение III. Ток направится в реле *8* (включающее стартер), а от него – в обмотку *6* электромагнита подогревателя. Спираль при этом останется включенной, а контрольный элемент и добавочное сопротивление будут выключены. Так как для работающего стартера требуется большой ток, напряжение в цепи не повысится.

При прохождении тока по обмоткам электромагнит втянет клапан (поднимет вверх), и через открывшееся отверстие дизельное топливо будет вытекать на раскаленную спираль, испаряться, воспламеняться и нагревать тем самым проходящий по трубе воздух. Температура воздуха на входе в цилиндры дизеля достигнет 300...350 °С.

После пуска дизеля включатель стартера прекратит подачу тока в обмотку подогревателя, и клапан закроет отверстие, по которому топливо вытекало.

Жидкостные подогреватели применяются на тракторах, работающих при температуре окружающего воздуха до −40 °С.

Пусковой жидкостный подогреватель представляет собой котел для подогрева воды с заливной горловиной. Вода в котле нагревается горелкой, в которую из бака через электромагнитный клапан по трубке поступает бензин. Бензин воспламеняется при помощи свечи накаливания. Во время горения бензина в котел вентилятором подается воздух. Горячие газы, образовавшиеся в результате сгорания бензина, по патрубку направляются в кожух, закрывающий картер двигателя, где и нагревают масло.

Холодная вода из рубашки двигателя поступает в котел через трубку, соединенную с нижним патрубком радиатора, а нагретая в котле вода возвращается в рубашку и обогревает цилиндры и головку блока. Управляют подогревателем при помощи переключателя и включателя свечи накаливания.

У дизелей давление воздуха в цилиндрах в конце такта сжатия большое. Поэтому даже мощные стартеры и пусковые двигатели не всегда могут преодолеть это давление и заставить поршни проходить ВМТ в начале вращения коленчатого вала. Для облегчения первоначальной раскрутки коленчатого вала на некоторых дизелях (Д-108, Д-54А, СМД-60, СМД-62) устанавливают специальные устройства – декомпрессионные механизмы, т. е. механизмы, которые нарушают компрессию (сжатие) в цилиндрах.

Декомпрессионный механизм состоит из валика, размещенного в подшипниках над клапанными коромыслами механизма газораспределения, и рычага управления (рис. 3.47, *а*). На валике сделаны выточки, расположенные над коромыслами, или в эти валики ввернуты болты с круглыми головками (рис. 3.47, *б*). У некоторых дизелей применена иная конструкция: на толкателях делают выточки, а рядом располагают валики с рычагом (рис. 3.47, *в*). Валики также имеют на своих концах выточки, которые входят в выточки толкателей.

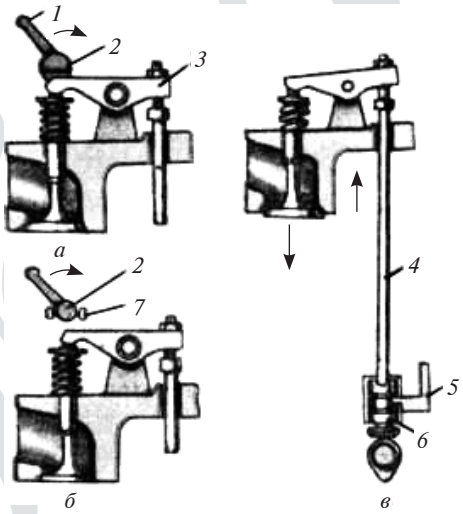


Рис. 3.47. Декомпрессионный механизм:
1, *5* – рычаги; *2* – валик; *3* – коромысло; *4* – штанга; *6* – толкатель; *7* – болт

В конструкциях, показанных на рисунке 3.46, *а*, *б*, перед началом раскручивания коленчатого вала поворотом рычага

нажимают на коромысла; клапаны при этом открывают каналы, по которым поступает чистый воздух и выходят отработавшие газы.

У конструкции, показанной на рисунке 3.46, *в*, при повороте рычага валик приподнимает штангу толкателя, а клапаны при этом также открывают соответствующие клапаны.

Так как в цилиндрах не происходит сжатие воздуха, стартер (или пусковой двигатель) легко и быстро раскрутит коленчатый вал дизеля, в результате чего маховик и другие вращающиеся детали накопят достаточное количество кинетической энергии.

Как только коленчатый вал начнет быстро вращаться, рычаги переводят в исходное положение и включают подачу топлива. Кинетическая энергия, накопленная маховиком и другими вращающимися деталями, помогает стартеру преодолевать мертвые точки кривошипно-шатунного механизма, и дизель легко запускается.

Пусковое устройство состоит из пускового двигателя и механизма передачи (рис. 3.48). От коленчатого вала *1* пускового двигателя усилие передается на муфту сцепления и вал *4* механизма передачи через шестерни *2*. Пусковая шестерня *8* рычагом *9* может вводиться в зацепление с зубчатым венцом *7* маховика и передавать вращение на коленчатый вал дизельного двигателя. После запуска дизеля пусковая шестерня выводится из зацепления с венцом маховика специальным автоматом выключения.

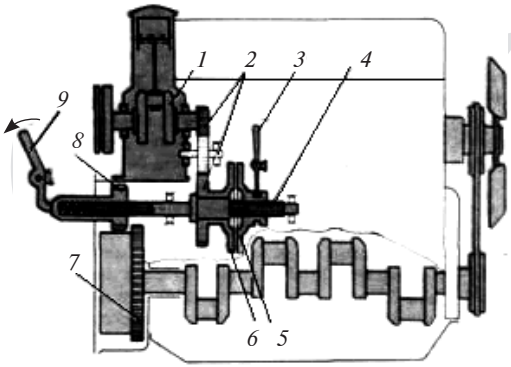


Рис. 3.48. Пусковое устройство дизельного двигателя: *1* – коленчатый вал пускового двигателя; *2* – шестерни; *3* – рычаг сцепления; *4* – вал механизма передачи; *5*, *6* – ведомый и ведущий диски сцепления; *7* – зубчатый венец маховика; *8* – пусковая шестерня; *9* – рычаг включения пусковой шестерни

Пусковой двигатель ПД-10 (рис. 3.49) представляет собой унифицированную конструкцию и предназначен для установки на многие дизельные двигатели отечественного производства (Д-243).

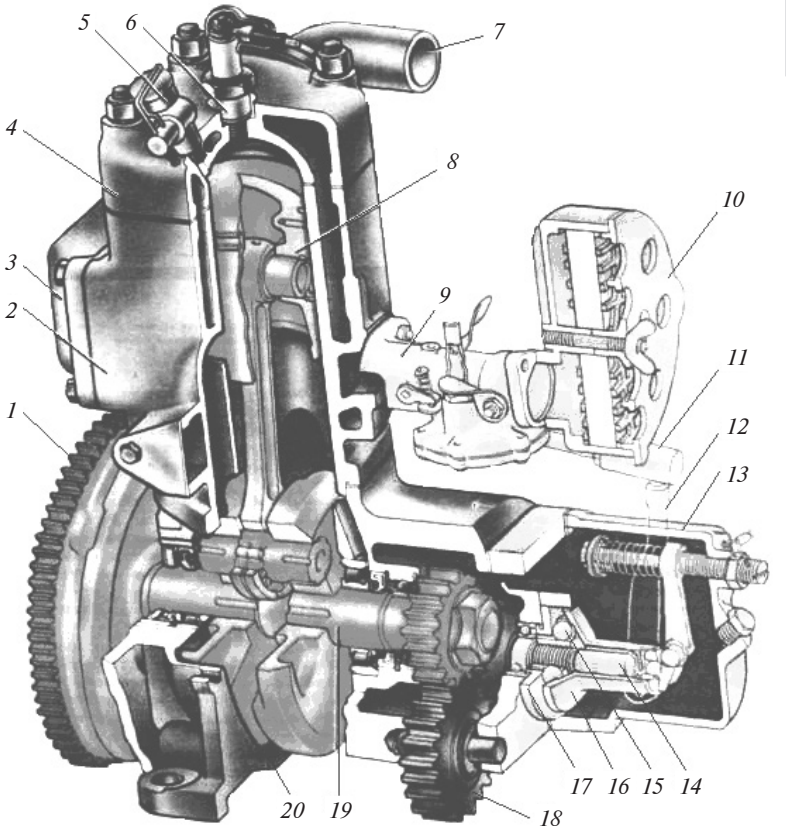


Рис. 3.49. Пусковой двигатель ПД-10:
1 – маховик; *2* – цилиндр; *3* – выхлопной патрубок; *4* – головка цилиндра; *5* – заливной краник; *6* – свеча зажигания; *7* – патрубок для отвода воды; *8* – поршень; *9* – карбюратор; *10* – воздушный фильтр; *11* – тяга регулятора; *12* – рычаг регулятора; *13* – регулятор; *14* – валик регулятора; *15* – шарики; *16* – подвижный диск; *17* – ведущий диск; *18* – промежуточная шестерня; *19* – коленчатый вал; *20* – картер

К основным составным элементам пускового двигателя относятся остов, кривошипно-шатунный механизм, система питания, регулятор, редуктор, а также система зажигания и собственная система пуска электрическим стартером.

Основанием пускового двигателя является чугунный картер *20*, который состоит из двух половин. Обе половины плотно прижаты друг к другу шлифованными плоскостями и образуют герметически закрытую кривошипную камеру. Картер двигателя «сухой», т. е. в него не заливают масло.

На картере закреплен цилиндр *2*, отлитый из чугуна заодно с водяной рубашкой. В стенках цилиндра имеется три пары окон – впускных, выпускных и продувочных. Впускные окна сообщаются с карбюратором *9*, выпускные – с выхлопным патрубком *3*, а продувочные – с кривошипной камерой. На цилиндре закреплена чугунная головка *4*. Между головкой и цилиндром установлена прокладка. Водяные рубашки головки и цилиндра пускового двигателя сообщаются между собой и с водяной рубашкой дизельного двигателя. В резьбовые отверстия головки ввернуты свеча зажигания *6* и заливной краник *5*.

Поршень *8* двигателя изготовлен из алюминиевого сплава. На нем установлены два компрессионных кольца, которые от проворачивания фиксируются в замках штифтами. Поршень при сборке с цилиндром устанавливают меткой в сторону выпускных окон. Поршневой палец плавающего типа закреплен от перемещения в поршне стопорными кольцами.

Коленчатый вал *19* с шатуном представляет единый неразборный узел. Нижняя головка шатуна неразъемная. Внутри нее помещено два ряда роликов, в которых смонтирован палец (шатунная шейка) коленчатого вала. Палец и полуоси коленчатого вала запрессованы в отверстия щек, изготовленных заодно с противовесами.

Полуоси коленчатого вала вращаются в роликовых подшипниках, установленных в картере. Концы полуосей уплотнены сальниками. На задней полуоси коленчатого вала укреплен маховик *1*, на котором имеется канавка для наматывания пускового шнура. На ободе маховика нарезан зубчатый венец. С ним вводят в зацепление шестерню электрического стартера СТ-362А. К картеру маховика крепят стартер.

Пусковой двигатель не имеет собственных систем охлаждения и смазки. Его система охлаждения общая с дизельным двигателем. Детали кривошипно-шатунного механизма пускового двигателя смазывают маслом, которое поступает в картер вместе с горючей смесью. Шестерни двигателя смазываются дизельным маслом. Его заливают в передаточный механизм через отверстие картера, закрываемое пробкой. В нижней части картера двигателя имеется канал, в резьбовую часть которого ввернута пробка. Канал соединен с кривошипной камерой и используется для удаления из нее скопившегося конденсата масла при пуске двигателя.

Регулятор пускового двигателя *13* однорежимный, центробежного типа, служит для ограничения и поддержания максимальной частоты вращения коленчатого вала пускового двигателя.

Шестерня привода регулятора приводится во вращение от шестерни коленчатого вала пускового двигателя через промежуточную шестерню *18*. В пазах ведущего диска *17*, навернутого на валик *14*, помещены три стальных шарика *15*, прижимаемых к плоскости опорного диска конической поверхностью подвижного диска *16*. Шарики, вращаясь вместе с ведущим диском, могут перемещаться под действием центробежных сил в радиальном направлении. Подвижный диск свободно установлен на валик регулятора и посредством рычага постоянно прижат к шарикам пружины. Внутренний рычаг жестко связан с наружным рычагом *12*, который через муфту и тягу *11* соединен с дроссельной заслонкой карбюратора. При повышении частоты вращения коленчатого вала пускового двигателя под действием центробежной силы шарики расходятся, в результате чего подвижный диск перемещается, поворачивая наружный рычаг регулятора, который через тягу прикрывает дроссельную заслонку карбюратора. При этом снижается частота вращения коленчатого вала двигателя, и подвижный диск перемещается в обратном направлении. Дроссельная заслонка карбюратора приоткрывается, и частота вращения коленчатого вала двигателя повышается. Таким образом, частота вращения двигателя поддерживается в определенных пределах. Усилие сжатия пружины регулируется болтом.

Редуктор (механизм передачи пускового устройства) необходим для передачи вращения от пускового двигателя к коленчатому валу дизельного двигателя и для автоматического отключения пускового двигателя, когда дизельный двигатель завелся.

Основные детали редуктора: вал, вращающийся в двух шариковых подшипниках; фрикционное сцепление; муфта свободного хода и механизм включения (рис. 3.50).

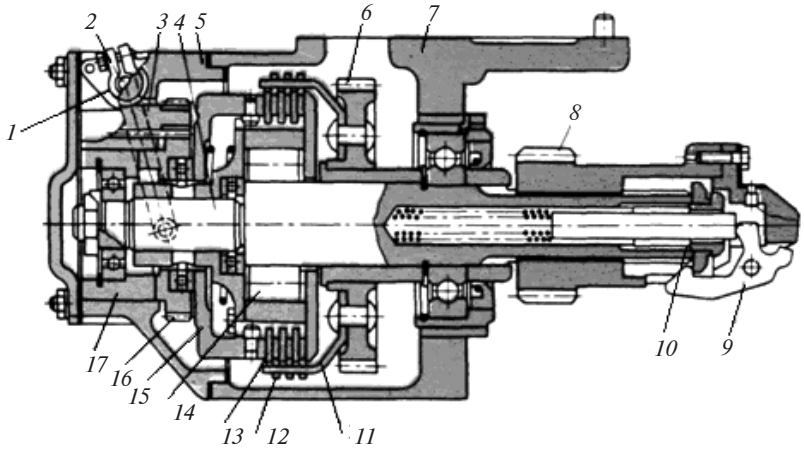


Рис. 3.50. Редуктор пускового двигателя:
1 – рычаг; *2* – валик рычага; *3* – валик включения; *4* – вал; *5* – крышка редуктора; *6* – шестерня муфты включения; *7* – корпус; *8* – шестерня включения; *9* – грузы; *10* – держатель грузов; *11* – ведущий барабан; *12* – ведущий диск; *13* – ведомый диск; *14* – ролик; *15* – нажимной диск; *16* – упор; *17* – ступица

На валу *4* свободно вращается шестерня *6* сцепления, которая находится в постоянном зацеплении с промежуточной шестерней пускового двигателя (см. рис. 3.49, *18*). К шестерне прикреплен заклепками ведущий барабан *11* муфты, имеющий четыре выступа, которые входят в пазы ведущих дисков *12* муфты. Выступы ведомых дисков *13* входят в пазы специальной обоймы муфты свободного хода. Поэтому при вращении ведомых дисков вращается и обойма муфты.

На внутренней поверхности обоймы имеется четыре фасонных паза. В каждом пазу размещается цилиндрический

ролик *14*. Пазы в обойме выполнены с таким профилем, что при включении сцепления, когда втулка начинает вращаться, ролики перекатываются по профильному пазу и зажимают обойму на валу редуктора. Таким образом, вращение от пускового двигателя передается валу редуктора, а вместе с ним и шестерне включения *8*, которая входит в зацепление с венцом маховика и передает вращение коленчатому валу дизеля. Ввод шестерни включения в зацепление с венцом маховика осуществляется рычагом, соединяющимся системой тяг с рычагом муфты включения. Сцепления включают рычагом *1*. При повороте рычага, а следовательно, и валика включения *3* в крайнее заднее (к маховику) положение поворачивается нажимной упор *16*. Винтовая поверхность ступицы подвижного упора скользит по винтовой поверхности ступицы неподвижного упора, установленного в крышке, в результате чего нажимной упор перемещается вдоль оси вправо и через упорный подшипник и нажимной диск прижимает ведомые диски сцепления к ведущим.

При повороте рычага в обратную сторону нажимной диск, упорный подшипник и подвижный упор под действием пружины отжимаются в обратную сторону. По мере повышения частоты вращения дизеля грузы механизма включения под действием центробежной силы расходятся и при частоте вращения дизеля 750...850 мин$^{-1}$ освобождают держатель *10*. Сжатые пружины, действуя через толкатель, отталкивают держатель назад, выводя шестерню включения из зацепления с венцом маховика, и автоматически отключают редуктор. Детали редуктора смазываются маслом, заливаемым в корпус через отверстие, расположенное в картере пускового двигателя.

Пуск электрическим стартером сейчас является наиболее распространенным способом, пригодным для запуска тракторных двигателей, производимых в Республике Беларусь. Конструкция и принцип работы электростартера рассмотрены в разделе IV.

IV. ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ ТРАКТОРОВ

Электрическое оборудование трактора состоит из источников и потребителей электрической энергии. Потребители предназначены для пуска дизеля, освещения, звуковой и световой сигнализации, питания контрольно-измерительных приборов, вентиляции и отопления кабины, очистки стекол кабины и других целей, где требуется использование электроэнергии, источники – для обеспечения оборудования трактора постоянным напряжением.

4.1. Источники электроэнергии на тракторе

Аккумуляторная батарея служит для снабжения потребителей электроэнергией, когда двигатель не работает и при малой частоте вращения коленчатого вала, а также для питания стартера в режиме пуска двигателя.

В основном в ДВС применяются свинцовые аккумуляторные батареи (АКБ) из трех или шести последовательно соединенных аккумуляторов напряжением 2 В каждый (рис. 4.1).

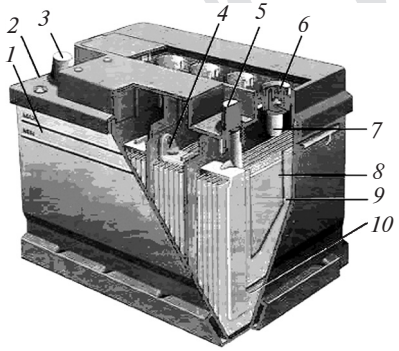


Рис. 4.1. Аккумуляторная батарея:
1 – корпус; *2* – крышка;
3 – положительный вывод;
4 – межэлементное соединение (баретка); *5* – отрицательный вывод;
6 – пробка заливной горловины;
7 – заливная горловина; *8* – сепаратор;
9 – положительные пластины;
10 – отрицательные пластины

Корпус *1* представляет собой моноблок с перегородками, образующими ячейки для отдельных аккумуляторов. Корпус и крышка *2* изготовлены из кислотоупорной пластмассы или эбонита. В крышке предусмотрены отверстия и заливная горловина *7*, закрываемая полиэтиленовой пробкой *6* с вентиляционным отверстием. Дно бака имеет ребра, на которые опираются пластины.

Каждый аккумулятор состоит из набора положительных *9* и отрицательных *10* пластин, отлитых в виде решетки из свинца с добавлением 6,8 % сурьмы. Спаянные между собой пластины образуют полублоки. Решетки пластин заполнены активной массой. У положительных пластин заряженного аккумулятора активная масса представляет собой диоксид свинца (темно-коричневого цвета), а у отрицательных – пористый (губчатый) свинец (светло-серого цвета).

Положительные и отрицательные пластины разделяются прокладками (сепараторами) из микропористой пластмассы. Аккумуляторы соединяются свинцовыми межэлементными перемычками.

Электролитом в аккумуляторе служит раствор химически чистой серной кислоты и дистиллированной воды. Электролит должен был определенной плотности (1,25...1,31 г/см^3), которая зависит от типа аккумулятора, климатических условий и времени года. Измеряют плотность электролита специальным прибором – ареометром. Уровень электролита должен быть на 10...15 мм выше предохранительного щитка. Для проверки используют стеклянную трубку. АКБ многих моделей заполняют электролитом до уровня нижнего торца заливной горловины.

При разрядке аккумулятора активная масса положительных и отрицательных пластин, взаимодействуя с серной кислотой электролита, преобразуется в сернокислый свинец. В электролите увеличивается содержание воды, плотность его уменьшается.

При зарядке аккумулятора сернокислый свинец на положительных пластинах превращается в перекись свинца, а на отрицательных – в пористый свинец, и образуется серная кислота, поэтому плотность электролита повышается.

Емкостью аккумуляторной батареи называют количество электричества, выраженное в ампер-часах (А·ч), которое отдает заряженная аккумуляторная батарея при ее разряде до допустимого напряжения.

Перед установкой нового заправленного электролитом аккумулятора производят его проверку. Вначале необходимо убедиться в целостности корпуса АКБ, после чего произвести измерение плотности электролита – она не должна быть ниже номинальной более чем на 0,02 г/см^3, что соответствует примерно 80 % заряженности АКБ. Последнюю проверку следует произвести с нагрузочной вилкой. Вольтметр нагрузочной вилки при отключенной нагрузке должен показать 12,5...12,9 В, а при включенной – в течение 10 с не ниже 11 В.

Если аккумулятор требует подзарядки, ток зарядки выбирается из расчета 0,1 от емкости батареи (например, емкость аккумулятора 55 А·ч, а ток его зарядки – 5,5 А). Время зарядки составляет от 4 до 12 ч в зависимости от состояния АКБ. Признаком полной зарядки батареи может служить обильное выделение газа (кипение электролита) из банок аккумулятора.

Плотность электролита в исправном и полностью заряженном аккумуляторе должна составлять 1,27 г/см^3 зимой и 1,24 г/см^3 летом. При доливании жидкости в аккумулятор нужно выяснить причину понижения уровня электролита. Если потеря уровня произошла из-за проливания, доливают электролит, если из-за выкипания – дистиллированную воду.

Маркировка аккумуляторных батарей. По марке АКБ можно судить об основных параметрах и о возможностях источника тока. Расшифруем маркировку аккумуляторной батареи 6СТ75ЭМ:

6 – число аккумуляторов (банок) в батарее;

СТ – стартерная аккумуляторная батарея;

75 – емкость аккумуляторной батареи, А·ч;

Э – материал моноблока (эбонит);

М – материал сепаратора (мипласт).

АКБ размещают как можно ближе к стартеру с целью уменьшения длины стартерного провода и падения напряжения в нем. Кроме того, размещение АКБ должно обеспечивать свободный доступ для осмотра и обслуживания без снятия ее с места установки. При ТО АКБ проводят следующие мероприятия: проверка уровня электролита и добавление дистиллированной воды; проверка плотности электролита и измерение его температуры; оценка технического состояния с помощью аккумуляторного пробника или нагрузочной вилки; отсоединение, зачистка и закрепление стартерных проводов.

Максимальная температура электролита не должна превышать 50 °С. Поэтому при подкапотной установке батарея должна быть защищена от воздействия тепла, исходящего от двигателя, а при наружной установке – от прямых солнечных лучей с помощью теплоизоляционных прокладок, экранов или козырьков.

Основные неисправности АКБ приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Основные неисправности АКБ и их причины

Неисправность	Причина
Необратимая сульфатация (сульфатированные пластины светлого тона с белыми пятнами)	Частые глубокие разряды; высокая плотность электролита; хранение без подзарядки; соприкосновение с воздухом верха пластин
Повышенный саморазряд (более 1 % в сутки)	Загрязнение наружной поверхности батареи и электролита
Коррозия решеток	Содержание в электролите примесей; оголение электродов (верха); длительный перезаряд; длительное хранение (более 2...3 лет)
Коробление электродов	Большой разрядный и зарядный ток
Выпадение активной массы решеток	Температура электролита выше 45 °С; вибрация; замерзание электролита

Генератор – основной источник электрической энергии тракторного двигателя. Он снабжает потребителей электроэнергией и заряжает аккумуляторную батарею при работе двигателя.

Комплект генератора переменного тока с выпрямителем и регулятором напряжения называют генераторной установкой.

Наиболее широкое распространение получили *генераторы переменного тока* с электромагнитным возбуждением, так как

в сравнении с генераторами постоянного тока они проще по конструкции, при той же мощности имеют меньшие размеры и массу, более надежны в эксплуатации (из-за отсутствия коллектора) и обеспечивают заряд аккумуляторной батареи при малых частотах вращения коленчатого вала двигателя.

Схема генератора переменного тока показана на рисунке 4.2. На валу *7* ротора закреплены стальная втулка *9*, на которой установлена обмотка возбуждения *14*, и два клювообразных шестиполюсных стальных наконечника *11*, образующих двенадцатиполюсную магнитную систему. Концы обмотки возбуждения припаяны к двум контактным кольцам *2*, изолированным от массы. К ним прижаты щетки *4*, установленные в щеткодержателе *3*.

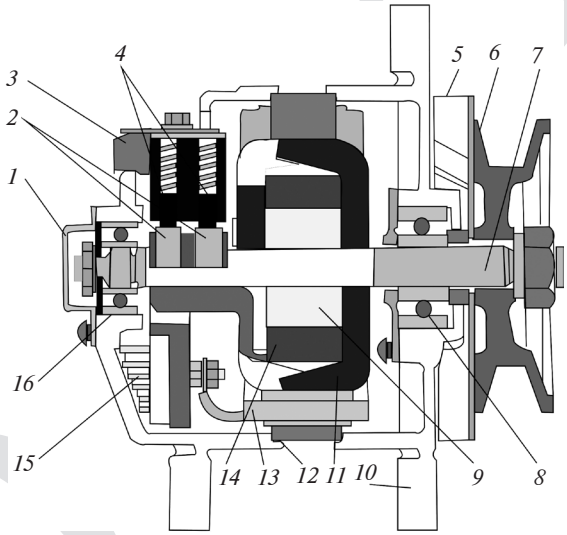


Рис. 4.2. Устройство генератора переменного тока:
1 – крышка со стороны контактных колец; *2* – контактные кольца; *3* – щеткодержатель; *4* – щетки; *5* – вентилятор; *6* – шкив; *7* – вал ротора; *8*, *16* – шарикоподшипники; *9* – втулка; *10* – крышка со стороны привода; *11* – шестиполюсный наконечник; *12* – статор; *13* – катушка статора; *14* – обмотка возбуждения; *15* – полупроводниковый выпрямитель

Крышки *1* и *10* генератора отлиты из алюминиевого сплава. В крышке *1* расположен полупроводниковый выпрями-

тель *15*. На валу ротора установлены приводной шкив *6* и вентилятор *5*.

Во время работы генератора обмотка возбуждения питается постоянным током от выпрямителя и только при запуске двигателя – от аккумуляторной батареи.

Сердечник статора *12* набран из тонких листов электротехнической стали, изолированных друг от друга. На внутренней поверхности статора равномерно расположены по окружности восемнадцать выступов, на каждый из которых надета катушка *13*. Шесть соединенных последовательно катушек (рис. 4.3) образуют группу (фазу).

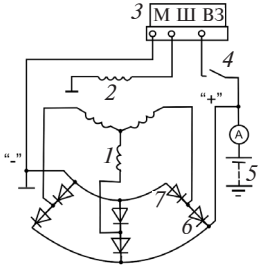


Рис. 4.3. Принципиальная схема генератора переменного тока с встроенным выпрямителем: *1* – обмотка статора; *2* – обмотка возбуждения; *3* – реле-регулятор; *4* – выключатель зажигания; *5* – аккумуляторная батарея; *6* – диод прямой полярности; *7* – диод обратной полярности

Начала всех трех фаз объединены между собой, а концы выведены в цепь (схема соединения – звезда).

При вращении ротора магнитный поток, пересекающий обмотки катушки статора, изменяет свое направление и величину и индуктирует в обмотках ЭДС, переменную по величине и направлению. Выводные концы фазных обмоток статора соединены с выпрямителем, состоящим из шести кремниевых диодов (вентилей). Каждая фаза обмотки статора связана с двумя диодами, из которых один прямой, а другой – обратной полярности.

Индукционный генератор 46.3701 со встроенным регулятором напряжения имеет постоянные магниты, позволяющие сохранять остаточную намагниченность. Это способствует самовозбуждению генератора с подключенной номинальной нагрузкой, т. е. сельскохозяйственные работы можно проводить и при отсутствии аккумуляторной батареи на тракторе.

Индукционный генератор представляет собой однополюсную индукторную трехфазную машину (рис. 4.4).

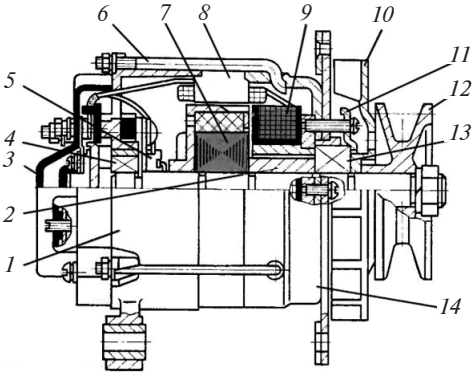


Рис. 4.4. Устройство индукционного генератора 46.3701: *1* – задняя крышка; *2* – втулка ротора; *3* – крышка регулирующего устройства; *4* – подшипник; *5* – блок; *6* – стяжной болт; *7* – ротор; *8* – статор; *9* – катушка возбуждения; *10* – вентилятор; *11* – крышка подшипника; *12* – шкив; *13* – подшипник; *14* – передняя крышка

Ротор состоит из вала, на котором расположены шестилучевой пакет-звездочка из листовой стали, втулка-магнитопровод, шкив и центробежный вентилятор. В специальном алюминиевом каркасе с шестью клинообразными выступами, размещенными между зубцами пакетов ротора, залиты магниты.

Статор представляет собой пакет с девятью зубцами, на которых расположены катушки (по три в фазе). Крышка со стороны привода стальная с приваренным фланцем со стороны вентилятора. На фланце имеются крепежная и натяжная лапы. В этой крышке находится втулка-магнитопровод с обмоткой возбуждения. В алюминиевой крышке со стороны, противоположной приводу, установлен выпрямительный блок с тремя дополнительными диодами.

Пластмассовая сетчатая крышка с отверстиями под электрические выводы прикрывает торец алюминиевой крышки.

В обеих крышках подшипника имеются окна для забора и выброса охлаждающего воздуха.

Выпрямитель генератора переменного тока обеспечивает двухполупериодное выпрямление переменного тока так, что направление тока в цепи нагрузки остается неизменным. Выпрямитель генератора переменного тока собирают по мостовой схеме (см. рис. 4.3).

Основной частью селенового диодного выпрямителя является выпрямительный элемент, состоящий из алюминиевой шайбы с нанесенным тонким слоем селена. В последнее время вместо селеновых выпрямителей применяют кремниевые.

Такие выпрямители нечувствительны к влаге, имеют меньшие размеры и длительный срок службы.

Отдельный кремниевый элемент (диод) состоит из полупроводников с разной электронной проводимостью. Между полупроводниками в процессе формовки образуется запирающий слой, обладающий односторонней проводимостью. Кремниевые диоды встраиваются непосредственно в корпус генератора и охлаждаются потоком воздуха вместе с генератором.

Регулятор напряжения – устройство, поддерживающее напряжение бортовой сети трактора в заданных пределах при изменении электрической нагрузки, частоты вращения ротора генератора и температуры окружающей среды.

Регуляторы напряжения обладают свойством термокомпенсации – изменения напряжения, подводимого к аккумуляторной батарее, в зависимости от температуры воздуха в подкапотном пространстве для оптимального заряда АКБ. Чем ниже температура воздуха, тем большее напряжение должно подводиться к батарее, и наоборот. Величина термокомпенсации достигает до 0,01 В на 1 °С.

Напряжение генератора без регулятора зависит от частоты вращения его ротора, магнитного потока, создаваемого обмоткой возбуждения, а следовательно, от силы тока в этой обмотке и величины тока, отдаваемого генератором потребителям. Чем больше частота вращения и сила тока возбуждения, тем больше напряжение генератора; чем больше сила тока его нагрузки, тем меньше это напряжение.

Функцией регулятора напряжения является стабилизация напряжения при изменении частоты вращения и нагрузки за счет воздействия на ток возбуждения.

Электронные регуляторы изменяют ток возбуждения путем включения и отключения обмотки возбуждения от питающей сети, при этом меняется относительная продолжительность времени включения обмотки возбуждения. Если для стабилизации напряжения требуется уменьшить силу тока возбуждения, время включения обмотки возбуждения уменьшается, если нужно увеличить – увеличивается.

Рассмотрим принцип работы электронного регулятора (рис. 4.5).

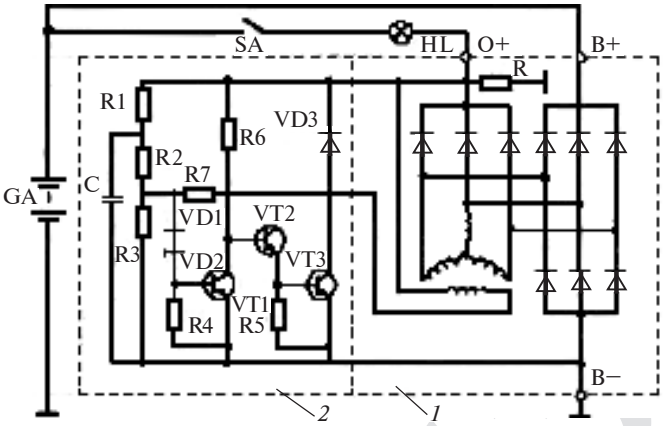


Рис. 4.5. Схема регулятора напряжения:
1 – генератор; *2* – регулятор напряжения; SA – замок зажигания;
HL – контрольная лампа на панели приборов

Стабилитрон VD2 не пропускает через себя ток при напряжениях, меньших величины напряжения стабилизации. При достижении напряжением этой величины стабилитрон «пробивается» и по нему начинает протекать ток. Таким образом, стабилитрон в регуляторе является эталоном напряжения, с которым сравнивается напряжение генератора.

Транзисторы VT1–VT3 пропускают ток между коллектором и эмиттером (открыты), если в цепи база – эмиттер ток протекает, и не пропускают этого тока (закрыты), если базовый ток прерывается. Напряжение к стабилитрону VD2 подводится от вывода генератора «О+» через делитель напряжения на резисторах (R1+R2), R3 и диод VD1, осуществляющий температурную компенсацию. Пока напряжение генератора невелико и напряжение на стабилитроне ниже его напряжения стабилизации, стабилитрон закрыт, через него, а следовательно, и в базовой цепи транзистора VT1 ток не протекает, транзистор VT1 также закрыт. В этом случае ток через резистор R6 от вывода «О+» поступает в базовую цепь транзистора VT2, который открывается, и через его переход эмиттер – коллектор начинает протекать ток в базе транзистора VT3, который также открывается. При этом обмотка возбуждения генератора оказывается подключенной к цепи питания через переход эмиттер – коллектор VT3.

Если напряжение генератора возросло (например, из-за увеличения частоты вращения его ротора), то возрастает и напряжение на стабилитроне VD2. При достижении этим напряжением величины напряжения стабилизации стабилитрон VD2 «пробивается», ток через него начинает поступать в базовую цепь транзистора VT1, который открывается и своим переходом эмиттер – коллектор закорачивает вывод базы составного транзистора VT2 и VT3 на «массу». Составной транзистор закрывается, разрывая цепь питания обмотки возбуждения. Ток возбуждения спадает, уменьшается напряжение генератора, закрываются стабилитрон VD2, транзистор VT1, открывается составной транзистор VT2–VT3, обмотка возбуждения вновь включается в цепь питания, напряжение генератора возрастает, и процесс повторяется. Таким образом, регулирование напряжения генератора регулятором осуществляется дискретно через изменение относительного времени включения обмотки возбуждения в цепь питания.

Если частота вращения генератора возросла или нагрузка его уменьшилась, время включения обмотки уменьшается, если частота вращения уменьшилась или нагрузка возросла – увеличивается. В схеме регулятора имеются элементы, характерные для схем всех применяющихся на тракторах регуляторов напряжения. Диод VD3 при закрытии составного транзистора VT2–VT3 предотвращает опасные всплески напряжения, возникающие из-за обрыва цепи обмотки возбуждения со значительной индуктивностью. В этом случае ток обмотки возбуждения может замыкаться через этот диод, и опасных всплесков напряжения не происходит. Поэтому диод VD3 носит название «гасящий». Сопротивление R7 является сопротивлением жесткой обратной связи.

При открытии составного транзистора VT2–VT3 он оказывается подключенным параллельно сопротивлению R3 делителя напряжения. Напряжение на стабилитроне VT2 резко уменьшается, вследствие чего ускоряется переключение схемы регулятора и повышается частота этого переключения, что благотворно сказывается на качестве напряжения генераторной установки.

Конденсатор C является своеобразным фильтром, защищающим регулятор от влияния импульсов напряжения

на его входе. Вообще конденсаторы в схеме регулятора либо предотвращают переход этой схемы в колебательный режим и возможность влияния посторонних высокочастотных помех на работу регулятора, либо ускоряют переключение транзисторов. В последнем случае конденсатор, заряжаясь в один момент времени, разряжается на базовую цепь транзистора в другой момент, ускоряя броском разрядного тока переключение транзистора и, следовательно, снижая его нагрев и потери энергии в нем.

Лампа HL предназначена для контроля работоспособного состояния генераторной установки (лампа контроля заряда на панели приборов трактора). При неработающем двигателе замыкание контактов выключателя зажигания SA позволяет току от аккумуляторной батареи GA через эту лампу поступать в обмотку возбуждения генератора. Таким образом, обеспечивается первоначальное возбуждение генератора. Лампа при этом горит, сигнализируя, что в цепи обмотки возбуждения нет обрыва. После запуска двигателя на выводах генератора «О+» и «В+» появляется практически одинаковое напряжение, и лампа гаснет. Если генератор при работающем двигателе не развивает напряжения, лампа HL продолжает гореть и в этом режиме, что является сигналом об отказе генератора или обрыве приводного ремня. Введение резистора R в генераторную установку способствует расширению диагностических способностей лампы HL. При наличии этого резистора в случае обрыва цепи обмотки возбуждения при работающем двигателе лампа HL загорается.

В настоящее время все больше фирм переходит на выпуск генераторных установок без дополнительного выпрямителя обмотки возбуждения. В этом случае в регулятор заводится вывод фазы генератора. При неработающем двигателе напряжение на выводе фазы генератора отсутствует, и регулятор напряжения в этом случае переходит в режим, препятствующий разряду аккумуляторной батареи на обмотку возбуждения. Например, при включении выключателя зажигания схема регулятора переводит его выходной транзистор в колебательный режим, при котором ток в обмотке возбуждения невелик (составляет доли ампера). После запуска двигателя сигнал с вы-

вода фазы генератора переводит схему регулятора в нормальный режим работы. Схема регулятора осуществляет в этом случае и управление лампой контроля работоспособного состояния генераторной установки.

Аккумуляторная батарея для своей надежной работы требует, чтобы с понижением температуры электролита напряжение, подводимое к батарее от генераторной установки, несколько повышалось, а с повышением температуры – уменьшалось. В простейшем случае термокомпенсация в регуляторе подобрана таким образом, что в зависимости от температуры поступающего в генератор охлаждающего воздуха напряжение генераторной установки изменяется в заданных пределах.

Отсутствие вырабатываемого напряжения либо его отклонение от значений 14...14,5 В может быть вызвано следующими причинами: пробуксовка (слабое натяжение) приводного ремня; зависание щеток; подгорание контактных колец; обрыв цепи возбуждения; задевание ротора за полюса статора; пробой диодов выпрямительного блока; неисправность регулятора напряжения; замыкание обмотки статора на корпус; межвитковое замыкание в катушке обмотки возбуждения; износ или разрушение подшипников и др.

4.2. Потребители электроэнергии на тракторе

Система электрического пуска двигателя включает одну или две АКБ, электрифицированные средства подготовки и пуска, электрический стартер, коммутационную аппаратуру и электрическую сеть. Система надежна в работе, обеспечивает дистанционное управление и возможность автоматизации процесса пуска двигателя с помощью электротехнических устройств.

Электрический стартер состоит из электродвигателя постоянного тока (с последовательным или смешанным возбуждением) и привода.

Приводом стартера называется устройство или совокупность устройств, предназначенных для соединения электродвигателя стартера с коленчатым валом двигателя в момент пуска и разъединяющих соединение после пуска. К приво-

ду стартера относят механическую часть (механизм привода), непосредственно участвующую в передаче вращательного момента, и электрическую часть (механизм управления), которая относится к управляющему звену привода.

Механизм управления, или тяговое реле, закреплен на корпусе стартера. Тяговое реле предназначено для включения механизма привода и силовой цепи и состоит из электромагнита с катушками и контактов (подвижных и неподвижных). Обычно на стартерах применяют двухобмоточные тяговые реле, имеющие втягивающую и удерживающую обмотки. В процессе прокручивания вала двигателя втягивающая обмотка шунтируется, что позволяет снизить расход энергии аккумулятора в процессе пуска.

Дополнительное реле служит для включения электропитания тягового реле и разгружает контакты выключателя стартера.

Реле блокировки применяют для автоматического отключения (обесточивания) стартера после запуска двигателя и блокировки его включения при включенной передаче.

Рассмотрим конструкцию и принцип работы стартера модели 35.3708, который используется для дистанционного пуска тракторного двигателя. Стартер представляет собой четырехщеточный четырехполюсный электродвигатель постоянного тока со смешанным возбуждением и состоит из корпуса *22* с обмотками возбуждения, якоря с приводом, двух крышек *1* и *19* и тягового двухобмоточного электромагнитного реле (рис. 4.6). Крышки и корпус стянуты в единое целое двумя шпильками, ввернутыми в крышку *1*. Внутри стального корпуса закреплены винтами *23* полюса, на которые надеты катушки обмотки возбуждения *21*.

Корпус вместе с полюсами и катушками образует статор стартера. Две катушки обмотки статора являются сериесными, т. е. соединены с обмоткой якоря последовательно, а две другие – шунтовыми, присоединенными параллельно обмотке якоря. Поэтому возбуждение стартера и называется смешанным. Оно обеспечивает сравнительно низкую частоту вращения якоря на холостом ходу без нагрузки, что уменьшает износ втулок подшипников вала якоря, облегчает условия работы обгонной муфты и предотвращает разнос якоря.

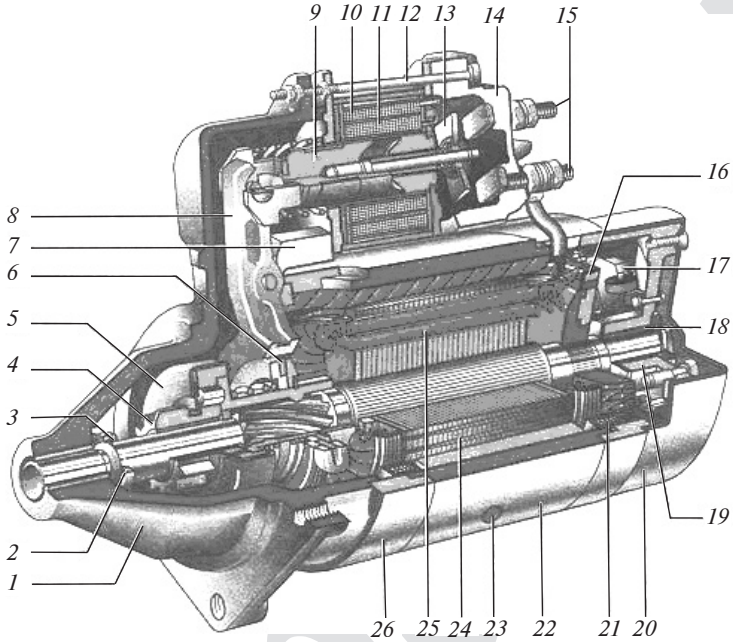


Рис. 4.6. Стартер 35.3708:
1 – крышка со стороны привода; *2* – стопорное кольцо; *3* – ограничительное кольцо; *4* – шестерня привода; *5* – обгонная муфта; *6* – поводковое кольцо; *7* – резиновая заглушка; *8* – рычаг привода; *9* – якорь реле; *10* – удерживающая обмотка тягового реле; *11* – втягивающая обмотка тягового реле; *12* – стяжной болт реле; *13* – контактная пластина; *14* – крышка реле; *15* – контактные болты; *16* – коллектор; *17* – щетка; *18* – втулка вала якоря; *19* – крышка со стороны коллектора; *20* – кожух; *21* – катушка обмотки возбуждения; *22* – корпус; *23* – винт крепления полюса статора; *24* – сердечник якоря; *25* – обмотка якоря; *26* – промежуточное кольцо

Якорь стартера состоит из вала, сердечника *24* с обмоткой *25* из медной ленты и коллектора *16*, выполненного в виде пластмассовой втулки с залитыми в ней медными пластинами. Вал якоря вращается в двух металлокерамических втулках *18*, запрессованных в крышки стартера и пропитанных маслом. Осевой свободный ход вала якоря регулируется подбором ограничительного кольца *3* и должен быть не более 0,5 мм. На переднем конце вала якоря установлен привод стартера,

состоящий из роликовой обгонной муфты *5* и шестерни *4*. Назначение обгонной муфты – передавать крутящий момент от вала якоря стартера к венцу маховика при пуске двигателя, а после пуска, работая в режиме обгона, – не допускать передачи крутящего момента от маховика на якорь. Иначе может произойти выброс обмотки якоря из пазов сердечника из-за «разноса» – чрезмерно высокой частоты вращения якоря маховиком работающего двигателя.

Обгонная муфта состоит из наружного кольца с роликами и внутреннего кольца, объединенного с шестерней *4* привода. Наружное кольцо имеет три паза с отверстиями, в которых находятся стальные ролики с пружинами, плунжерами и направляющими стержнями. Паз для роликов – с переменной шириной. В широкой части паза ролики могут свободно вращаться, а в узкой – заклиниваются между наружным и внутренним кольцами. Электромагнитное тяговое реле стартера служит для ввода шестерни привода в зацепление с венцом маховика и для замыкания цепи питания обмоток якоря и статора.

При повороте ключа замыкаются контакты «30» и «50» выключателя зажигания *4*, и через обмотки тягового реле *5* начинает протекать ток (рис. 4.7). Под действием этого тока возникает усилие около 10...12 кгс, втягивающее якорь, при этом контактная пластина *13* (см. рис. 4.6) замыкает контакты.

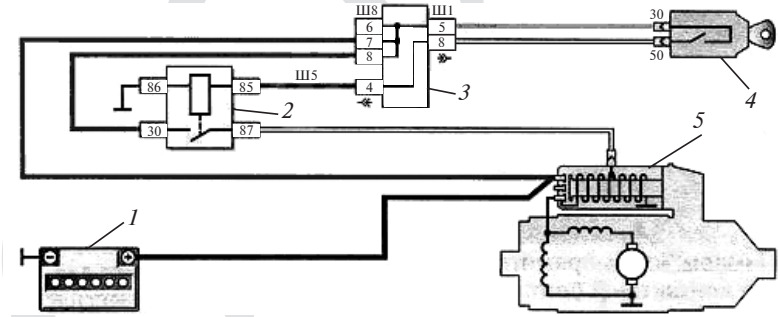


Рис. 4.7. Схема соединений стартера:
1 – АКБ; *2* – реле включения стартера; *3* – монтажный блок;
4 – выключатель зажигания; *5* – тяговое реле

У стартера с двухобмоточным тяговым реле при замыкании контактных болтов втягивающая обмотка обесточивается, так

как оба ее конца шунтируются контактным диском. Поскольку якорь уже втянут в тяговое реле, то для удержания якоря в этом положении требуется сравнительно небольшое усилие, которое обеспечивает одна удерживающая обмотка *10* (см. рис. 4.6). Передвигаясь, якорь реле через рычаг привода *8* перемещает обгонную муфту с шестерней. Ступица обгонной муфты, проворачиваясь на винтовых шлицах вала якоря стартера, поворачивает также и шестерню *4*, что облегчает ее ввод в зацепление с венцом маховика. Кроме того, фаски на боковых кромках зубьев шестерни венца маховика, а также буферная пружина, передающая усилие от рычага привода *8* ступице муфты *5*, облегчают ввод шестерни в зацепление и смягчают удар шестерни в венец маховика. Через замкнутые контакты реле идет ток питания статора и якоря. Якорь стартера начинает вращаться вместе со ступицей и наружным кольцом обгонной муфты.

Поскольку ролики муфты смещены пружинами в узкую часть паза наружного кольца, а шестерня тормозится венцом маховика, то ролики заклиниваются между кольцами обгонной муфты, и крутящий момент от вала якоря передается через муфту и шестерню к венцу маховика. После пуска двигателя частота вращения шестерни начинает превышать частоту вращения якоря стартера. Внутреннее кольцо обгонной муфты (объединенное с шестерней) увлекает ролики в широкую часть паза наружного кольца, сжимая пружины плунжеров. В этой части паза ролики свободно вращаются, не заклиниваясь, и крутящий момент от маховика двигателя не передается на вал якоря стартера. После выключения ключа цепь питания обмоток тягового реле размыкается. Якорь тягового реле под действием пружины возвращается в исходное положение, размыкая контакты и возвращая обгонную муфту с шестерней в исходное положение. Торможение якоря стартера происходит за счет трения щеток о коллектор.

Система зажигания является важнейшей составной частью электрооборудования мини-трактора с бензиновым двигателем и пускового двигателя. На данных типах двигателей используют систему зажигания от магнето.

Магнето высокого напряжения – комплексный прибор, совмещающий функции генератора переменного тока, трансформатора, прерывателя и распределителя тока (в магнето одноцилиндрового двигателя распределителя тока нет).

На сердечник *5* трансформатора намотана первичная обмотка *4*, состоящая из 150...235 витков (0,7...1 мм) изолированной проволоки, и вторичная обмотка *3* с большим числом (11 000...13 000) витков тонкой (0,07 мм) изолированной проволоки (рис. 4.8).

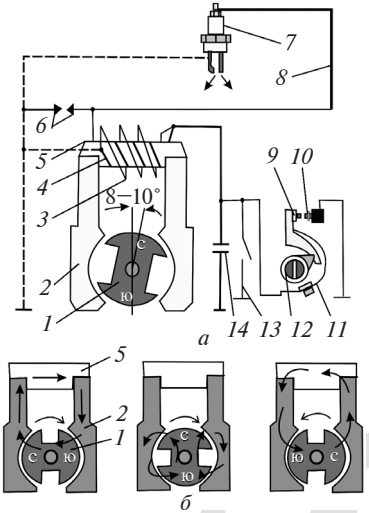


Рис. 4.8. Схема работы магнето с вращающимся магнитом: *а* – схема работы магнето; *б* – схема изменения магнитного потока в сердечнике трансформатора; *1* – магнит; *2* – стойка с башмаком; *3* – вторичная обмотка; *4* – первичная обмотка; *5* – сердечник; *6* – искровой промежуток (предохранитель); *7* – искровая зажигательная свеча; *8* – провод высокого напряжения; *9* – подвижный контакт; *10* – неподвижный контакт; *11* – пружинка подвижного контакта; *12* – кулачок прерывателя; *13* – выключатель зажигания; *14* – конденсатор

Один конец первичной обмотки соединен с сердечником (с массой), а другой – с изолированным подвижным контактом *9* прерывателя, который постоянно прижимается пластинчатой пружинкой *11* к неподвижному контакту *10* прерывателя.

За каждый оборот постоянного двухполюсного магнита *1* – ротора (рис. 4.8, *б*) между башмаками стоек *2* дважды проходит магнитный поток, изменяющийся по величине и направлению. Пересекая витки замкнутого провода первичной обмотки (рис. 4.8, *а*), магнитный поток наводит в ней электродвижущую силу (ЭДС) и электрический ток низкого напряжения.

Путь тока низкого напряжения: первичная обмотк → замкнутые контакты *9* и *10* прерывателя → масса → сердечник *5* → первичная обмотка *4* (или в обратном направлении).

Переменный по величине и направлению ток низкого напряжения создает вокруг первичной обмотки переменное магнитное поле, в котором находится вторичная обмотка.

Каждый раз, когда ток в первичной обмотке *4* достигает своего наибольшего значения, кулачок *12*, вращающийся вместе с магнитом *1*, размыкает контакты *9* и *10* прерывателя, и магнитное поле, созданное током низкого напряжения, исчезает. В результате этого во вторичной обмотке индуктируется ЭДС около 20 000...24 000 В, создающая искровой разряд между электродами свечи *7*. Один конец обмотки *3* присоединен к обмотке *4* и через нее связан с массой, а другой – к проводу *8* высокого напряжения, идущему к свече.

Путь тока высокого напряжения: вторичная обмотка → провод высокого напряжения *8* → центральный электрод свечи → искровой промежуток между электродами свечи → боковой электрод свечи → масса → сердечник → первичная обмотка → вторичная обмотка (или в обратном направлении).

Чтобы предохранить изоляцию вторичной обмотки от пробоя, в магнето предусмотрен искровой промежуток (предохранитель) *6*, через который проскакивает искра, если сопротивление между электродами свечи слишком велико.

Выключается зажигание выключателем *13*, замыкающим первичную обмотку на «массу».

Свеча зажигания (рис. 4.9) необходима для образования искрового разряда и зажигания рабочей смеси в камере сгорания пускового двигателя. Свеча устанавливается в головке цилиндра. Когда импульс тока высокого напряжения от распределителя попадает на свечу зажигания, между ее электродами проскакивает искра, которая воспламеняет рабочую смесь и обеспечивает нормальное прохождение рабочего цикла двигателя. Для контактных систем зажигания зазор между электродами свечи должен быть в пределах 0,5...0,6 мм.

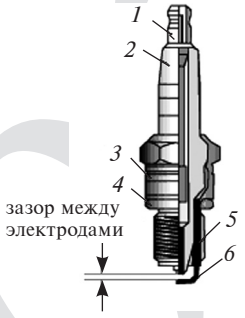


Рис. 4.9. Свеча зажигания:
1 – контактная гайка;
2 – изолятор; *3* – корпус;
4 – уплотнительное кольцо;
5 – центральный электрод;
6 – боковой электрод

Одной из важнейших характеристик свечи является калильное число, оценивающее ее тепловые свойства. Свеча работает нормально при температуре теплового конуса изолятора 400...900 °С.

При более низкой температуре конуса на свече образуется нагар, который вызывает перебои в работе двигателя. При температуре свыше 920 °С возникает калильное зажигание – самовоспламенение рабочей смеси от нагретого конуса свечи.

Калильное число определяется на специальном эталонном одноцилиндровом двигателе, степень сжатия которого изменяют до возникновения калильного зажигания. Среднее индикаторное давление при возникновении калильного зажигания соответствует калильному числу, которое должно принадлежать ряду чисел: 8; 11; 14; 17; 20; 23; 26.

Длинный тепловой конус затрудняет теплоотвод. Нижняя часть свечи плохо охлаждается. Такую свечу называют «горячей», она соответствует малому значению калильного числа и рекомендуется для тихоходных двигателей с малой степенью сжатия.

Короткий тепловой корпус характерен для «холодной» свечи с большими значениями калильного числа. Такие свечи рекомендуются для быстроходных форсированных двигателей внутреннего сгорания.

В маркировке свечей зажигания производства РФ содержится следующая информация:

– размер резьбы на корпусе (А – резьба М14×1,25 или М – резьба М18×1,5);

– особенности конструкции свечи (К – с коническим уплотнением без прокладки; М – малогабаритная);

– калильное число;

– длина резьбовой части корпуса (Д – 19 мм, М – 11 мм, длина резьбовой части 12 мм не обозначается);

– выступ теплового конуса изолятора за торец корпуса свечи – В; отсутствие выступа не обозначается;

– герметизация центрального электрода термоцементом – Т; герметизация иным герметиком не обозначается.

Например, индексы в маркировке свечи А20ДВ имеют следующее значение: А – резьба М14×1,25; 20 – калильное число; Д – длина резьбовой части корпуса 19 мм; В – тепловой конус изолятора выступает за пределы корпуса; центральный электрод загерметизирован герметиком (кроме термоцемента).

Система освещения и световой сигнализации выполняет следующие основные функции:

– освещение дороги;

– передача информации о габаритных размерах машины;

– информация о предполагаемом или совершаемом маневре;

– освещение номерного знака, кабины, подкапотного пространства и других агрегатов.

От состояния световых приборов в большей степени зависит безопасность дорожного движения, особенно в темное время.

На тракторах установлены различные по назначению, конструкции, электрическим и светотехническим параметрам приборы освещения и сигнализации. В обязательный комплект световых приборов для всех тракторов входят не менее двух фар ближнего и дальнего света, по два габаритных огня и по два указателя поворотов спереди и сзади, два световозвращателя, фонарь освещения номерного знака. В качестве дополнительных могут быть установлены контурные огни, освещение панели приборов управления, электростеклопакет и др.

Световые приборы делятся на осветительные и светосигнальные. Световой пучок осветительного прибора воспринимается после отражения от дороги или от объекта на дороге, а световой поток светосигнального прибора воспринимается непосредственно. Фары и фонари заднего хода можно считать и осветительными и светосигнальными (водитель воспринимает эти приборы как световые, а другие участники движения – как светосигнальные).

В зависимости от вида выполняемых трактором работ передние фары располагают по высоте в двух положениях. На работах, где колея составляет 1200...1400 мм, фары должны занимать верхнее положение (так их устанавливают на заводе).

На транспортных работах, на дорогах общего пользования (при колее 1600...1800 мм) кронштейны фар переставляют в нижнее положение и закрепляют к переднему брусу трактора.

Регулировка направления света передних фар – важная операция, требующая тщательного выполнения, поскольку от нее зависят освещение дороги и безопасность движения. Регулировку фар выполняют, установив трактор на ровной площадке в достаточно затемненном помещении перед матовым экраном, на котором должны быть отчетливо видны световые пятна от фар. Экран размещают, как показано на рисунке 4.10.

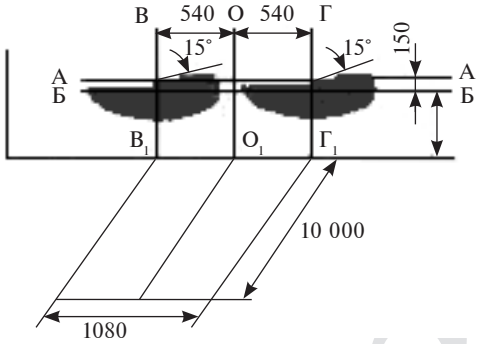


Рис. 4.10. Экран регулировки света передних фар трактора Беларус-80/82

Линию А–А расположения центров фар наносят на экран на расстоянии *h*, равном высоте расположения центра фар над уровнем пола. Трактор устанавливают так, чтобы расстояние от его фар до экрана составляло 10 м. При этом продольная плоскость симметрии трактора должна пересекаться с экраном по линии $О–О_1$.

Ослабляют крепление фар, включают свет и, действуя переключателем, убеждаются в том, что дальний и ближний свет обеих фар загорается одновременно. Включают ближний свет и, закрыв одну из фар, другую устанавливают так, чтобы световое пятно на экране было расположено, как показано на рисунке. Таким же образом регулируют вторую фару, следя за тем, чтобы верхние края обоих световых пятен находились на одной высоте.

Задние фары установлены на крыльях задних колес и дают широкий световой пучок, равномерно освещающий достаточно большую площадь.

Звуковой сигнал – один из информационно-указательных приборов, который информирует участников дорожного движения о приближающемся транспорте. Поэтому использование сигнала оказывает существенное влияние на безопасность дорожного движения. Сигнал по усмотрению водителя может включаться и в других случаях.

Звуковые сигналы различают по следующим основным признакам:

- по характеру звучания – шумовые, тональные;
- устройству – рупорные, безрупорные;

· роду тока – сигналы постоянного и переменного тока;

· принципу действия – электрические, вибрационные и электропневматические.

На рисунке 4.11 показана схема безрупорного шумового сигнала. Один вывод соединен с аккумуляторной батареей, а другой – с выключателем, замыкающим цепь электроснабжения обмотки *15* электромагнита с сердечником *13* на «массу».

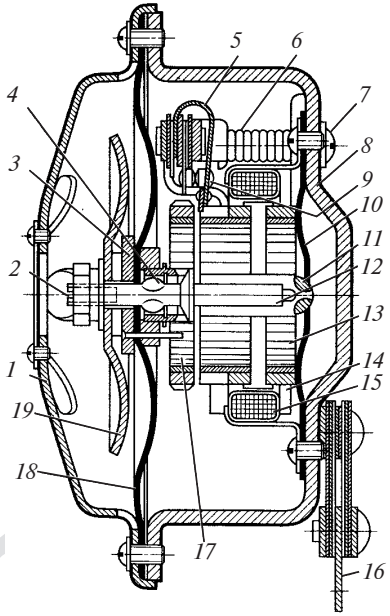


Рис. 4.11. Сигнал безрупорный шумовой:
1 – крышка; *2* – шлиц регулировочный; *3* – шайба прижимная; *4* – выступ шпоночный; *5* – пружина прерывателя; *6* – пружина винта регулировочного; *7* – винт регулировочный; *8* – корпус; *9* – контакты прерывателя; *10* – пружина центрирующая; *11* – упор стержня; *12* – стержень; *13* – сердечник электромагнита; *14* – конденсатор; *15* – обмотка электромагнита; *16* – подвеска пружинная; *17* – якорь; *18* – мембрана; *19* – резонатор

При включении сигнала электромагнит притягивает якорь *17*, вместе с которым перемещается мембрана *18* с резонатором *19*. В конце хода якорь нажимает на пружинную пластину *5*, размыкая контакты *9* прерывателя. Цепь электроснабжения электромагнита обесточивается, и под действием упругой силы

мембрана движется в обратном направлении, вновь замыкая контакты прерывателя. Далее цикл периодически повторяется.

Вибрация мембраны передается резонатору. От частоты колебаний мембраны и резонатора зависят высота тона звучания сигнала и нужный частотный диапазон звука. Качество звучания регулируется винтом *7*, расположенным на корпусе *8* с внешней стороны. Регулировочный винт изменяет положение контактов прерывателя относительно якоря.

Мембрана по периферии зажимается винтами между корпусом и крышкой *1*. Центральной частью мембрана жестко связана с якорем. От количества прокладок зависит зазор между якорем и сердечником. От зазора в свою очередь зависят громкость, тон и сила потребляемого сигналом тока.

Тональный рупорный сигнал имеет корпус *10*, электромагнит с обмоткой *3*, сердечником *6* и якорем *13*, прерыватель с контактами *8* и мембрану *1* (рис. 4.12).

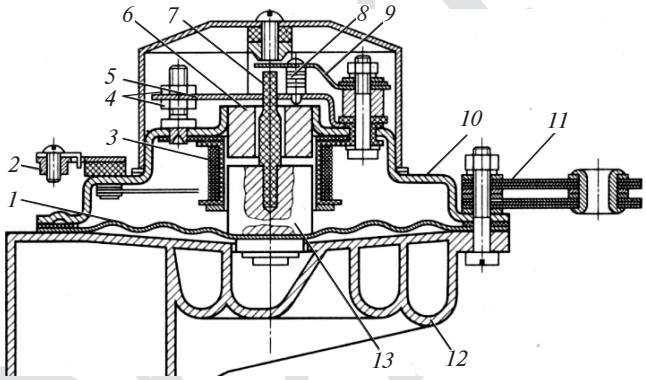


Рис. 4.12. Сигнал тональный рупорный:
1 – мембрана; *2* – вывод обмотки изолированный; *3* – обмотка электромагнита; *4* – гайки регулировочные; *5* – пластина неподвижного контакта; *6* – сердечник электромагнита; *7* – штифт упорный; *8* – контакты; *9* – пружина подвижного контакта; *10* – корпус; *11* – подвеска сигнала; *12* – рупор; *13* – якорь

Контрольно-измерительные приборы трактора. Система контрольно-измерительных приборов состоит:

– из электрических приборов с датчиками (указатель температуры охлаждающей жидкости, указатель уровня топлива, указатель напряжения, указатель давления масла, указатель давления воздуха в пневмосистеме);

– электрических сигнализаторов аварийных режимов, подающих информацию световыми и звуковыми сигналами, объединенных в два блока контрольных ламп, которые установлены на щитке приборов.

Включение системы контрольно-измерительных приборов осуществляется поворотом ключа выключателя стартера. При этом в момент включения стрелки приборов должны переместиться на нулевую отметку шкалы или ту ее отметку, которая соответствует истинному состоянию параметра контролируемой системы в данный момент.

На тракторы могут устанавливаться щитки приборов с автономными приборами (рис. 4.13) или с комбинацией приборов (рис. 4.14). На щитках расположены блоки контрольных ламп.

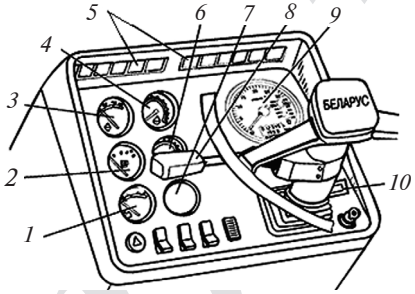


Рис. 4.13. Щиток с автономными приборами:
1 – указатель напряжения; *2* – указатель уровня топлива в баках; *3* – указатель температуры охлаждающей жидкости в системе охлаждения дизеля с контрольной лампой аварийной температуры; *4* – указатель давления масла в системе смазки дизеля с лампой аварийного давления; *5* – блоки контрольных ламп; *6* – указатель давления воздуха в пневмосистеме; *7* – заглушка; *8* – переключатель поворотов; *9* – тахоспидометр; *10* – пульт управления тахоспидометром



Рис. 4.14. Щиток с комбинацией приборов:
1 – комбинация приборов;
2 – блоки контрольных ламп;
3 – тахоспидометр; *4* – пульт управления тахоспидометром

В щитке приборов смонтированы три блока плавких предохранителей электрических цепей (рис. 4.15). Для доступа к плавким предохранителям необходимо открыть крышку щитка приборов.

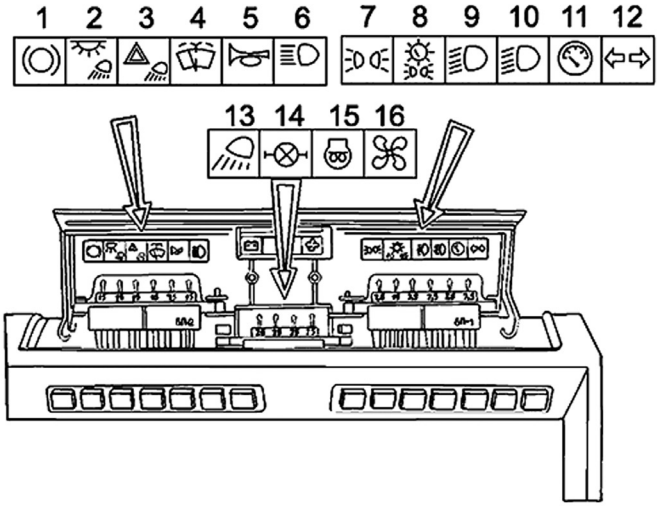


Рис. 4.15. Блоки предохранителей с плавкими вставками:
1 – сигнал торможения; *2* – плафон кабины и задние рабочие фары; *3* – аварийная сигнализация; *4* – стеклоочиститель и стеклоомыватель; *5* – звуковой сигнал; *6* – дальний свет дорожных фар; *7* – левые габаритные огни; *8* – правые габаритные огни; *9* – ближний свет левой дорожной фары; *10* – ближний свет правой дорожной фары; *11* – приборы, блоки контрольных ламп, сигнальная лампа стояночного тормоза; *12* – реле указателей поворота; *13* – передние рабочие фары; *14* – блокировка дифференциала заднего моста; *15* – электрофакельный подогреватель; *16* – электродвигатель системы вентиляции и отопления

Шкала электрического тахоспидометра (рис. 4.16), установленного в щитке приборов, позволяет получать следующую информацию:

- частота вращения коленчатого вала дизеля, мин$^{-1}$;
- частота вращения ВОМ II – 1000 мин$^{-1}$;
- частота вращения ВОМ I – 540 мин$^{-1}$;
- наработка дизеля, ч;
- скорость движения трактора, км/ч.

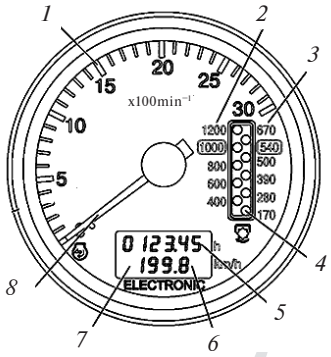


Рис. 4.16. Электрический тахоспидометр:
1 – шкала частоты вращения коленчатого вала дизеля; *2* – шкала частоты вращения ВОМ II; *3* – шкала частоты вращения ВОМ I; *4* – дисплей (СИД) индикации частоты вращения заднего ВОМ; *5* – индикация наработки дизеля; *6* – индикация скорости движения трактора; *7* – дисплей (ЖКИ) индикации наработки дизеля и скорости движения трактора; *8* – стрелочный указатель частоты вращения коленчатого вала дизеля

Комбинация приборов показана на рисунке 4.17.

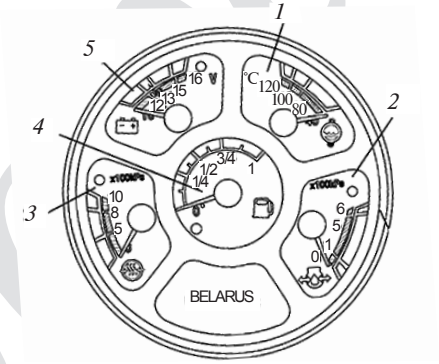


Рис. 4.17. Комбинация приборов:
1 – указатель температуры охлаждающей жидкости; *2* – указатель давления масла; *3* – указатель давления воздуха в пневмосистеме; *4* – указатель уровня топлива в баке; *5* – напряжение бортовой сети

Шкала указателя температуры охлаждающей жидкости дизеля имеет три зоны:

рабочую – 80...100 °С (зеленый цвет);

нерабочую – 40...80 °С (желтый цвет);

аварийную – 100...120 °С (красный цвет).

Кроме того, указатель оборудован сигнальной лампой аварийной температуры (красного цвета).

Указатель давления масла в дизеле также оборудован сигнальной лампой аварийного падения давления. Шкала этого указателя имеет три зоны: одну рабочую (1...5 кгс/см^2) и две нерабочие (0...1 и 5...6 кгс/см^2).

При запуске холодного двигателя возможно давление до 6 кгс/см^2. Если лампа аварийного давления горит при работающем дизеле, следует немедленно остановить дизель и устранить неисправность.

Шкала указателя давления воздуха в пневмосистеме имеет три зоны: одну рабочую (5...8 кгс/см^2) и две нерабочие (0...5 и 8...10 кгс/см^2). Указатель оборудован сигнальной лампой аварийного давления (красного цвета).

Уровень топлива в баке показывает прибор, имеющий деления: 0–1/4–1/2–3/4–1. Прибор оборудован контрольной лампой резервного уровня (оранжевого цвета).

Величина напряжения бортовой сети определяется прибором, имеющим несколько шкал (рис. 4.18).

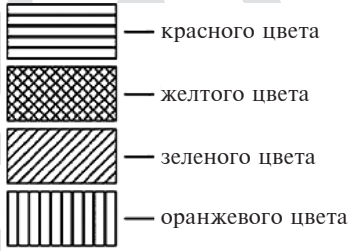


Рис. 4.18. Кодировка зон шкал прибора

4.3. Основные неисправности электрооборудования трактора

Ремонт электрооборудования (ЭО) должен производиться только после тщательного изучения инструкции по эксплуатации и обслуживанию той или иной системы трактора. Следует

помнить, что в основном все возможные неисправности ЭО происходят по следующим причинам:

– выход из строя конечного потребителя (лампа, сигнал, тяговое реле и т. п.);

– отсутствие контакта там, где он требуется (отсутствие «массы» прибора, коррозия контактов цепи питания, обрыв провода);

– наличие контакта там, где его не должно быть (короткое замыкание на «массу», о чем чаще всего сигнализирует перегоревший предохранитель);

– окисление, сопровождаемое падением напряжения и интенсивным нагревом нарушенных контактов;

– подгорание контактов в тяговом реле стартера;

– выход из строя контактов переключателей.

Для предотвращения траты времени на поиск неисправности необходимо проводить диагностирование по логической схеме.

Для проверки ЭО лучше всего использовать контрольную лампу или тестер (омметр и вольтметр). В качестве контрольной лампы применять лампу мощностью не менее 20 Вт (лампа А12-21).

Типичные неисправности ЭО приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Типичные неисправности ЭО и методы их диагностирования и устранения

Типичные неисправности	Методы диагностирования и устранения
Отсутствует напряжение в бортовой электросети после включения выключателя «массы»	Проверить контакты в месте подключения проводов к элементам АКБ Проверить исправность предохранителей бортового питания Проверить исправность цепи, ведущей от АКБ к предохранителю
После запуска дизеля отсутствует зарядка	Проверить состояние ремня привода генератора и регулировку натяжения Проверить исправность предохранителей бортового питания С помощью указателя напряжения проверить величину регулируемого напряжения генератора, которое должно быть равно 13,2...14,1 В в положении «Лето» винта по-

Окончание таблицы 4.2

Типичные неисправности	Методы диагностирования и устранения
	сезонной регулировки или 14,2...15,2 В в положении «Зима» Проверить надежность контактов в цепи, ведущей от генератора к указателю напряжения. Проверку следует проводить при номинальных оборотах дизеля и включенных рабочих фарах
Аккумуляторная батарея систематически недозаряжается	Проверить величину регулируемого напряжения. Если она ниже допустимой, установить винт посезонной регулировки генератора в положение «Зима» или заменить ИРН (интегральный регулятор напряжения) Проверить техническое состояние АКБ Проверить надежность контактов клемм проводов, ведущих от генератора к АКБ, исключив возможность сопротивления, вызванного слабым контактом или окислением
Стартер развивает низкие пусковые обороты	Устранить возможное ослабление крепления или окисление клемм силовой цепи на АКБ, на выключении «массы», на перемычке «массы» между кабиной и корпусом трактора, на клеммах стартера и его креплении Проверить степень заряда аккумуляторных батарей
Тяговое реле стартера срабатывает (слышен стук его включения), однако дизель стартером не вращается. При этом контрольная лампа на щитке приборов трактора функционирует нормально или притухает	Проверить и при необходимости зачистить контакты тягового реле стартера, а также отрегулировать механизм привода Проверить состояние щеточно-коллекторного узла стартера

Основные неисправности системы освещения. Неисправности световых приборов в процессе эксплуатации трактора возникают как по объективным причинам (внешняя агрессивная среда, наружные механические повреждения, наличие вибраций), так и по субъективным (нарушение правил эксплуатации оборудования).

Возможные причины неисправностей представлены в таблице 4.3.

Таблица 4.3

Основные неисправности светотехнических приборов, способы их диагностирования и устранения

Причины неисправности	Способы диагностирования	Способы устранения
Ни один световой прибор не работает		
Неисправен переключатель или выключатель	Проверить цепь от переключателя или выключателя до светового прибора	Дефектное изделие заменить
Клеммная коробка отсоединилась от переключателя	Проверить тестером по цепи	Восстановить соединение
Обрыв в цепи освещения, проводки, сгорание предохранителей, окисление контактов, короткое замыкание	Проверить тестером последовательно все цепи	Устранить обрывы, предохранители заменить
Не горит одна из ламп световых приборов		
Перегорела нить накала (спираль) лампы	Проверить тестером	Заменить сгоревшую лампу
Окисление патрона или цоколя лампы	Проверить визуально или тестером	Очистить место контакта и после установки лампы смазать
Ненадежное соединение в патроне из-за поломки контакта или производственного брака	Проверить визуально	Заменить патрон новым
Неисправен переключатель	Проверить электрическую схему переключателя	При необходимости переключатель заменить
Перегорел предохранитель	Проверить тестером	Предохранитель заменить
Лампы горят с неполным накалом		
Регулируемое напряжение генератора ниже нормы	Проверить напряжение генератора на выходе	Отрегулировать напряжение или заменить реле-регулятор
Колба лампы затемнена парами вольфрама	Проверить лампу визуально	При необходимости лампу заменить
Большое падение напряжения на контактах из-за их окисления или ослабления	Проверить тестером последовательно по цепи	Очистить и восстановить контакт и смазать
Замыкание на «массу» из-за разрушения изоляции или попадания влаги	Определить место замыкания тестером	Восстановить электрическую цепь

Продолжение таблицы 4.3

Причины неисправности	Способы диагностирования	Способы устранения
Мигание световых приборов при работающем двигателе		
Люфт лампы в патроне или ослабление крепления наконечников проводов	Проверить визуально	Заменить неисправные патроны и подтянуть крепления
Короткое замыкание на «массу», периодическое при вибрациях	Проверить визуально, контрольной лампой или тестером	Заменить поврежденный участок проводки или изделие
Частичный обрыв или излом провода	Визуальный контроль проводки	Поврежденный участок проводки заменить
Фары плохо освещают дорожное полотно		
Нарушение регулировки фар	Проверить с помощью прибора или разметки экрана	Отрегулировать фары в соответствии с нормами
Повреждение или потускнение отражателей фар	Проверить визуально	Заменить оптический элемент
Загрязнение рассеивателей фар	Проверить визуально	Очистить рассеиватели
Затемнение колбы лампы	Проверить визуально	Лампу заменить
Вибрация оптического элемента	Проверить визуально	Закрепить оптический элемент
Смещение центра масс трактора вследствие перегрузки или снижения давления в шинах	Определить визуально на ровной площадке	Откорректировать фары в соответствии с загрузкой и довести до нормы давление в шинах
Не работает указатель поворотов в режимах маневрирования и аварийной сигнализации		
Перегорели предохранители в цепях указателей поворотов	Проверить целостность предохранителей тестером	Дефектный предохранитель заменить
Плохой контакт в соединениях предохранителей	Проверить надежность соединений	Устранить дефектные соединения
Вышел из строя включатель аварийной сигнализации	Проверить тестером или контрольной лампой	При необходимости включатель заменить
Неисправно реле прерывателя указателей поворотов	Проверить контрольной лампой	Дефектное реле заменить новым
Лампы указателей поворотов горят без прерывания		
Замыкание контактов исполнительного реле прерывателя	Проверить контрольной лампой или тестером	Зачистить контакты, при необходимости заменить реле

Окончание таблицы 4.3

Причины неисправности	Способы диагностирования	Способы устранения
Не работает контрольная лампа указателя поворотов		
Перегорела одна из ламп указателя поворота	Проверить визуально или тестером	Перегоревшую лампу заменить
Нарушен соединительный контакт, в том числе и «масса» контрольной лампы	Проверить вручную или тестером	Восстановить контакт
Не фиксируется или не перемещается рычаг переключателя указателей поворотов		
Разрушено гнездо фиксатора рычага	Проверить визуально при разборке	При необходимости заменить новым
Указатели поворотов не выключаются автоматически после завершения маневра		
Сильный износ или разрушение механизма возврата рычага	Проверить визуально при разборке	При необходимости переключатель заменить
Не включается или не выключается сигнал торможения		
Неисправен включатель сигнала торможения	Проверить контрольной лампой или тестером	При необходимости заменить включатель
Нарушен контакт в соединениях	Проверить визуально или контрольной лампой	Восстановить соединение
Нарушена регулировка включателя при установке	Проверить контрольной лампой или тестером	Отрегулировать или заменить новым
Не переключается ближний или дальний свет		
Окисление контактов переключателя	Проверить визуально или тестером	Разобрать переключатель и зачистить контакты
Неисправен переключатель	Проверить контрольной лампой	При необходимости переключатель заменить
Быстрое перегорание нити накала (спирали) ламп		
Повышенное напряжение в бортовой сети	Проверить выходное напряжение генератора	Отрегулировать или заменить реле-регулятор
Ослабление крепления лампы в патроне	Проверить визуально	При необходимости патрон заменить

Основные неисправности звуковых сигналов. При эксплуатации трактора периодически следует проверять надеж-

ность крепления сигнала и качество электрических соединений.

Обычно сигналы расположены в передней части моторного отсека трактора и подвержены воздействию агрессивной среды. Поэтому их периодически необходимо очищать от грязи, пыли с использованием сжатого воздуха.

Возможные причины неисправности звуковых сигналов приведены в таблице 4.4.

Таблица 4.4

Основные неисправности звуковых сигналов, способы их диагностирования и устранения

Причины неисправности	Способ диагностирования	Способ устранения
Звуковой сигнал не звучит при нормальном напряжении бортовой сети		
Окисление или подгорание контактов прерывателя	Проверить тестером или контрольной лампой	Зачистить и отрегулировать зазор между контактами
Неисправно реле сигнала	Проверить тестером	Заменить реле
Сгорел предохранитель в цепи сигнала	Проверить тестером или контрольной лампой	Заменить предохранитель
Окисление соединительных клемм	Проверить визуально или тестером	Зачистить клеммные соединения
Дребезжащий или слабый звук при нормальном напряжении генератора		
Дефект мембраны или резонатора	Проверить визуально при разборке	При необходимости сигнал заменить
Нарушено крепление сигнала	Проверить визуально	Восстановить крепление

Основные неисправности контрольно-измерительных приборов. Признаки неисправностей контрольно-измерительных приборов:

– при включении и выключении зажигания стрелки указателей манометра, термометра и измерителя уровня топлива остаются неподвижными;

– резкие колебания стрелки или неточные показания.

Обычно причиной отказа контрольно-измерительных приборов является образование разрыва цепи вследствие выхода из строя предохранителя.

При обрыве провода, соединяющего датчик и указатель, в момент включения зажигания в указателях температуры

охлаждающей жидкости и давления масла стрелка отклоняется до отказа влево от крайнего положения, а в измерителе уровня топлива – вправо за деление «П» шкалы.

Резкие колебания стрелки или неточные показания приборов чаще всего являются результатом непрочного крепления наконечников проводов на зажимах датчиков и указателей.

Образец

V. ТРАНСМИССИЯ

Трансмиссия в целом представляет собой комплекс устройств для преобразования и передачи энергии от ее источника к потребителям:

– ведущим колесам движителя, обеспечивающим движение трактора с необходимыми скоростями и силами тяги;

– валам отбора мощности (ВОМ) на привод рабочих органов агрегатируемых машин или для работы трактора на стационаре;

– приводу насосов гидравлических систем трансмиссий и навесных машин.

Источником энергии на тракторе являются современные тракторные ДВС с частотой вращения коленчатого вала в среднем около 2000 мин$^{-1}$, а скорости движения тракторов при выполнении различных технологических операций лежат в пределах 0,05...11,1 м/с (0,2...40 км/ч). При существующих размерах ведущих колес тракторов (колесных и гусеничных) частоты их вращения лежат в пределах 0,5...120 мин$^{-1}$. Перепад частот вращения валов между источником энергии (ДВС) и его главным потребителем (ведущими колесами) слишком велик.

Так как характеристика ДВС не в состоянии обеспечить реализацию этого необходимого перепада частот вращения валов, между двигателем и ведущими колесами трактора устанавливают обычно промежуточные преобразователи частот с постоянными и переменными передаточными числами.

Под передаточным числом преобразователя понимается отношение частоты вращения или угловой скорости ведущего вала к частоте вращения или угловой скорости ведомого вала. Пропорционально передаточным числам преобразователей меняется и величина передаваемого крутящего момента

от двигателя к ведущим колесам трактора. Чем больше передаточное число трансмиссии, тем больше крутящий момент на ведущих колесах трактора, тем больше его тяговое усилие, но тем меньше скорость его движения. Вместе с тем постоянное передаточное число трансмиссии трактора непригодно для работы его с машинно-тракторным агрегатом (МТА), так как тракторные ДВС имеют очень ограниченный диапазон изменения крутящего момента при изменении частоты вращения коленчатого вала. Специальное устройство, устанавливаемое в трансмиссии, позволяет изменять ее передаточное число, обеспечивая тем самым возможность работы МТА в широком диапазоне тягового и скоростного режимов с более высоким КПД. Помимо этого, данное устройство обеспечивает движение трактора задним ходом и его стоянку на месте с работающим двигателем для передачи энергии стационарно работающим машинам.

5.1. Классификация трансмиссий

Трансмиссия – это ряд взаимодействующих между собой агрегатов и механизмов, передающих крутящий момент от двигателя к ведущим колесам (для гусеничных тракторов – звездочкам), валу отбора мощности и приводу гидравлических систем трансмиссий и навесных машин-орудий.

Узлы и механизмы трансмиссии: сцепление, коробка передач, карданная передача, главная передача, дифференциал и полуоси – валы, передающие крутящий момент к колесам трактора.

По принципу действия, т. е. по характеру связи между двигателем и ведущими колесами, трансмиссии подразделяют на механические, электрические, гидравлические и комбинированные (гидромеханические, электромеханические и др.). В свою очередь, гидравлические трансмиссии бывают гидродинамические и гидрообъемные.

По способу трансформации вращательного движения различают ступенчатые, бесступенчатые и комбинированные трансмиссии.

Ступенчатые трансмиссии обеспечивают несколько постоянных передаточных чисел при постоянном значении угловой

скорости коленчатого вала, в пределах которых работа МТА достаточно производительна и экономична. Однако при ступенчатой трансмиссии существуют такие режимы, на которых невозможно полностью использовать мощность двигателя.

Бесступенчатые трансмиссии обеспечивают непрерывность и автоматичность изменения крутящего момента. Они позволяют на любом режиме полнее использовать мощность двигателя. Однако бесступенчатые трансмиссии более сложны по конструкции, имеют меньший КПД.

Комбинированные трансмиссии представляют собой сочетание ступенчатых передач с бесступенчатым регулированием крутящего момента в пределах одной передачи. Они позволяют расширить диапазон регулирования крутящего момента и сохранить преимущества бесступенчатой трансмиссии.

На большинстве сельскохозяйственных и значительной части промышленных тракторов применяют ступенчатые шестеренные трансмиссии – наиболее отработанные конструкции, относительно простые и надежные в работе, имеющие довольно высокий КПД и более низкую стоимость и удобные в эксплуатации. Основным их недостатком является ступенчатое регулирование крутящего момента, что довольно часто приводит к неэффективному использованию мощности двигателя.

Кинематические схемы ступенчатых трансмиссий выполняются по двум силовым типам. По первой, традиционной схеме мощность двигателя на ведущие колеса трактора разделяется после коробки перемены передач (КП), что обусловливает наличие одной центральной передачи (ЦП), размещаемой, как правило, в корпусе заднего моста трактора (гусеничного или колесного – с задними ведущими колесами). Такая схема относительно проста, хорошо компонуется, обладает достаточно высоким механическим КПД и приемлемыми показателями материалоемкости.

По второй кинематической схеме трансмиссии мощность от двигателя разделяется перед КП или в ней, что обусловливает наличие двух ЦП. Положительным качеством этой схемы является меньшая силовая нагруженность деталей КП и ЦП и возможность уменьшения размеров механизмов поворота (МП) гусеничного трактора, установка их на менее нагруженной ча-

сти трансмиссии до ЦП. Особенностью этой схемы является невозможность четкого разграничения функций КП и МП и выполнение одним агрегатом совмещенных функций. Этот тип трансмиссии устанавливается только на гусеничных тракторах.

Принципиальная структурная кинематическая схема ступенчатой трансмиссии типового колесного трактора с задними ведущими колесами приведена на рисунке 5.1, *а*, гусеничного трактора – на рисунке 5.1, *б*.

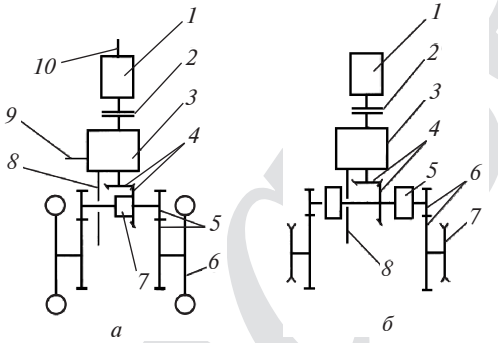


Рис. 5.1. Принципиальные структурные кинематические схемы ступенчатых трансмиссий тракторов:
а – с задними ведущими колесами; *б* – гусеничного трактора; *1* – ДВС; *2* – муфта сцепления; *3* – КП; *4* – пара конических шестерен; *5* – конечная передача (МП); *6* – колесный движитель (конечная передача); *7* – дифференциал (ведущая звездочка); *8* – задний ВОМ; *9* – боковой ВОМ; *10* – передний ВОМ

Источником энергии является двигатель *1*, с коленчатого вала которого неразделенный поток мощности поступает в первый агрегат трансмиссии – сцепление *2*. Сцепление служит для соединения трансмиссии с двигателем и отсоединения от него. После сцепления поток мощности поступает в коробку перемены передач *3* – редуктор, в котором обеспечивается ступенчатое изменение подведенного крутящего момента за счет различного сочетания работающих шестерен, образующих необходимые передаточные числа. Как правило, тракторная КП является понижающим редуктором, хотя в ней могут быть прямая и повышающая транспортные передачи.

Пара конических шестерен *4* образует ЦП, соединяющую КП с поперечными валами заднего ведущего моста трактора.

Она разделяет поток мощности от КП на два самостоятельных потока по бортам трактора и является понижающим редуктором с постоянным передаточным числом.

У колесного трактора ведомая шестерня ЦП обычно устанавливается на корпусе дифференциала *7* – механизме трансмиссии, кинематически соединяющем ЦП с ведущими валами конечных передач *5*. Дифференциал позволяет ведущим колесам *6* вращаться с разными частотами при повороте трактора или их движении по неровностям пути. Конечная передача является последним понижающим редуктором трансмиссии с постоянным передаточным числом и в ряде случаев определяет величину дорожного просвета (клиренса) трактора.

Для отбора части мощности двигателя для посторонних ее потребителей, рассмотренных ранее, колесный трактор, как правило, имеет не менее двух приводов ВОМ – заднего *8* и переднего *10* (может устанавливаться боковой ВОМ *9*).

У гусеничного трактора разветвленные потоки мощности после ЦП *4* вначале поступают в механизм поворота *5*, а затем в конечные передачи *6* и ведущие звездочки *7*. МП обеспечивает создание разных ведущих моментов и частот вращения левой и правой звездочек *7*, за счет чего и производится поворот гусеничного трактора. Некоторые МП выполняются и как понижающие редукторы (планетарные МП).

У гусеничного трактора, как правило, должно быть не менее одного заднего привода ВОМ *8*.

Наибольшее распространение получили механические трансмиссии (Т-25А, МТЗ-80/82, тракторы семейства «Беларус»), выполненные по различным схемам (рис. 5.2). Изменение передаточного числа механической ступенчатой трансмиссии происходит в коробке перемены передач при введении в зацепление зубчатых колес с разным числом зубьев. Ступенчатые коробки передач имеют наборы зубчатых колес, позволяющие получить в тракторах до 16 ступеней и более с разными передаточными числами. Механические трансмиссии имеют высокий КПД и сравнительно низкую стоимость. Однако в них частота вращения регулируется ступенчато.

Механическая трансмиссия колесных тракторов (рис. 5.2, *а*) состоит из муфты сцепления, коробки перемены передач,

карданной и главной передач, дифференциала и двух полуосей. Трансмиссии тракторов с двумя ведущими мостами (рис. 5.2, *б*) оборудуют раздаточной коробкой и дополнительными карданными валами, а каждая пара ведущих колес имеет свою главную передачу полуоси и дифференциал. Эти схемы трансмиссии часто называют мостовыми, так как крутящий момент подводится к каждому ведущему мосту, а затем распределяется между правым и левым ведущими колесами данного моста.

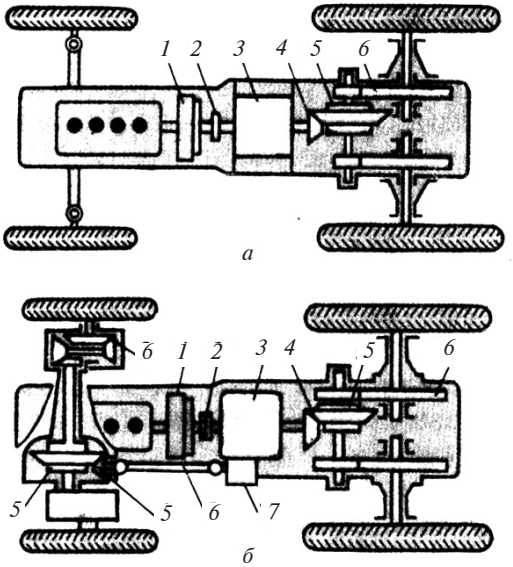


Рис. 5.2. Схемы механических трансмиссий колесных тракторов:
а – с колесной формулой 4×2; *б* – с колесной формулой 4×4; *1* – муфта сцепления; *2* – промежуточное соединение; *3* – коробка передач; *4* – главная передача; *5* – дифференциал; *6* – конечная передача; *7* – раздаточная коробка; *8* – карданная передача

Гусеничные тракторы оснащают механизмами поворота и (при необходимости) увеличителем крутящего момента, ходоуменьшителем и др. *Трансмиссия гусеничного трактора* Беларус-2103 состоит из муфты сцепления *2*, коробки передач *3*, двух карданных передач *4* и заднего ведущего моста, в

котором находятся две шестеренчатые конические пары передач *5* и две конечные передачи *7*, вращающие ведущие звездочки *8* (рис. 5.3).

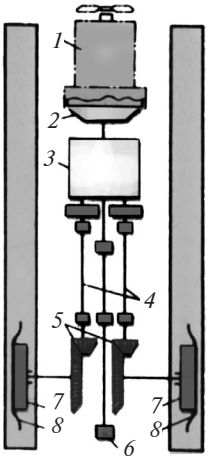


Рис. 5.3. Схема трансмиссии гусеничного трактора Беларус-2103:
1 – ДВС; *2* – муфта сцепления; *3* – КП; *4* – карданная передача; *5* – коническая пара шестерен; *6* – редуктор ВОМ; *7* – редуктор конечной передачи; *8* – ведущая звездочка

Механизмы *4*, *5* и *7*, расположенные справа по ходу трактора, приводят в движение правую гусеничную цепь, а такие же механизмы, расположенные слева, – левую гусеничную цепь трактора.

Гидромеханические трансмиссии с гидродинамической передачей (*гидротрансформатором*) установлены на тракторах ДТ-175С, К-702, Т-330. Гидромеханическая трансмиссия вместо муфты сцепления включает в себя гидротрансформатор, в функции которого входят не только соединение и разъединение трансмиссии с двигателем, но и бесступенчатое изменение крутящего момента в зависимости от встречающегося сопротивления. Некоторые гидромеханические трансмиссии снабжены коробками передач с шестернями постоянного зацепления и переключением передач с помощью быстродействующих многодисковых гидроуправляемых фрикционных муфт сцепления, установленных на валах в корпусе коробки передач. Такими трансмиссиями снабжены тракторы Т-220, Т-330 и Т-500.

Так, в гидромеханической силовой передаче, состоящей из гидродинамического преобразователя крутящего момента

(гидротрансформатора) и работающего в сочетании с ним шестеренчатого редуктора, преобразование крутящего момента осуществляется кинетической энергией жидкости, циркулирующей в замкнутом контуре. Гидротрансформатор в определенном узком интервале осуществляет автоматическое бесступенчатое изменение передаточного числа силовой передачи в соответствии с величиной внешних сопротивлений движению и позволяет плавно производить разгон трактора без прекращения подвода мощности к ведущим колесам при переключениях передач. Таким образом, применение гидромеханической силовой передачи оказывает существенное влияние на динамику трактора.

В простейшем случае гидротрансформатор состоит из центробежного насоса, вращаемого коленчатым валом двигателя, турбины, соединенной механическим приводом с ведущими колесами или звездочками, и реактора, представляющего собой одно или несколько колес с лопатками, установленные на муфте свободного хода (рис. 5.4).

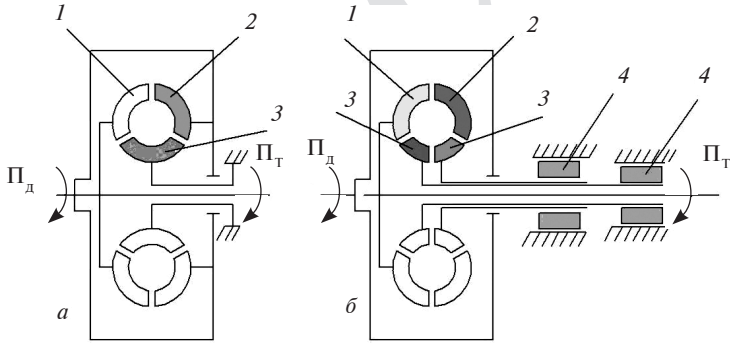


Рис. 5.4. Принципиальная схема гидротрансформатора:
а – простейшего; *б* – комплексного блокируемого; *1* – турбинное колесо; *2* – насосное колесо; *3* – реактор; *4* – муфты свободного хода

Все три колеса гидротрансформатора – насосное, турбинное и реакторное – образуют замкнутую полость, т. е. круг циркуляции, в котором происходит непрерывное движение жидкости от насоса к турбине, из турбины на лопатки реактора, а оттуда обратно в насос.

В режиме преобразования крутящего момента, когда последний на ведущих элементах движителя отличается от развиваемого двигателем, рабочая жидкость при вращении насосного колеса *2* под действием центробежной силы перемещается вдоль его лопаток и, попав на лопатки турбинного колеса *1*, приводит его во вращение. Из турбины жидкость попадает на лопатки реактора *3*. Реактор неподвижен – его вращению противодействуют ролики муфты свободного хода *4*. В реакторе вращательное движение жидкости меняет свое направление на противоположное и передает насосному колесу крутящий момент, дополнительный к крутящему моменту двигателя. Этим воздействием реактора на поток жидкости достигается преобразующее действие гидротрансформатора, и крутящий момент на валу турбинного колеса возрастает, достигая суммы моментов насосного колеса и реактора.

При малых нагрузках момент сопротивления вращению турбины снижается, а частота вращения возрастает. Жидкость поступает на лопатки реактора под измененным углом, и создаваемый им момент уменьшается, а следовательно, снижаются моменты на валах насосного и турбинного колес. Когда падение нагрузки достигает определенного предела, выходящий из турбинного колеса поток жидкости будет действовать на лопатки реактора в направлении вращения насосного и турбинного колес, поэтому ролики муфты свободного хода расклиниваются, и реактор начинает свободно вращаться на подшипниках: гидротрансформатор переходит в режим работы гидромуфты.

Преобразование крутящего момента гидротрансформатора оценивается коэффициентом трансформации, который представляет отношение крутящего момента турбины к крутящему моменту насоса.

Принцип *гидростатической передачи* состоит в том, что источник механической энергии (например, ДВС) приводит гидронасос, подающий масло в тяговый гидравлический двигатель. Обе эти группы соединены между собой трубопроводом высокого давления, в частности, гибким. Это упрощает конструкцию машины, так как отпадает необходимость применения многих зубчатых колес, шарниров, осей, поскольку обе группы агрегатов могут быть расположены независимо

друг от друга. Мощность привода определяется объемами гидронасоса и гидродвигателя. Изменение передаточного отношения в гидростатическом приводе бесступенчатое, его реверсирование и гидравлическая блокировка весьма просты.

В отличие от гидромеханической передачи, где соединение тяговой группы с преобразователем крутящего момента жесткое, в гидростатическом приводе передача усилий производится только через жидкость.

Принцип гидростатического привода показан на рисунке 5.5. Привод гидронасоса от ДВС производится через вал и наклонную шайбу, а регулятором управляют углом наклона этой шайбы, что изменяет подачу жидкости гидронасосом. Шайба установлена жестко и перпендикулярно оси вала, и вместо нее наклоняется корпус гидронасоса в кожухе. Масло подается из гидронасоса по трубопроводу *6* в гидродвигатель, имеющий постоянный объем, а из него по трубопроводу *7* возвращается в насос.

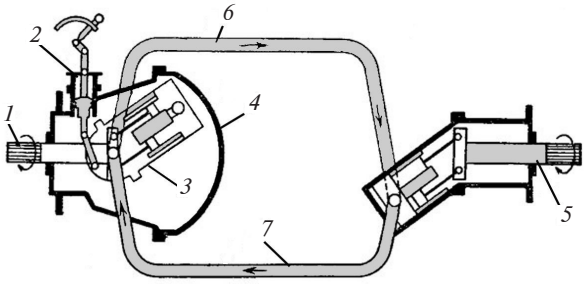


Рис. 5.5. Схема гидростатического привода:
1 – вал приводного двигателя; *2* – регулятор привода; *3* – регулируемый гидронасос; *4* – кожух насоса; *5* – тяговый гидродвигатель; *6*, *7* – трубопроводы

Если гидронасос расположен соосно валу, подача масла отсутствует и гидродвигатель в этом случае блокирован. Если насос наклонен вниз, то он подает масло к гидродвигателю по трубопроводу *7*, затем оно возвращается в насос по трубопроводу *6*. Гидропривод имеет обратный ход. При постоянной частоте вращения вала, обеспечиваемой, например, регулятором дизеля, управление скоростью и направлением движения производится всего лишь одной рукояткой регулятора.

В гидростатическом приводе можно использовать несколько схем регулирования:

– насос и двигатель имеют нерегулируемые объемы. В этом случае речь идет о «гидравлическом вале», передаточное отношение является постоянным и зависит от отношения объемов насоса и двигателя;

– насос имеет регулируемый объем, а двигатель – нерегулируемый. Этот вариант наиболее часто применяется в транспортных средствах, так как предоставляет большой диапазон регулирования при относительно простой конструкции;

– насос имеет нерегулируемый объем, а двигатель – регулируемый. Эта схема не всегда приемлема для привода машины, поскольку с ее помощью нельзя обеспечить торможение через трансмиссию;

– насос и двигатель имеют регулируемые объемы. Такая схема предоставляет наилучшие возможности регулирования, но весьма сложна.

Применение гидростатической передачи позволяет отрегулировать выходную мощность вплоть до остановки выходного вала. При этом даже на крутом спуске можно остановить машину перемещением рукоятки регулятора в нулевое положение. В этом случае трансмиссия гидравлически заблокирована, и необходимость в применении тормозов отпадает. Для движения трактора достаточно передвинуть рукоятку вперед или назад. Если в трансмиссии используется несколько гидродвигателей, то соответствующим их регулированием можно достичь реализации работы дифференциала или его блокировки.

В гидростатической трансмиссии отсутствует целый ряд агрегатов, например, коробка передач, сцепление, карданные валы с шарнирами, главная передача и др. Это выгодно с позиции снижения массы и стоимости машины и компенсирует достаточно высокую стоимость гидравлического оборудования. Все сказанное, в первую очередь, относится к специальным транспортным и технологическим средствам.

Недостатком гидрообъемной трансмиссии по сравнению с механической является меньший КПД и высокая стоимость. Поэтому такая трансмиссия не находит широкого использо-

вания на тракторах и применяется в основном на самоходной сельскохозяйственной технике.

В *электромеханической трансмиссии* вместо муфты сцепления и коробки передач установлены генератор, редуктор и электродвигатель. Электрическая трансмиссия является бесступенчатой передачей, в которой крутящий момент изменяется плавно, без участия водителя, в зависимости от сопротивления дороги и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

5.2. Устройство и работа муфты сцепления

Муфта сцепления служит для кратковременного отсоединения двигателя от трансмиссии и плавного их соединения в момент начала движения (трогания с места) трактора, а также переключения передач в процессе движения. Плавное включение муфты сцепления исключает резкое нарастание крутящего момента в трансмиссии. Кроме того, муфта сцепления предохраняет детали двигателя и агрегатов трансмиссии от перегрузки, возникающей при резком торможении с неотключенным двигателем.

Фрикционные сцепления передают крутящий момент за счет сил трения, возникающих между ведущей и ведомой частями сцепления при их прижатии друг к другу. Пары трения, выполняемые в виде дисков, работают при отсутствии смазочного материала; нажимное усилие создается с помощью периферийных витых пружин или центральной пружины. Нормальное состояние сцепления – замкнутое (включенное сцепление). Кратковременное его выключение осуществляется с помощью привода сцепления нажатием на педаль управления. Характер связи между ведущей и ведомой частями сцепления позволяет им пробуксовывать друг относительно друга при значении крутящего момента выше допустимого.

Крутящий момент, при котором происходит пробуксовка полностью включенного сцепления, называется *моментом трения сцепления*. В процессе эксплуатации машины момент трения изменяется вследствие изнашивания и замасливания трущихся поверхностей дисков. Для надежной передачи максимального крутящего момента двигателя момент трения должен

его превышать. Отношение этих моментов называется *коэффициентом запаса сцепления* и составляет для тракторов 1,8...3,0.

При недостаточно полном (чистом) выключении ведомый и ведущий диски разводятся не полностью, сцепление «ведет» (буксует). Детали сцепления интенсивно нагреваются и изнашиваются; переключение передач затруднено и происходит с шумом. Недостаточно полное включение сцепления не позволяет обеспечить требуемое усилие нажимных пружин и передачу максимального крутящего момента двигателя.

При резком включении сцепления (наиболее неблагоприятный случай – бросок педали сцепления) за десятые доли секунды ведомой части сцепления сообщается как крутящий момент коленчатого вала двигателя, так и кинетическая энергия его вращающихся частей, в частности маховика. Динамические нагрузки, которые возникают при этом в трансмиссии, могут в три-четыре раза превышать крутящий момент двигателя.

При буксовании сцепления в его трущихся элементах выделяется теплота. Так, при одном включении сцепления температура его нажимного диска повышается на 7...15 °С. Перегрев приводит к короблению деталей, отпуску нажимных пружин, уменьшению коэффициента трения фрикционных поверхностей дисков.

Принцип работы сцепления. Устройство сцепления показано на рисунке 5.6. С маховиком *3* жестко соединен кожух *1*, связанный шарнирами *5* с нажимным диском *2*.

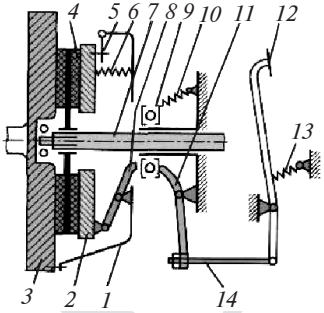


Рис. 5.6. Устройство сцепления:
1 – кожух сцепления; *2* – нажимной диск; *3* – маховик; *4* – ведомый диск; *5* – шарнир; *6* – нажимные пружины; *7* – ведущий вал; *8* – рычаг; *9* – выжимной подшипник; *10*, *13* – оттяжные пружины; *11* – вилка выключения сцепления; *12* – педаль сцепления; *14* – тяга

Шарниры позволяют нажимному диску перемещаться в осевом направлении и воспринимать крутящий момент от

кожуха. Между нажимным диском и маховиком установлен ведомый диск *4*. Нажимной и ведомый диски прижимаются к маховику нажимными пружинами *6*, и в результате сил трения крутящий момент от маховика передается ведомому диску, установленному на шлицах ведущего вала *7* коробки передач. В этом случае сцепление включено, и крутящий момент от ведущего вала передается к агрегатам трансмиссии.

Если нажать на педаль *12*, то она через тягу *14* повернет вилку *11* выключения сцепления, которая переместит выжимной подшипник *9*, установленный на муфте. Перемещаясь, выжимной подшипник нажимает на внутренние концы рычагов *8*, при этом их внешние концы отводят нажимной диск вправо, сжимая пружины *6*, расположенные между нажимным диском и кожухом. Ведомый диск освобождается, и крутящий момент на ведущий вал коробки передач не передается. В этом случае сцепление выключено. Если педаль отпустить, то она, а вместе с ней и выжимной подшипник *9* под действием оттяжных пружин (соответственно *13* и *10*) возвращаются в исходное положение, а нажимные пружины прижимают нажимной и ведомый диски к маховику. Сцепление снова включено.

Детали, воспринимающие крутящий момент от маховика, относятся к ведущим частям сцепления, а детали, передающие момент на ведущий вал коробки передач, – к ведомым.

Классификация муфт сцепления. Механические фрикционные муфты сцепления классифицируют по следующим признакам:

1) по роду трения – сухие и мокрые. Сухие муфты, как правило, имеют ведомые диски с фрикционными накладками и работают без смазывающей жидкости, а мокрые муфты со стальными ведомыми дисками работают в жидкости (масле);

2) по числу ведомых дисков – одно-, двух- и многодисковые. Например, муфта сцепления редуктора пускового двигателя многодисковая, работает в масле, а муфта сцепления, изображенная на рисунке 5.6, однодисковая, сухая;

3) по типу нажимного устройства – постоянно замкнутые, если нажимной механизм пружинный (как, например,

на рисунке 5.6), и непостоянно замкнутые, если нажимной механизм рычажного типа;

4) по принципу управления – без усилителя и с усилителем (рычажно-пружинным (сервомеханизмы), гидравлическим, пневматическим);

5) по передаче крутящего момента трансмиссии – одно- и двухпоточные. Для передачи крутящего момента не одному, а двум потребителям, например коробке передач и механизму отбора мощности, и самостоятельного управления ими применяют двухпоточные муфты сцепления;

6) по назначению – главная и дополнительные. Главной называют муфту сцепления, передающую крутящий момент через трансмиссию на ведущие колеса или звездочки. Ее устанавливают между двигателем и коробкой передач. Муфты сцепления, размещаемые в увеличителе крутящего момента, коробке передач, редукторе механизма отбора мощности и других устройствах, называют дополнительными (или специальными).

Двухдисковая постоянно замкнутая муфта сцепления состоит из ведомых дисков *12* и *15* (рис. 5.7, *а*) и двух ведущих дисков: промежуточного *14* и нажимного *11*. Ведущие диски соединены с кожухом *10* пальцами *13*. Если педаль муфты сцепления находится в свободном состоянии, то ведущие и ведомые диски под действием пружин *9* будут прижаты к маховику, т. е. муфта сцепления включена. При нажатии на педаль отводка *5* перемещается вперед, нажимает на отжимные рычаги *4*, которые через болты *3* перемещают нажимной диск назад. Диски разъединяются, и муфта сцепления выключается.

Промежуточный ведущий диск отодвигается от переднего ведомого диска с помощью специальных пружин *1*, причем перемещение этого диска ограничивается регулировочными болтами *2*, что устраняет возможность заклинивания дисков.

Двухдисковые фрикционные муфты сцепления имеют значительный момент трения и поэтому могут передавать большой крутящий момент от двигателя к трансмиссии. Их применяют на тракторах тягового класса 1,4 и выше.

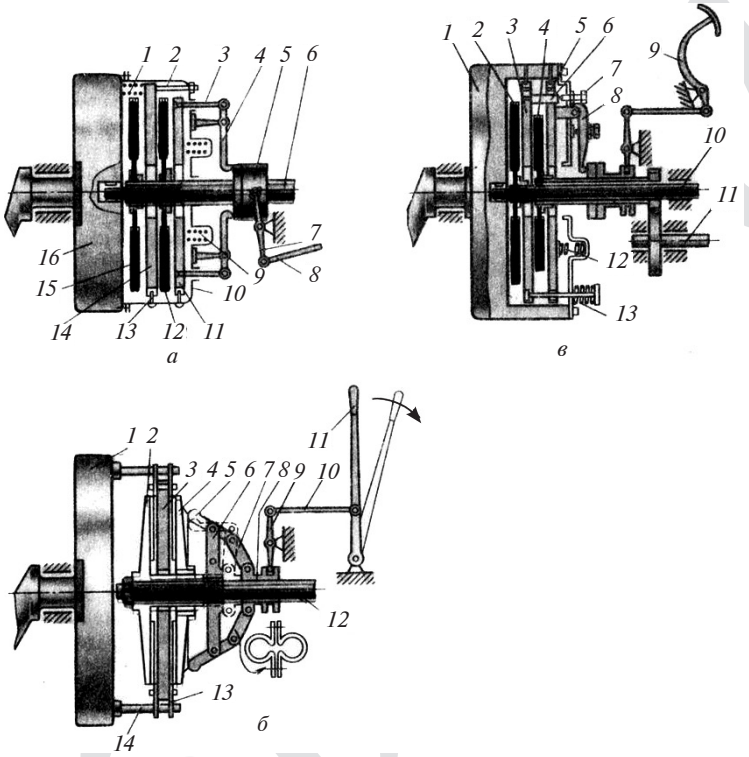


Рис. 5.7. Типовые схемы фрикционных муфт сцепления:
а – двухдисковая постоянно замкнутая: *1* – отжимная пружина промежуточного диска; *2* – регулировочный болт; *3* – отжимной болт; *4* – отжимной рычаг; *5* – отводка; *6* – вал муфты сцепления; *7* – вилка выключения; *8* – тяга; *9* – нажимная пружина; *10* – кожух; *11* – нажимной диск; *12* – задний ведомый диск; *13* – направляющий палец; *14* – промежуточный диск; *15* – передний ведомый диск; *16* – маховик; *б* – однодисковая непостоянно замкнутая: *1* – маховик; *2* – передний ведомый диск; *3* – средний ведущий диск; *4* – нажимной ведомый диск; *5* – нажимной кулачок; *6* – крестовина; *7* – серьга; *8* – передвижная муфта; *9* – вилка; *10* – тяга; *11* – рычаг; *12* – вал муфты сцепления; *13* – соединительное звено; *14* – палец; *в* – двухпоточная: *1* – маховик; *2* – ведомый диск главной муфты сцепления; *3* – нажимной диск главной муфты сцепления; *4* – ведомый диск муфты сцепления ВОМ; *5* – нажимной диск; *6* – штифт; *7* – регулировочный болт; *8* – отжимной рычаг; *9* – педаль; *10* – вал главной муфты сцепления; *11* – вал привода ВОМ; *12* и *13* – нажимные пружины

Однодисковая непостоянно замкнутая муфта сцепления представляет собой ведущий диск *3* (рис. 5.7, *б*), свободно посаженный на ступицу ведомого диска *2*. С помощью пальцев *14* и упругих соединительных звеньев *13* диск *3* связан с маховиком *1*. Ведущий диск расположен между двумя ведомыми дисками *2* и *4* с фрикционными накладками. Передний ведомый диск *2* жестко закреплен на валу *12* муфты сцепления. Задний ведомый диск *4*, который одновременно является и нажимным диском, соединен со ступицей ведомого диска *2* шлицевым или зубчатым соединением и может перемещаться вдоль вала.

Нажимное устройство рычажно-кулачкового типа состоит из передвижной муфты *8*, серег *7*, крестовины *6* и кулачков *5*, качающихся на осях в крестовине. При перемещении рычага *11* управления вперед передвижная муфта *8* сдвигается назад, кулачки *5* не действуют на задний ведомый диск *4*, диски *2*, *3* и *4* не соприкасаются и муфта сцепления выключена. При перемещении рычага *11* назад муфта *8* передвигается вперед и через серьги *7* поворачивает кулачки *5*, которые надавливают на нажимной диск *4*, сжимая тем самым ведущий и ведомые диски. Муфта сцепления включена.

Такая муфта установлена на тракторе Т-100М.

Двухпоточная постоянно замкнутая муфта сцепления представляет собой сочетание двух муфт сцеплений: главной и привода механизма отбора мощности. Каждая муфта имеет по два ведомых *2*, *4* и ведущих *3*, *5* диска (рис. 5.7, *в*). При свободном состоянии педали *9* управления муфтой сцепления все ведущие и ведомые диски пружинами *12* и *13* прижаты к маховику *1*, и за счет сил трения крутящий момент от двигателя передается через вал *10* трансмиссии, а через вал *11* – механизму отбора мощности.

При нажатии на педаль *9* за первую половину ее хода рычаги *8* отводят от маховика *1* оба нажимных диска *3* и *5* с зажатым между ними ведомым диском *4* с помощью пружин *13*. В этом положении ведомый диск *2* освобождается, и главная муфта сцепления выключается, а ведомый диск *4* муфты сцепления привода механизма отбора мощности продолжает вращаться. При дальнейшем нажатии на педаль *9* штифты *6*

переднего нажимного диска *3* упираются в регулировочные болты *7* и перемещение диска *3* прекращается, а задний нажимной диск *5* продолжает перемещаться назад, преодолевая сопротивление пружин *12*, тем самым освобождая ведомый диск *4* и выключая муфту сцепления привода механизма отбора мощности.

Этими муфтами сцепления оборудованы тракторы ЮМЗ-8070.

Двухдисковые муфты сцепления. На тракторах Беларус-1221/1522/1523 и других установлено сухое двухдисковое сцепление постоянно замкнутого типа.

Сцепление трактора Беларус-1221 (рис. 5.8) установлено в корпусе *20*. К ведущим деталям сцепления относятся маховик *45*, промежуточный диск *44*, нажимной диск *3* и опорный диск *7*. Промежуточный и нажимной диски имеют на наружной поверхности шипы, которые входят в пазы приливов, расположенных на цилиндрической поверхности маховика, и передают на ведомые диски крутящий момент от двигателя. Одновременно обеспечивается возможность осевого перемещения дисков *3* и *44*.

К ведомым деталям сцепления относятся два ведомых диска *28* с фрикционными накладками и гасителями крутильных колебаний в сборе. Ступицы ведомых дисков установлены на шлицах ведущего вала коробки передач. Между опорным диском *7* и нажимным диском *3* установлены нажимные пружины *34*, под действием которых ведомые диски *28* зажимаются между нажимным диском *3* и маховиком *45*. При включенном сцеплении крутящий момент передается от маховика через шипы на средний ведущий и нажимной диски, затем на фрикционные накладки ведомых дисков и через гасители крутильных колебаний на их ступицы, которые установлены на ведущем валу коробки передач.

Рассмотрим схему двухдискового постоянно замкнутого фрикционного сцепления (ФС) (рис. 5.9). Ведущими частями двухдискового фрикционного сцепления являются маховик *1* двигателя, средний ведущий *2* и нажимной *3* диски. При этом ведущий и нажимной диски связаны с маховиком двигателя через кожух фрикционного сцепления (на схеме не показано).

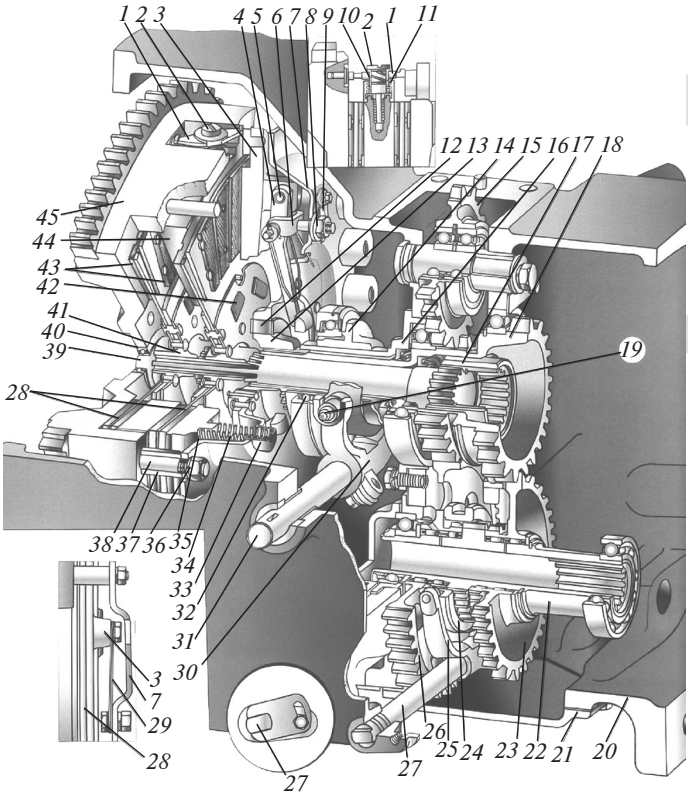


Рис. 5.8. Сцепление трактора Беларус-1221:
1 – отжимной рычаг; *2* – ось отжимного рычага; *3* – нажимной диск; *4* – отжимной рычаг; *5* – ось; *6* – опорная вилка; *7* – опорный диск; *8* – регулировочная гайка; *9* – стопорная пластина; *10* – втулка; *11* – пружина; *12* – упругий элемент опорного диска; *13* – ступица привода ВОМ; *14* – отводка; *15* – шестерня привода насоса гидросистемы; *16* – кронштейн отводки; *17* – шлицевая втулка; *18* – ведущий вал привода независимого ВОМ; *19* – масленка; *20* – корпус сцепления; *21* – крышка люка; *22* – вал привода ВОМ; *23* – шестерня привода ВОМ II ступени; *24* – зубчатая муфта переключения скоростей ВОМ; *25* – вилка переключения скоростей ВОМ; *26* – шестерня привода ВОМ I ступени; *27* – валик переключения двухскоростного привода ВОМ; *28* – ведомый диск в сборе; *29* – тангенциальные пластины; *30* – вилка выключения сцепления; *31* – вал выключения сцепления; *32* – выжимной подшипник отводки; *33* – стакан пружины; *34* – нажимная пружина; *35* – термоизолирующая шайба; *36* – гайка крепления опорного диска; *37* – дистанционная втулка; *38* – палец крепления опорного диска; *39* – силовой вал; *40* – подшипник; *41* – ступица ведомого диска; *42* – демпфер; *43* – фрикционные накладки; *44* – диск промежуточный; *45* – маховик

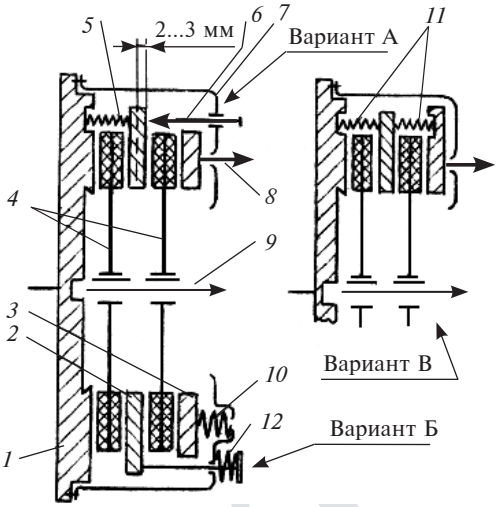


Рис. 5.9. Принципиальная схема двухдискового постоянно замкнутого ФС: *1* – маховик двигателя; *2* – средний ведущий диск; *3* – нажимной диск; *4* – ведомые фрикционные диски в сборе; *5* – отжимная пружина среднего ведущего диска; *6* – регулируемый упор отвода среднего ведущего диска; *7* – кожух ФС; *8* – отводка ФС; *9* – ведомый вал ФС; *10* – нажимные пружины; *11* – разжимные пружины среднего ведущего диска; *12* – отжимная пружинная тяга

Ведомыми частями фрикционного сцепления являются два ведомых фрикционных диска *4* и ведомый вал *9*. При отсутствии усилия на отводке *8* нажимные пружины *10*, воздействуя на нажимной диск *3*, зажимают ведомые фрикционные диски между маховиком двигателя, средним ведущим и нажимным дисками. В результате за счет сил трения крутящий момент от двигателя на ведомый вал фрикционного сцепления передается двумя ведомыми фрикционными дисками, а не одним, как в однодисковом фрикционном сцеплении. Следовательно, двухдисковое фрикционное сцепление при одинаковых размерах ведомых дисков и одинаковом усилии нажимных пружин может передавать крутящий момент примерно в два раза больше. Для обеспечения чистоты выключения двухдискового фрикционного сцепления средний ведущий диск *2* принудительно отводится от маховика двигателя на 2...3 мм при помощи специального механизма разведения дисков.

В варианте А механизм разведения дисков представляет собой комплект отжимных пружин *5* и регулируемых упоров *6* среднего ведущего диска, расположенных равномерно по окружности. В существующих конструкциях фрикционного сцепления обычно применяют по три или четыре пружины и столько же упоров.

При выключении фрикционного сцепления отжимные пружины отводят средний ведущий диск от маховика двигателя до упоров. Положение упоров ограничивает отвод среднего ведущего диска на 2...3 мм, что обеспечивает гарантированный зазор 1...1,5 мм между поверхностями трения ведомого диска, расположенного у маховика двигателя, и поверхностями трения маховика и среднего ведущего диска. При дальнейшем перемещении нажимного диска от маховика двигателя средний ведущий диск не перемещается, что приводит к появлению зазоров между поверхностями трения среднего ведущего диска, нажимного диска и ведомого фрикционного диска, расположенного у нажимного диска. Таким образом из анализа процесса выключения фрикционного сцепления следует, что механизм разведения дисков, выполненный по схеме А, обеспечивает более раннее выключение из работы (при выключении фрикционного сцепления) и более позднее включение в работу (при включении фрикционного сцепления) ведомого диска, расположенного у маховика двигателя, по сравнению с ведомым диском, расположенным у нажимного диска. Это является одной из причин более интенсивного изнашивания (в 1,5–2 раза) накладок ведомого диска, расположенного у нажимного диска, по сравнению с накладками ведомого диска, расположенного у маховика двигателя.

В варианте Б исполнения механизма разведения дисков он представляет собой комплект отжимных пружинных тяг *12* и упоров *6*, равномерно расположенных по окружности. Отжимные пружинные тяги одним концом жестко связаны со средним ведущим диском *2*, а другим – упруго с кожухом фрикционного сцепления. Принцип работы механизма аналогичен ранее рассмотренному варианту исполнения А.

В варианте В механизм разведения дисков – это комплект разжимных пружин *11*, установленных между маховиком дви-

гателя, средним ведущим и нажимным дисками. Для обеспечения чистоты выключения фрикционного сцепления комплекты пружин *11*, расположенные с разных сторон среднего ведущего диска, должны иметь одинаковую жесткость. При этом в процессе выключения и включения фрикционного сцепления средний ведущий диск всегда перемещается в два раза меньше, чем нажимной диск. Это обеспечивает равенство зазоров между ведущими и ведомыми дисками при выключении фрикционного сцепления и примерно одинаковое время буксования ведомых дисков при выключении и включении фрикционного сцепления, а следовательно, равномерность изнашивания накладок.

Во время эксплуатации трактора накладки ведомых дисков изнашиваются. В связи с этим нарушается начальная регулировка сцепления. Это можно обнаружить по уменьшению свободного хода педали, который должен быть в определенных пределах.

Определенному свободному ходу педали соответствует зазор между отжимными рычажками и выжимным подшипником. Регулировка свободного хода педали сцепления показана на рисунке 5.10.

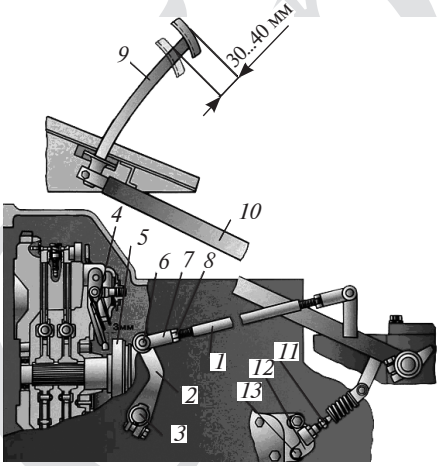


Рис. 5.10. Регулировка свободного хода педали сцепления: *1* – тяга; *2* – рычаг; *3* – вал выключения сцепления; *4* – отжимной рычаг; *5* – выжимной подшипник отводки; *6* – палец; *7* – вилка; *8* – контргайка; *9* – стержень педали сцепления; *10* – рычаг; *11* – болт; *12* – кронштейн; *13* – болт

Величина свободного хода управления сцеплением должна быть в пределах 30...40 мм, что соответствует зазору 3 мм

между выжимным подшипником *5* и отжимным рычагом *4*. Свободный ход педали регулируют изменением длины тяги *1*. Для этого следует:

– отсоединить тягу от рычага *2*, расшплинтовав и вынув палец *6*;

– вывинтить болт *11* и вернуть педаль в исходное положение до упора в полик кабины;

– повернуть рычаг *2* против часовой стрелки до упора выжимного подшипника *5* в отжимные рычаги *4* и, вращая вилку тяги, совместить отверстия рычага и вилки, после чего завернуть вилку на 5...5,5 оборота и соединить с рычагом при помощи пальца *6*;

– убедиться в том, что педаль сцепления надежно возвращается до упора в полик. При зависании педали в промежуточном положении отрегулировать усилие пружины сервоустройства с помощью болта *11* или заменить положение кронштейна *12*, повернув его относительно оси болта *13* крепления.

При работе трактора в валах-проводах трансмиссии возникают крутильные колебания. Их источником, в первую очередь, являются гармонические составляющие крутящего момента двигателя, а также колебательные процессы, возникающие в самой трансмиссии вследствие карданных соединений, пересопряжений шестерен, воздействия внешних условий работы машинно-тракторного агрегата (МТА).

В ряде случаев частота вынужденных крутильных колебаний может оказаться равной частоте собственных колебаний упругой системы трансмиссии. Это приводит к появлению *резонанса* – резкого повышения уровня амплитуд крутящих моментов и напряжений в деталях трансмиссии, что может стать причиной их поломки.

Для устранения явления резонанса применяют специальные механизмы – гасители крутильных колебаний (демпферы), которые рассеивают энергию колебаний в тепло. Наиболее удобное место для установки демпфера – ведомый диск фрикционного сцепления.

Характерной особенностью демпферов является наличие упругого элемента, обеспечивающего относительное перемещение ведущих и ведомых частей и возникновение при этом сил трения для рассеивания энергии колебательного процесса.

На современных тракторах широкое распространение получили упруго-фрикционные демпферы (рис. 5.11).

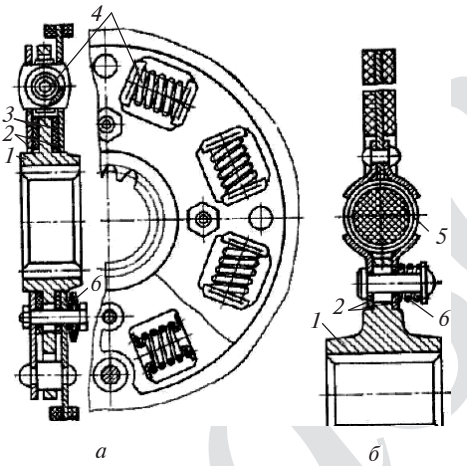


Рис. 5.11. Ведомые диски с упруго-фрикционными демпферами:
а – с цилиндрическими пружинами; *б* – с резиновыми блоками;
1 – ступица; *2* – диски; *3* – фрикционные накладки;
4 – цилиндрические пружины; *5* – резиновые блоки;
6 – нажимные пружины демпфера

На рисунке 5.11, *а* показан ведомый диск фрикционного сцепления с упруго-фрикционным демпфером с цилиндрическими пружинами. Здесь рассеивание энергии крутильных колебаний происходит за счет сил трения между фланцем ступицы *1* и дисками *2*. В некоторых конструкциях для увеличения сил трения и эффективности демпфирования между фланцем ступицы и дисками устанавливают фрикционные накладки *3*. Величина силы трения в демпфере определяется усилием нажимных пружин *6*. При передаче крутящего момента от дисков на ступицу цилиндрические пружины *4* деформируются, что обеспечивает относительное перемещение дисков и ступицы (тангенциальную податливость ведомого диска) и за счет трения между ними – рассеивание энергии крутильных колебаний в тепло. Кроме этого при правильном подборе жесткости пружин обеспечивается смещение зоны резонансных колебаний за пределы рабочих частот вращения вала двигателя.

В некоторых конструкциях ведомых дисков (рис. 5.11, *б*) применяют демпферы с упругими элементами, выполненными в виде резиновых блоков *5*. Здесь рассеивание энергии крутильных колебаний обеспечивается не только за счет трения между дисками и фланцем ступицы, но и за счет больших внутренних гистерезисных потерь в самих резиновых блоках при их деформации.

Фрикционные накладки работают в очень сложных условиях динамических и тепловых нагрузок.

Тракторы Беларус-1221В/1522В имеют привод сцепления с реверсивным постом управления – гидростатический с подвесными клапанами (рис. 5.12).

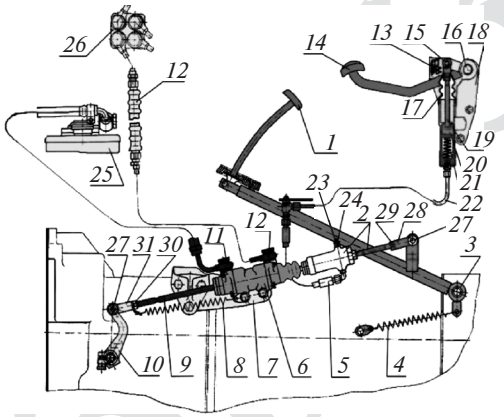


Рис. 5.12. Гидростатический привод сцепления реверсивного трактора: *1* – педаль сцепления; *2* – рабочий цилиндр с тягой; *3* – ось; *4*, *8* – оттяжные пружины; *5* – шланг; *6* – гидроусилитель; *7* – кронштейн; *9* – тяга; *10* – рычаг; *11* – маслопровод отводящий; *12* – маслопровод подводящий; *13* – пружина; *14* – педаль подвесная; *15* – палец; *16* – ось; *17* – чехол; *18* – кронштейн; *19* – шток; *20* – поршень; *21* – главный цилиндр; *22* – маслопровод; *23* – колпачок; *24* – клапан перепускной; *25* – масляный бак гидрообъемного рулевого управления; *26* – насос-дозатор гидрообъемного рулевого управления; *27* – палец; *28* – вилка; *29*, *30* – контргайки; *31* – вилка

Выключение сцепления на переднем ходу производится напольной педалью *1*, действующей на рабочий цилиндр *2* гидроусилителя *6* и далее на тягу *9* и рычаг *10* валика вилок выключения сцепления. Гидроусилитель снижает усилие на

педали при выключении сцепления и обеспечивает перемещения рычага пропорционально ходу педали.

При отпускании педали *1* все элементы возвращаются в исходное положение оттяжными пружинами *4* и *8*. Для работы гидроусилителя используется сливной поток масла, подводимого от насоса-дозатора ГОРУ *26* по маслопроводу *12*. Пройдя через гидроусилитель, масло по отводящему маслопроводу *11* сливается в бак *25* гидрообъемного рулевого управления. При неработающем дизеле управление функционирует как механическое.

Для управления сцеплением на реверсе применен гидростатический привод, который состоит из подвесной педали с оттяжной пружиной *13*, главного цилиндра, маслопровода и рабочего цилиндра с тягой. Педаль *14*, установленная на оси *16* кронштейна на задней стенке кабины, передает усилие на толкатель главного цилиндра. Рабочие полости главного цилиндра и рабочего цилиндра с тягой сообщены между собой между собой маслопроводом.

При перемещении педали жидкость под действием поршня через маслопровод и шланг перемещает толкатель гидроусилителя *6*, связанного с поршнем рабочего цилиндра *2*, и обеспечивает процесс выключения сцепления с небольшим усилием на педали *14*. При этом корпус рабочего цилиндра с тягой и напольная педаль *1* остаются в исходном положении.

Сцепления, работающие в масле. Одним из основных преимуществ сцеплений, работающих в масле («мокрых»), по сравнению с «сухими» является более высокая долговечность вследствие значительно меньшей интенсивности изнашивания фрикционных накладок.

На современных тракторах широкое распространение получили многодисковые непостоянно замкнутые фрикционные сцепления с гидравлическим нажимным устройством (рис. 5.13). Такие конструкции применяются в коробках перемены передач, для обеспечения переключения передач включения ВОМ, а в последние годы – на мощных промышленных тракторах в качестве главного фрикционного сцепления и многодисковых фрикционных муфт механизма поворота гусеничных тракторов.

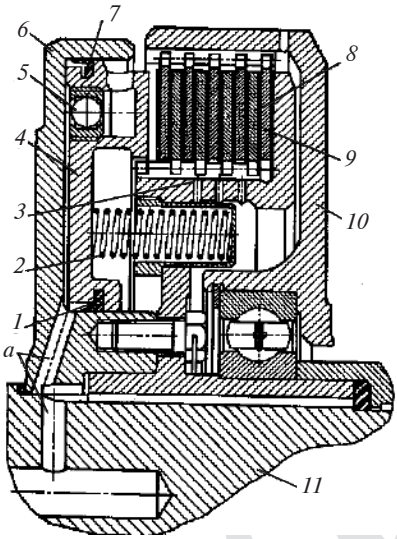


Рис. 5.13. Многодисковое фрикционное сцепление с гидравлическим нажимным устройством:
1 – уплотнение; *2* – возвратная пружина; *3* – отверстие для подачи масла; *4* – поршень сервомотора; *5* – шариковый клапан опорожнения; *6* – корпус сервомотора; *7* – уплотнение; *8* – стальной диск; *9* – диск с металлокерамикой; *10* – корпус сцепления; *11* – ведомый вал; *a* – отверстие для прохода масла

Многодисковое фрикционное сцепление состоит из пакета дисков *9* с металлокерамической поверхностью трения и сопряженных с ними стальных дисков *8*, связанных со шлицами корпуса *10* сцепления; сервомоторов, имеющих корпус *6* и поршень *4*, для сжатия дисков; возвратных пружин *2*, перемещающих поршень сервомотора в исходное положение и обеспечивающих «чистоту» выключения.

При включении сцепления масло по каналам *a* под давлением подается во внутреннюю полость корпуса, называемую бустером, и воздействует на поршень сервомотора, который, перемещаясь, сжимает диски, что обеспечивает передачу крутящего момента от корпуса сцепления на ведомый вал *11*. Шариковый клапан *5* под давлением масла закрыт. При выключении сцепления внутренняя полость сервомотора через

отверстия *а* соединяется со сливом. В результате давление масла в гидравлической магистрали уменьшается, шариковый клапан открывается под действием на него центробежной силы, направленной от центра по радиусу, и масло освобождает внутреннюю полость сервомотора. При сливе масла из внутренней полости сервомотора уменьшается его давление на поршень под действием центробежной силы, и пружины обеспечивают быстрое выключение сцепления.

Основные неисправности муфты сцепления. Работоспособность сцепления определяется надежным и плавным соединением ведущей и ведомой частей при включении и полным разъединением при выключении.

Следует правильно пользоваться сцеплением. Выключать его надо быстро, а включать – плавно и без задержки в полувыключенном положении. При остановке трактора с работающим двигателем нельзя долго держать сцепление выключенным во избежание быстрого изнашивания трущихся поверхностей дисков.

При ТО-2 проверяют работу сцепления и при необходимости регулируют его. Смазывают подшипники через имеющиеся пресс-масленки.

В процессе эксплуатации возможны следующие неисправности сцепления (табл. 5.1).

Таблица 5.1

Основные неисправности сцепления

Неисправность	Причина	Способ устранения
Сцепление пробуксовывает	Нет свободного хода педали сцепления	Отрегулировать сцепление
	Замаслены фрикционные накладки ведомых дисков	Промыть сцепление бензином
	Усадка или поломка нажимных пружин	Заменить неисправные пружины
	Износ фрикционных накладок ведомых дисков	Заменить фрикционные накладки
Сцепление «ведет»	Велик свободный ход педали сцепления	Отрегулировать сцепление
	Мал ход промежуточного среднего (ведущего) диска	Отрегулировать сцепление

Окончание табл. 5.1

Неисправность	Причина	Способ устранения
	Коробление ведомых дисков	Отрихтовать ведомые диски, при необходимости заменить их
	Сломана одна из отжимных тяг	Заменить поломанную тягу
	Неправильно отрегулирован тормозок	Отрегулировать тормозок
При выключении сцепление сильно нагревается	Преждевременное включение тормозка	Отрегулировать тормозок
	Коробление ведомых дисков	Отрихтовать или заменить ведомые диски

5.3. Коробка перемены передач

Трактор в процессе эксплуатации должен агрегатироваться с большим комплексом машин-орудий, имеющих широкий диапазон тяговых сопротивлений и требуемых скоростей. При этом желательно, чтобы двигатель работал в оптимальном режиме загрузки, когда работа МТА наиболее производительна и экономична. Кроме того, трактор должен иметь возможность двигаться задним ходом и длительное время стоять на месте в процессе работы.

При использовании на тракторе в качестве источника энергии двигателя внутреннего сгорания эти требования можно обеспечить только при условии, что конструкцией предусмотрена возможность изменения передаточных чисел трансмиссии.

Коробка перемены передач (КП) служит для изменения по величине и направлению передаваемого крутящего момента, длительного разъединения двигателя и трансмиссии во время стоянки, а также для движения трактора задним ходом.

Чтобы понять, что такое передача, рассмотрим просто шестерни. Шестерня – колесо с зубцами, которое закреплено на валу (рис. 5.14).

Если вал вращается, то вращается и шестерня *1*, находящаяся на этом валу, своими зубцами заставляя вращаться находящуюся с ней в зацеплении шестерню *2* со своим валом. При этом первая шестерня называется ведущей, а вторая – ведомой. Таким образом, образуется пара вращения, или передача. Если внешние диаметры шестерен будут одинаковы, то

и количество зубьев на них будет одинаково, и оба вала будут вращаться с одинаковой угловой скоростью и передавать одинаковые крутящие моменты.

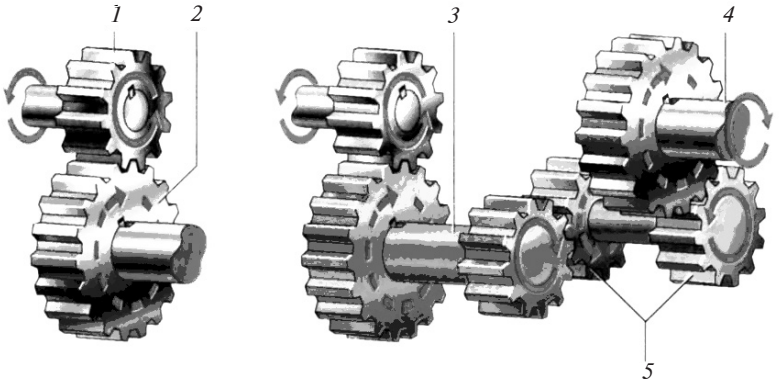


Рис. 5.14. Схема работы шестерен:
1 – ведущая шестерня; *2* – ведомая шестерня; *3* – промежуточный вал; *4* – ведомый вал; *5* – промежуточные шестерни заднего хода

Пусть ведомая шестерня Б в два раза больше ведущей А (количество зубьев тоже в два раза больше) (рис. 5.15).

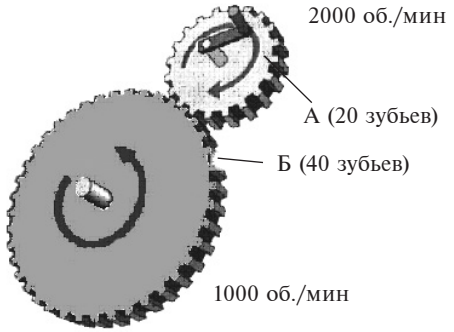


Рис. 5.15. Схема работы шестерен

Тогда при одном обороте ведущей шестерни ведомая сделает только половину оборота, т. е. вращаться она будет в два раза медленней. Но при этом крутящий момент, с которым вращается ее вал, будет в два раза большим, и наоборот, если

ведомая шестерня в два раза меньше ведущей, то вращаться она будет в два раза быстрее, но крутящий момент будет передавать в два раза меньше, т. е. во сколько раз диаметр ведомой шестерни больше диаметра ведущей, во столько раз меньше ее скорость и больше крутящий момент на ней, и наоборот. Таким образом, двигатель создает крутящий момент на маховике. Маховик вращается и через сцепление и первичный вал коробки передач передает вращение ведущей шестерне. Ведущая шестерня может входить в зацепление с ведомыми шестернями различного диаметра, и на ведомом валу получаются различные скорости вращения и крутящие моменты. Если нужно, чтобы вал вращался в обратную сторону (например, движение задним ходом), то вращение передается на вал заднего хода с двумя одинаковыми шестернями. При вращении он ничего не изменяет в передаточном отношении (число зубьев в парах одинаково), а просто меняет направление вращения выходного вала.

В зависимости от условий эксплуатации сопротивление движению трактора может изменяться в сравнительно широком диапазоне, что вызывает необходимость увеличения или уменьшения силы тяги на ведущих колесах.

Различная сила тяги на ведущих колесах при работе двигателя на режиме заданной мощности может быть получена изменением соотношения между частотами вращения коленчатого вала и ведущих колес с помощью коробки передач. Ступенчатая шестеренная КП имеет три режима работы:

1) *нейтральная передача* – когда двигатель работает, сцепление включено, входной вал вращается, а трактор стоит (разомкнута силовая связь между шестернями КП, передающими крутящий момент от входного вала к выходному). Этот режим работы характерен для момента пуска двигателя и перед началом включения передачи для движения трактора и необходим также для кратковременных остановок МТА при совершении им технологических операций или для стационарной его работы с отбором мощности на ВОМ;

2) *режим переднего хода* для выполнения технологических операций МТА (сильно отличается по частоте воздействия на

органы управления КП у сельскохозяйственных и промышленных тракторов);

3) *режим заднего хода*, когда в КП включают передачи, изменяющие направление вращения выходного вала (для большинства сельскохозяйственных тракторов этот режим играет второстепенную роль, хотя и необходимую; для промышленных тракторов в большинстве случаев он имеет такое же значение, как и передний ход).

Классификация механических коробок передач. Механические ступенчатые КП классифицируют по следующим основным признакам:

· *по типу зубчатых передач* – с неподвижными осями валов и планетарные;

· *по расположению валов относительно оси трактора* – с продольным и поперечным расположением;

· *по числу валов* – двух-, трех- и четырехвальные составные и специальные. Следует отметить, что термины «двух-» и «трехвальные коробки передач» обозначают только способ получения передач основного диапазона. Для получения передач других диапазонов и заднего хода в этих коробках передач обычно имеются дополнительные валы и пары шестерен. Входной и выходной валы этих коробок передач обычно называют первичным и вторичным.

В двухвальной КП поток мощности от первичного к параллельному вторичному валу всегда передается только через одну работающую пару шестерен, образующую необходимую передачу. Поэтому такую коробку передач называют еще однопарной.

В трехвальной коробке передач при получении основных передач поток мощности от первичного вала вначале передается через дополнительную пару шестерен постоянного зацепления к промежуточному валу и от него – к параллельному вторичному валу через соответствующую пару шестерен, как в двухвальной коробке передач. Таким образом, в трехвальной коробке передач силовой поток на основных передачах всегда передается через две пары шестерен, почему ее и называют также двухпарной. В коробке передач с продольными вала-

ми и соосным расположением первичного и вторичного валов есть возможность их замыкания и получения прямой передачи с передаточным числом, равным единице. Для трактора она обычно является транспортной, а не основной.

Составные коробки передач представляют собой комбинации двухвальных, трехвальных и планетарных коробок передач, которые соединяют последовательно для увеличения общего передаточного числа и числа передач. Располагаются они или последовательно по продольной оси трактора в одном общем корпусе, или в отдельных картерах, фланцуемых друг к другу. Иногда составные коробки передач компонуются комбинацией двухвальных коробок, выполненных на параллельных валах в одном общем картере. Во всех случаях одна из коробок передач является главной, посредством которой устанавливаются передачи внутри заданного их диапазона, а другая или другие коробки передач являются редукторными, предназначенными для выбора необходимого диапазона передач. К составным коробкам передач следует отнести и коробки передач с комбинированным способом образования шестеренной передачи.

Специальные коробки передач имеют кинематические схемы, отличные от рассмотренных. К ним следует относить и разнообразные схемы планетарных коробок;

· *по числу передач переднего хода* – трех-, четырех-, пятиступенчатые и т. д.;

· *по принципу переключения передач* – с подвижными зубчатыми колесами (каретками) и с неподвижными зубчатыми колесами постоянного зацепления, соединяемыми с валом при включении передачи специальными муфтами. Принципиальные схемы элементов зацепления шестерен в нейтральном положении приведены на рисунке 5.16.

На схеме, показанной на рисунке 5.16, *а*, включение передачи производится продольным перемещением каретки *2* (в данном случае двухвенцовой, для образования двух различных передач) по шлицам вала *1* до полного ее зацепления с одной из шестерен *4*, неподвижно закрепленных на параллельном валу *3*. Необходимо отметить, что в подобных конструкциях коробок передач возможно применение только прямозубых цилиндрических шестерен.

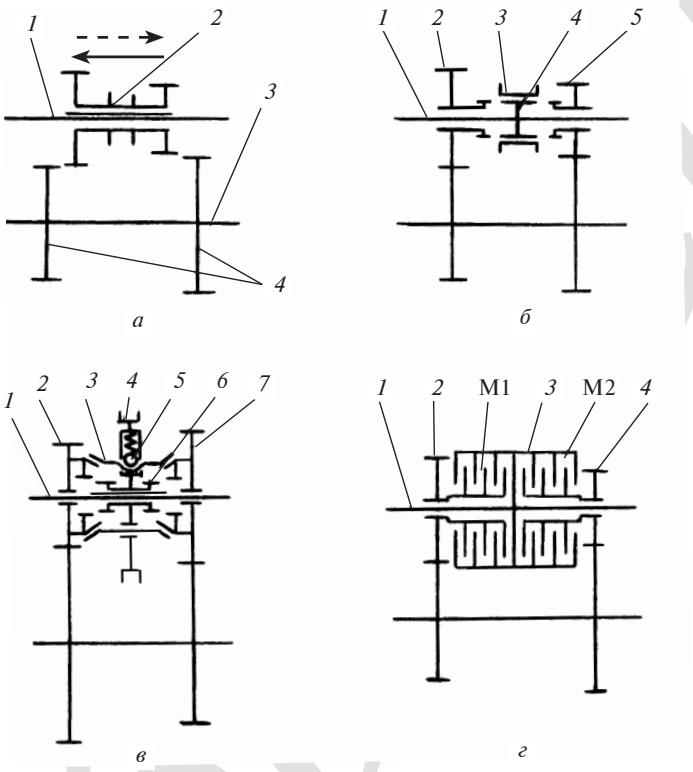


Рис. 5.16. Принципиальные схемы элементов зацепления шестерен в коробках передач

На рисунках 5.16, *б*–*г* показаны варианты блокировки свободно вращающихся шестерен постоянного зацепления с валом для включения передачи.

На рисунке 5.16, *б* включение передачи производится продольным перемещением зубчатой муфты *3*, установленной на зубчатом венце *4* вала *1*, до полного ввода ее в зацепление с аналогичными венцами на ступицах свободно вращающихся шестерен *2* или *5*.

На рисунке 5.16, *в* включение передачи производится с помощью синхронизатора. Принцип работы синхронизатора заключается в том, что его зубчатая муфта *6* вала *1* может входить

в зацепление с зубчатыми венцами ступиц свободно вращающихся шестерен *2* или *7* только после предварительного выравнивания их угловых скоростей с валом муфты. Это достигается посредством сил трения в контакте конусных поверхностей ступиц и прижимного кольца *3*, имеющего упругую связь с поводковым устройством *4* муфты. При дальнейшем приложении осевого усилия к поводковому устройству преодолевается сопротивление пружинных фиксаторов *5*, и последующее включение передачи происходит легко и безударно.

На рисунке 5.16, *г* включение передачи происходит с помощью многодисковых фрикционных муфт М1 и М2 (чаще всего с гидравлическим нажимным механизмом), общий наружный барабан *3* которых соединен с валом *1*, а их внутренние барабаны закреплены на ступицах блокируемых свободно вращающихся шестерен *2* и *4*. В ряде случаев при использовании этого метода переключения можно отказаться от применения фрикционных сцеплений. В планетарных коробках передач применяют только шестерни постоянного зацепления;

· *по методу переключения передач* коробки переключения передач подразделяются на переключаемые с остановкой трактора (с разрывом потока мощности) и без его остановки (без разрыва потока мощности или с кратковременным разрывом, не прекращающим вращение валов). В первом случае включение передачи происходит при неподвижных валах, и МТА разгоняется с места на любой передаче. Такие коробки передач обычно выполняют с каретками (рис. 5.16, *а*) или блокировочными муфтами (рис. 5.16, *б*). Во втором случае коробки передач выполняются с элементами переключения, представленными на рисунках 5.16, *в*, *г*, или это коробки планетарного типа;

· *по способу управления* коробки передач бывают с механическим, гидравлическим или электромагнитным механизмом переключения передач. Если переключение передач производится с остановкой трактора или без его остановки, но с синхронизаторами, то обычно применяется управляемая вручную механическая рычажная система с тягами, перемещающими каретку или блокировочные муфты.

Два других способа управления применяются в КП с переключением передач на ходу посредством многодисковых

фрикционных муфт с дистанционным управлением. Если в КП применены оба метода переключения передач, то, как правило, переключение диапазонов производится рычажно-тяговой системой, а переключение передач внутри диапазона – блокировочными фрикционными муфтами;

· *по числу перемещаемых кареток* – двух-, трех-, четырехходовые и т. д.;

· *по конструктивному оформлению* – в отдельном съемном и в общем корпусе с другими механизмами;

· *по назначению* – основная, раздаточная, понижающий или повышающий редуктор, ходоуменьшитель.

Коробки передач тракторов располагаются обычно между сцеплением и центральной передачей трансмиссии и представляют собой редукторы с набором валов и зубчатых колес. Последние вводятся во временные силовые связи для получения необходимого передаточного числа между входным и выходным валом. Так как число пар зубчатых колес ограничено, то и число передач (число возможных передаточных чисел) КП фиксировано. Чем больше число передач, тем больше возможностей для выбора наиболее экономичного режима работы МТА, но тем сложнее и дороже конструкция КП и сложнее управление ее работой.

Современные КП обеспечивают получение от 5 до 36 и более передач переднего хода, что связано с разнообразием работ, выполняемых, главным образом, универсальными тракторами. Все передачи подразделяются на четыре диапазона, характерные для назначения трактора: основной (рабочий), резервный, транспортный и технологический (замедленный, иногда называемый рассадочно-посадочным).

Основной диапазон служит для выполнения главных сельскохозяйственных или других работ, требующих высоких значений силы тяги на крюке трактора при допустимом буксовании его движителей и эксплуатационной загрузке двигателя, близкой к номинальной. В этом диапазоне скоростей трактор работает наибольшее время эксплуатации. Число передач в данном диапазоне зависит от типа и назначения трактора и обычно составляет 3–7 и больше.

Резервный диапазон передач (не более двух) служит для получения повышенных тяговых усилий примерно на 20...25 % больше, чем на основном диапазоне. Он необходим для преодоления больших тяговых сопротивлений в экстремальных условиях эксплуатации МТА.

Транспортный диапазон (1–8 передач) имеет передачи, позволяющие МТА двигаться в различных условиях профиля дороги и ее покрытия.

Технологический диапазон необходим для выполнения работ, требующих стабильных небольших технологических скоростей движения МТА, особенно в сельскохозяйственном производстве и для тракторов-трубоукладчиков. Число передач в этом диапазоне наибольшее и достигает 12–16. Следует отметить, что в этом диапазоне не всегда удается полностью использовать мощность двигателя трактора, несмотря на оптимальные варианты комплектации МТА.

Необходимое количество передач заднего хода обычно не более одной-двух, но в реальных конструкциях встречается и большее их число, вплоть до полностью реверсивных КП, когда число передач вперед и назад одинаково.

Кинематические схемы тракторных коробок передач. Конструкции коробок передач определяются назначением трактора, номинальным тяговым усилием (тяговым классом), характером эксплуатационных нагрузок и показателями комплексов агрегатируемых машин – орудий. Анализ современных конструкций коробок передач показывает, что большинство из них являются составными комбинациями из более простых двух- и трехвальных КП (рис. 5.17). Следует отметить, что на всех рассматриваемых схемах КП управляющие каретки или блокировочные муфты показаны при нейтральном их положении (на нейтральной передаче).

Простейшая двухвальная КП (рис. 5.17, *а*) с разрывом потока мощности при переключении передач состоит из первичного вала *1* и вторичного *9*. К валу *1* мощность от двигателя подводится обычно через сцепление, а выходной конец вала *9* в большинстве случаев имеет ведущую коническую шестерню *8* центральной передачи трансмиссии. На шлицах первичного вала установлены подвижные двухвенцовая ка-

ретка *2* для получения второй (влево по стрелке) и третьей (вправо по стрелке) передачи и одновенцовая каретка *4* для получения первой (влево по стрелке) передачи и заднего хода (вправо по стрелке). Правый выступающий шлицевой хвостовик *5* может быть приводом зависимого ВОМ. На вторичном валу неподвижно установлены ведомые шестерни передач переднего хода (первой *11*, третьей *12* и второй *13*), в зацепление с которыми вводятся зубчатые венцы кареток для получения необходимой передачи, и ведомая шестерня *10* заднего хода.

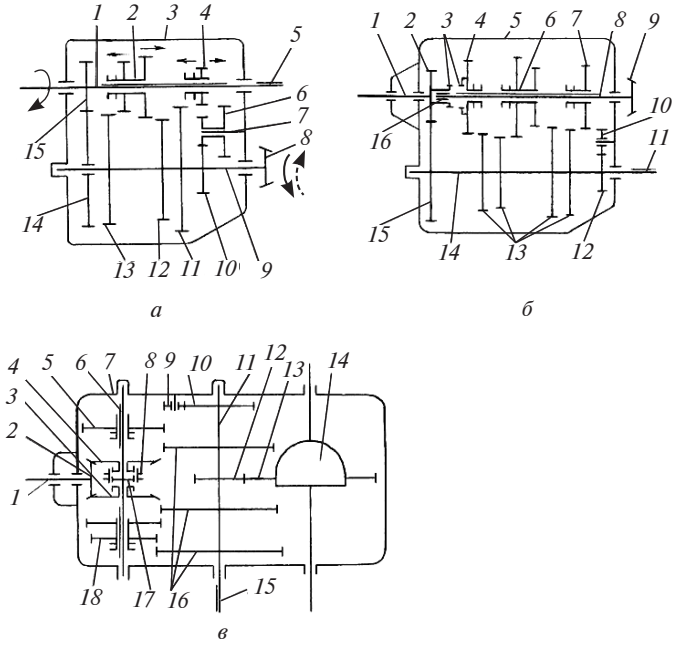


Рис. 5.17. Принципиальные кинематические схемы КП:
а – двухвальная; *б* – трехвальная; *в* – трехвальная с поперечными валами

Перемещение кареток по шлицам первичного вала осуществляется отдельной рычажно-тяговой системой ручного управления КП, которая позволяет фиксировать в зацеплении только одну пару шестерен, обеспечивающую необходимое

передаточное число. Шестерни и валы размещаются внутри картера *3* КП, в отверстиях стенок и перегородок которого установлены соответствующие подшипники опор валов или дополнительных осей. В отечественных тракторах в основном применяются литые чугунные картеры КП. В зарубежных конструкциях широко применяются также более легкие и прочные литейные материалы (алюминиевые сплавы). Опорами первичного вала, как правило, являются радиальные шариковые подшипники, нагруженные в основном радиальными силами. Опоры вторичного вала более сложные, так как в большинстве случаев они воспринимают не только радиальные усилия, действующие на них при передаче крутящего момента, но и осевое усилие, действующее от конической пары центральной передачи.

Для получения передачи заднего хода между валами КП вводят дополнительную шестеренную передачу, изменяющую направление вращения ее вторичного вала при неизменном вращении первичного вала. Это может быть шестерня или блок из двух шестерен одного или разных диаметров, находящихся в постоянном зацеплении с ведомой шестерней, закрепленной на вторичном валу. В рассматриваемой схеме КП задний ход получается при введении каретки *4* в контакт с блоком шестерен *6*, находящимся в постоянном зацеплении с ведомой шестерней *10* вторичного вала. Блок *6* установлен на подшипниках закрепительной оси *7*.

В данной кинематической схеме двухвальной КП показано практически минимальное число передач – три вперед и одна назад. На практике число передач не превышает шести, так как при его увеличении возрастают длина валов и их прогиб при передаче крутящего момента. Это ведет к нарушению зацепления шестерен и ухудшению работы подшипниковых узлов, а в итоге – к снижению долговечности КП.

Смазывание трущихся деталей данной КП осуществляется маслом, заливаемым в ее картер, и последующим его разбрызгиванием венцами вращающихся ведомых шестерен при движении трактора. Для смазывания деталей КП при стационарной работе МТА, когда вторичный вал неподвижен, в ряде конструкций применяют специальные маслоразбрызгиваю-

щие шестерни, кинематически связанные с первичным валом. Один из этих вариантов показан на приводимой схеме КП, где свободно вращающаяся на валу *9* ведомая маслоразбрызгивающая шестерня *14* имеет постоянный привод от ведущей шестерни *15* вала *1*.

Достоинствами двухвальных КП являются конструктивная простота и высокий механический КПД, так как при передаче мощности в зацеплении участвует только одна пара шестерен. Недостатки – невозможность получения более 5–6 передач переднего хода вследствие повышенного прогиба валов и малый диапазон передаточных чисел, ограниченный межосевым расстоянием валов. Вследствие этого в настоящее время двухвальные КП имеют ограниченное применение как самостоятельные коробки передач, но часто используются как один из редукторов составной КП. При этом очень часто они выполняются с шестернями постоянного зацепления (рис. 5.17, *б*, *в*).

Простейшая схема трехвальной КП (рис. 5.17, *б*) с разрывом потока мощности при их переключении и с продольным расположением валов состоит из соосно расположенных первичного *1* и вторичного *8* валов и промежуточного вала *14*. Валы *1* и *14* соединены парой цилиндрических шестерен постоянного зацепления – ведущей *2* и ведомой *15*, образующих передаточное число первой ступени КП. На конце вала *8* обычно установлена или выполнена за одно с ним ведущая коническая шестерня *9* центральной передачи трансмиссии. На промежуточном валу *14* жестко закреплены ведущие шестерни *13* переднего хода. В зацепление с ними входят зубчатые венцы ведомых кареток вторичного вала *8*, образуя тем самым передаточные числа второй ступени данной КП. На промежуточном валу *14* закреплена и ведущая шестерня *12* передачи заднего хода, находящаяся в постоянном зацеплении с одновенцовой паразитной шестерней *10*. На шлицах вторичного вала *8* установлены типовые одновенцовая *7* и двухвенцовая *6* каретки и комбинированная одновенцовая каретка *4* с зубчатой блокировочной полумуфтой *3*. Последняя при перемещении каретки *4* влево входит в зацепление с зубчатой полумуфтой в торце первичного вала, образуя тем

самым прямую передачу мощности от вала *1* к валу *8*. Передний подшипник *16* (обычно роликовый) вала *8* установлен в расточке торца вала *1* и нагружен только радиальными силами. Остальные опоры валов установлены в отверстиях стенок или специальных перегородок картера *5* аналогично креплению валов двухвальной КП. В некоторых конструкциях трехвальных КП с целью устранения консольного крепления шестерни *2* и облегчения работы переднего подшипника *16* вала *8* исключают прямую передачу и выполняют отдельные опоры конца вала *1* и начала вала *8*, тем более что на тракторах прямая передача не относится к основному (рабочему) их диапазону.

В данной кинематической схеме трехвальной КП можно получить пять передач (включая прямую) переднего хода и одну – заднего.

Смазывание деталей КП производится разбрызгиванием масла, залитого в ее картер, шестернями промежуточного вала *14*, который всегда вращается при работающем двигателе и включенном сцеплении независимо от режима работы МТА. Шлицевой хвостовик *11* вала *14* может использоваться как привод зависимого ВОМ.

Простейшая схема трехвальной КП с поперечным расположением валов, полным реверсированием всех передач и конструктивной компоновкой в общем корпусе заднего моста трактора представлена на рисунке 5.17, *в*.

Наиболее интересным элементом схемы является механизм реверса передач, позволяющий промежуточному валу *6* вращаться в разные стороны при постоянном направлении вращения первичного вала *1*. Он состоит из ведущей конической шестерни *2*, находящейся в постоянном зацеплении с двумя одинаковыми ведомыми коническими шестернями *3* и *4*, свободно установленными на валу *6* и вращающимися в противоположные стороны. На ступицах этих шестерен имеются зубчатые венцы, аналогичные зубчатому венцу *17* вала *6*, на котором установлена подвижная зубчатая муфта *8*, блокирующая вал с любой из вышеуказанных шестерен. На схеме показано положение муфты *8*

для движения трактора вперед. При замыкании вала *6* с шестерней *3* трактор будет двигаться назад. Перемещение муфты *8* производится отдельным рычагом управления реверсом. Соединение одновенцовой *5* и двухвенцовой *18* кареток с ведомыми шестернями *16* вторичного вала *11* аналогично рассмотренному выше.

В аналогичных КП с полным реверсированием всех передач переднего хода иногда, как показано на схеме, выполняется одна отдельная передача заднего хода. Она осуществляется перемещением каретки *5* в зацепление с паразитной шестерней *9*, находящейся в постоянном зацеплении с ведомой шестерней *10* заднего хода на валу *11*. Применение данной передачи объясняется удобством управления КП одним рычагом для передач как переднего хода, так и заднего. При полностью реверсивной КП без дополнительной задней передачи для получения заднего хода трактористу приходится одновременно манипулировать двумя рычагами управления – реверса и КП, что вызывает определенное неудобство.

Компоновка поперечно расположенных валов *6* и *11* в общем корпусе *7* трансмиссии облегчает выполнение центральной передачи цилиндрическими шестернями – ведущей *12* и ведомой *13*, установленной на корпусе дифференциала *14*. Шлицевой хвостовик *15* вала *11* может быть боковым приводом синхронного ВОМ.

Следует отметить также облегченные условия работы конической пары, образующей передаточное число первой ступени КП: более стабильный нагрузочный и скоростной режим, что позволяет в большинстве случаев отказаться от периодических регулировок зацепления шестерен до их окончательной выбраковки.

Смазывание деталей КП производится разбрызгиванием масла, находящегося в корпусе.

Подобного типа КП применяются на легких колесных универсальных тракторах, которые по характеру работы должны иметь возможность длительное время и при разных тяговых нагрузках двигаться задним ходом.

Достоинствами трехвальных КП являются:

– значительно больший, чем у двухвальных, диапазон передаточных чисел, так как на основных рабочих передачах всегда участвуют две пары шестерен;

– высокий КПД на прямой (транспортной) передаче;

– отсутствие необходимости в маслоразбрызгивающей паре шестерен;

– конструктивно более простое выполнение центральной передачи с цилиндрической парой шестерен в трехвальных КП с поперечными валами, чем у конической пары двухвальной КП.

Недостатки трехвальных КП:

– более низкий КПД на рабочих передачах, так как в зацеплении находятся одновременно две пары шестерен вместо одной у двухвальной;

– невозможность получения более 5–6 передач переднего хода ввиду повышенного прогиба валов;

– повышенный износ подшипника передней опоры вторичного вала, расположенного в расточке торца первичного вала при работе трактора на основных рабочих передачах. При включенной прямой передаче указанный подшипник не вращается, но на этой транспортной передаче трактор работает, как правило, не более 12...15 % всего времени его эксплуатации.

Картер коробки передач отливается из легких сплавов, он является основой всей коробки и одновременно емкостью для хранения масла. Чистое масло заливается через специальное отверстие, а отработавшее (грязное) удаляется через сливное отверстие снизу. Сверху имеется крышка.

Набор валов и шестерен – основная рабочая часть любой коробки передач. «Начинается» коробка с ведущего вала, а «заканчивается» ведомым. Для уменьшения габаритов в коробке передач применяется не одна, а несколько пар зацепления шестерен (действие в сумме аналогично паре шестерен). Поэтому в коробке есть промежуточный вал (может быть не один) с дополнительными шестернями. Шестерни могут скользить по валам для обеспечения различных зацеплений или закрепляться на них неподвижно (рис. 5.18).

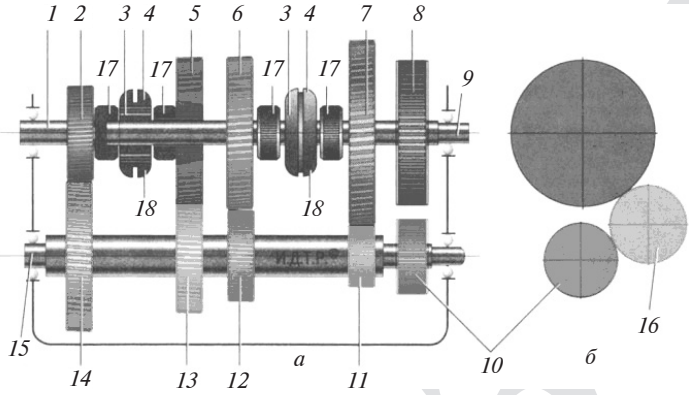


Рис. 5.18. Схема коробки передач с постоянно зацепленными шестернями:
1, *9* и *15* – первичный, вторичный и промежуточный валы;
2 и *14*, *5* и *13*, *7* и *11* – пары постоянно зацепленных шестерен;
3 – зубчатая ступица; *4* – зубчатая муфта синхронизатора;
8 – ведомая шестерня заднего хода; *10* – ведущая шестерня заднего хода; *16* – промежуточная шестерня заднего хода;
17 – промежуточные венцы шестерен; *18* – синхронизатор

Шестерни коробки передач обычно выполняются косозубыми, что снижает шум при работе и повышает ресурс за счет увеличения пятна контакта в зацеплении. Коробки передач оборудованы синхронизаторами, позволяющими переключать передачи с минимальными усилиями и не опасаться поломки зубьев шестерен.

По принципу действия коробки передач разделяют на бесступенчатые (гидромеханические, фрикционные и т. д.) и ступенчатые (механические).

Гидромеханические коробки передач состоят из гидродинамической бесступенчатой передачи (гидротрансформатора) и последовательно присоединенной к ней механической ступенчатой коробки передач.

На большинстве современных тракторов устанавливают главным образом механические *ступенчатые коробки передач*, представляющие собой зубчатый редуктор, в котором зубчатые колеса могут соединяться в различных сочетаниях, образуя ряд передач с разными передаточными числами. Два

сопряженных зубчатых колеса передачи составляют зубчатую пару. Ведущее колесо в зубчатой паре называется **шестерней**, ведомое – **колесом**. Термин «зубчатое колесо» («зубчатые колеса») является общим.

Передаточным числом зубчатой передачи называется отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни или обратное отношение их частот вращения. Если в передаче участвует несколько пар зубчатых колес, то общее передаточное число равно произведению передаточных чисел этих пар.

Структурные схемы тракторных коробок передач с неподвижными осями валов. Составные коробки передач имеют структурные схемы, представленные на рисунке 5.19.

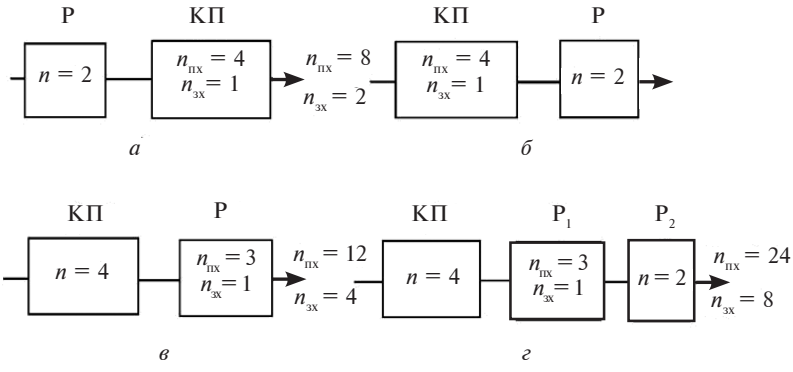


Рис. 5.19. Структурные схемы составных коробок передач

На схеме, показанной на рисунке 5.19, *а*, впереди установлен редуктор Р с двумя передачами ($n = 2$) для выбора диапазонов работы трактора, а за ним – основная коробка передач (КП) с четырьмя передачами переднего хода внутри выбранного их диапазона и одной – заднего ($n_{зх} = 1$). Общее число передач переднего и заднего хода определяется произведением чисел соответствующих видов передач в КП и Р: восемь передач переднего хода ($n_{пх} = 8$) и две передачи заднего ($n_{зх} = 2$).

В зависимости от компоновки трансмиссии в составной КП впереди может быть установлена основная КП, а за ней –

выходной редуктор Р (рис. 5.19, *б*), но результат будет такой же, как и в первой схеме ($n_{пх} = 8$; $n_{зх} = 2$).

На схеме, представленной на рисунке 5.19, *в*, редуктор Р имеет $n_{пх} = 3$ и $n_{зх} = 1$. Общее число передач переднего хода $n_{пх} = 12$, а заднего – $n_{зх} = 4$.

На схеме, представленной на рисунке 5.19, *г*, показан пример применения одновременно двух редукторов $Р_1$ ($n_{пх} = 3$; $n_{зх} = 1$) и $Р_2$ ($n = 2$), что дает возможность получить $n_{пх} = 24$ и $n_{зх} = 8$.

Механические коробки передач изготовляются в основном по двух- или трехвальной схеме с параллельным расположением валов и имеют набор передач из косозубых и прямозубых колес. Отдельные передачи снабжаются синхронизаторами, т. е. механизмами, не допускающими зацепления зубчатых колес включаемой передачи до тех пор, пока они не будут вращаться с одинаковой частотой.

В зависимости от числа передач (ступеней) переднего хода ступенчатые коробки передач могут быть трех-, четырех-, пяти- и многоступенчатые, а в зависимости от числа передвижных зубчатых колес (шестерен) – двух-, трех-, четырехходовые. Многоступенчатые коробки передач имеют приставной редуктор-делитель, служащий для разбивки ступеней передаточных чисел. Например, применение делителя на тракторах Беларус-950/952 позволяет получить в сочетании с основной четырехступенчатой, двухдиапазонной коробкой передач 14 передач переднего хода и 4 – заднего.

Коробка передач трактора Беларус-1221 (рис. 5.20) механическая ступенчатая, диапазонная (4 диапазона переднего хода и 2 – заднего хода), с переключением передач внутри диапазонов с помощью синхронизаторов.

Коробка перемены передач обеспечивает 16 передач вперед и 8 – назад, а также привод переднего ведущего моста и синхронного вала отбора мощности. Коробка передач состоит из корпуса, узла передач, вала пониженных передач и заднего хода, блока шестерен, вторичного вала-шестерни, механизма управления и гидросистемы коробки передач.

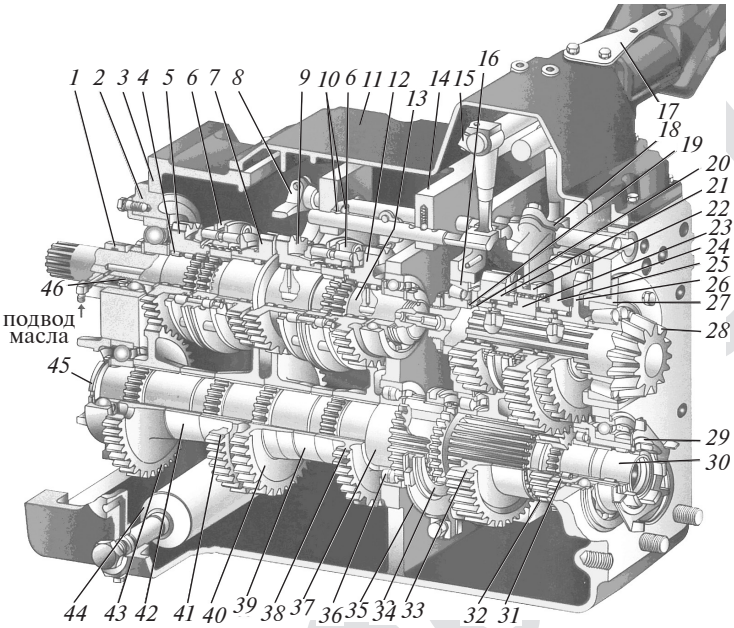


Рис. 5.20. Коробка перемены передач трактора Беларус-1221:
1 – втулка подвода масла; *2* – стакан подшипника; *3* – корпус коробки передач; *4* – подшипник роликовый; *5* – шестерня ведущая I передачи; *6* – синхронизатор; *7* – шестерня ведущая II передачи; *8* – вилка; *9* – шестерня ведущая III передачи; *10* – шарики блокировки; *11* – крышка коробки передач с механизмом переключения; *12* – шестерня ведущая IV передачи; *13* – вал первичный; *14* – корпус; *15* – рычаг; *16* – подшипник конический; *17* – кронштейн; *18* – вилка переключения подвижной зубчатой муфты; *19* – шайба регулировочная; *20* – шайба ограничительная; *21* – шестерня ведомая высокого диапазона; *22* – муфта зубчатая (низкий/высокий диапазон); *23* – муфта зубчатая; *24* – прокладки регулировочные; *25* – шестерня ведомая низкого диапазона; *26* – шестерня ведущая привода переднего ведущего моста и ВОМ; *27* – стакан подшипника; *28* – вал вторичный; *29* – кольцо стопорное; *30* – вал с двумя шлицевыми венцами; *31* – шестерня привода переднего ВОМ; *32* – шестерня ведущая III диапазона; *33* – шестерня ведущая IV диапазона; *34* – муфта зубчатая III и IV диапазонов; *35* – вилка зубчатой муфты; *36* – подшипник промежуточного вала; *37* – вал промежуточный; *38* – шестерня ведомая IV передачи; *39* – втулка дистанционная; *40* – шестерня ведомая III передачи; *41* – шестерня ведомая II передачи; *42* – втулка промежуточная; *43* – шестерня ведомая I передачи; *44* – фильтр грубой очистки; *45* – гайка стяжная промежуточного вала; *46* – гайка стяжная первичного вала

Узел передач состоит из первичного вала *13* со свободно установленными на игольчатых подшипниках шестернями. На шлицах вала размещены две шлицевые втулки, на которых установлены конические инерционные синхронизаторы *10*.

На промежуточный вал *37* посажены с небольшим натягом ведомые шестерни IV передачи *38*, III передачи – *40*, II передачи – *41*, I передачи – *43*. На валу пониженных передач и заднего хода (рис. 5.21) установлена ведущая шестерня I и II диапазонов и ведущая шестерня *7* заднего хода. На шлицевой втулке *3* установлена ведомая шестерня ходоуменьшителя *2*. Ведущая шестерня *1* установлена на валу на бронзовой втулке. При отсутствии ходоуменьшителя шестерня *1*, соединенная с валом шлицами шестерни *2*, фиксируется стопорным кольцом на втулке *3*.

На валу *30* с двумя шлицевыми венцами (вал блока шестерен показан на рисунке 5.21) на шлицах установлены ведущие шестерни *32* III диапазона и *33* IV диапазона. Задняя опора вала расположена в ступице шестерни *31* привода синхронного вала отбора мощности и переднего ведущего моста.

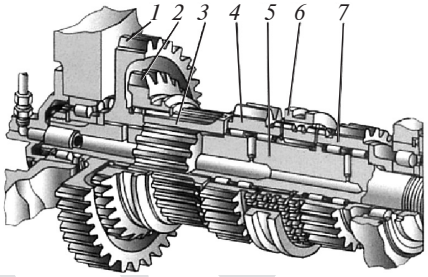


Рис. 5.21. Вал пониженных передач и заднего хода:
1 – шестерня ведущая; *2* – шестерня ведомая ходоуменьшителя; *3* – втулка шлицевая; *4* – шестерня ведущая I и II диапазонов; *5* – вал пониженных передач и заднего хода; *6* – муфта зубчатая включения I и II диапазонов и заднего хода; *7* – шестерня ведущая заднего хода

Вторичный вал-шестерня *28* установлен в корпусе коробки передач *3* на конических роликовых подшипниках *16*. На валу неподвижно посажены ведущая шестерня *26* привода переднего ведущего моста и синхронного вала отбора мощности, на ступице которой установлена на игольчатых подшипниках ведомая шестерня *25* низкого диапазона, свя-

занная через зубчатую муфту *23* с ведомой шестерней *21* высокого диапазона.

Для бесшумного и безударного переключения передач, повышения надежности и увеличения срока службы в коробках передач применяют зубчатые колеса постоянного зацепления. При этом одно зубчатое колесо жестко связано с валом, а другое вращается свободно. При переключении передачи свободно вращаемое зубчатое колесо необходимо жестко соединить с валом. Для этого используют зубчатые муфты, синхронизаторы, гидроподжимные муфты.

Синхронизатором называют узел механизма управления КП, служащий для бесшумного и безударного включения передач. В основу действия синхронизатора положен принцип использования сил трения для выравнивания (синхронизации) угловых скоростей соединяемых деталей, образующих передачу. Обычно синхронизаторы имеют конические поверхности трения, хотя встречаются и дисковые.

Различают синхронизаторы простые и инерционные.

Простые синхронизаторы не препятствуют включению передачи до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей КП, что обычно сопровождается появлением ударных нагрузок и шума.

Инерционные синхронизаторы получили наибольшее распространение в КП тракторов, так как имеют устройство блокировки для безударного и бесшумного включения передачи.

Инерционный синхронизатор состоит из трех основных элементов:

выравнивающего – фрикционного устройства, поглощающего энергию касательных сил инерции вращающихся масс;

включающего – зубчатой муфты, включающей передачу;

блокирующего – устройства, препятствующего включению зубчатой муфты до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей.

Синхронизатор коробки передач (КП) тракторов представляет собой передвижную муфту с диском с зубчатыми венцами, на который воздействует вилка переключения (рис. 5.22, *а*). Муфта установлена на шлицах ведомого вала. Диск муфты имеет по три отверстия для пальцев фиксаторов, соединяющих его с двумя сблокированными конусными

кольцами, и для блокирующих пальцев, жестко связывающих конусные кольца. Между двумя половинками пальца фиксатора расположены две пружины.

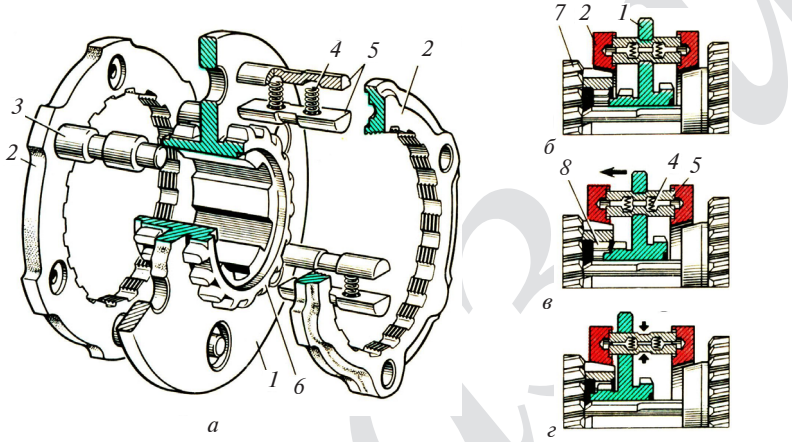


Рис. 5.22. Синхронизатор КП:
а – общий вид; *б–г* – работа; *1* – муфта синхронизатора; *2* – конусное кольцо; *3* – блокирующий палец; *4* – пружина; *5* – палец фиксатора; *6* – зубчатый венец муфты; *7* – зубчатое колесо; *8* – внутренний зубчатый венец зубчатого колеса

В нейтральном положении (рис. 5.22, б) корпус синхронизатора расположен посередине между зубчатыми колесами. При включении передачи муфта синхронизатора, перемещая пальцы фиксаторов, прижимает конусное кольцо к конусу зубчатого колеса. Муфта, соединенная с ведомым валом, и зубчатое колесо, связанное с промежуточным валом, имеют разные частоты вращения. Вследствие наличия трения между коническими поверхностями конусное кольцо поворачивается относительно диска муфты до соприкосновения блокирующих конусных фасок диска с блокирующими пальцами, после чего происходит блокировка колец и муфты (рис. 5.22, *в*). При выравнивании частот вращения зубчатого колеса и ведомого вала муфта перемещается дальше, а ее зубья бесшумно входят в зацепление с зубчатым венцом зубчатого колеса (рис. 5.22, *г*).

Включение передач зубчатыми муфтами с синхронизаторами или передвигающими шестернями возможно только в

момент разрыва потока мощности от двигателя к КП, что достигается при выключении сцепления.

Некоторые современные гусеничные и колесные тракторы (в частности, Беларус-3022) оснащаются КП, конструкции которых позволяют переключать передачи без разрыва или с малым разрывом потока мощности (переключение на ходу). Это ступенчатые шестеренчатые КП, в которых в качестве механизма включения зубчатых пар используются фрикционные муфты, работающие в масле. Если в КП с передвигающими шестернями операция переключения передач длится 3...5 с, то при фрикционном переключении она занимает 0,10...0,15 с. Кинематическая схема многовальной КП трактора с фрикционным включением представлена на рисунке 5.23. При прямолинейном движении управление КП осуществляется двумя элементами: зубчатой муфтой редуктора или ходоуменьшителя и фрикционной муфтой включения соответствующей передачи $Ф_{I–IV}$.

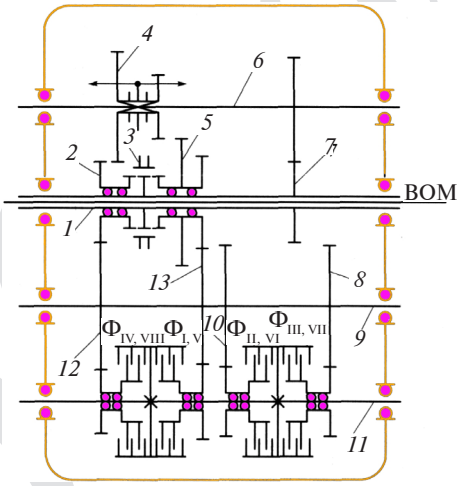


Рис. 5.23. Кинематическая схема КП с фрикционным включением: *1* – первичный вал; *2* – ведущая шестерня; *3* – зубчатая муфта; *4* – блок-шестерня включения заднего хода (ЗХ); *5* – блок шестерен ускоренного ряда и ходоуменьшителя; *6* – вал ЗХ и ходоуменьшителя; *7* – шестерня привода вала ЗХ и ходоуменьшителя; *8*, *10*, *12*, *13* – шестерни; *9* – промежуточный вал; *11* – вторичный вал; $Ф_{I–VIII}$ – фрикционные муфты включения соответственно I–VIII передач; ВОМ – вал отбора мощности; ←•→ – направление перемещения блок-шестерни

Гидрофрикционная муфта КП для переключения передач на ходу показана на рисунке 5.24. Конструктивно она выполнена сдвоенной и может по очереди включать две разные передачи. Муфта включается с помощью поршня, перемещающегося в гидроцилиндре, а выключается пружинами. Ведущие диски муфт стальные с металлокерамическими накладками, ведомые диски – стальные.

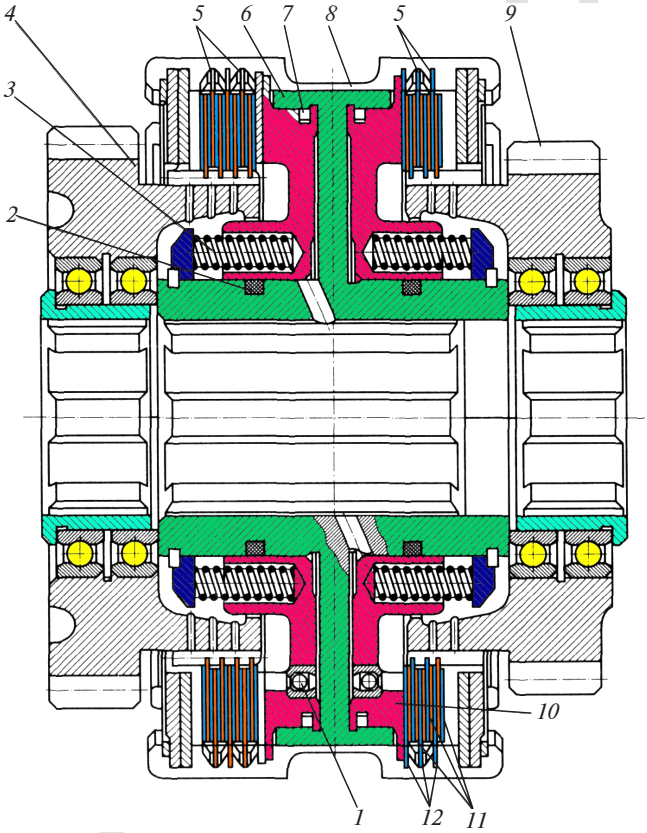


Рис. 5.24. Гидрофрикционная муфта КП:
1 – шариковый клапан; *2* – резиновое кольцо; *3* – пружина;
4, *9* – шестерни; *5* – пластинчатые пружины; *6* – гидроцилиндр;
7 – чугунное разрезное кольцо; *8* – наружный барабан; *10* – поршень;
11 – ведущие диски; *12* – ведомые диски

Шестерни *4* и *9* изготовлены как одно целое с соответствующими ведущими внутренними барабанами фрикционной муфты. Наружные барабаны двойные (один барабан на две муфты), в них смонтированы гидроцилиндры. Наружные барабаны являются ведомыми, они установлены на промежуточном валу на шлицах. Уплотнение поршня гидроцилиндра осуществляется по наружному диаметру чугунным разрезным кольцом, а по внутреннему – резиновым кольцом. Подвод масла производится через сверления в промежуточном валу.

Для обеспечения полного выключения фрикционных муфт в гидроцилиндрах установлено по два сливных автоматических центробежных шариковых клапана, которые открываются при выключении муфты (под действием давления масла на шарик в гидроцилиндре) и выпускают из выключаемого гидроцилиндра оставшееся масло.

Гидравлическая система КП кроме подачи масла в определенном порядке к бустерам фрикционных муфт предназначена также для смазки деталей, фильтрации и охлаждения масла. Основными агрегатами гидравлической системы управления КП являются насос, фильтр, редукционный клапан, регулирующий давление в системе, маслораспределитель для подачи масла к бустерам и другие устройства, способствующие переключению передач без остановки движения трактора.

Обычно предусматривается два варианта привода насоса системы: основной – от двигателя и запасной – от ведущих колес. Запасной используется для включения передачи при запуске двигателя с буксира.

Механизмы управления КП служат для включения передачи, ее переключения в зависимости от меняющихся условий работы трактора и ее выключения – перевода в режим нейтральной передачи. Их конструкция зависит от метода переключения передач – с остановкой трактора (с разрывом потока мощности) или без его остановки (без разрыва или с кратковременным разрывом потока мощности).

В первом случае механизм управления КП служит:

– для установки шестерен-кареток или жестких блокировочных муфт (при наличии шестерен постоянного зацепления) в рабочее или нейтральное положение;

– их фиксации от осевых перемещений;

– предотвращения их самопроизвольного включения или выключения;

– предотвращения одновременного включения двух передач.

Механизм управления представляет собой механическую рычажно-тяговую систему, управляемую мускульной силой тракториста.

Во втором случае в КП установлены только шестерни постоянного зацепления, а их блокировка может осуществляться тремя способами: с использованием синхронизаторов или фрикционных многодисковых муфт с гидроподжатием (для КП с неподвижными осями валов) или аналогичных фрикционных муфт и тормозов (для ПКП). В двух последних случаях гидравлическое управление КП состоит в подаче масла под давлением в бустер необходимой муфты или тормоза и его отводе из них при их разблокировании, а также в предотвращении самопроизвольного их включения и выключения.

Принципиальные схемы механизмов управления КП рычажно-тяговой системы и отдельных ее элементов показаны на рисунке 5.25. Осевое передвижение шестерен-кареток *16* или жестких блокировочных муфт и муфт синхронизаторов производится управляющими вилками *15*, которые вводятся в кинематическую связь с рычагом *18* управления КП. Концы вилки *15*, как правило, входят в кольцевую проточку М на наружной поверхности каретки *16* (или блокировочной муфты), не мешая ее вращению, но ограничивая ее осевое перемещение по валу, фиксируя тем самым включенное или нейтральное ее положение. Вилки *15* в большинстве случаев жестко связаны с цилиндрическими *14* или прямоугольными *28* ползунами. На ползунах имеются специальные прямоугольные пазы Н, в которые вводится конец короткого плеча управляющего рычага *18*. Внешний, более длинный и удобно расположенный к трактористу конец рычага обычно имеет пластмассовую головку *6*.

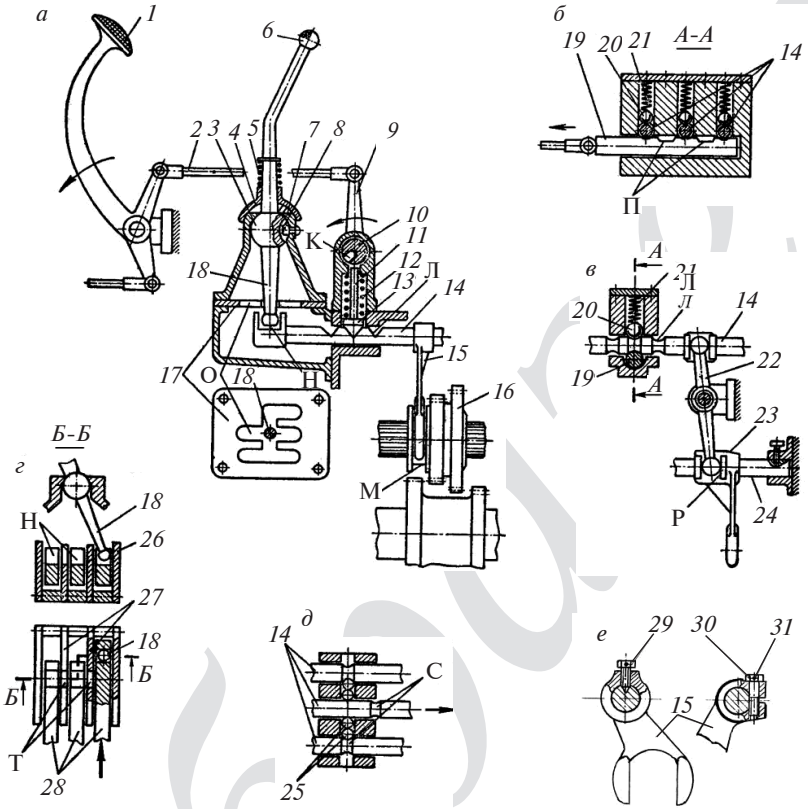


Рис. 5.25. Принципиальные схемы механизмов управления КП

Встречаются конструкции (рис. 5.25, *в*), когда каретка находится в глубине КП и прямую ее связь с ползуном осуществить сложно. Тогда применяют промежуточный двуплечий рычаг *22*. В этом случае обычно на головке вилки *23* делают фрезерованный боковой паз Р, посредством которого рычаг *22* перемещает ее по неподвижной направляющей оси *24*. Необходимо отметить, что подобное перемещение головки вилки по направляющей оси иногда применяется для непосредственного ее соединения с рычагом управления КП или с промежуточным прямоугольным ползуном.

Жесткое соединение управляющей вилки *15* с цилиндрическим ползуном (рис. 5.25, *е*) осуществляется чаще всего посредством фиксирующего болта *29* или стяжного фиксирующего болта *30*. Болты обычно стопорятся проволокой *31*. Управляющие вилки с прямоугольными ползунами обычно соединяются стыковой электросваркой.

Число внешних рычагов управления КП зависит от ее кинематической схемы, но обычно не превышает двух. В продольно расположенных двух- и трехвальных КП применяют только один рычаг. В поперечно расположенных трехвальных КП с реверсированием передач, а также в составных и специальных используют два рычага: один – для переключения передач в диапазоне, другой – для выбора диапазона передач в редукторе. Наиболее распространен рычаг управления с шаровым шарниром (рис. 5.25, *а*), образованным шаровым утолщением *3* рычага *18* и сферическим гнездом *7* поддерживающей колонки. Штифт *8*, входящий из колонки в вертикальный паз утолщения *3*, предотвращает осевое вращение рычага *18*, но допускает его устойчивое продольное и поперечное качание для управления ползунами. Сферический колпак *4* и пружина *5* обеспечивают плотную защиту шарового шарнира от пыли и грязи. Иногда сверху колпака устанавливают защитный гофрированный резиновый чехол для лучшей защиты внутренней полости КП от проникновения внутрь абразива и влаги.

При нейтральной передаче пазы Н ползунов *14* и *28* располагаются в одной поперечной плоскости, чтобы нижний конец рычага *18* мог свободно перемещаться из одного паза в другой при его поперечном качании. Для включения передачи необходимо боковым перемещением рычага *18* ввести его нижний конец в зацепление с необходимым ползуном. Затем, двигая рычаг *18* вперед или назад, переместить его вместе с вилкой *15* до полного зацепления включаемой пары шестерен на полную ширину зубчатого венца или блокировочной муфты.

Чтобы исключить одновременное перемещение двух соседних ползунов, перемещение рычага *18* часто происходит по направляющим прорезям О пластинчатых кулис *17* в

пределах, необходимых для включения каждой передачи. Обычно кулиса *17* устанавливается под шаровой опорой, но встречается ее установка и сверху. В качестве кулисы часто применяют и неподвижные разделительные планки *27* (рис. 5.25, *г*) с прямоугольным боковым пазом Т, установленные между прямоугольными ползунами *28* вилок включения. При нейтральной передаче пазы Н и Т соответственно ползунов *28* и планок *27* совпадают, и нижний конец рычага *18* имеет возможность свободного поперечного качания до упоров в боковые ограничительные планки *26*, не имеющие пазов.

При включении передачи нижний конец рычага *18* вместе с пазом ползуна смещается относительно пазов Т на разделительных планках, как показано на схеме, что исключает одновременность перемещения двух ползунов. Иногда для этой цели применяют блокирующие замки (рис. 5.25, *д*), состоящие из двух шариков *25*, расположенных с небольшим зазором в боковых соосных отверстиях между каждой парой цилиндрических ползунов *14*. При нейтральной передаче они находятся против полукруглых проточек С ползунов *14*. При включении какой-либо передачи передвигающийся ползун сдвигает шарики *25*, зажимая ими кольцевые проточки С смежных ползунов, блокируя возможность их перемещения, как показано на схеме.

Для закрепления кареток *16* (или соответствующих блокировочных муфт) в рабочих положениях, а также для предотвращения их самопроизвольного выключения при работе трактора ползуны *14* и *28* удерживаются пружинными фиксаторами. Для этого фиксаторы чаще всего выполняются в виде ступенчатого стержня *11* (рис. 5.25, *а*) с нижней конусной головкой *13*, которая под действием пружины *12* постоянно прижата к ползуну. Иногда фиксатором служит шарик *20* (рис. 5.25, *в*), поджимаемый пружиной *21*.

Для включения или переключения передач тракторист должен приложить усилие к рычагу *18* и сдвинуть ползун *14* или *28*, выжимая при этом фиксатор из выточки Л, и перемещать рычаг до тех пор, пока фиксатор вновь не опустится в смежную выточку, что будет соответствовать включенной

или выключенной передаче. При этом обычно слышен щелчок фиксатора.

В ряде механизмов управления КП применяются блокировочные устройства, исключающие возможность перемещения ползунов при включенном сцеплении во избежание поломок зубьев подвижных шестерен и муфт.

Часто этот механизм блокировки (рис. 5.25, *а*) состоит из блокировочного валика *10*, располагаемого над концами стержней *11* фиксаторов, управляемого системой рычагов *9* и тяг *2* от педали *1* сцепления. На валике *10* имеется продольный паз К или местные сверления, лежащие в поперечных плоскостях, проходящих через ось фиксаторов. При включенном сцеплении, как показано на схеме, концы стержней *11* упираются в цилиндрическую поверхность валика *10*, что исключает возможность их подъема, а следовательно, и переключения передач.

При полностью выключенном сцеплении валик *10* повернут в положение, когда продольная плоскость паза К совпадает с продольной плоскостью осей фиксаторов. В этом случае фиксаторы могут подниматься при переключении передач. Иногда (рис. 5.25, *б*) блокировочный валик *19* имеет не вращательное движение, а осевое. В этом случае ползуны *14* блокируются непосредственно цилиндрической частью валика *19*, как показано на схеме. При выключении сцепления последний сместится в положение, когда его фрезерованные участки П не будут препятствовать перемещению ползунов *14*, т. е. переключению передач.

В современных конструкциях КП предусматриваются устройства, исключающие возможность запуска двигателя при включенной передаче. Обычно они имеют датчик положения рычага управления, включенный в электрическую схему магнето пускового двигателя или стартера.

Таким образом, механизм управления коробкой передач состоит из механизмов переключения передач и переключения диапазонов (рис. 5.26).

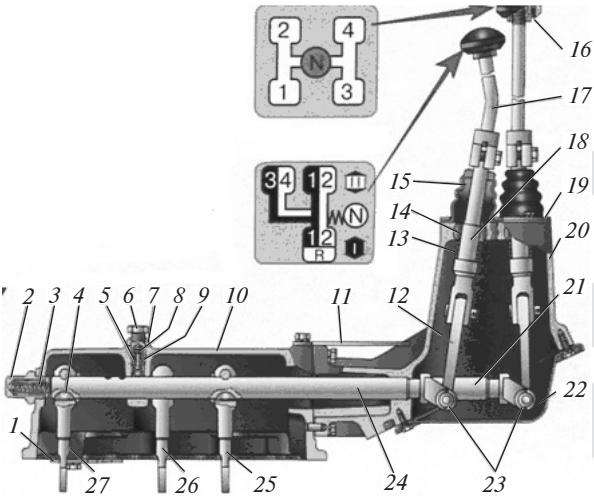


Рис. 5.26. Механизм управления коробкой передач тракторов «Беларус» серии 1221/1523:
1 – кулиса; *2* – ограничитель; *3* – пружина; *4* – шпонка; *5* – шариковые фиксаторы; *6* – болт; *7* – гайка; *8* – пружина; *9* – направляющая; *10* – крышка; *11* – кронштейн; *12* – рычаг; *13* – пружина; *14* – сфера; *15* – чехол; *16* – рукоятка рычага переключения передач; *17* – вилка рычага переключения диапазонов; *18* – корпус вилок; *19* – шайба; *20* – корпус; *21* – вал переключения передач; *22* – крышка; *23* – валы; *24* – вал переключения диапазонов; *25* – рычаг предварительного переключения диапазонов, а также переключения III и IV диапазонов; *26* – рычаг переключения передач; *27* – рычаг переключения I и II диапазонов переднего и заднего хода

Механизм переключения передач смонтирован в корпусе вилок *18* и в крышке *10*. Включение передач осуществляется рукояткой *16* рычага переключения передач через рычаг *26*. Для предотвращения одновременного включения двух передач между поводками установлены блокирующие шарики. Для фиксации рычагов *25* и *27* в нейтральном и включенном положениях служат шариковые фиксаторы *5*.

Механизм переключения диапазонов состоит из вилки *17* рукоятки переключения диапазонов, рычага *12* вала переключения диапазонов *24*, рычагов *25* и *27*, установленных в крышке *10*, и деталей, установленных в корпусе коробки передач.

Переключение диапазонов осуществляется путем перемещения зубчатых муфт необходимого диапазона. Для исключения вибрации рычагов установлена пружина *13*.

Для исключения возможности запуска дизеля при включенной передаче на тракторе устанавливается специальное блокирующее устройство (рис. 5.27).

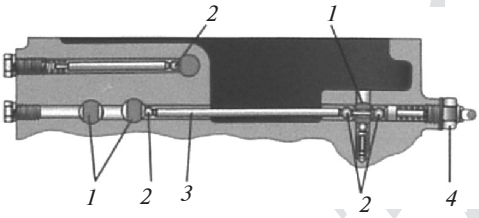


Рис. 5.27. Схема блокировки запуска дизеля:
1 – поводок механизма переключения; *2* – шарик; *3* – шток механизма блокировки; *4* – выключатель блокировки

При выключении диапазона механизм блокировки размыкает контакты выключателя *4* и цепь промежуточного реле и тягового реле стартера.

5.4. Раздаточная коробка

На тракторах, имеющих два ведущих моста, устанавливается раздаточная коробка, служащая для распределения крутящего момента, передаваемого от коробки передач, между ведущими мостами. Возможна установка раздаточной коробки как в сборе с коробкой передач, так и отдельно. При раздельной установке раздаточную коробку связывают с коробкой передач карданной передачей.

Тракторные раздаточные коробки можно классифицировать по следующим основным признакам:

· *по характеру деления крутящего момента* – с дифференциальным или постоянным приводом выходных валов. В первом случае каждый ведущий мост реализует свою долю крутящего момента в зависимости от сцепления движителей с почвой, что исключает возникновение циркуляции паразитной мощности в работающих мостах. Во втором случае возможна циркуляция паразитной мощности при движении по

дорогам с твердым покрытием при возникающих различиях в радиусах качения ведущих колес. В отечественных тракторах в основном применяют раздаточные коробки без межосевых дифференциалов;

· *по числу отводимых потоков мощности* – одинарные (классической компоновки с передними ведущими колесами малого диаметра, устанавливаются на тракторах 4К4а) или двойные (с одинаковыми диаметрами ведущих колес, устанавливаются на тракторах 4К4б);

· *по числу ступеней передаточного ряда* – одно- или двухступенчатые (применяются в тех случаях, когда раздаточная коробка выполняется совместно с диапазонным выходным редуктором составной КП);

· *по способу включения выходных валов* – постоянного включения, автоматически включаемые и комбинированные. Раздаточные коробки постоянного включения, как правило, применяются на тракторах 4К4б, причем постоянно ведущим может быть один мост (передний или задний), а другой подключается трактористом в зависимости от условий работы МТА.

Автоматическое включение производится в приводе к переднему ведущему мосту трактора 4К4а в зависимости от степени буксования задних постоянно ведущих колес. В этом случае в приводе используются разнообразные механизированные или другие автоматизированные системы. Автоматическое включение переднего ведущего моста обычно производится при увеличении буксования трактора более 4...6 % (Беларус-80.1/82.1).

Комбинированное подключение ведущего моста в зависимости от положения органов управления им может быть автоматическим и с принудительной блокировкой (подключение осуществляется по усмотрению тракториста).

В раздаточной коробке расположено также устройство для включения и выключения переднего ведущего моста. В некоторых тракторах от раздаточной коробки осуществляется отбор мощности для привода вспомогательных механизмов. Конструктивно раздаточная коробка представляет собой, как правило, двухступенчатый зубчатый редуктор,

позволяющий увеличивать крутящий момент на ведущих колесах трактора при движении его в тяжелых дорожных условиях. Наличие в раздаточной коробке двух передач дает возможность изменять передаточные числа трансмиссии и удваивать общее число передач. При движении трактора один ряд передач обеспечивается включением прямой передачи, а другой с большими передаточными числами – включением понижающей передачи. Это способствует эффективному использованию трактора в различных дорожно-климатических условиях.

Раздаточные коробки различают по числу передач, числу и расположению валов, наличию и типу межосевого дифференциала, наличию муфт блокировки дифференциала и отключения привода переднего моста (рис. 5.28).

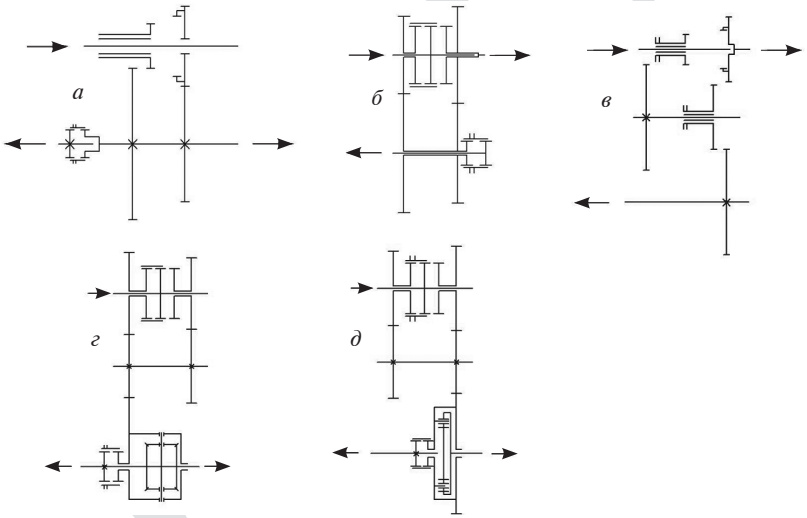


Рис. 5.28. Схемы раздаточных коробок:
а, *б* – двухвальных; *в*, *г*, *д* – трехвальных

По числу передач раздаточные коробки могут быть одно- и двухступенчатыми. Наличие межосевого дифференциала в раздаточной коробке обеспечивает вращение валов с разными скоростями и дифференциальный привод ведущих мостов трактора. При отсутствии межосевого дифференциала выход-

ные валы раздаточной коробки вращаются с одинаковыми скоростями (блокированный привод ведущих мостов).

Применение планетарных коробок передач на тракторах сопряжено с большим усложнением конструкции, так как требуемое число ступеней нельзя получить одним планетарным элементом, необходима их сложная комбинация. Поэтому планетарные передачи используются на тракторах лишь в качестве дополнительного кинематического элемента (редуктора) к обычным коробкам с неподвижными осями валов.

На рисунке 5.29, *а* представлена кинематическая схема одинарной комбинированной раздаточной коробки (трактор Беларус-82). Все узлы и агрегаты раздаточной коробки установлены в картере *6*, который присоединен фланцем сбоку корпуса *14* КП. Ведущая шестерня *9* раздаточной коробки приводится в движение от промежуточной шестерни *3*, находящейся в постоянном зацеплении с шестерней *2* выходного вала *1* КП. Шестерня *9* установлена на наружной обойме *8* роликового механизма свободного хода (МСХ), а ее внутренняя обойма *7* свободно установлена на правом (по схеме) конце выходного вала *5* раздаточной коробки.

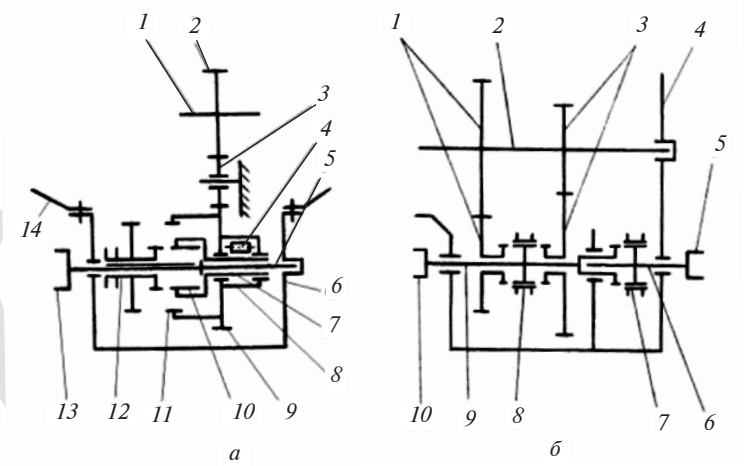


Рис. 5.29. Схемы раздаточных коробок

С левой стороны шестерни *9* и обоймы *7* выполнены внутренние зубчатые венцы *11* и *10* соответственно. На левой шлицованной части вала *5* установлена двухвенцовая блокировочная муфта *12*, показанная в выключенном положении. Она служит для включения и выключения МСХ и принудительного включения переднего ведущего моста.

При ее перемещении вправо вначале входит в зацепление ее малый зубчатый венец с зубчатым внутренним венцом *10*, устанавливая автоматический режим включения переднего моста посредством МСХ. При дальнейшем перемещении муфты *12* вправо ее большой зубчатый венец соединит шестерню *9* с валом *5*, блокируя работу МСХ. На конце вала *5* установлен фланец *13* карданного вала к переднему мосту.

Принцип автоматического включения переднего ведущего моста основан на искусственном рассогласовании передаточных чисел трансмиссии при подводе мощности к ведущим колесам трактора. Передаточные числа подобраны так, что при отсутствии буксования задних ведущих колес трактора внутренняя обойма *7* МСХ, получающая вращение от свободно катящихся передних колес, вращается быстрее наружной обоймы *8*, к которой подводится мощность от двигателя. Вследствие этого ролики *4* МСХ свободно проворачиваются, не заклинивая обоймы и не передавая мощность от двигателя на передний мост.

В результате увеличения тягового усилия трактора повышается буксование задних колес, снижаются скорость движения и частота вращения обоймы *7*. При буксовании 4...6 % задних ведущих колес частоты вращения обойм *7* и *8* выравниваются. При большем буксовании колес наружная обойма *8* вращается быстрее внутренней обоймы *7*, ролики *4* заклиниваются и МСХ вращается как одно целое, передавая мощность от двигателя на передний ведущий мост. При снижении буксования передний мост автоматически отключается, вновь становясь ведомым.

При работе трактора на рыхлых и влажных почвах, когда наблюдается значительное буксование ведущих колес, рекомендуется работать с блокированным МСХ, чтобы уменьшить износ последней. В некоторых конструкциях подобных

раздаточных коробок вместо зубчатых блокировочных муфт применяют многодисковые фрикционные муфты с гидроподжатием.

На рисунке 5.29, *б* представлена принципиальная кинематическая схема двухступенчатой двойной раздаточной коробки постоянного включения, установленной в отдельном отсеке общего корпуса *4* КП. Такая схема раздаточной коробки применяется на тракторах 4К4б, у которых постоянно включенным является передний ведущий мост (например, трактор К-700 и его дальнейшие модификации). Двухступенчатый редуктор состоит из двух пар шестерен *1* и *3* постоянного зацепления, соединяющих вал *2* КП с валом *9* привода переднего ведущего моста.

Зубчатая блокировочная муфта *8* обеспечивает получение повышающего (мощность передается через шестерни *1*) или понижающего (мощность передается через шестерни *3*) скоростного режима работы трактора. В задней расточке вала *9* установлен подшипник передней опоры вала *6* привода заднего ведущего моста. Включение заднего ведущего моста производится зубчатой блокировочной муфтой *7* при ее перемещении влево (по чертежу), замыкая валы *9* и *6* в один общий ведущий вал. К их фланцам *10* и *5* крепятся карданные валы ведущих мостов.

Увеличитель крутящего момента (УКМ), как правило, представляет собой двухступенчатый редуктор. Чаще всего одна из передач у него прямая, а другая – понижающая с передаточным числом 1,2...1,35. При нормальной работе агрегата используется прямая передача, включение понижающей передачи обычно производится на относительно короткое время работы МТА, необходимое только для преодоления временных сопротивлений, возникающих при движении. Если конструкция УКМ позволяет длительное время работать на пониженной передаче, то его можно использовать в качестве понижающего редуктора для получения дополнительного ряда скоростей движения трактора.

УКМ часто входит в состав трансмиссии в качестве дополнительного агрегата и устанавливается между сцеплением и КП. В зависимости от способа образования передачи УКМ

бывают с неподвижными осями валов и планетарные. В первом случае они выполняются по трехвальной схеме, а в качестве механизмов включения используются фрикционные муфты. Иногда для облегчения управления муфта включения пониженной передачи заменяется механизмом свободного хода.

В настоящее время преимущественное распространение на тракторах получили более компактные УКМ планетарного типа (рис. 5.30).

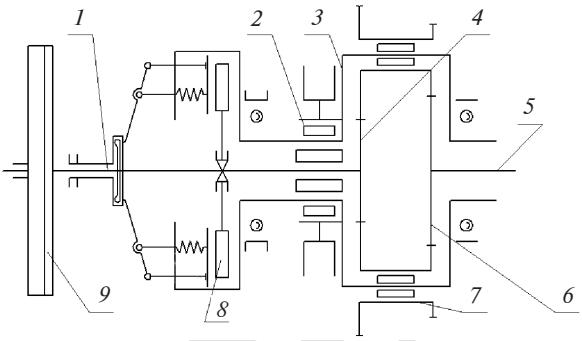


Рис. 5.30. Планетарный редуктор (УКМ):
1 – ведущий вал; *2* – обгонная муфта; *3* – водило;
4, *6* – солнечные шестерни; *5* – ведомый вал; *7* – блок сателлитов;
8 – сцепление УКМ; *9* – сцепление трактора

УКМ размещается между сцеплением *9* трактора и коробкой передач и состоит из трех основных частей: сцепления *8*, редуктора и обгонной муфты *2*. Ведущий вал *1* через сцепление трактора соединен с коленчатым валом двигателя, а ведомый вал *5* – с первичным валом коробки передач. Постоянно замкнутое сцепление *8* служит для включения и выключения УКМ. Редуктор предназначен для изменения передаточного числа при включении УКМ и состоит из водила *3* и размещенного на нем блока сателлитов *7*. Обгонная муфта служит для блокирования водила при включении УКМ.

Когда сцепление УКМ включено, обгонная муфта не препятствует вращению водила; сцепление УКМ, водило с блоком сателлитов и ведомым валом вращаются как одно целое. Планетарный редуктор заблокирован, его передаточное число

равно единице, УКМ выключен, преобразования крутящего момента не происходит.

Чтобы включить УКМ, сцепление выключают. При этом крутящий момент к ведомому диску сцепления и водилу не передается, водило стремится вращаться в противоположную сторону, но затормаживается обгонной муфтой. Крутящий момент от ведущего вала к ведомому передается через солнечную шестерню *4*, блок сателлитов и солнечную шестерню *6*, вращая ведомый вал с пониженной частотой и, следовательно, с большим крутящим моментом. Тяговое усилие трактора увеличивается, и он преодолевает возросшее сопротивление движению. У тракторов ДТ-75 передаточное число УКМ равно 1,25.

Если на тракторе установлен УКМ, то при переходе с одной основной передачи на другую основную необходима остановка трактора, а переход с основной передачи на смежную дополнительную и обратно осуществляется на ходу. Передачи, включаемые в УКМ, предназначаются для преодоления кратковременных сопротивлений движению агрегата; на длительную нагрузку УКМ не рассчитан. Кроме того, УКМ позволяет трогать с места агрегат под нагрузкой на пониженной скорости с последующим выходом на повышенную, благодаря чему уменьшается время разгона. УКМ также используется при движении агрегата на поворотах в конце гона без остановки для переключения передачи.

Ходоуменьшители тракторов. Для возможности реализации наиболее низких технологических скоростей в трансмиссию трактора часто устанавливают дополнительный агрегат – ходоуменьшитель. Это редуктор, позволяющий получать большие передаточные числа.

Ходоуменьшитель может быть неотъемлемым агрегатом трансмиссии трактора или дополнительным его съемным рабочим оборудованием, устанавливаемым по требованию потребителя.

Классифицируют ходоуменьшители по тем же признакам, что и КП. Наибольшее распространение на тракторах получили механические шестеренные ходоуменьшители. Их достоинствами являются высокий КПД, относительная простота конструкции, легкость управления и обслуживания, а недо-

статком – ограниченность пределов изменения замедленных скоростей.

Кинематическая схема двухдиапазонного ходоуменьшителя с неподвижными осями валов и шестернями постоянного зацепления, применяемого на отечественных промышленных тракторах, приведена на рисунке 5.31. Ходоуменьшитель представляет собой редуктор, состоящий из ведущего *1*, промежуточного *6* и ведомого *9* валов. На валах установлены шестерни постоянного зацепления и блоки шестерен, посредством которых обеспечивается получение двух передаточных чисел с большим понижением скоростей движения трактора. Задний шлицевой хвостовик вала *1* является приводом зависимого ВОМ.

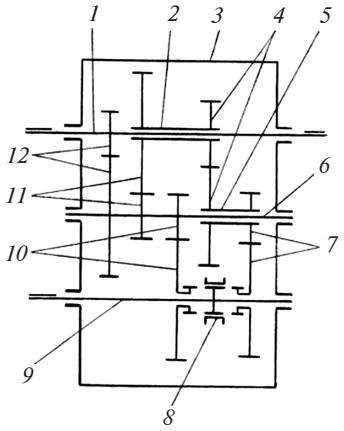


Рис. 5.31. Кинематическая схема двухдиапазонного ходоуменьшителя с неподвижными осями валов

Первый диапазон понижения частоты вращения вала *9* (примерно в 9 раз) осуществляется перемещением блокировочной зубчатой муфты *8* в левое положение. Тогда крутящий момент от вала *1* через пару шестерен *12* постоянного зацепления передается на вал *6* и далее через пару шестерен постоянного зацепления *10* на вал *9*.

Второй диапазон понижения частоты вращения вала *9* (примерно в 28 раз) осуществляется при передвижении муфты *8*

в правое положение. В этом случае крутящий момент передается через шестерни постоянного зацепления *12* и *11*, блок шестерен *2*, свободно установленный на валу *1*, шестерни постоянного зацепления *4*, блок шестерен *5*, свободно установленный на валу *6*, и шестерни постоянного зацепления *7* на вал *9*.

Ходоуменьшители, выполненные по подобной схеме, обычно изготовляются в виде отдельного агрегата и устанавливаются перед КП или за ней.

Кинематическая схема механического комбинированного ходоуменьшителя представлена на рисунке 5.32. Ходоуменьшитель смонтирован в отдельном картере *9*, присоединенном фланцем к боковому отверстию в корпусе *5* КП. В картере размещены промежуточная шестерня *4*, находящаяся в постоянном зацеплении с шестерней *6*, установленной на валу *7* водила, и планетарный редуктор, состоящий из ведущей солнечной шестерни *a*, ведомого водила *b* с сателлитами *10* и тормозного эпицикла *c*. Солнечная шестерня выполнена как одно целое с приводной шестерней *8*, которая при установке ходоуменьшителя на КП находится в постоянном зацеплении с шестерней *2*.

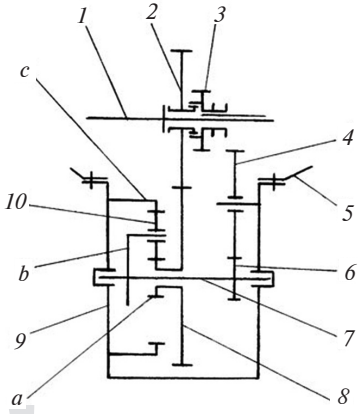


Рис. 5.32. Кинематическая схема механического комбинированного ходоуменьшителя

На схеме ходоуменыпитель показан в выключенном состоянии, когда вал *1* и шестерня *2* связаны блокировочной

муфтой *3* друг с другом напрямую. Для включения ходоуменьшителя имеется рычажно-тяговая система, аналогичная управлению кареток КП, поводковая вилка которой передвигает блокировочную муфту-каретку *3* вправо до полного зацепления с шестерней *4*. При этом связь вала *1* с шестерней *2* осуществляется через ходоуменьшитель.

Перспективными являются ходоуменьшители, которые обеспечивают бесступенчатое изменение скорости МТА в диапазоне замедленных скоростей. В конструкцию таких механизмов обычно включают гидрообъемную передачу. Принципиальная схема гидромеханического ходоуменьшителя показана на рисунке 5.33.

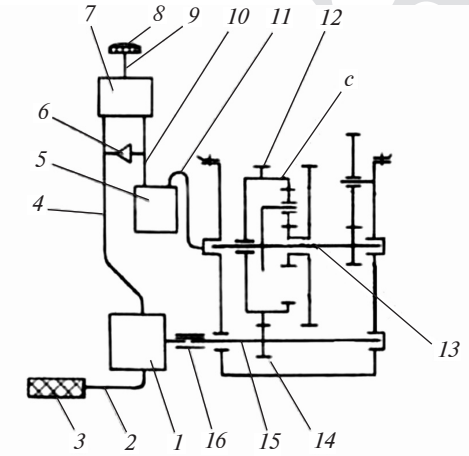


Рис. 5.33. Схема гидромеханического ходоуменьшителя

Гидравлическая часть ходоуменьшителя состоит из шестеренного гидронасоса *1*, всасывающего маслопровода *2*, маслозаборника *3*, установленного в корпусе КП, нагнетательного маслопровода *4*, фильтра тонкой очистки *5*, предохранительного клапана *6*, дросселя с регулятором *7*, стержня *9* с регулировочной рукояткой *8*, сливного патрубка *10* и резинового шланга *11* для слива масла в картер *15* ходоуменьшителя, имеющего общую масляную ванну с КП.

Механическая часть ходоуменьшителя во многом аналогична представленной на рисунке 5.32. Отличием является то,

что шестерня *c* соединена не с картером, а с валом гидронасоса, и имеет возможность вращаться на валу *13*. Связь ее с валом насоса осуществляется через зубчатый венец *12*, шестерню *14*, приводной вал *15* и шлицевую втулку *16*.

Гидронасос *1* используется как гидротормоз, создающий препятствие вращению эпицикла *c* за счет дросселирования потока масла в дросселе *7*. При полной затяжке рукояткой *8* стержня *9* дросселя гидравлическая система ходоуменьшителя оказывается запертой, и насос *1* проворачиваться не может. Эпицикл становится неподвижным, а планетарный ряд обеспечивает постоянную пониженную скорость движения трактора. По мере открытия дросселя появляется возможность для вращения вала гидронасоса, а следовательно, и эпицикла. Скорость трактора при этом будет уменьшаться.

Таким образом, тракторист, поворачивая рукоятку *8*, имеет возможность бесступенчато изменять скорость трактора от некоторой максимальной величины до нуля. Увеличение нагрузки в трансмиссии при работе МТА вызывает повышение давления в гидросистеме ходоуменьшителя. В случае возникновения перегрузок срабатывает предохранительный клапан *6*, перепуская масло непосредственно в картер ходоуменьшителя и предотвращая тем самым поломки деталей трансмиссии.

Недостатком подобной конструкции гидромеханического ходоуменьшителя является низкий КПД передачи (из-за больших потерь в дросселе). Кроме того, конструкция любых ходоуменьшителей не рассчитана на передачу больших моментов. Поэтому использование ходоуменьшителя при выполнении работ, связанных с реализацией больших тяговых усилий, недопустимо.

Уход за коробкой перемены передач, раздаточной коробкой и группой сопутствующих агрегатов состоит в систематической проверке и подтяжке всех резьбовых соединений и предусматривает проверку уровня масла в их корпусах и картерах, его доливку или полную замену, проверку работы систем их управления и различных необходимых регулировок. При внешнем осмотре КП следует обращать внимание на состояние выходных уплотнений валов и уплотнительных прокладок с целью предупреждения течи масла.

Перед проведением операций по уходу следует тщательно очистить места осмотра от грязи и влаги, чтобы исключить возможность попадания внутрь корпусов и картеров абразива и посторонних жидкостей.

При уходе за гидравлической системой управления фрикционными муфтами и тормозами с гидроподжатием особое внимание необходимо обратить на состояние фильтров всасывающей и нагнетательной системы маслопроводов и приборов контроля.

При замене масла из корпусов рассматриваемых агрегатов группы КП слив отработавшего следует производить непосредственно после окончания работы трактора, так как с нагретым маслом удаляется значительная часть продуктов износа. Время слива должно быть достаточно длительным, чтобы могло стечь все масло, находящееся в различных каналах системы смазывания деталей трансмиссии и гидросистемы управления КП. После слива масла корпуса и картеры дополнительно промывают дизельным топливом и только после этого заливают свежее масло.

Возможные неисправности. Наиболее часто внешними признаками неисправностей агрегатов являются утечка масла и сильный нагрев корпусов агрегатов; повышенный шум в них во время работы; затруднения в переключении передач; самопроизвольные их выключения; низкое или повышенное давление в гидравлической системе управления КП.

Причиной утечки масла и, как следствие, нагрева корпусов агрегатов является ослабление их крепежных деталей и протечка масла в уплотнениях выходных валов и уплотнительных прокладках. Эти дефекты устраняют путем подтяжки всех резьбовых соединений корпусов и картеров; при необходимости заменяют уплотнения.

Шум является следствием износа зубьев шестерен, износа подшипников и шлицев валов. Для устранения дефектов необходима замена изношенных деталей.

Затруднения в переключении передач в основном связаны с износом шлицев валов, забоинами на них и на зубьях шестерен (если переключение производится шестернями-каретками) и износом шлицев и забоинами на зубчатых блокировочных

муфтах (при переключении шестернями постоянного зацепления). Нарушения при переключении передач возможны также при дефектах регулировок в блокировочных устройствах КП и неисправностях в гидравлической системе управления КП.

Самопроизвольное выключение передач возможно при сильном износе вилок переключения, кольцевых проточек на шестернях-каретках и блокировочных зубчатых муфтах, ослаблении пружин фиксаторов и их износе.

Вышеуказанные дефекты могут быть устранены соответствующими регулировками и заменой изношенных деталей.

Низкое давление масла в гидросистеме КП с фрикционными муфтами с гидроподжатием может быть следствием недостаточного количества масла в их корпусах, сильного загрязнения в фильтре системы забора масла, залегания редукционного клапана, нарушений в герметизации маслопроводов и повреждений в гидронасосе. Устранение этих дефектов состоит в доливке масла до необходимого контрольного уровня, промывке или замене фильтра и клапана, герметизации маслопроводов и ремонте или замене насоса.

Высокое давление масла обычно является причиной неправильной регулировки редукционного клапана. Для устранения этого дефекта клапан следует промыть и отрегулировать на необходимое давление.

Все операции по определению и устранению выявленных неисправностей следует проводить в строгом соответствии с инструкцией завода-изготовителя по эксплуатации трактора.

5.5. Карданная передача

Карданная передача представляет собой последовательное соединение двух и более соединительных муфт и включает три основных элемента: соединительные муфты, карданные валы и их опоры. Назначение карданной передачи – компенсация угловых, радиальных и осевых смещений валов соединяемых узлов и агрегатов.

Карданные передачи применяются в трансмиссиях тракторов для силовой связи агрегатов, валы которых не соосны или расположены под углом. При этом их взаимное положе-

ние может меняться в процессе движения трактора. Карданные передачи применяют также для привода дополнительного оборудования трактора (валов отбора мощности, приводных шкивов и др.).

В ряде случаев связь рулевого колеса с рулевым механизмом осуществляется при помощи карданной передачи.

Карданная передача должна:

– передавать крутящий момент без создания дополнительных нагрузок в трансмиссии (изгибающих, скручивающих, вибрационных, осевых);

– передавать крутящий момент с обеспечением равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов независимо от угла между ними;

– иметь высокий КПД;

– работать бесшумно;

– иметь высокую надежность.

Карданные передачи бывают открытого и закрытого (карданная передача размещается внутри трубы) типов. В современных конструкциях тракторов широкое распространение получили карданные передачи открытого типа.

Свойства карданной передачи во многом определяются конструкцией соединительных муфт. Упругие соединительные муфты допускают угловые отклонения валов до 5°, а жесткие – до 2°.

Шарнирные соединительные муфты (карданные шарниры) подразделяются на простые (компенсируют только угловые и радиальные смещения валов) и универсальные (компенсируют все виды смещений валов, включая и осевые).

Карданным шарниром неравных угловых скоростей называют шарнир, у которого при равномерной скорости вращения ведущего вала угловая скорость ведомого вала неравномерна. У карданного шарнира равных угловых скоростей ведущий и ведомый валы вращаются синхронно.

Карданные шарниры неравных угловых скоростей (асинхронные), имеющие две фиксируемые оси качания, используют при углах перекоса соединяемых валов до 20°.

Карданный шарнир такой передачи состоит из вилок *5* и *9*, крестовины *7*, игольчатых подшипников *3* и сальников *4* (рис. 5.34). Подшипники собирают в стаканах *2* и вместе с

сальниками надевают на пальцы крестовины. Стаканы удерживаются в вилках крышками *1*, которые крепят к вилке болтами *10* со стопорной пластиной. Подшипники смазывают через масленку *8*. Для снижения излишнего давления масла в крестовине установлен предохранительный клапан *6*.

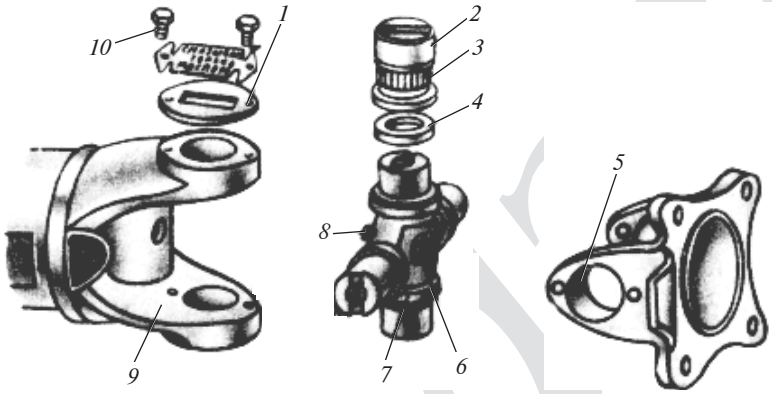


Рис. 5.34. Карданные шарниры неравных угловых скоростей:
1 – крышка; *2* – стакан; *3* – игольчатый подшипник; *4* – сальник;
5, *9* – вилки; *6* – предохранительный клапан; *7* – крестовина;
8 – масленка; *10* – болт

При равномерном вращении ведущей вилки *9* ведомая вилка *5* вращается неравномерно: за каждый оборот карданного вала она дважды обгоняет ведущую вилку и дважды отстает от нее. Для устранения неравномерности вращения ведомого вала применяют два карданных шарнира, вилки карданного вала располагают в одной плоскости. В этом случае неравномерность вращения, вызываемая одним шарниром, компенсируется неравномерностью, вызываемой другим шарниром.

Карданная передача трактора Беларус-82 (рис. 5.35, *а*) состоит из карданных валов *1* и *3* и промежуточной опоры *2*. Вал *1* соединяет раздаточную коробку с промежуточной опорой, а вал *3* – промежуточную опору с передним ведущим мостом трактора. Компенсация изменения расстояния между соединяемыми фланцами (осевая компенсация) обеспечивается осевым перемещением скользящего фланца *8* промежуточной опоры (рис. 5.35, *б*).

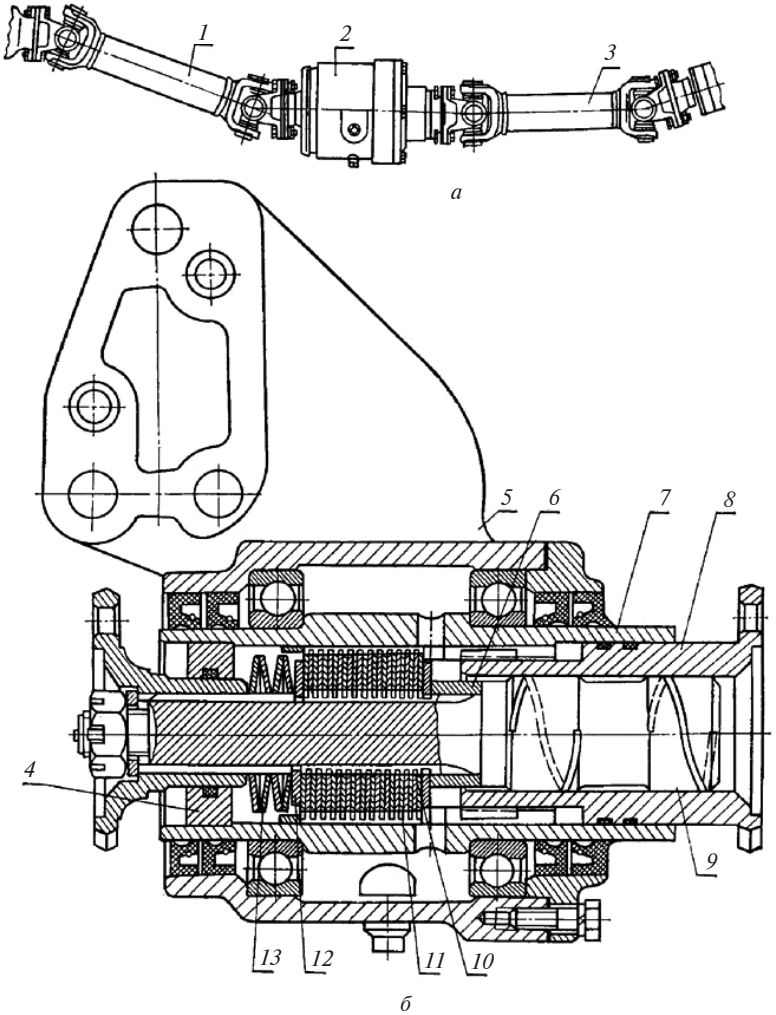


Рис. 5.35. Карданная передача трактора МТЗ-82: *а* – карданная передача; *б* – промежуточная опора; *1*, *3* – карданные валы; *2* – промежуточная опора; *4* – опорная втулка; *5* – корпус опоры; *6* – распорная втулка; *7* – соединительная втулка с внутренними шлицами; *8* – скользящий фланец с наружными шлицами; *9* – вал предохранительной муфты; *10* – ведущий диск; *11* – ведомый диск; *12* – нажимной диск; *13* – тарельчатая пружина

Корпус *5* промежуточной опоры крепится снизу к картеру. В корпусе установлена многодисковая предохранительная фрикционная муфта, работающая в масле. Сжатие ведущих *10* и ведомых *11* дисков осуществляется через нажимной диск *12* усилием четырех тарельчатых пружин *13*. Муфта регулируется на передачу определенной величины крутящего момента. Если крутящий момент, подводимый к переднему мосту, превысит заданное значение, муфта буксует и тем самым предохраняет детали переднего моста трактора от перегрузок и поломок.

Карданный вал (рис. 5.36) представляет собой тонкостенную трубу *5*, с одного конца которой приварена вилка *7* карданного шарнира, а с другого – шлицевая втулка *4*, соединенная при помощи шлицевого соединения с вилкой *1* второго шарнира неравных угловых скоростей. Шлицевое соединение от пыли и грязи закрыто защитным кожухом *2*. Вытеканию смазки в шлицевом соединении препятствуют сальники *3*. Карданная передача перед установкой на трактор подвергается динамической балансировке путем приваривания к трубе *5* балансировочных пластин *6*.

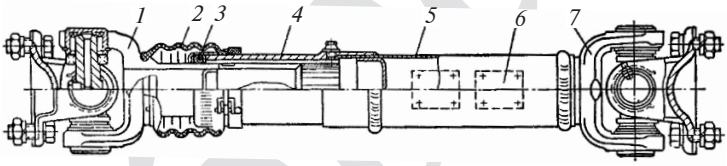


Рис. 5.36. Карданная передача

Вытеканию смазки из игольчатых подшипников шарнира неравных угловых скоростей и попаданию в них грязи и пыли препятствуют резиновые армированные сальники *2* (рис. 5.37).

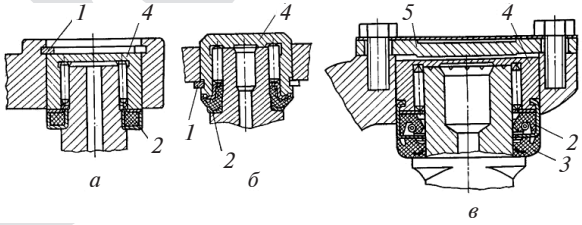


Рис. 5.37. Варианты крепления стакана и уплотнения игольчатого подшипника

На рисунке 5.37, *б* показан многокромочный сальник *2* с радиально-торцевым уплотнением, а на рисунке 5.37, *в* – уплотнение с однокромочным резиновым самоподжимным сальником *2*, допускающим проход продуктов изнашивания и смазочного материала при его прокачивании через подшипник, и двухкромочным резиновым торцевым сальником *3*, предотвращающим попадание грязи в полость подшипника.

От осевых перемещений стаканы *4* игольчатых подшипников фиксируются стопорным кольцом *1*, которое может устанавливаться как снаружи (рис. 5.37, *а*), так и внутри шарнира (рис. 5.37, *б*). Установка стопорного кольца снаружи облегчает сборку, но увеличивает размеры вилки. На рисунке 5.37, *в* стаканы *4* зафиксированы с помощью крышек *5*.

Карданные шарниры равных угловых скоростей (ШРУС) применяются в приводе ведущих управляемых колес трактора. При этом некоторые конструкции шарниров хорошо работают при углах перекоса валов до 50°.

Карданные шарниры равных угловых скоростей. Условия работы карданных передач определяются, в первую очередь, углами наклона осей их валов: чем больше эти углы, тем в более тяжелых условиях работает передача. В таких передачах применяют шарниры равных угловых скоростей (шариковые или кулачковые), обеспечивающие передачу крутящего момента, равномерное вращение ведомого вала и поворот управляемых колес.

Широкое распространение получили карданные шариковые шарниры (рис. 5.38, *а*) с делительными канавками, состоящие из двух вилок *1* и *4*, пяти шариков *8* и *9* и штифта *7*. Вилки изготовлены как одно целое с шлицевыми валами *5*. При помощи торцевых сферических углублений и центрального шарика *8* вилки центрируются между собой. Положение шарика *8* фиксируется штифтом *7*, удерживаемым от осевых смещений шпилькой *6*. В делительные канавки *2* и *3* вилок закладываются четыре рабочих шарика *9*, которые удерживаются от выкатывания из делительных канавок центральным шариком *8*.

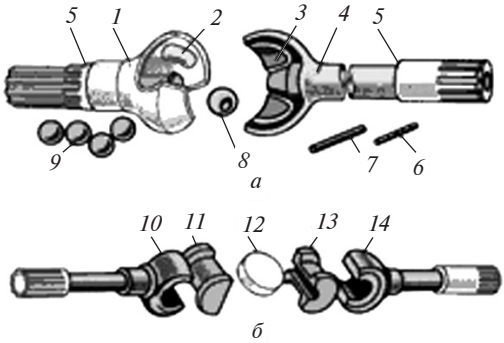


Рис. 5.38. Карданные шарниры равных угловых скоростей:
а – шариковый, *б* – кулачковый

При вращении ведущего вала крутящий момент от одной вилки к другой передается через рабочие шарики. Делительные канавки имеют такую форму, которая независимо от угловых перемещений вилок обеспечивает расположение шариков в плоскости, делящей пополам угол между осями вилок, в результате чего оба вала вращаются с равными угловыми скоростями.

Наряду с шариковыми шарнирами часто применяют и кулачковые шарниры (рис. 5.38, *б*) равных угловых скоростей, состоящие из двух вилок *10* и *14*, двух кулачков *11* и *13* и диска *12*.

Диск заходит в пазы кулачков и передает вращение от ведущей вилки к ведомой. В вертикальной плоскости вилки поворачиваются вокруг кулачков, а в горизонтальной – вместе с кулачками вокруг диска. Кулачковый карданный шарнир работает подобно двум сочлененным жестким карданным шарнирам, из которых первый создает неравномерность вращения, а второй устраняет эту неравномерность. Этим и достигается вращение ведущего и ведомого валов с равными угловыми скоростями.

Универсальные карданные шарниры отличаются по конструкции от простых тем, что в них осевая компенсация осуществляется в самом механизме шарнира, а не в шлицевом соединении валов.

Уход за карданными передачами. Техническое обслуживание карданных передач заключается в осмотре, подтягивании креплений и смазывании. Для смазывания карданных шарниров применяют трансмиссионное масло, а шлицевых соединений – консистентные смазки.

Уход за упругими соединительными муфтами состоит в периодической подтяжке крепления деталей и проверке состояния резиновых элементов. При существенном изменении формы рабочих резиновых элементов вследствие смятия их заменяют новыми. При эксплуатации упругих соединительных муфт необходимо следить за тем, чтобы на резиновые элементы не попадало масло и топливо.

Карданные передачи с шарнирами неравных угловых скоростей и ШРУС требуют более тщательного ухода, чем упругие соединительные муфты. Уход состоит в периодической проверке состояния креплений фланцев, крышек игольчатых подшипников, в проверке исправности шарниров, уплотнений, защитных кожухов, а также в периодическом смазывании шарниров.

На современных тракторах устанавливают карданные шарниры, не требующие частого периодического смазывания в процессе эксплуатации. В таких шарнирах применяется пластичный смазочный материал (№ 158, ЛИТОЛ-24 или ФИОЛ-2У), который удерживается надежными уплотнениями.

Смазочный материал при сборке шарнира неравных угловых скоростей закладывается в стаканчики с игольчатыми подшипниками или в небольшие углубления в торцах шипов крестовины, а при сборке ШРУС – в его корпус. Для удаления отработавшего смазочного материала шарнир демонтируется. В таких шарнирах нет масленок и клапанов.

5.6. Ведущие мосты

Ведущие мосты колесных и гусеничных тракторов представляют собой комплекс механизмов, посредством которых крутящий момент от коробки передач передается к ведущим колесам трактора. Кроме того, в них размещаются тормозные и другие вспомогательные механизмы, в зависимости от типа и назначения трактора.

У колесного трактора ведущим может быть задний или передний мост либо оба одновременно. У гусеничного трактора, как правило, ведущим является задний мост. На быстроходных гусеничных тракторах иногда ведущий мост устанавливают спереди. В большинстве случаев корпуса задних мостов являются частью трактора, воспринимающей значительные нагрузки со стороны движителя и от сил в зацеплении шестерен внутри самого моста.

Центральная (главная) передача ведущего моста трактора. Центральной передачей называется агрегат трансмиссии, связывающий КП с механизмами поворота (для гусеничного трактора) или с дифференциалом (для колесного трактора).

На тракторах с четырьмя ведущими колесами центральные передачи располагаются в картерах ведущих мостов.

Центральная (главная) передача служит для увеличения подводимого к ней крутящего момента и передачи его через дифференциал на полуоси, расположенные под прямым углом к продольной оси машины (рис. 5.39).

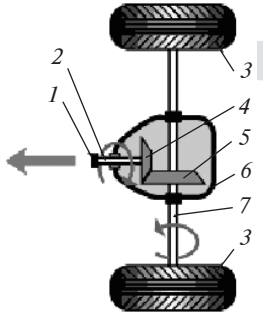


Рис. 5.39. Схема работы центральной (главной) передачи:
1 – фланец; *2* – вал ведущей шестерни; *3* – ведущие (задние) колеса;
4 – ведущая шестерня; *5* – ведомая шестерня;
6 – картер главной передачи; *7* – полуоси

Крутящий момент от коленчатого вала двигателя через сцепление, коробку передач и карданную передачу передается на пару косозубых шестерен, которые находятся в постоянном зацеплении. Главная передача состоит из ведущей шестерни *4* и ведомой шестерни *5*.

Центральные передачи классифицируют:

· по числу зубчатых колес – на одинарные (с одной парой зубчатых колес) и двойные (с двумя парами зубчатых колес);

· числу ступеней центральной передачи – одноступенчатые (с одним передаточным числом) и двухступенчатые (имеющие две переключаемые передачи с разными передаточными числами);

· виду зубчатых колес (одинарные центральные передачи) – на конические (с коническими зубчатыми колесами), цилиндрические (с цилиндрическими зубчатыми колесами), червячные (с червяком и червячным колесом) и гипоидные (с гипоидным зацеплением конических зубчатых колес).

Конструкция центральной передачи определяется общей компоновкой трактора с учетом его назначения, номинального тягового усилия и типа движителя.

Одинарная центральная передача компактна, проста в производстве и эксплуатации, имеет малую массу и невысокую стоимость, но ее применение ограничено передаточным числом $u \leq 7$. При увеличении передаточного числа u увеличиваются размеры зубчатых колес, что приводит к уменьшению дорожного просвета трактора.

Одинарная коническая центральная передача (рис. 5.40), состоящая из ведущей шестерни *1* и ведомого колеса *2*, получила самое широкое распространение на тракторах.

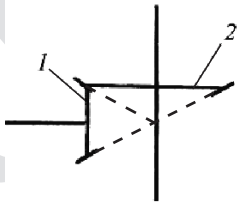


Рис. 5.40. Одинарная коническая центральная передача:
1 – ведущая шестерня; *2* – ведомое колесо

Из всех типов конических центральных передач наиболее распространена передача со спиральным, а в большинстве случаев – круговым зубом, выполненным по дуге окружности, диаметр которой определяется диаметром резцовой головки.

Размеры центральной передачи с круговым зубом меньше, чем с прямым. С целью улучшения прирабатываемости зубьев число зубьев колеса Z_2 и шестерни Z_1 не кратно. Поэтому передаточное число всех типов центральных передач с коническими зубчатыми колесами выражается не целым числом.

Одинарная цилиндрическая центральная передача (рис. 5.41) применяется на тракторах при наличии КП с поперечными валами.

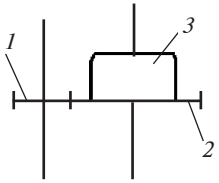


Рис. 5.41. Одинарная цилиндрическая центральная передача:
1 – ведущая шестерня; *2* – ведомое колесо; *3* – корпус дифференциала

Передача состоит из ведущей шестерни *1* и ведомого колеса *2*, закрепленного на корпусе дифференциала *3*. При этом зубчатые колеса могут выполняться как прямозубыми, так и косозубыми. На отечественных тракторах применяются только прямозубые цилиндрические зубчатые колеса. Более предпочтительно использование косозубых цилиндрических зубчатых колес, так как они обладают большей несущей способностью и бесшумностью в работе. Однако необходимо учитывать, что опоры подшипников дополнительно нагружаются осевой силой.

Перспективным для тракторов является применение *одинарных центральных гипоидных передач* (рис. 5.42).

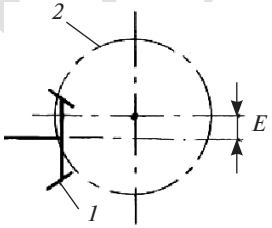


Рис. 5.42. Одинарная центральная гипоидная передача:
1 – ведущее колесо; *2* – ведомое колесо; *E* – смещение осей колес

Гипоидная передача представляет собой зацепление ведущего *1* и ведомого *2* конических зубчатых колес со спиральным зубом, оси которых не пересекаются, а перекрещиваются. При этом ось шестерни *1* смещена относительно оси колеса *2* на величину гипоидного смещения *E*. В зависимости от требований компоновки ось шестерни может быть смещена относительно оси колеса вверх или вниз. В существующих конструкциях величина гипоидного смещения $E = 30...45$ мм.

Основными достоинствами гипоидных передач (по сравнению с коническими с круговым зубом) являются большая прочность и бесшумность в работе.

В гипоидных передачах чистое качение отсутствует. Для них характерно скольжение зубьев при высоком давлении. Поэтому для обеспечения нормальной работы гипоидной передачи необходимо применять специальное гипоидное масло, наличие специальных присадок в котором препятствует разрушению масляной пленки в контакте зубьев.

На отечественных тракторах центральные гипоидные передачи не применяются. Однако они получили широкое распространение на зарубежных тракторах.

Одинарная центральная червячная передача (рис. 5.43) состоит из червяка *1* и червячного колеса *2*.

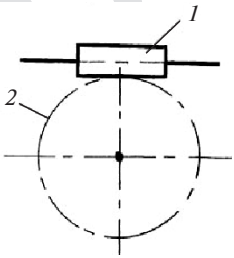


Рис. 5.43. Одинарная центральная червячная передача:
1 – червяк; *2* – червячное колесо

В зависимости от требований компоновки передача может быть выполнена с верхним расположением червяка или с нижним. По сравнению с центральными передачами других типов червячная передача наиболее бесшумна, обеспечивает большую плавность зацепления и, как следствие, минималь-

ные динамические нагрузки. Однако в связи с низким КПД (порядка 0,9...0,92), более высокой трудоемкостью изготовления и необходимостью применения для изготовления червячного колеса дорогих материалов (оловянистой бронзы) центральная червячная передача не получила распространения на тракторах.

Двойная центральная передача тракторов имеет большие массу, размеры и стоимость по сравнению с одинарной. Она применяется только на колесных тракторах при необходимости получения больших передаточных чисел ($6 < u < 12$) без изменения дорожного просвета под картером центральной передачи.

Схемы компоновки двойных центральных передач могут быть различными, а валы – располагаться как в одной плоскости, так и в разных. На рисунке 5.44, *а* представлена наиболее распространенная схема двойной центральной передачи, в которой первая пара зубчатых колес коническая или гипоидная, а вторая – цилиндрическая.

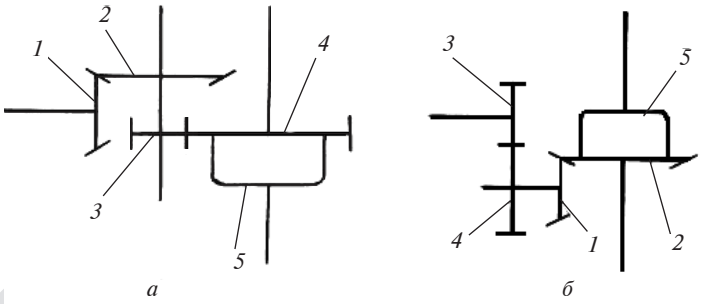


Рис. 5.44. Схемы двойных центральных передач:
1 – коническая ведущая шестерня; *2* – коническое ведущее колесо;
3 – цилиндрическая ведущая шестерня; *4* – цилиндрическое ведущее колесо; *5* – корпус дифференциала

На рисунке 5.44, *б* первая пара цилиндрическая, а вторая – коническая или гипоидная.

Двойная центральная передача с валами, расположенными в одной плоскости, выполненная по первой схеме (рис. 5.44, *а*), представлена на рисунке 5.45.

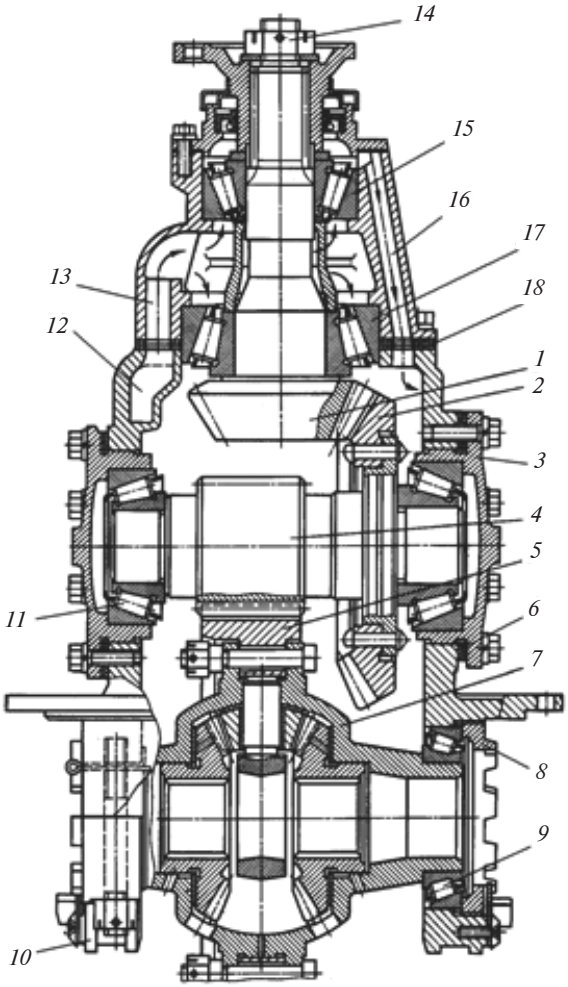


Рис. 5.45. Двойная центральная передача с валами, расположенными в одной плоскости:
1 – коническая шестерня; *2* – коническое колесо; *3* – фланец; *4* – косозубая цилиндрическая шестерня; *5* – цилиндрическое зубчатое колесо; *6*, *18* – прокладки; *7* – корпус дифференциала; *8*, *14* – гайки; *9*, *11*, *15*, *17* – подшипники; *10* – крышка подшипника; *12* – карман; *13* – масляный канал; *16* – отводной канал

Коническая шестерня *1* с круговым зубом выполнена как одно целое с валом и установлена консольно. Коническое колесо *2* смонтировано на одном валу с косозубой цилиндрической шестерней *4*, выполненной как одно целое с валом. Цилиндрическое зубчатое колесо *5* закреплено на корпусе *7* дифференциала, который установлен на два конических радиально-упорных подшипника *9*. Подшипники закреплены крышками *10* на шпильках, а с наружной стороны фиксируются регулировочными гайками *8* со стопорами. Регулировка подшипников *15* и *17* вала-шестерни *1* осуществляется прокладками и гайкой *14*.

Подшипники *11* вала-шестерни *4* регулируют подбором толщины комплекта регулировочных прокладок *6*. Зацепление конической зубчатой пары регулируют с помощью регулировочных прокладок *18* и *6*. При этом перемещение конического зубчатого колеса *2* осуществляется перестановкой прокладок *6* из-под фланцев гнезд *3* подшипников левой и правой опоры.

Смазывание зубчатых колес и подшипников центральной передачи осуществляется разбрызгиванием трансмиссионного масла, залитого в картер, вращающимися шестернями.

В современных конструкциях конической и гипоидной центральных передач предусматривают принудительное смазывание зубьев конической пары в зоне зацепления и циркуляционное смазывание подшипников. Конические роликовые подшипники *15* и *17* представляют собой своеобразные центробежные насосы, в которых под действием центробежных сил масло перекачивается со стороны меньшего диаметра роликов на сторону большего их диаметра. Поэтому масло к подшипникам вала-шестерни *1* должно подаваться в полость между подшипниками, куда обращены меньшие диаметры роликов. Для этого в картере центральной передачи предусмотрен специальный широкий карман *12*, из которого масло по каналу *13* попадает в полость между подшипниками. Масло, циркулируя через подшипник *17*, установленный непосредственно у шестерни *1*, попутно обильно смазывает зубья в зоне зацепления дополнительно к тому маслу, которое

захватывается колесом *2* из масляного резервуара центральной передачи.

Для циркуляционного смазывания подшипника *15* в картере выполнен отводной канал *16*, который берет начало в полости за этим подшипником. В случае засорения этого канала в полости за подшипником создается повышенное давление, что может привести к течи масла через уплотнения. В любом механизме, в котором применяются уплотнительные сальники, предусматривается сохранение в картере давления на уровне атмосферного. Для этой цели в картере центральной передачи имеется сапун.

Техническое обслуживание центральной передачи состоит в периодической проверке и поддержании необходимого уровня масла в ее картере, проверке и регулировке зацепления конической зубчатой пары и регулировке радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипников.

Дифференциалы колесных тракторов. Дифференциал – механизм трансмиссии, выполняющий функцию распределения подводимого к нему крутящего момента между колесами или мостами и позволяющий ведомым валам вращаться как с одинаковыми, так и с разными угловыми скоростями, кинематически связанными между собой.

Чаще всего дифференциал устанавливают между центральной передачей и ведущими колесами конечных передач. Дополнительно дифференциал могут устанавливать между ведущими мостами трактора.

При повороте трактора его внутреннее ведущее колесо проходит меньший путь, чем наружное. Чтобы качение внутреннего колеса происходило без скольжения, внутреннее колесо должно вращаться медленнее, чем наружное.

Дифференциал не влияет на общее передаточное число трансмиссии трактора. Он обеспечивает качение ведущих колес трактора без проскальзывания на поворотах и при движении по неровному пути.

При отсутствии дифференциала и жесткой кинематической связи ведущих колес их вращение сопровождалось бы взаимным скольжением или буксованием относительно почвы

или дорожного полотна. Возникающая при этом паразитная мощность увеличивала бы износ деталей трансмиссии, протекторов шин и расход топлива на преодоление дополнительных сопротивлений движению трактора.

Для обеспечения разных значений частоты вращения ведущих колес их крепят не на одном общем валу, а на двух полуосях, связанных между собой межколесным дифференциалом, подводящим к полуосям крутящий момент от главной передачи. Таким образом, дифференциал служит для распределения крутящего момента между ведущими колесами и позволяет правому и левому колесам при поворотах трактора и при его движении на криволинейных участках дороги вращаться с разной частотой.

Дифференциалы классифицируют по следующим основным признакам:

· по *конструктивному исполнению* – на шестеренные, червячные, кулачковые и обгонные;

· *месту расположения в трансмиссии* – на межколесные и межосевые;

· *соотношению крутящих моментов на ведомых валах* – с постоянным соотношением моментов (простой симметричный и простой несимметричный), с непостоянным соотношением моментов (с принудительной блокировкой и самоблокирующиеся);

· *форме корпуса* дифференциала – на закрытые и открытые.

Червячные и кулачковые дифференциалы не получили распространения на отечественных тракторах. Шестеренные дифференциалы выполняются с цилиндрическими или коническими прямозубыми шестернями. На отечественных тракторах применяются в основном дифференциалы с коническими шестернями. На некоторых новых моделях тракторов стали применять дифференциалы с цилиндрическими шестернями.

Рассмотрим принципиальные кинематические схемы некоторых простых шестеренных дифференциалов с постоянным соотношением моментов на ведомых валах (рис. 5.46).

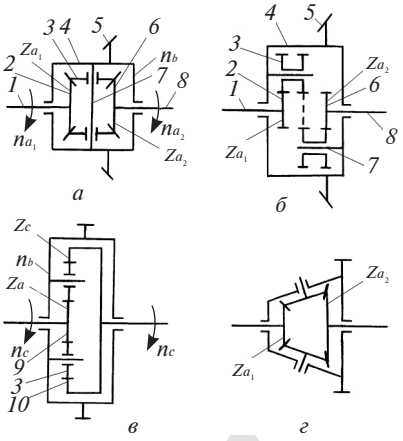


Рис. 5.46. Схемы простых дифференциалов с постоянным соотношением моментов на ведомых валах:
а – симметричного конического; *б* – симметричного цилиндрического; *в* – несимметричного цилиндрического; *г* – несимметричного конического; *1*, *8* – левая и правая полуоси дифференциала; *2*, *6* – левая и правая полуосевые шестерни; *3* – сателлит; *4* – корпус дифференциала; *5* – ведомое колесо центральной передачи; *7* – ось вращения сателлитов; *9* – солнечная шестерня; *10* – эпициклическая шестерня

Дифференциал, распределяющий крутящий момент между выходными валами поровну, называют симметричным. Дифференциал, распределяющий крутящий момент между выходными валами не поровну, называют несимметричным.

В межколесном приводе трактора применяют только симметричные дифференциалы – конические (рис. 5.46, *а*), получившие наиболее широкое распространение, и цилиндрические (рис. 5.46, *б*), которые устанавливают на некоторых новых моделях тракторов.

Несимметричные простые дифференциалы (рис. 5.46, *в*, *г*) применяют только в межосевом приводе, когда вертикальная нагрузка на ведущие мосты трактора различна. Наиболее широко распространены несимметричные цилиндрические дифференциалы (рис. 5.46, *в*). На отечественных тракторах межосевые дифференциалы не применяют.

Конический симметричный дифференциал (рис. 5.47) представляет собой шестеренный механизм, смонтированный в

главной передаче, и состоит из двух конических зубчатых колес *2* и *8*, шестерен-сателлитов *1* и *7* и крестовины *4*.

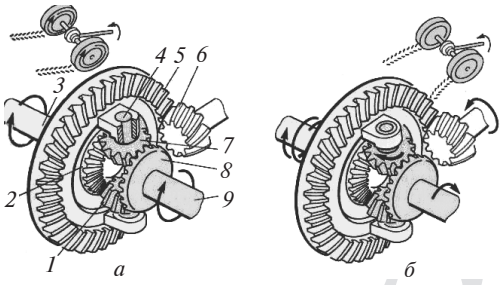


Рис. 5.47. Конический симметричный дифференциал:
а – устройство; *б* – схема работы; *1*, *7* – шестерни-сателлиты;
2, *8* – полуосевые зубчатые колеса; *3*, *9* – полуоси; *4* – крестовина;
5 – ведомое колесо главной передачи;
6 – ведущая шестерня главной передачи

Ведомое колесо *5* главной передачи жестко соединено с корпусом дифференциала, состоящим из двух чашек, между которыми крепится крестовина. Полуосевые зубчатые колеса *2* и *8* установлены в коробке дифференциала на шлицах полуосей *3* и *9*, соединенных с ведущими колесами трактора. От ведущей шестерни *6* главной передачи крутящий момент передается на ведомое колесо *5* и коробку дифференциала, вместе с которой вращается крестовина с расположенными на ней шестернями-сателлитами.

При прямолинейном движении трактора по ровной дороге оба ведущих колеса испытывают одинаковые сопротивления качению и проходят одинаковые пути. Поэтому сателлиты, вращаясь вместе с крестовиной и коробкой дифференциала, сообщают зубчатым колесам *2* и *8* одинаковую частоту вращения, а сами относительно своих осей не поворачиваются. При этом сателлиты как бы заклинивают полуосевые зубчатые колеса, соединяя обе полуоси.

При движении трактора на повороте его внутреннее колесо проходит меньший путь, чем наружное, в результате чего полуось *9* и полуосевое зубчатое колесо *8*, связанные с внутренним колесом трактора, вращаются медленнее. При этом шестерни-сателлиты, вращаясь на шипах крестовины, пере-

катываются по замедлившему вращение полуосевому зубчатому колесу *8*, в результате чего повышается частота вращения полуосевого зубчатого колеса *2* и полуоси *3*. Таким образом, ведущие колеса трактора при повороте получают возможность проходить разный путь за одно и то же время без юза и пробуксовывания.

Свойство дифференциала делить подводимый к его корпусу крутящий момент в определенной пропорции между ведомыми валами приводит в ряде случаев к потере проходимости трактора. Поэтому, если одно колесо трактора находится на поверхности с малым значением коэффициента сцепления (грязь, мокрая глина, лед и т. п.), т. е. пробуксовывает, соединяют две полуоси в одно целое.

Для осуществления принудительной блокировки дифференциала необходимо соединить между собой любые два центральных звена (корпус дифференциала, полуосевые шестерни). Возможные варианты блокировки простых симметричных дифференциалов показаны на рисунке 5.48.

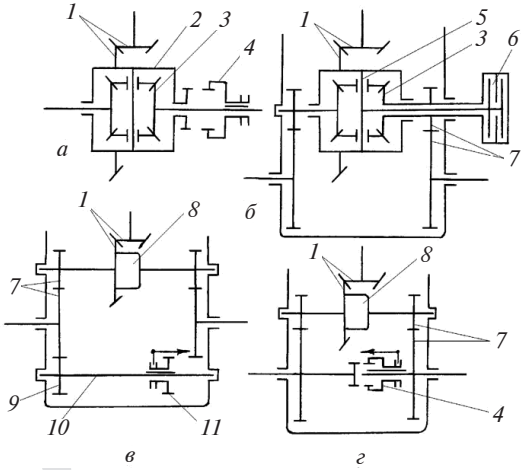


Рис. 5.48. Способы блокировки межколесного дифференциала:
1 – центральная передача; *2* – корпус дифференциала; *3* – полуосевая шестерня; *4* – зубчатая муфта; *5* – ось вращения сателлитов; *6* – блокировочное фрикционное сцепление; *7* – шестерни конечной передачи; *8* – дифференциал; *9* – шестерня привода блокировочного валика; *10* – блокировочный валик; *11* – блокировочная шестерня-каретка

На схеме, представленной на рисунке 5.48, *а*, блокировка дифференциала осуществляется с помощью зубчатой муфты *4*, соединяющей корпус *2* дифференциала и полуосевую шестерню *3*. Такой способ блокировки дифференциала получил широкое распространение на тракторах.

Более перспективна блокировка дифференциала с помощью фрикционного сцепления *6* (рис. 5.48, *б*), которое при включении соединяет ось *5* вращения сателлитов и полуосевую шестерню *3*.

Блокировка дифференциала возможна также с помощью специального блокировочного валика *10* (рис. 5.48, *в*), дополнительно устанавливаемого в трансмиссию трактора. Блокировка дифференциала *8* осуществляется с помощью блокировочной шестерни-каретки *11*, соединяющей левую и правую полуоси дифференциала через шестерни *7* конечной передачи.

В случае блокировки дифференциала с помощью зубчатой муфты *4* (рис. 5.48, *г*) при ее включении блокируются левое и правое зубчатые колеса конечной передачи *7*, а следовательно, и полуоси дифференциала *8*.

Следует отметить, что способы, представленные на рисунках 5.48, *а*, *в*, *г*, не позволяют блокировать дифференциал при движении трактора. Это возможно только при использовании фрикционного сцепления (рис. 5.48, *б*); в результате применения такого способа блокировки дифференциала существенно повышается проходимость трактора.

Принудительная блокировка дифференциала в нормальных условиях эксплуатации приводит к интенсивному изнашиванию шин. Особенно опасна принудительная блокировка дифференциала при выполнении трактором транспортных работ в условиях гололеда. Здесь возможна полная потеря управляемости трактора, что может привести к серьезной аварийной ситуации. В связи с этим принудительной блокировкой дифференциала необходимо пользоваться только кратковременно – для преодоления возникших дорожных препятствий и для обеспечения требуемой маневренности трактора при выполнении полевых и транспортных работ.

Тракторные дифференциалы повышенного трения. Дифференциалы повышенного трения (самоблокирующиеся) позво-

ляют подводить к ведущему колесу, находящемуся в лучших условиях по сцеплению с опорной поверхностью, больший крутящий момент.

На современных тракторах широкое распространение получили шестеренные дифференциалы повышенного трения. Как правило, эти дифференциалы устанавливаются в переднем ведущем мосту трактора.

На рисунке 5.49 представлена схема шестеренного дифференциала повышенного трения переднего ведущего моста тракторов «Беларус».

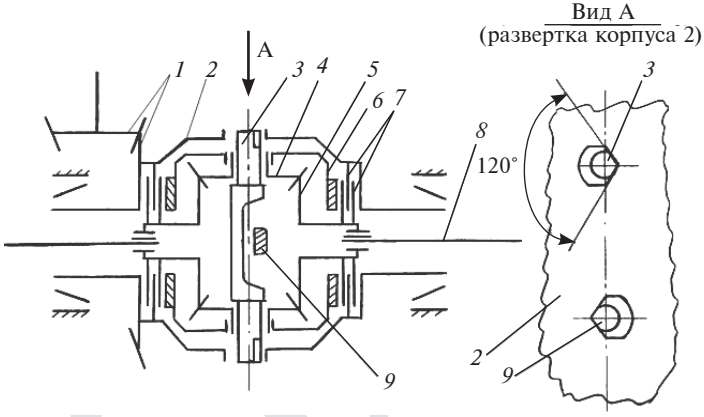


Рис. 5.49. Схема дифференциала повышенного трения тракторов «Беларус»: *1* – центральная передача; *2* – корпус дифференциала; *3* и *9* – оси вращения сателлитов; *4* – сателлит; *5* – полуосевая шестерня; *6* – нажимной стакан; *7* – комплект блокировочных фрикционных дисков; *8* – полуось дифференциала

Дифференциал является самоблокирующимся, так как его момент трения $M_т$ пропорционален моменту $M_в$, подводимому к корпусу *2* дифференциала. Это достигается следующим образом. При работе дифференциала крутящий момент от корпуса *2* передается на оси *3* и *9* вращения сателлитов, сателлиты *4*, полуосевые шестерни *5* и далее на полуоси *8*. На концах осей *3* и *9* вращения сателлитов под углом 120° выполнены скосы, соответственно которым в корпусе дифференциала выполнены гнезда – пазы. Возникающие при

передаче крутящего момента на скосах корпуса и осей вращения сателлитов осевые силы перемещают ось *3* влево, а ось *9* вправо. В результате сателлиты перемещают нажимные стаканы *6* и сжимают комплекты блокировочных фрикционных дисков *7*. Крутящий момент от корпуса дифференциала на полуосевые шестерни передается двумя потоками: первый поток через оси вращения сателлитов, сателлиты на полуосевые шестерни; второй поток через корпус, комплект блокировочных фрикционных дисков на полуосевые шестерни. У данного дифференциала коэффициент блокировки постоянен.

Таким образом, дифференциал автоматически приспосабливается к фону опорной поверхности, по которому движется трактор. При этом в случае эксплуатации трактора на твердой опорной поверхности (асфальт, бетон) ввиду малого момента трения в дифференциале сопротивление относительному проворачиванию его полуосей незначительно. Следовательно, дифференциал оказывает очень малое влияние на интенсивность изнашивания шин.

Отличительной особенностью различных схем шестеренных дифференциалов повышенного трения является способ создания сил, сжимающих комплекты блокировочных фрикционных дисков. В рассмотренной схеме силы создаются на скосах, выполненных на концах осей вращения сателлитов под углом 120°.

Передний ведущий мост трактора Беларус-1523 имеет самоблокирующийся дифференциал повышенного трения (рис. 5.50).

Самоблокирующийся дифференциал автоматически соединяет оба полуосевых вала *1* в одно целое в случае, когда передние ведущие колеса находятся в различных условиях по сцеплению, увеличивая тягу переднего ведущего моста.

При передаче на дифференциал моментов от сопротивления левого и правого колес через скосы в коробках дифференциала *17* и *20* на крестообразно расположенные оси сателлитов *18* действуют силы. Под действием этих сил оси *18* выходят из углублений и через сателлиты *19* и нажимные чашки *16* сжимают фрикционные диски *14*. Происходит блокировка дифференциала.

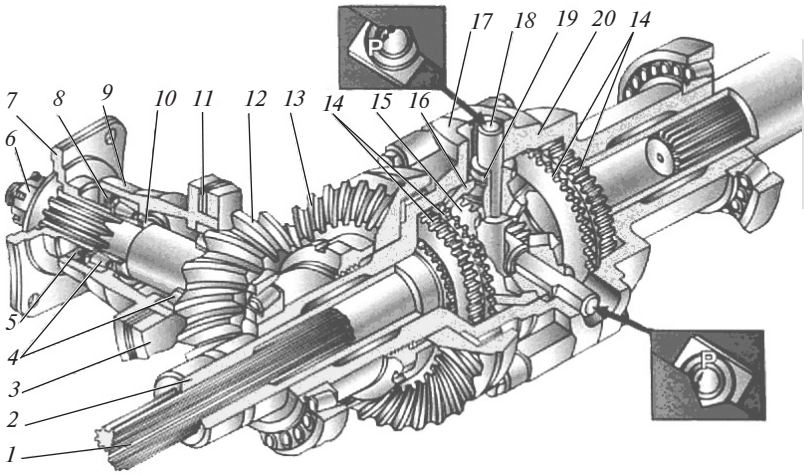


Рис. 5.50. Самоблокирующийся дифференциал повышенного трения переднего ведущего моста трактора Беларус-1523: *1* – вал полуосевой; *2* – шестерня полуосевая; *3* – корпус; *4* – роликоподшипники; *5* – манжета уплотнения; *6* – гайка; *7* – фланец; *8* – маслоотражатель; *9* – стакан ведущей шестерни главной передачи; *10* – кольцо регулировочное; *11* – прокладки регулировочные; *12* – ведущая шестерня главной передачи; *13* – ведомая шестерня главной передачи; *14* – ведущий и ведомый фрикционные диски; *15* – коническая шестерня дифференциала; *16* – чашка нажимная; *17* – коробка дифференциала правая; *18* – ось сателлитов; *19* – сателлит; *20* – коробка дифференциала левая

При повороте трактора, когда внешние силы на колесах превышают трение в фрикционных дисках, последние пробуксовывают – дифференциал работает.

У тракторов «Беларус» главная передача и дифференциал расположены в заднем мосту. Задний мост трактора Беларус-1523 состоит из главной передачи, дифференциала с гидроуправляемой фрикционной муфтой блокировки, бортовых передач, расположенных в корпусе заднего моста, и конечных передач, расположенных в рукавах полуосей (рис. 5.51).

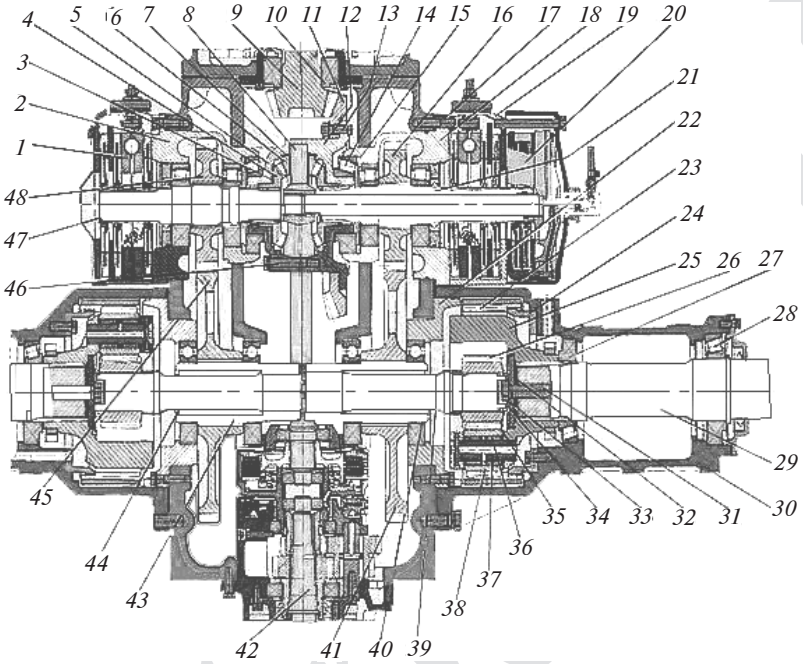


Рис. 5.51. Задний мост трактора Беларус-1523:
1 – тормоз левый; *2*, *18* – стакан подшипников; *3* – шайба опорная; *4* – полуосевая шестерня; *5* – крышка дифференциала; *6* – сателлит; *7* – шайба сферическая; *8* – крестовина дифференциала; *9* – ведущая шестерня главной передачи; *10* – подшипник роликовый конический; *11* – шестерня ведомая; *12* – корпус дифференциала; *13*, *31*, *46* – болт; *14*, *27*, *28* – подшипник роликовый конический; *15* – кольцо упорное; *16*, *48* – шестерни ведущие бортовой передачи; *17*, *32* – прокладки регулировочные; *19* – тормоз правый; *20* – муфта блокировки дифференциала; *21* – вал правой ведущей шестерни; *22* – стакан подшипников; *23* – шестерня коронная; *24* – ступица коронной шестерни; *25* – водило; *26* – шестерня солнечная; *29* – полуось; *30* – рукав полуоси; *33* – шайба; *34* – пластина стопорная; *35* – шайба; *36* – ролик; *37* – ось сателлитов; *38* – сателлит; *39*, *44* – валы-торсионы; *40*, *43* – втулка ведомой шестерни; *41*, *45* – ведомые шестерни; *42* – ВОМ задний; *47* – вал левой ведущей шестерни

В корпусе заднего моста смонтирован дифференциал, расположенный в корпусе *12* с ведомой шестерней главной передачи *11*, которая находится в постоянном зацеплении с веду-

щей конической шестерней главной (центральной) передачи *9*. Вращение от шестерни *9* через главную передачу и дифференциал передается ведущим шестерням *16* и *48* бортовой передачи и ведомым шестерням *41* и *45* соответственно. От ведомых шестерен бортовых передач приводятся во вращение валы-торсионы *39* и *44*, солнечные шестерни планетарных редукторов *26* и полуоси *29* ведущих колес. Вращение от шестерен *41* и *45* к валам-торсионам осуществляется через шлицевые втулки *40* и *43*, имеющие наружные и внутренние шлицы.

Главная передача – коническая с круговыми зубьями – состоит из ведущей конической шестерни *9*, выполненной за одно целое с вторичным валом коробки перемены передач и ведомой шестерни *11*, закрепленной болтами *13* на корпусе дифференциала *12*.

Дифференциал – блокируемый, конический, закрытый; состоит из корпуса *12* и крышки *5*, соединенных болтами *46* крестовины *8*, четырех сателлитов *6* со сферическими шайбами *7* и двух полуосевых шестерен *4* с опорными шайбами *3*. Корпус дифференциала в сборе поддерживается в корпусе заднего моста двумя роликоподшипниками *14*. Для блокировки дифференциала предусмотрена гидроуправляемая фрикционная многодисковая муфта *20*, которая блокирует крестовину и сателлиты дифференциала с правой полуосевой шестерней дифференциала.

Многодисковая гидроуправляемая муфта блокировки дифференциала (рис. 5.52) расположена в кожухе *1*, который через кожух правого тормоза *11* и стакан подшипников *12* прикреплен болтами к корпусу заднего моста.

Муфта состоит из вала *13*, соединенного посредством шлицев с крестовиной дифференциала *14*, корпуса *9*, нажимного диска *5*, отжимного диска *7*, диафрагмы *6*, крышки *4*, переходника *3* и дисков *10*, посаженных на шлицах правой ведущей шестерни конечной передачи.

При подводе масла от гидросистемы управления автоматической блокировки дифференциала (АБД) в рабочую полость А диафрагма *6* с нажимным диском *5* перемещаются и прижимают диски *10* к опорным поверхностям корпуса *9*, промежуточного диска *8* и отжимного диска *7*, блокируя диф-

ференциал (крестовину дифференциала с правой полуосевой шестерней). При соединении полости А со сливом дифференциал разблокируется.

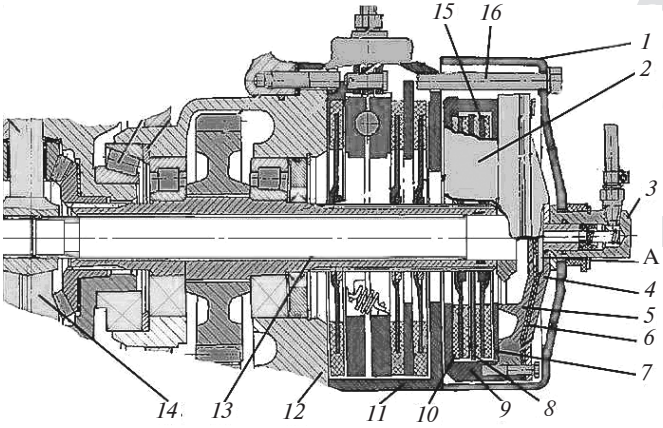


Рис. 5.52. Муфта блокировки дифференциала:
1 – кожух; *2* – муфта блокировки; *3* – переходник; *4* – крышка диафрагмы; *5* – нажимной диск; *6* – диафрагма; *7* – отжимной диск; *8* – промежуточный диск; *9* – корпус муфты; *10*, *15* – диски тормозные; *11* – кожух правого тормоза; *12* – стакан подшипников; *13* – вал блокировки; *14* – крестовина дифференциала; *16* – болт

Нормальное положение муфты блокировки – выключенное.

Описанные главные передачи с дифференциалами являются составными частями ведущих мостов, поэтому их работа и взаимодействие с деталями узлов привода колес рассмотрены на примерах ведущих мостов конкретных тракторов.

Техническое обслуживание дифференциалов неразрывно связано с техническим обслуживанием центральной передачи трактора.

В зависимости от конструкции дифференциалов и их блокировочных механизмов может производиться периодическая регулировка зацепления конических шестерен и их блокировочных устройств.

Внешним признаком ненормальной работы дифференциала является повышенный уровень шума его шестерен при повороте трактора, что указывает на нарушение их зацепле-

ния вследствие износа зубьев и опорных шайб под торцами сателлитов.

В так называемых обгонных дифференциалах возможно смятие и изнашивание торцевых зубьев силопередающих и управляющих звеньев или поломки храповиков. При подобных дефектах необходима замена соответствующих деталей.

Конечные передачи тракторов. Конечной передачей называется агрегат трансмиссии, размещенный между ведущим колесом и дифференциалом колесного трактора или механизмом поворота гусеничного трактора. Число конечных передач трактора зависит от количества его ведущих колес.

Конечные передачи служат для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и в ряде случаев для обеспечения нужного дорожного просвета трактора.

Конечные передачи тракторов классифицируют:

· по *типу передачи* – на шестеренные и цепные. Цепные конечные передачи имеют ограниченное применение (как правило, в специальных тракторах для работы с высокостебельными культурами и в портальных тракторах);

· *виду шестеренной передачи* – на шестеренные с неподвижными осями валов, планетарные и комбинированные;

· *кинематической схеме* – на одинарные и двойные;

· *размещению передачи* – размещенные внутри корпуса ведущего моста трактора, в отдельных картерах, жестко или шарнирно соединенных с ведущими мостами, с комбинированным размещением, когда одна ступень передачи размещена в корпусе ведущего моста, а другая – в отдельном картере.

На гусеничных тракторах конечные передачи всегда размещаются в отдельных картерах; по кинематической схеме – одинарные и двойные.

Конструкция конечных передач определяется назначением трактора, номинальным тяговым усилием и типом движителя. Наиболее распространены одинарные конечные передачи с неподвижными осями валов и цилиндрическими шестернями с внешним зацеплением (рис. 5.53, *а*) с передаточным числом $u = 4{,}7$. При необходимости получения большого передаточного числа ($6 < u < 12$) или большого дорожного просвета применяют двойные конечные передачи с неподвижными осями

валов (рис. 5.53, *б*). Конические шестерни чаще всего используют в конечных передачах ведущих управляемых колес.

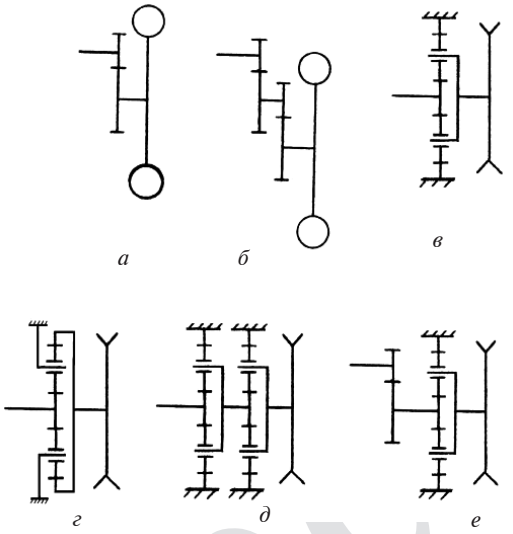


Рис. 5.53. Кинематические схемы конечных передач:
а – одинарная с неподвижными осями валов; *б* – двойная с неподвижными осями валов; *в*, *г* – одинарная планетарная; *д* – двойная планетарная; *е* – двойная комбинированная

Одинарные планетарные (рис. 5.53, *в*, *г*) и комбинированные конечные передачи (рис. 5.53, *е*) применяют только в особо мощных колесных и гусеничных тракторах. Это связано с тем, что при одинаковых передаточных числах с конечными передачами с неподвижными осями валов (рис. 5.53, *а*, *б*) у них меньше габаритные размеры, выше КПД из-за передачи части мощности в переносном движении без потерь (рис. 5.53, *в*, *е*) и полностью разгружены подшипники центральных звеньев планетарных рядов.

Двойные планетарные конечные передачи (рис. 5.53, *д*) не получили распространения на отечественных тракторах. Однако их применение в перспективе возможно на сверхмощных гусеничных промышленных тракторах.

Изменение дорожного просвета с помощью конечной передачи показано на рисунке 5.54.

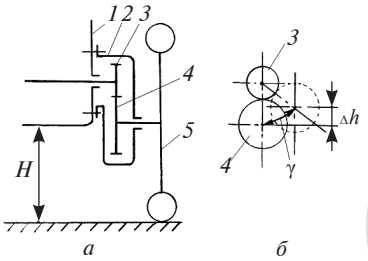


Рис. 5.54. Изменение дорожного просвета с помощью конечной передачи: *а* – схема установки конечной передачи на трактор; *б* – положение зубчатых колес при изменении дорожного просвета; *1* – корпус ведущего моста; *2* – картер конечной передачи; *3* и *4* – соответственно шестерня и колесо конечной передачи; *5* – ведущее колесо трактора

Конечная передача тракторов «Беларус» серий 1000, 1200 и 1500 представляет собой планетарный редуктор с прямозубыми цилиндрическими зубчатыми колесами (рис. 5.55). Солнечная шестерня *4* закреплена на шлицах вала-торсиона *16* стопорным кольцом и находится в постоянном зацеплении с сателлитами *17*, которые вращаются на игольчатых подшипниках на осях *18*. Оси сателлитов жестко соединены с водилом *3*, закрепленным на шлицах полуоси *2* заднего колеса болтом *9* и шайбой *10*. Водило и полуось вращаются на конических подшипниках *15*, зазор (натяг) в которых регулируется набором прокладок *11* и *12*.

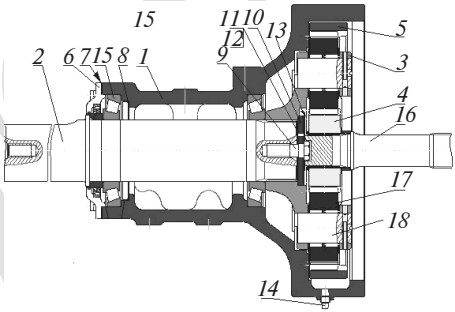


Рис. 5.55. Конечная передача тракторов «Беларус» серий 1000, 1200, 1500: *1* – рукав; *2* – полуось; *3* – водило; *4* – шестерня ведущая солнечная; *5* – шестерня коронная; *6* – крышка; *7* – регулировочные прокладки; *8* – кольцо; *9* – болт; *10* – шайба; *11*, *12* – прокладки; *13* – шайба; *14* – пробка; *15* – подшипник; *16* – вал-торсион; *17* – сателлит; *18* – ось

Сателлиты одновременно зацепляются внутренними зубьями неподвижной коронной шестерни *5*, посаженной на шлицы ступицы, прикрепленной винтами к рукаву *1*. Крутящий момент к солнечной шестерне передается от главной передачи заднего моста через ведущую и ведомую шестерни главной передачи (не показаны) и вал-торсион. При вращении вала торсиона солнечная шестерня вращает сателлиты, вынуждая их обкатываться по внутренним зубьям коронной шестерни и вращать водило, полуось и ведущее колесо трактора.

Смазывание деталей конечной передачи осуществляется разбрызгиванием масла, залитого в ее картер. Конечные передачи, установленные в корпусе заднего моста трактора, имеют общую масляную ванну с механизмом центральной передачи.

5.7. Передние ведущие мосты

Отличительной особенностью конструкции передних ведущих мостов универсально-пропашных тракторов является наличие портала, т. е. возвышения полуосей балки переднего ведущего моста над осями ведущих колес. Такие передние ведущие мосты называют портальными.

Тракторы общего назначения, как правило, не имеют портала, т. е. полуоси балки переднего ведущего моста и оси колес располагаются в линию. Такие мосты называют аксиальными.

В семействе тракторов «Беларус» находят применение передние ведущие мосты как портального типа с разной высотой портала (тракторы серий 500, 800, 900, 1000, 1200, 1500), так и аксиального типа (Беларус-2822 ДЦ, Беларус-3022 ДВ).

Передний ведущий мост с коническими зубчатыми передачами редукторов. На универсально-пропашных тракторах классической компоновки для обеспечения необходимого дорожного и агротехнического просветов при малых размерах передних колес мосты выполняются портальной конструкции. Передний ведущий мост трактора Беларус-820 (рис. 5.56) включает центральную передачу *2*, представляющую собой пару конических шестерен с круговым зубом, шестеренный симметричный самоблокирующийся дифференциал *3* повышенного трения и две двойные конечные передачи с коническими шестернями. Регулировка конических радиально-

упорных подшипников центральной передачи осуществляется гайкой *1* и комплектом регулировочных прокладок *5*. Для регулировки зацепления шестерен центральной передачи служат комплекты регулировочных прокладок *4* и *27*.

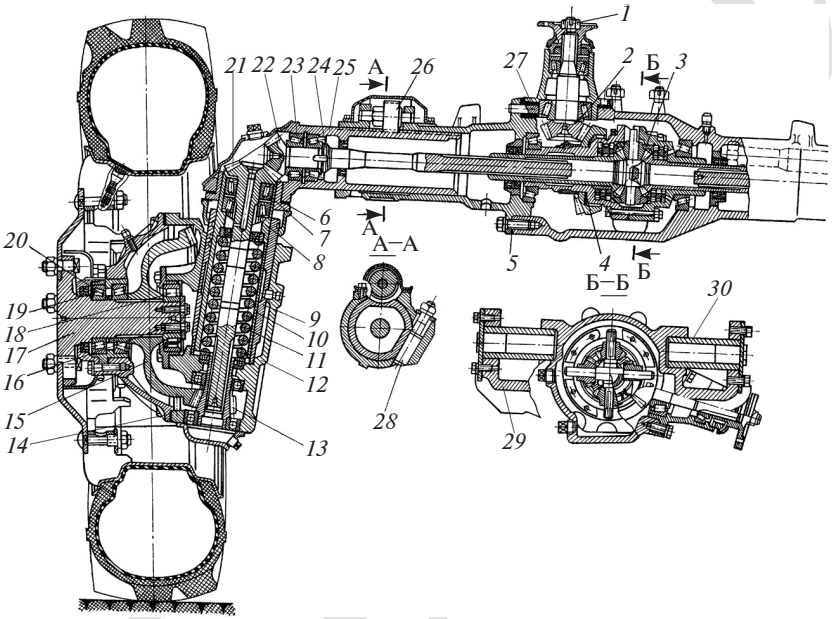


Рис. 5.56. Передний ведущий мост трактора Беларус-82:
1 – гайка; *2* – центральная передача; *3* – дифференциал; *4*, *5*, *27* – регулировочные прокладки; *6*, *14* – разрезные прокладки; *7* – радиально-упорный подшипник; *8* – гайка; *9* – гильза; *10* – труба; *11* – пружина; *12* – нижний корпус конечной передачи; *13* – шестерня; *15* – ведомое колесо; *16* – болт; *17* – фланец; *18*, *19* – роликоподшипники; *20* – регулировочное кольцо; *21* – вертикальный вал; *22* – полуось дифференциала; *23* – радиально-упорный подшипник; *24* – гайка; *25* – корпус верхних конических пар; *26* – винт; *28* – стопорные клинья; *29* – брус полурамы; *30* – ось

Конечная передача состоит их двух пар конических шестерен. Верхнюю пару образуют зубчатые венцы полуоси дифференциала *22* и вертикального вала *21*. Полуось *22* соединена с полуосевой шестерней дифференциала, а вертикальный вал *21* – с ведущей шестерней *13* нижней пары конечной пере-

дачи. Ведомое колесо *15* установлено на шлицах фланца *17*, выполняющего роль ступицы переднего ведущего колеса. Регулировка подшипников *19* осуществляется двумя регулировочными кольцами *20* и болтами *16*. Шестерня *13* вращается на двух шариковых подшипниках.

Полуось вращается в двух конических радиально-упорных подшипниках *23*, регулируемых гайкой *24*. Вертикальный вал установлен на два конических радиально-упорных подшипника *7*, регулировка которых осуществляется гайкой *8*. Зацепление верхней конической пары регулируют разрезными прокладками *6*, а нижней – разрезными прокладками *14*. Корпуса верхних конических пар *25* могут перемещаться в рукавах переднего моста с помощью винтов *26*, находящихся в зацеплении с рейкой, нарезанной на наружной поверхности корпусов. В результате обеспечивается возможность бесступенчатого регулирования ширины колеи передних колес, что необходимо при обработке междурядий пропашных культур. Корпуса *25* от осевых перемещений и проворачивания стопорятся клиньями *28*.

В нижний корпус *12* конечной передачи запрессована гильза *9*. Прикрепленный к корпусу рычаг, получающий движение на повороте от рулевой трапеции, поворачивает колеса трактора вместе с корпусом относительно шкворневой трубы *10*, которая сопряжена с гильзой *9*. Внутри шкворневой трубы установлена винтовая цилиндрическая пружина *11* подвески, нижним концом опирающаяся на упорный подшипник в корпусе *12*, а верхним – на обойму сальника вертикального вала *21*.

Корпус центральной передачи переднего ведущего моста соединен с брусом *29* полурамы трактора полыми осями *30* и может качаться относительно полурамы в вертикальной поперечной плоскости на определенный угол, ограниченный упорами. Крутящий момент к переднему мосту подводится от раздаточной коробки через карданную передачу.

Передний ведущий мост приводится в действие от вторичного вала коробки передач через зубчатую муфту, многодисковую фрикционную гидроуправляемую муфту и кар-

данную передачу. Включается и отключается мост гидроуправляемой фрикционной муфтой как автоматически, так и принудительно.

Передний мост включается (отключается) автоматически в зависимости от буксования задних колес только при движении трактора вперед, а принудительно – при движении как вперед, так и назад.

Аксиальный передний ведущий мост с цельнолитой балкой тракторов Беларус-2822ДЦ, Беларус-3022ДВ. Аксиальный передний мост состоит из цельнолитой балки *17*, центрального редуктора *10*, сдвоенных карданных шарниров *18*, полуосевых валов *16* и планетарных колесных редукторов *6* (рис. 5.57). Центральный редуктор установлен в корпус переднего ведущего моста на двух штифтах и крепится к нему болтами. Для уплотнения стыка корпуса и центрального редуктора применяется жидкая прокладка (LOCTITE 5900). Крутящий момент от центрального редуктора к солнечным шестерням *2* колесных редукторов передается полуосевыми валами и сдвоенными карданными шарнирами. Шарнир установлен в корпусе переднего моста на двух шариковых подшипниках, между которыми установлена дистанционная втулка.

Полуосевой вал двусторонними шлицами установлен между сдвоенным шарниром и дифференциалом *14*, расположенным в центральном редукторе.

Планетарные колесные редукторы соединены с корпусом переднего моста с помощью осей шкворня *9* и могут поворачиваться относительно балки переднего моста на подшипниках.

Главная передача и дифференциал смонтированы в одном блоке – корпусе центрального редуктора и состоят из пары конических шестерен *13* и *11* с круговыми зубьями и конического самоблокирующегося дифференциала *14* повышенного трения со смещенной характеристикой блокирующих свойств, которые проявляются только при работе трактора с высокими тяговыми нагрузками (пахота и др.). При движении трактора по дорогам общего пользования блокировка не срабатывает.

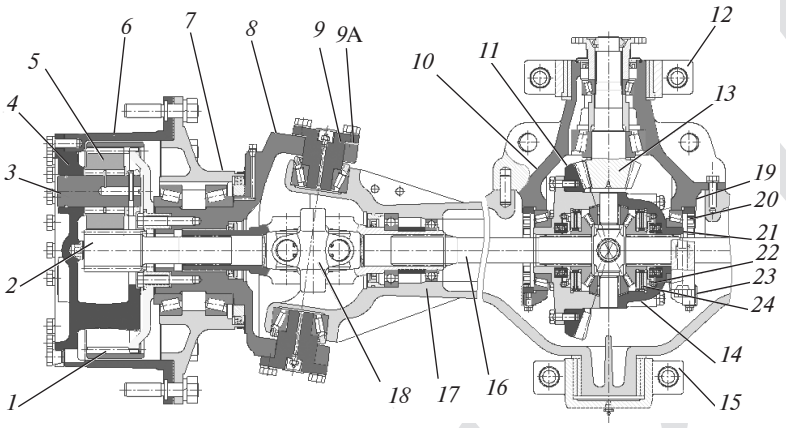


Рис. 5.57. Аксиальный передний ведущий мост с цельнолитой балкой тракторов Беларус-2822 ДЦ, Беларус-3022ДВ:
1 – шестерня эпициклическая; *2* – шестерня солнечная; *3* – ось сателлита; *4* – водило; *5* – сателлит; *6* – корпус колесного редуктора; 7 – ступица; *8* – кулак поворотный; *9* – ось шкворня; *9*А – прокладки регулировочные; *10* – корпус центрального редуктора; *11* – шестерня ведомая; *12* – бугель задний; *13* – шестерня ведущая; *14* – дифференциал; *15* – бугель передний; *16* – вал полуосевой; *17* – балка; *18* – шарнир сдвоенный; *19* – диск опорный; *20* – кольцо подшипника; *21* – пружина; *22* – шарик; *23* – стопор; *24* – диски фрикционные

Планетарный колесный редуктор расположен в корпусе, который смонтирован на поворотном кулаке *8*. Ведущей шестерней планетарного ряда колесного редуктора является солнечная шестерня, ведомой частью, связанной с колесом трактора, – водило *4* с тремя сателлитами *5*, а заторможенной шестерней, воспринимающей реактивный момент, служит эпициклическая шестерня *1*. Солнечная шестерня является «плавающей» между зубьями трех сателлитов, а ее шлицевой хвостовик соединен с вилкой *18* сдвоенного карданного шарнира, имеющего возможность перемещаться. При вращении ведущей солнечной шестерни вращается ведомый узел редуктора, состоящий из сателлитов, осей *3*, водила, корпуса и ступицы *7*. Вся ведомая часть вместе с колесом вращается на конических роликоподшипниках.

VI. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ

Ходовая часть передает на опорную поверхность вес трактора и приводит трактор в движение. Она состоит из несущей системы, движителя и подвески.

Несущая система является остовом трактора, на котором крепятся все агрегаты и который воспринимает действующие на трактор усилия.

Подвеска соединяет несущую систему с движителем и обеспечивает плавность хода трактора.

Движитель переносит подведенную от двигателя через трансмиссию мощность на остов и сообщает трактору поступательное движение.

6.1. Несущая система

Несущая система может быть рамной, полурамной и безрамной.

Рамный остов представляет собой клепаную или сварную раму из балок различного профиля, на которую устанавливаются агрегаты силовой передачи и движитель. Такой остов у гусеничного трактора Беларус-2103 и колесных тракторов-тягачей К-744Р, К-9450, ХТЗ-17221-18.

Полурамный остов образуют корпуса силовой передачи трактора, соединенные с балками полурамы, на которую устанавливается двигатель. Полурамный остов используется на колесных универсальных тракторах (Беларус-1221, Беларус-2022 и др.). Полурамный остов упрощает конструкцию трактора, он удобен для навески машин и легче, чем рамный. Вместе с тем доступ к отдельным механизмам у него затруднен, что затрудняет процесс разборки и сборки при ремонте. Кроме того, большие переменные нагрузки на картеры узлов трансмиссии

снижают ее долговечность и не позволяют применять зубчатые зацепления высокой точности.

Безрамный остов состоит из объединенных в общую жесткую систему литых корпусов и картеров механизмов силовой передачи и двигателя. Преимущества безрамного остова – высокая жесткость, компактность и небольшая масса. Недостатки – труднодоступность отдельных механизмов, худшие условия для навешивания машин в сравнении с полурамным остовом Т-30А и др.

6.2. Подвеска

Тракторы с колесными движителями имеют только зависимую подвеску.

Подвески передних мостов тракторов-тягачей (ХТЗ-17221) выполняются на пластинчатых рессорах, которые относятся к типу продольных полуэллиптических. Продольными они называются потому, что располагаются вдоль рамы машины, а полуэллиптическими – из-за формы и крепления к раме.

Такая рессора представляет собой балку (рис. 6.1), опирающуюся на раму в двух точках опоры, одна из которых шарнир, а другая допускает некоторое перемещение.

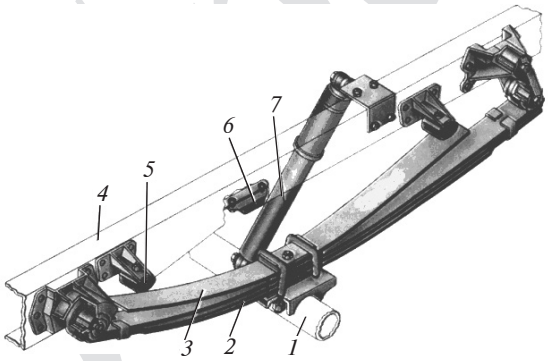


Рис. 6.1. Подвеска с листовыми рессорами: *1* – задний мост; *2* – основная листовая рессора; *3* – дополнительная листовая рессора (подрессорник); *4* – рама; *5* – подушка; *6* – буфер; *7* – амортизатор

Колесные универсальные тракторы имеют зависимую подвеску в виде простейшего шарнирного соединения (переднего моста с остовом), допускающего их относительные перемеще-

ния в вертикальной плоскости. Для лучшей плавности хода применяется упругое подрессоривание колес цилиндрическими пружинами *4*, устанавливаемыми в кронштейнах *2* поворотного кулака передней оси *3* (рис. 6.2).

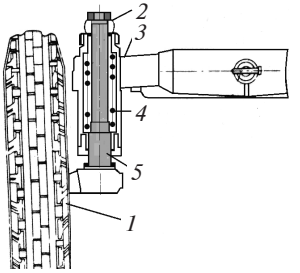


Рис. 6.2. Схема подвески трактора с индивидуальным подрессориванием колеса: *1* – колесо; *2* – кронштейн поворотного кулака; *3* – передняя ось; *4* – рессора пружинного типа; *5* – цапфа колеса

Устройство ходовой части гусеничного трактора в зависимости от его назначения, рабочих и транспортных скоростей может быть различным. Общеприняты две схемы подвесок: эластичная и полужесткая. Каждая из этих схем определяет также и конструкцию гусеничного движителя.

Упругая балансирная подвеска состоит из объединенных системой рычагов и упругих элементов опорных катков, которые шарнирно соединены с рамой трактора (рис. 6.3). Катки объединяются между собой попарно в общий узел, образующий каретку балансирной подвески. У сельскохозяйственных тракторов по две каретки балансирной подвески на каждую сторону.

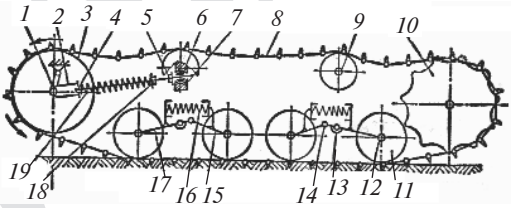


Рис. 6.3. Эластичная подвеска гусеничного трактора Беларус-2103/1502: *1* – коленчатая ось; *2* – вилка; *3* – направляющее колесо; *4* – затяжной винт; *5* – натяжная гайка; *6* – широкая опора; *7* – кронштейн; *8* – гусеничная цепь; *9* – поддерживающий ролик; *10* – ведущая звездочка; *11* – опорный каток; *12* – ось опорного катка; *13* – шарнир балансирной каретки; *14* – шарнир балансиров; *15* – правый балансир; *16* – пружина балансиров подвески; *17* – левый балансир; *18* – гайка пружины натяжного устройства; *19* – амортизирующая пружина натяжного устройства

Каретка состоит из соединенных между собой шарниром *14* стальных литых балансиров *17* и *15*, имеющих общую ось качания. Роль этой оси выполняет шарнир *13* на раме трактора.

Опорные катки *11* вращаются в подшипниках на осях *12*, каждая из которых закреплена в своем балансире. Катки *11* имеют возможность независимого упругого перемещения, для чего в верхних частях балансиров чашеобразной формы установлены цилиндрические рессорные пружины *16*.

Эластичная подвеска позволяет каждому опорному катку копировать рельеф почвы, что дает лучшую плавность хода, особенно при движении на повышенных скоростях.

Полужесткая подвеска представляет собой гусеничную тележку (их две), выполненную из балок различного сечения, на которой устанавливаются все элементы движителя (рис. 6.4). Рама *6* тележки соединяется с остовом трактора сзади шарниром *1*, а впереди остов опирается на нее через рессорное устройство *9*, представляющее собой пластинчатую рессору или торсионы – упругие стержни, работающие на скручивание.

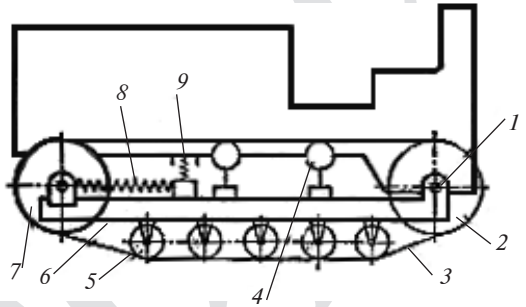


Рис. 6.4. Полужесткая подвеска гусеничного трактора:
1 – задний шарнир подвески; *2* – ведущая звездочка; *3* – гусеничная цепь; *4* – поддерживающий ролик; *5* – опорный каток; *6* – рама гусеничной тележки; *7* – направляющее колесо; *8* – пружина натяжного устройства; *9* – рессорное устройство

6.3. Движители

Движителями колесного трактора являются колеса, а гусеничного – ведущие звездочки и гусеничные цепи.

Конструкция гусеничной цепи и ведущей звездочки определяется типом зацепления. Обычно применяют *цевочное зацепление*, в котором зуб ведущей звездочки входит в зацепление с цевкой – втулкой или проушиной звена.

Гусеничные цепи по типу шарниров разделяют на открытые и закрытые (защищенные).

У гусениц *с открытым шарниром* (рис. 6.5, *а*) отверстие под палец *3* после отливки звена *4* не обрабатывается; звенья соединяются пальцами, изготовленными из прутковой стали также без механической обработки. Цепи с открытыми шарнирами просты в изготовлении и распространены на большинстве гусеничных тракторов.

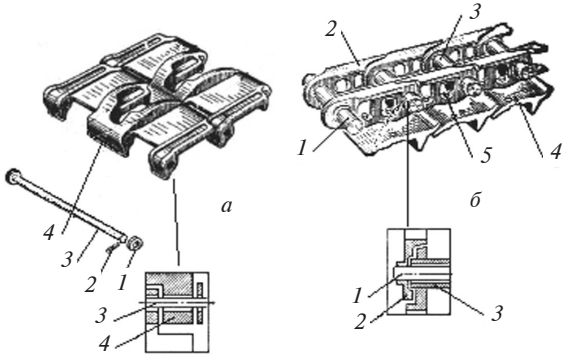


Рис. 6.5. Типы гусеничных цепей:
а – звено и палец гусеницы с открытым шарниром: *1* – шайба; *2* – шплинт; *3* – палец; *4* – звено; *б* – гусеница с закрытым шарниром (составная): *1* – палец; *2* – рельс звена; *3* – втулка; *4* – башмак звена; *5* – болт, соединяющий башмак с рельсом

В гусеничных цепях *с закрытым шарниром* (рис. 6.5, *б*) отверстия рельсов *2* звеньев и запрессованные в них втулки *3* и пальцы *1* обработаны. Плотная посадка пальцев и втулок в рельсах и лабиринт защищают шарнир от попадания абразивных частиц.

По способу изготовления звенья цепи могут быть литыми и штампованными составными. В составном звене штампованные рельсы *2* и башмак *4* соединены болтами *5*.

В процессе эксплуатации шарниры гусеничной цепи изнашиваются. Цепь удлиняется, провисает, может соскочить,

а неравномерное натяжение правой и левой цепей вызывает увод трактора в сторону. Расход мощности на перематывание увеличивается. Чтобы избежать этого, натяжение гусеничных цепей регулируют.

Принцип работы натяжного устройства с эластичной и полужесткой подвеской одинаков, но конструкции их различны.

В передней части рамы трактора с эластичной подвеской шарнирно укреплена коленчатая ось *1* (см. рис. 6.3), на которой свободно вращается направляющее колесо *3*. Ось *1* пальцем соединена с вилкой *2*, сквозь которую пропущен винт *4*, он упирается через гайку *5* в шаровую опору *6* кронштейна *7*, закрепленного на раме трактора. На винт *4* надета амортизирующая пружина *19*, предварительно затянутая гайкой *18*. Эта пружина, действуя на коленчатую ось через вилку, стремится повернуть вилку вперед.

Положение коленчатой оси (а следовательно, и натяжного колеса) определяется расстоянием от оси вращения колеса *3* до шаровой опоры. Его можно изменить, перемещая гайку *5* по винту *4* (навинчивание гайки в сторону упора сопровождается увеличением расстояния и повышением натяжения гусеничной цепи и наоборот). Натяжное устройство позволяет при необходимости ослабить цепь настолько, что ее можно снять без особых затруднений.

Натяжное устройство выполняет также роль амортизатора. При переезде трактора через препятствие гусеничная цепь накладывается на неровности пути так, что первоначально используется запас на ее провисание, а затем, когда провисание будет выбрано, происходит натяжение цепи и создается усилие, преодолевающее силу предварительной затяжки пружины *19*. В результате коленчатая ось, преодолевая силу пружины, поворачивается, колесо *3* подается назад, винт *4* входит в вилку, и удар смягчается.

Если во время работы между звездочкой и гусеничной цепью оказывается камень или другой посторонний предмет, нагрузки на детали движителя возрастают настолько, что могут вызвать поломки. В подобных случаях натяжное устройство выполняет роль предохранителя. Попавший предмет нарушает зацепление гусеничной цепи и звездочки, и они начинают проскальзывать, соприкасаясь по большему радиусу – вершине зубьев. Натяжение гусеничной цепи увеличивается, пружи-

на *19* сжимается, направляющее колесо перемещается назад, позволяя тем самым цепи работать с нарушенным зацеплением без опасности вызвать поломку деталей.

Перемещение направляющего колеса зависит от упругости и степени предварительной затяжки пружины *19* и называется *упругим ходом направляющего колеса*.

В описанной схеме положение направляющего колеса изменяют кривошипом коленчатой оси *2*, благодаря чему натяжное устройство получило название *кривошипного*.

На тракторах с полужесткой подвеской натяжное устройство и направляющее колесо *7* (см. рис. 6.4) размещены на раме *6* гусеничной тележки и могут перемещаться по их полкам вместе со своими опорами в ползунах, которые через вилку соединены с натяжным винтом, имеющим пружину *8*. Такое устройство называют *ползунковым*.

Ползунковое натяжное устройство применено в движителях с полужесткой подвеской, а кривошипное – в движителях с эластичной подвеской.

Тракторы различаются не только по числу, но и по размерам передних и задних колес. Общее число колес тракторов четыре, реже – три.

Пневматическое колесо (рис. 6.6) состоит из диска *4*, обода *5*, образующих жесткую металлическую основу, и эластичной шины *6*. Обод соединяется с диском с помощью сварки или заклепок.

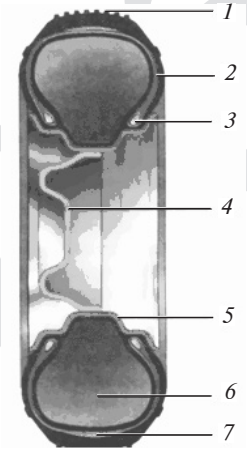


Рис. 6.6. Схема тракторного колеса:
1 – протектор; *2* – борт шины; *3* – кордный каркас шины; *4* – диск колеса; *5* – обод; *6* – шина; *7* – плечевая зона

Диски колес крепятся на ступицах, устанавливаемых у направляющих колес на цапфах и у ведущих колес на ведущих полуосях. На него надевается шина.

В зависимости от выполняемых функций колеса подразделяются на ведущие, ведомые и управляемые.

Ведущие колеса передают усилия и моменты, действующие между мостами и опорной поверхностью, и подводимый от двигателя крутящий момент.

Ведомые колеса передают усилия и моменты, действующие между мостами и опорной поверхностью.

Управляемые колеса изменяют направление движения трактора с помощью рулевого управления.

На конкретных моделях эти функции колеса могут соединяться. Например, на тракторе Беларус-80 передние колеса ведомые и управляемые, а на тракторе Беларус-82 – ведущие, ведомые (при отключенном переднем мосте) и управляемые.

Тракторы с одним ведущим мостом имеют задние колеса большего размера, чем передние. На них приходится основная (до 70 %) нагрузка от силы тяжести трактора, что обеспечивает лучшее сцепление колес с опорной поверхностью. Передние колеса меньшего размера, несущие меньшие нагрузки, легче управляются, обеспечивают хорошую прямолинейность движения, что важно при посеве и междурядной обработке пропашных культур. Когда трактор работает с навешенными на него сзади машинами и возникает опасность отрыва передних колес от почвы, управляемые колеса догружают специальными балластными грузами, устанавливаемыми на переднем брусе рамы.

Тракторы с приводом к переднему мосту, т. е. с передними ведущими колесами, называются тракторами повышенной проходимости и имеют повышенные тяговые качества.

Тракторы с четырьмя ведущими колесами выполняются с передними и задними колесами разного и одинакового размера. Первые являются разновидностью рассмотренных тракторов с одним ведущим мостом, им свойственны указанные отличительные особенности, за исключением неполноты использования массы трактора.

Тракторы с колесами одинакового размера имеют две схемы: без управляемых колес (изменение направления движения

достигается поворотом полурам несущей системы) и со всеми управляемыми колесами. Тракторы без управляемых колес не могут обеспечить строгой прямолинейности движения в междурядьях пропашных культур.

Рассмотренную совокупность признаков колес тракторов можно выразить колесной формулой, где первая цифра означает общее число колес, вторая – число ведущих колес (например, Беларус-80 – 4К2, а Беларус-82 – 4К4).

Колеса, принимая крутящий момент от полуосей и вращаясь, обеспечивают движение трактора по дороге. Кроме того, колеса смягчают удары и толчки от неровностей. От колес зависят торможение, разгон и безопасность движения трактора.

6.4. Проходимость трактора

Проходимость – одно из основных качеств, определяющих пригодность трактора для использования в данных производственных условиях.

От проходимости трактора зависит агротехническое качество выполняемых тракторным агрегатом технологических процессов. Так, при обработке междурядий пропашных культур, работах в питомниках и под кронами деревьев, уборке урожая должны быть исключены повреждения растений выступающими частями контура трактора. Среднее удельное давление колес на почву должно быть наименьшим для лучшей проходимости по рыхлым грунтам, а в некоторых случаях и для исключения дополнительных затрат на рыхление почвы.

Под **проходимостью трактора** следует понимать его способность выполнять технологические процессы на требуемом агротехническом уровне в различных природных и почвенно-климатических условиях.

Проходимость колесного трактора характеризуется удельным давлением колес на грунт, вертикальным просветом, колеей, радиусом горизонтальной проходимости и радиусом поворота, а также защитной зоной и степенью повреждаемости растений (для универсальных пропашных тракторов).

Среднее удельное давление на грунт зависит от типа шин, давления воздуха в них, нагрузки на колеса и степени погружения колес в почву.

Весьма эффективным мероприятием для снижения буксования ведущих колес трактора, эксплуатируемого на почвах с малой несущей способностью, например на ранних весенних работах при влажности почвы выше 18...20 %, а также на мелиорированных торфянистых почвах (закрытие влаги, внесение удобрений, посев и др.), является установка на ведущие колеса шин с широким профилем или дополнительных колес. Дополнительные колеса закрепляют при помощи специального приспособления, устанавливаемого на шпильки крепления основных колес. Следует иметь в виду, что при работе трактора со сдвоенными шинами давление воздуха в дополнительных шинах должно быть на 0,02 МПа меньше, чем в шинах основных колес. Как показали испытания, применение сдвоенных колес на переувлажненных почвах и мелиорированных торфяниках снижает их буксование на 20...26 %, расход топлива до 15 % и повышает производительность тракторного агрегата на 15 %.

Вертикальный просвет – это расстояние от почвы или дороги до нижних точек трактора, расположенных обычно под передней осью или задним мостом.

Вертикальный просвет универсальных пропашных тракторов принято подразделять на дорожный и агротехнический.

Агротехнический просвет (над рядком растений) универсальных и пропашных тракторов зависит от высоты обрабатываемых растений. Чем они выше, тем большим должен быть агротехнический просвет пропашного трактора.

Колея трактора – это расстояние на опорной поверхности между двумя вертикальными плоскостями, проходящими через центральные продольные линии следов колес, при их расположении, соответствующем прямолинейному движению трактора. Колею трактора выбирают такой, чтобы были обеспечены поперечная устойчивость и проходимость. Эти требования учитывают и для тракторов-тягачей, увязывая кроме того колею с шириной захвата плуга.

При некотором превышении колеи трактора над шириной захвата плуга управление агрегатом становится затруднительным, и его тяговое сопротивление возрастает. Для пропашного трактора удовлетворить требования всех рабочих операций

одним размером колеи не представляется возможным, поэтому предусмотрена регулировка колеи передних и задних колес в определенных пределах, что позволяет обрабатывать междурядья пропашных культур различной ширины.

В определенной мере это относится и к просвету. При движении трактора над растениями просвет должен быть больше, а при движении под кронами деревьев в садах или для сохранения устойчивости на транспортных работах – меньше. Поэтому у некоторых универсальных тракторов можно регулировать не только колею, но и просвет (Т30-69, Т-45).

Следовательно, проходимость трактора в междурядьях зависит от его агротехнического просвета, колеи, ширины колес, диаметра, их количества, давления воздуха в них.

Регулировка дорожного просвета необходима для того, чтобы увеличить его при обработке высокостебельных культур и уменьшить, когда нужно повысить устойчивость трактора.

Проходимость трактора зависит от его радиуса поворота. Трактор поворачивает в результате изменения направления движения передних колес, а тракторы-тягачи (ХТЗ-17221, К-744Р) – в результате поворота одной части рамы относительно другой около соединяющего их вертикального шарнира. Общим условием поворота является качение колес без скольжения, так как иначе затрудняется поворот и увеличивается износ шины. Это условие будет соблюдено, если геометрические оси колес пересекутся в мгновенном центре вращения – точке *O* (рис. 6.7), которую называют *центром поворота*.

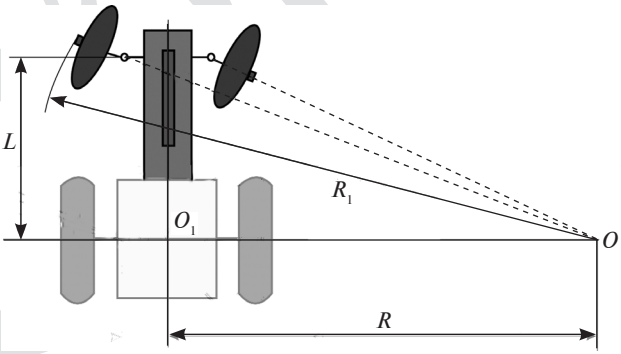


Рис. 6.7. Схема поворота колесного трактора

Во время поворота машины вокруг точки O плоскость каждого колеса касательна описываемой окружности, а радиус вращения перпендикулярен плоскости колеса. Расстояние R от центра поворота O до середины заднего моста O_1 называют *радиусом поворота*. В зависимости от поворота колес, нагрузки на крюке, применения тормозов радиус поворота может быть различным. Его значение существенно влияет на агротехническую характеристику трактора (например, при работе на поливных землях, где размеры поворотных полос ограничены).

Проходимость трактора характеризуется также *радиусом горизонтальной проходимости* R_1 – радиусом минимальной окружности, описываемой наиболее удаленной от центра поворота точкой трактора. Радиус горизонтальной проходимости трактора характеризует возможное движение трактора без задевания расположенных на местности препятствий. Трактор с шарнирной рамой имеет не только вертикальный, но и горизонтальный шарнир, который позволяет приспосабливать колеса трактора к профилю пути. Это качество повышает проходимость при движении по пересеченной местности, обеспечивает постоянство нагрузок на колеса и разгружает раму от скручивающих усилий.

6.5. Способы повышения тяговых и сцепных качеств колесных тракторов

Во время движения трактора с нагрузкой под действием почвозацепов ведущих колес почва сминается и несколько сдвигается. Колеса при этом проскальзывают, что приводит к снижению поступательной скорости трактора и увеличению затрат энергии на перекатывание трактора. Это явление проскальзывания ведущих колес при движении трактора называется буксованием.

Для уменьшения величины буксования используют следующие мероприятия.

Применение полугусеничного хода. Полугусеничный ход делается съемным и устанавливается на трактор. Он состоит из гусеницы, надеваемой на ведущее и натяжное колесо, для каждой стороны трактора. Гусеница изготовлена из двух

резинотканых лент, соединенных между собой стальными почвозацепами, а натяжное устройство – из натяжного колеса, балансира и пружинного амортизатора.

Своевременная замена шин ведущих колес при износе почвозацепов. По мере износа высоты почвозацепов шин ведущих колес буксование возрастает, а при износе почвозацепов на 80 % становится настолько большим, что приводит к резкому снижению производительности тракторного агрегата и повышению расхода топлива. Дальнейшая эксплуатация этих шин становится нецелесообразной, и их следует заменить новыми.

Изменение давления воздуха в шинах. Давление воздуха в шинах – один из важных факторов, влияющих на буксование ведущих колес. При понижении давления увеличивается деформация шин, а следовательно, и площадь контакта колес с почвой, что улучшает их сцепление.

На влажных и рыхлых почвах целесообразно работать с пониженным давлением в шинах. Однако этим способом нужно пользоваться очень осторожно и понижать давление только до пределов, ограниченных предприятием – изготовителем шин. При переходе трактора на работу на твердом грунте давление воздуха следует увеличивать до нормы.

Установка почвозацепов на ведущие колеса. Это мероприятие в значительной степени улучшает сцепление и уменьшает буксование на рыхлых и влажных почвах. Кроме того, на трактор устанавливают полугусеничный ход, применение которого значительно повышает тяговые свойства трактора при его работе в тяжелых условиях.

Увеличение сцепной силы трактора. Сцепной силой $G_{сц}$ называется часть силы тяжести G подготовленного к работе трактора (заправленного топливом, маслом и водой, в кабине находится тракторист), прижимающая к почве его ведущие колеса.

Если трактор неподвижен, на него действует сила тяжести и нормальная реакция почвы. Сила тяжести приложена в центре тяжести трактора, на горизонтальном участке поля направлена перпендикулярно почве и равна произведению массы подготовленного трактора на ускорение свободного падения ($G = mg$).

Значение сцепной силы (веса), приходящейся на каждое из колес трактора, у тракторов различной конструкции неодинаково.

У тракторов универсально-пропашного типа с колесной формулой 4К2 (рис. 6.8, *а*) на задние ведущие колеса приходится примерно $G_{сц.з} = 0{,}67G/2$, а на передние направляющие – $G_{р.п} = 0{,}33G/2$. У тракторов с колесной формулой 4К4 (рис. 6.8, *б*, *в*) на передние ведущие колеса приходится $G_{сц.п} = 0{,}33G/2$, а на задние ведущие колеса – $G_{сц.з} = 0{,}67G/2$.

У тракторов общего назначения с колесной формулой 4К4 на передние ведущие колеса приходится примерно (0,46...0,65 $G/2$, а на задние ведущие колеса – $(0{,}35...0{,}54)G/2$.

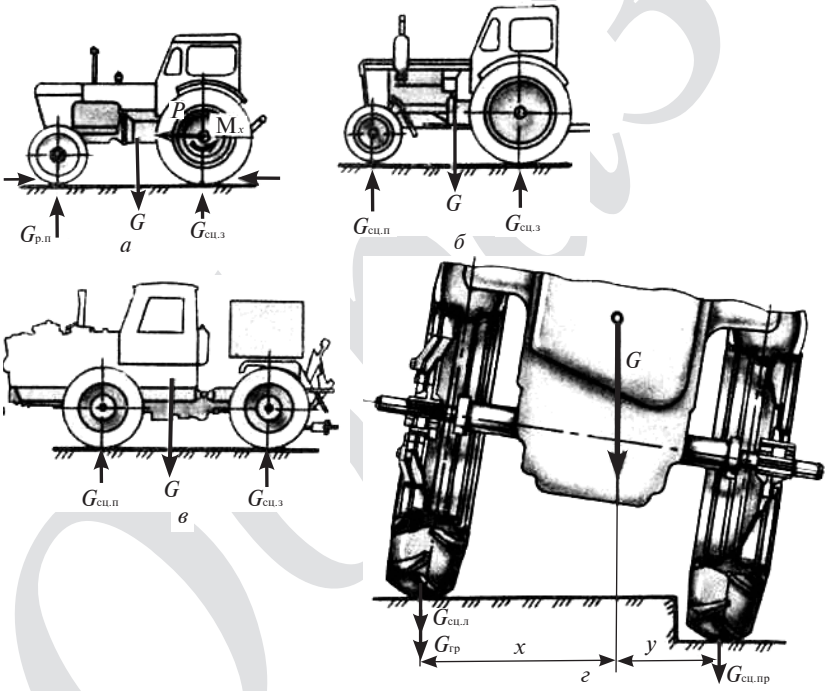


Рис. 6.8. Сцепные силы на колесах тракторов с колесной формулой: *а* – 4К2; *б*, *в* – 4К4; *г* – действие сцепных сил при вспашке

При движении трактора с нагрузкой сцепная сила вследствие перераспределения сил, действующих на трактор, как

правило, увеличивается на задних колесах и уменьшается на передних.

Развиваемый двигателем крутящий момент преобразуется трансмиссией в крутящий момент M_x (рис. 6.8, *а*) на ведущих колесах и обеспечивает появление силы тяги трактора, называемой силой тяги по двигателю *P*.

Рассмотрим основные способы увеличения веса трактора.

Навешивание чугунных грузов на диски колес. Этот способ применяют у универсально-пропашных и некоторых специальных тракторов. Причем если трактор работает с боронами, сеялками и другими машинами и орудиями, то грузы укрепляют на правые и левые колеса.

В том случае, когда трактор работает на пахоте, вследствие того, что его правое колесо идет по дну борозды, а сам он наклонен вправо, расстояние *y* от проекции центра тяжести *G* трактора до правого колеса меньше, а расстояние *x* до левого колеса больше (рис. 6.8, *г*). В результате сцепная сила правого колеса $G_{сц.пр}$ оказывается больше сцепной силы левого колеса $G_{сц.л}$. Если же учесть, что левое колесо идет по более рыхлой почве, где коэффициент сцепления меньше, а правое – по плотному дну борозды, где коэффициент сцепления больше, то для увеличения сцепной силы, приходящейся на левое колесо, на величину $G_{гр}$ и силы тяги трактора необходимо переставить чугунные диски с правого колеса на левое.

Заполнение камер шин ведущих колес жидкостью. Если, например, камеру ведущего колеса трактора с шиной размером 330–965 заполнить на 3/4 объема водой, то масса колеса увеличится на 170 кг.

При температуре окружающего воздуха ниже +5 °С вместо воды нужно заливать водный раствор хлористого кальция ($CaC1_2$), состоящий из 25 частей хлористого кальция и 75 частей воды. Температура замерзания такого раствора –32 °С.

Укрепление на раме трактора дополнительного груза (*балласта*). Такой способ увеличения сцепной силы применяют на тракторах общего назначения (рис. 6.8, *в*), направляемых на транспортные работы с двухосными прицепами, у которых на раме можно установить платформу и положить на нее груз массой 1000...1500 кг. Такая догрузка дает положительные ре-

зультаты и при работе трактора с прицепными сельскохозяйственными машинами.

Как показали специальные исследования, проведенные на тракторе Т-150К, укрепление груза эффективно только на плотных почвенных фонах: производительность при этом возрастает на 5...10 %, а расход топлива снижается на 3...12 %.

Применение догружателей ведущих колес. Использование догружателей весьма эффективно, так как они просты в эксплуатации и не требуют какого-либо переоборудования трактора.

6.6. Способы регулировки колеи трактора

От ширины колеи трактора зависит его проходимость в междурядьях при выполнении технологических операций.

Колею передних колес регулируют при помощи телескопического устройства передней оси трактора (рис. 6.9, *а*), если колеса направляющие. Для этого в переднюю ось *8*, имеющую форму трубы, помещена выдвижная труба *7* с выдвижным кулаком *6*. Колею передних колес устанавливают так, чтобы их след совпадал со следом задних колес. Регулировка колеи может быть симметричной – регулируются одновременно левое и правое колеса при шаге 100 мм, или асимметричной – выдвигается левое либо правое колесо при шаге 50 мм.

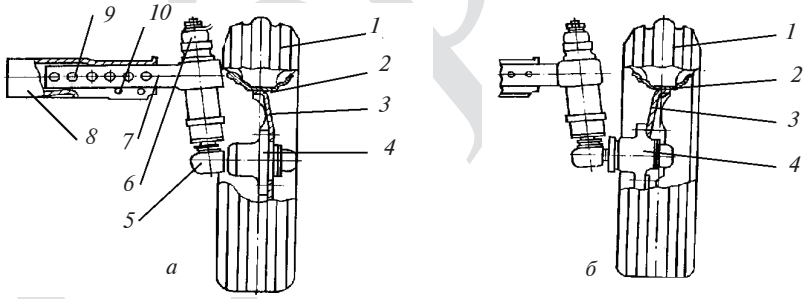


Рис. 6.9. Регулировка ширины колеи передних направляющих колес трактора: *а* – при помощи телескопического устройства; *б* – изменением положения поверхности диска колеса; *1* – покрышка; *2* – обод; *3* – диск; *4* – ступица; *5* – поворотная цапфа; *6* – выдвижной кулак; *7* – выдвижная труба; *8* – передняя ось; *9* – отверстия под пальцы; *10* – стяжные болты

Изменение колеи происходит следующим образом:

1) затормаживают задние колеса;

2) поднимают переднюю часть трактора до отрыва колес от грунта;

3) ослабляют стяжные болты *10* и вынимают из отверстий *9* пальцы крепления выдвижных кулаков *6* в трубе передней оси *8*;

4) поочередно перемещают выдвижные кулаки *6* до получения необходимой по размеру колеи.

Увеличения ширины колеи можно добиться перестановкой поверхности диска колеса *3* относительно ступицы *4* (рис. 6.9, *б*).

У ведущих колес регулировка колеи производится бесступенчато, с помощью винта червячного механизма *1,* установленного на переднем ведущем мосту трактора, при этом предварительно ослабляют гайки клиньев *3* (рис. 6.10).

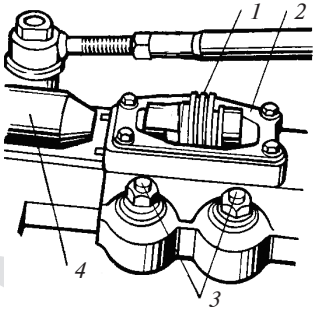


Рис. 6.10. Регулировка колеи ведущих колес трактора:
1 – винт червячного механизма; *2* – прокладка; *3* – клинья;
4 – крышка (показана в снятом положении)

Колею задних колес можно регулировать несколькими способами. Первый способ заключается в перемещении колеса со ступицей по ведущей полуоси трактора. Такую регулировку называют непрерывной, так как колесо может быть установлено на полуоси в любом положении. Процесс регулировки облегчается использованием винтовых механизмов, гидравлических цилиндров и т. д. Недостаток – выступание полуосей за контуры трактора, что ухудшает маневренность и безопасность движения.

Две другие регулировки – ступенчатые: первая заключается в перестановке диска относительно ступицы колеса, для чего профилю диска придана выгнутая форма; вторая предполагает перестановку обода колеса относительно диска, для чего на ободе имеются специальные стойки.

Каждый из приведенных способов обычно сочетается с каким-либо другим.

6.7. Основные неисправности ходовой части

Основные неисправности ходовой части представлены в таблице.

Неисправность	Причина	Методы устранения
Перепады давления в шинах	Негерметичность клапана золотника и прокол камеры шины	Заменить золотник Отремонтировать камеру
Проворот шин на ободах или перетирание борта о закраину обода	Низкое давление в шинах	Довести давление в шинах до необходимого
Быстрый износ и расслоение каркаса шин передних колес	Нарушена регулировка сходимости передних колес Несоответствие давления воздуха в шинах передних и задних колес нормам	Отрегулировать сходимость Установить рекомендуемое давление в шинах колес
Наклон передней части набок и стук колес	Сломана пружина передней подвески	Заменить пружину

Образец

VII. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ

К системе управления транспортными средствами относят систему рулевого управления и тормозные системы.

7.1. Управляемость транспортного средства

Под **управляемостью** понимают способность транспортного средства легко изменять направление движения при повороте рулевого колеса и удерживать заданное направление движения.

В процессе движения транспортного средства очень важно, чтобы управляемые колеса не поворачивались произвольно, а водитель не затрачивал усилия для удержания колес при движении прямо. Совокупность механизмов, служащих для поворота управляемых колес и обеспечивающих движение транспортного средства в заданном направлении, называют **рулевым управлением**.

Каждое управляемое колесо установлено на поворотном кулаке, соединенном с передней осью посредством шкворня, который неподвижно крепится в передней оси. При вращении водителем рулевого колеса усилие передается посредством тяг и рычагов на поворотные кулаки, которые поворачиваются на определенный угол (заданный водителем), изменяя направление движения трактора.

Предъявляемые к трактору требования в части управляемости, устойчивости, маневренности и легкости управления могут быть реализованы, если рулевым управлением обеспечиваются:

– требуемое передаточное число;

– высокая жесткость деталей;

– согласованность кинематики рулевого привода и направляющего устройства подвески;

– минимальные зазоры в сочленениях деталей;

– правильное соотношение углов поворота внутреннего и наружного колес;

– оптимальная величина стабилизирующего момента;

– небольшая величина крутящего момента, который необходимо прикладывать к рулевому колесу.

Рулевое управление состоит из двух основных групп механизмов: рулевого привода и рулевого механизма.

Рулевой привод служит для установки управляемых поворотных колес или полурам остова с неповоротными колесами в положения для их качения без бокового скольжения при повороте и прямолинейном движении трактора.

Рулевой механизм преобразует повороты рулевого колеса в необходимые перемещения элементов рулевого привода для выполнения заданного направления движения трактора.

По принципу действия рулевые управления, применяемые на тракторах, можно классифицировать в основном на механические, механические с усилителями и гидрообъемные.

В *механических рулевых управлениях*, применяемых в настоящее время на легких колесных тракторах класса 0,6 и ниже, рулевой привод кинематически связан с рулевым механизмом, и поворот управляемых колес осуществляется только мускульной силой тракториста, приложенной к рулевому колесу.

Механическим рулевым управлением с усилителем называют такое устройство, в котором рулевой привод также кинематически связан с рулевым механизмом, но поворот управляемых колес или полурам остова трактора производится в основном не мускульной силой человека, а специальным усилителем, управляемым трактористом. При отказе от работы усилителя поворот трактора в большинстве случаев совершается механической частью рулевого управления, но при больших затратах времени и усилия на вращение рулевого колеса. Подобные рулевые управления установлены на большинстве отечественных колесных тракторов класса 0,9 и выше.

При проектировании рулевого управления ограничивается как минимальное (30 Н), так и максимальное (120 Н)

усилие на рулевом колесе. Ограничение минимального усилия необходимо, чтобы тракторист не терял «чувство дороги». При выходе из строя усилителя для поворота управляемых колес трактора на месте на бетонной дороге усилие на рулевом колесе не должно превышать 400 Н.

В *гидрообъемном рулевом управлении* нет механической связи рулевого привода с рулевым механизмом. Исполнительным элементом рулевого привода является гидроцилиндр двойного действия, соединенный трубопроводами с управляющим элементом рулевого управления – насосом-дозатором. Последний совместно с рулевым колесом представляет собой рулевой механизм, который может быть установлен в любом месте, наиболее удобном для тракториста.

Гидрообъемные рулевые управления получили широкое распространение на колесных тракторах.

Для обеспечения качения всех колес трактора при его повороте без их бокового скольжения необходимо, чтобы условное продолжение осей колес пересекалось в одной общей точке, называемой **центром поворота**.

На рисунке 7.1 представлена схема поворота трактора 4К2 с неповоротной передней осью *1*, на которой установлены поворотные цапфы *2* управляемых колес *3*. Для выполнения вышеуказанного условия качения управляемых колес они поворачиваются на разные углы ($\alpha > \beta$). По аналогичной схеме производится поворот и тракторов 4К4а.

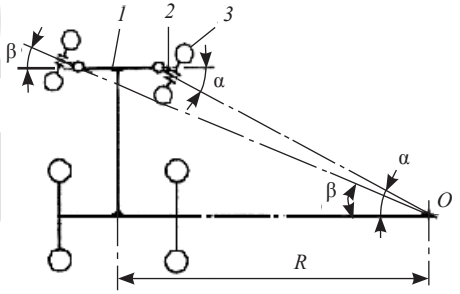


Рис. 7.1. Схема поворота трактора 4К2 с неповоротной передней осью:
1 – неповоротная передняя ось; *2* – поворотные цапфы; *3* – управляемое колесо; α, β – углы поворота управляемых колес

7.2. Стабилизация управляемых колес

Силы, действующие на трактор, стремятся отклонить управляемые колеса от положения, соответствующего прямолинейному движению. Чтобы не допустить поворота колес под действием случайных сил (толчков от наезда на неровности дороги и т. п.), управляемые колеса должны обладать способностью сохранять положение, соответствующее прямолинейному движению, и возвращаться в него из любого другого положения. Эта способность называется стабилизацией управляемых колес.

Для улучшения устойчивости трактора при его движении и облегчения управляемости конструктивно предусматриваются углы установки управляемых колес (рис. 7.2).

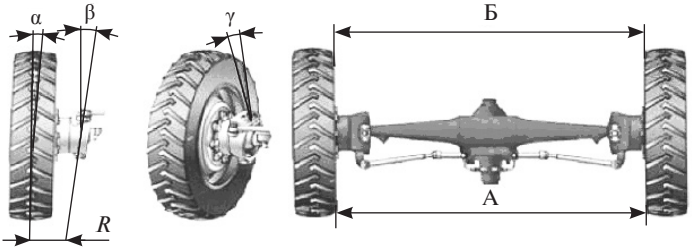


Рис. 7.2. Углы установки управляемых колес: α – угол развала; β – угол поперечного наклона шкворня; γ – угол продольного наклона шкворня; А – расстояние между внутренними поверхностями передней части шин; Б – расстояние между внутренними поверхностями задней части шин; *R* – плечо поворота

Угол развала (у тракторов 0...+4°) позволяет обеспечить частично перпендикулярное расположение колес по отношению к поверхности дороги при движении трактора, а также передачу сил реакции дороги на внутренний подшипник, что разгружает наружный подшипник колеса меньшего размера, а значит, уменьшает толчки, передаваемые на рулевой механизм.

Для тракторов угол развала всегда положительный, т. е. верхняя часть колеса отклонена наружу относительно остова трактора.

Неправильная установка углов развала колес приводит:

– к повышенному износу протектора шины. Если угол развала имеет отклонение в положительную сторону, то износ отмечается на внешней стороне протектора;

– ухудшению управляемости. При повышенной разнице углов развала левого и правого колес трактор уводит в левую либо в правую сторону при движении на ровной дороге с отпущенным рулевым колесом. Увод будет осуществляться в ту сторону, где находится колесо, угол развала которого имеет более положительное значение;

– повышенному потреблению топлива;

– ускоренному износу элементов подвески в связи с возрастанием действующих на них нагрузок.

При диагностировании подвески углы развала колес проверяются всегда, а регулировке подлежат лишь в тех случаях, когда это предусмотрено конструкцией.

Схождением колес называют разность расстояний между внутренними поверхностями задней и передней частей шин переднего либо заднего моста (Б – А). Схождение колес необходимо для того, чтобы обеспечить параллельное качение колес, так как при движении трактора из-за установки колес с развалом возникает усилие, способствующее разворачиванию колес на угол 0,5...1,0° от вертикальной плоскости машины, что приводит к качению колес по расходящимся дугам. Кроме того, угол схождения предохраняет колеса от проскальзывания при наличии люфта в сочленениях рулевых тяг, подшипниках колес.

Схождение колес может измеряться не только в линейных (миллиметры), но и в угловых величинах (градусы), причем в последнее время измерение в угловых величинах предпочтительнее.

Общее схождение у тракторов положительное, т. е. размер А в горизонтальной плоскости на уровне оси колес должен быть больше размера Б (в передней части) на 0...8 мм.

Неправильная установка углов схождения колес может являться причиной:

– ускоренного износа протектора шины. Если схождение больше нормы – излишне положительное, износ отмечается на наружной части протектора на обоих колесах; если схождение излишне отрицательное, износ происходит на обоих колесах на внутренней части протектора;

– повышенного расхода топлива из-за увеличения сопротивления движению.

Схождение колес измеряется всегда и регулируется на всех марках тракторов изменением длины рулевых тяг.

Угол поперечного наклона β *шкворня* определяется углом, образуемым осью подвески с вертикальной плоскостью. Такой наклон совместно с углом развала уменьшает расстояние *R* между точкой пересечения геометрической оси подвески с дорогой и точкой центра контакта шины, что уменьшает плечо момента, который необходимо приложить при повороте колес трактора, а значит, облегчает его управление.

При поперечном наклоне шкворня (оси поворота управляемых колес) повернуть колесо вместе с цапфой всегда труднее, чем вернуть его в исходное положение – движение по прямой. Это объясняется тем, что при повороте колеса вместе с цапфой передняя часть машины приподнимается (тракторист прилагает сравнительно большое усилие к рулевому колесу).

При возвращении управляемых колес в положение, соответствующее движению по прямой, масса трактора помогает поворачиванию колес, и водитель прикладывает к рулевому колесу небольшое усилие.

Как правило, угол β является положительным и достаточно большим (от +5° до +10°) и в эксплуатации не регулируется.

Угол продольного наклона γ *шкворня* служит для стабилизации управляемых колес моментом, возникающим за счет плеча (расстояние от оси подвески до центра контакта шины) боковой силы.

Благодаря продольному наклону шкворня колесо устанавливается так, что его точка опоры по отношению к оси поворота (оси шкворня) отнесена назад на некоторую величину, и колесо всегда стремится занять исходное положение, т. е. положение трактора при движении по прямой. При этом колесо находится сзади подвески и тянется за ней, это стабилизирует прямолинейный ход колеса с избеганием его угловых колебаний. При движении задним ходом появляется противоположный эффект – колесо толкается подвеской, поэтому рулевое колесо удерживается труднее.

Продольный угол наклона оси поворота может быть положительным, когда ось поворота наклонена в сторону трак-

ториста, отрицательным, когда она наклонена от тракториста, и нулевым, когда ось поворота совпадает с вертикалью.

Слишком большие углы наклона оси поворота приводят к резкому возрастанию усилий, прикладываемых к рулевому колесу при выполнении поворотов.

Неотрегулированность продольных углов наклона оси поворота приводит главным образом к неустойчивому движению трактора. Траектория движения машины отклоняется в сторону того колеса, у которого ось поворота наклонена больше. Углы продольного наклона осей поворота колес подлежат проверке.

7.3. Рулевой привод

Рулевой привод служит для поворота двух управляемых колес тракторов 4К2 и 4К4а на разные углы α и β, показанные на рисунке 7.1, с целью их «чистого качения», как отмечалось ранее.

Соотношение между углами поворота колес должно удовлетворять зависимости

$$\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}\alpha = M / L,$$

где β и α – углы поворота собственно внешнего и внутреннего колес;

M – расстояние между осями шкворней поворотных цапф;

L – продольная база трактора (рис. 7.3).

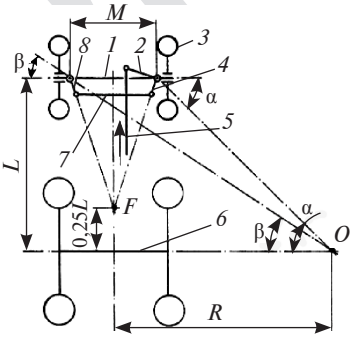


Рис. 7.3. Схема поворота трактора с рулевой трапецией заднего расположения

Указанные углы поворота можно осуществить с помощью рулевой трапеции или при помощи двух приводных продольных тяг.

Рулевая трапеция заднего расположения представляет собой шарнирный четырехзвенный механизм, состоящий из основания – неподвижной балки передней оси *1*, двух одинаковых рычагов *4* и *8*, поворотных цапф управляемых колес *3* и задней неразрезной поперечной тяги *7*.

Для обеспечения поворота управляемых колес трактора на разные углы α и β необходимо, чтобы рычаги *4* и *8* при прямолинейном движении были наклонены под одинаковым углом к продольной оси трактора. Этот угол обычно определяется точкой *F* пересечения их продолжения на вышеуказанной оси и зависит от продольной базы *L* трактора и расстояния *M* между осями шкворней поворотных цапф.

Рычаг *4* выполнен за одно целое с поворотным рычагом *2* трапеции, к которому шарнирно прикреплена продольная рулевая тяга *5*, соединяющая его с сошкой рулевого механизма (на схеме не показана). При приложении усилия к тяге *5*, как показано стрелкой на схеме, рычаг *2* непосредственно поворачивает правое (внутреннее) колесо на угол α и через элементы трапеции – левое (внешнее) колесо на угол β. Этим как раз и обеспечивается пересечение продолжения осей колес в одной точке *O* на продолжении оси *6* задних ведущих колес при повороте трактора с радиусом *R*.

Тяга *5* в большинстве сельскохозяйственных тракторов располагается с правой стороны трактора, на которой находится и рабочее место тракториста. При перемещении тяги назад колеса *3* трактора повернутся влево.

Таким образом, рулевую трапецию образуют две поперечные рулевые тяги, соединенные между собой сошкой *4*, два поворотных рычага *6* и балка переднего моста (рис. 7.4).

При движении трактора по прямой сошка расположена в среднем положении (вдоль продольной оси трактора). Крайние положения сошки при поворотах ограничены ходом поршня гидроусилителя рулевого управления.

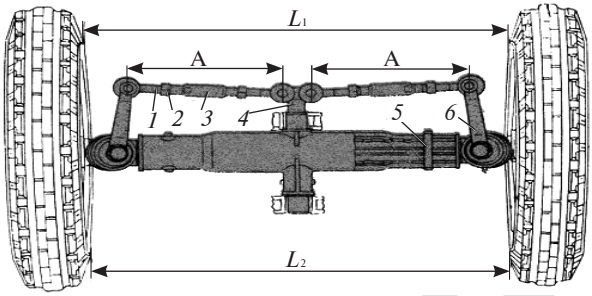


Рис. 7.4. Передний мост (вид сверху):
1 – наконечник рулевой тяги; *2* – контргайка; *3* – труба рулевой тяги; *4* – сошка; *5* – палец; *6* – поворотный рычаг

Каждая рулевая тяга состоит из соединительной трубы *3* и двух наконечников *1*, один из которых с левой резьбой, другой – с правой.

Наконечники ввернуты в резьбовые отверстия трубы и закреплены контргайками *2*. Внутри наконечника размещен сферический шарнир, состоящий из шарового пальца и двух вкладышей (резинового и капронового).

На заводе шарнир заполняют специальной долговременной смазкой, не требующей пополнения в эксплуатации. От попадания влаги, пыли и грязи шарнир защищен резиновым чехлом и резиновой регулировочной пробкой, поджимающей вкладыши шарнира. Конусные концы шаровых пальцев с резьбой вставляют в отверстия поворотных рычагов и сошки, затягиваются прорезными гайками и шплинтуются.

Схема работы рулевой трапеции представлена на рисунке 7.5.

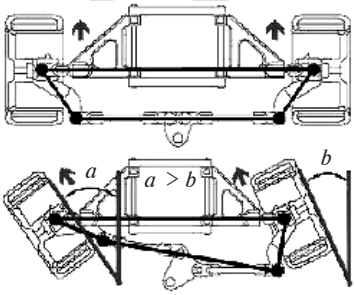


Рис. 7.5. Схема работы рулевой трапеции

Таким образом, необходимое соотношение углов поворота колес обеспечивается подбором угла наклона рулевых рычагов относительно продольной оси трактора и длины рулевых рычагов и поперечной тяги, т. е. тяга трапеции регулируется по длине, что позволяет изменять величину схождения передних колес. Тяга сошки также регулируемая, что необходимо для обеспечения правильного взаимного положения сошки и поворотных рычагов.

7.4. Рулевой механизм

Механизм рулевого управления – понижающая передача, преобразующая вращение вала рулевого колеса в качание вала сошки. Механизм рулевого управления представляет собой редуктор. Особенности его работы заключаются в следующем:

– выходное звено механизма рулевого управления (сошка) не вращается, а совершает качание в пределах угла 90–100°;

– основной режим работы соответствует прямолинейному движению трактора;

– зазор, определяющий свободное вращение рулевого колеса, должен иметь небольшую величину.

Требования, предъявляемые к механизмам рулевого управления:

– высокий КПД в прямом направлении движения трактора и несколько меньше в обратном;

– нулевой зазор в среднем положении, т. е. механизм с беззазорным зацеплением.

Тип рулевого механизма зависит от общего принципа действия рулевого управления. Поэтому рулевые механизмы подразделяют на механический, механический с усилителем и гидрообъемный. Вне зависимости от типа рулевой механизм должен обеспечивать:

1) устойчивое прямолинейное движение, при котором свободный ход рулевого колеса (люфт) не должен превышать 10...15°;

2) необходимую обратимость, позволяющую управляемым колесам возвращаться в положение прямолинейного движения при освобождении рулевого колеса под действием стабилизирующих моментов;

3) усилие на рулевом колесе не менее 60 Н и не более 120 Н при движении трактора на повороте и не более 400 Н при повороте его на месте при выходе из строя усилителя;

4) отсутствие толчков и ударов на рулевом колесе при движении управляемых колес по неровностям пути.

Рулевой механизм механического типа преобразует вращение рулевого колеса в угловое движение рулевой сошки, шарнирно соединенной с продольной тягой рулевой трапеции или непосредственно с ее поворотным рычагом.

Так как в данном случае тракторист непосредственно собственной мускульной силой обеспечивает управление движением трактора, то для него особенно важно, чтобы наиболее полно удовлетворялись последние два требования к рулевым механизмам, влияющие на его работоспособность.

По конструкции механизмы рулевого управления делятся на червячные, винтовые и реечные.

В первую очередь, эти механизмы оценивают по степени обратимости, зависящей от их прямого и обратного КПД. Прямым КПД рулевого механизма оценивается передача усилия от рулевого колеса к валу рулевой сошки, а обратным – передача на рулевое колесо возмущающих усилий управляемых колес, редуцированных к рулевой сошке. Оба КПД взаимосвязаны: при увеличении одного другой уменьшается. Так, при увеличении прямого КПД уменьшается потребное усилие на рулевом колесе для поворота управляемых колес трактора и снижаются толчки и удары на нем вследствие уменьшения обратного КПД. Однако увеличивающиеся потери на трение внутри рулевого механизма при уменьшающемся обратном КПД ухудшают возможность самовозврата рулевого колеса в положение прямолинейного движения управляемых колес под действием стабилизирующих моментов.

Поэтому для рационального облегчения управлением трактора и соответствующего снижения толчков и ударов на рулевом колесе рулевые механизмы обычно выполняются на пределе обратимости с относительно высоким прямым КПД (0,75...0,85) и пониженным обратным (0,5...0,65).

Следует отметить, что потери на трение в рулевом механизме составляют примерно половину потерь на трение во всем рулевом управлении.

В отечественном тракторостроении преимущественное применение имеют *червячные рулевые механизмы* разнообразной компоновки. Наиболее простая схема представлена на рисунке 7.6, *а*. Рулевое колесо *6* и его вал *5* соединены с обычным цилиндрическим червяком *4*, находящимся в зацеплении с сектором *3* червячного колеса. Рулевая сошка *2* с продольной тягой *1* соединены с сектором *3* посредством соединительного вала *7*.

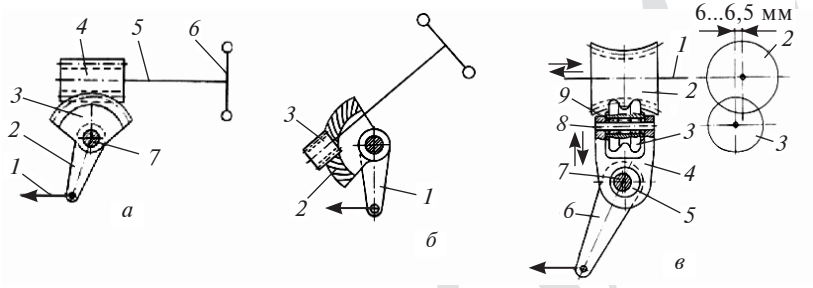


Рис. 7.6. Кинематические схемы рулевых механизмов

При наличии одного или двух спаренных управляющих колес сектор *3* устанавливается непосредственно на хвостовике вертикального поворотного вала *7*.

Встречаются рулевые механизмы (рис. 7.6, *б*), где червяк *3* имеет зацепление с боковым червячным сектором *2*, что обеспечивает большую площадь их контакта и соответственно меньшее давление в зубьях, способствующее уменьшению их износа. Как правило, сошка *1* непосредственно крепится на хвостовике вала сектора *2*.

В рассмотренных рулевых механизмах обязательно предусмотрено регулирование зазора в червячной паре.

Наибольшее распространение имеют рулевые механизмы с глобоидным червяком и радиальным роликом (двух- или трехгребневым), одна из принципиальных схем которых приведена на рисунке 7.6, *в*. При повороте рулевого вала *1* глобоидный червяк *2* заставляет поворачиваться ролик *3* (в данной схеме – двухгребневой), перемещая его по дуге совместно с поворотной головкой *4* вала *7* сошки *6*. Ролик *3* устанавливается на оси *8* обычно посредством игольчатых или шариковых подшипников *9*, что снижает потери на трение в данном руле-

вом механизме. Поэтому подобные рулевые механизмы имеют более высокие значения прямого и обратного КПД.

Однако эти механизмы требуют двух регулировок: осевого зазора (посредством осевого перемещения червяка *2*) и зацепления червячной пары (перемещением вала *7* рулевой сошки для изменения расстояния между центрами осей червяка *2* и ролика *3*). Последнее обычно осуществляется установкой вала *7* на промежуточной эксцентриковой втулке *5* или предварительным боковым смещением на 6...6,5 мм оси вала *7* сошки вместе с роликом *3* относительно проекции оси червяка *2*.

Следует отметить, что рулевые механизмы с глобоидным червяком и роликом имеют переменное передаточное число, определяемое отношением числа зубьев червячного колеса (ролик как его сектор) к числу заходов червяка. Обычно применяется однозаходный червяк. Наибольшее его передаточное число рулевой механизм имеет при прямолинейном движении трактора. При повороте ролика *3* на большие углы он сопрягается с крайними витками червяка *2*, и передаточное число рулевого механизма несколько уменьшается, что вызывает повышенное усилие на рулевом колесе. В данном случае это способствует повышению безопасности движения, являясь сигналом трактористу об опасности крутых поворотов трактора, особенно при повышенных скоростях его движения.

Таким образом, рулевой механизм преобразует вращение рулевого колеса в плоскостное перемещение рулевых тяг, поворачивавших управляемые колеса на необходимые углы. В связи с тем, что рулевой механизм выполнен по схеме редуктора (устройства, понижающего обороты и, как следствие, увеличивающего крутящий момент), он еще и увеличивает усилие водителя, приложенное к рулевому колесу**.** Обычно усилие, прикладываемое водителем, увеличивается в 15...30 раз. Именно такое передаточное отношение имеют рулевые механизмы. Вполне понятно, что чем больше передаточное отношение рулевого редуктора, тем легче водителю поворачивать передние колеса. Однако увеличение передаточного числа сверх указанного ограничено ухудшением: при больших значениях передаточного числа даже для незначительного поворота колес водителю придется поворачивать руль на большие углы.

Привод рулевого механизма (рис. 7.7) служит для передачи вращения от рулевого колеса к рулевому механизму и гидроусилителю рулевого управления. Усилие передается валами *3*, *5*, *10* и *13*, соединенными между собой карданными шарнирами *8* и *12*.

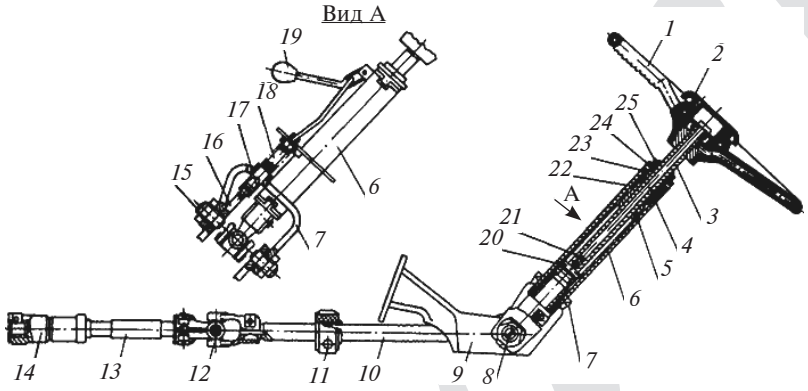


Рис. 7.7. Привод рулевого механизма:
1 – рулевое колесо; *2* – маховичок; *3* – рулевой вал; *4* – винт; *5* – промежуточный вал; *6* – труба рулевой колонки; *7* – серьга; *8* и *12* – карданные шарниры; *9* – стойка; *10* – средний вал; *11* – промежуточная опора; *13* – передний вал; *14* – шлицевая втулка; *15* – винт; *16* – правая стенка стойки; *17* – фиксатор; *18* – пружина; *19* – рукоятка; *20* – штифт; *21* и *24* – гайки; *22* – втулка; *23* – амортизатор; *25* – контргайка

Положение рулевого колеса можно изменять по высоте, кроме того, рулевую колонку можно поворачивать в продольной плоскости – наклонять вперед по ходу трактора. Положение рулевого колеса по высоте регулируют для удобства управления, а наклон рулевой колонки – для более свободного входа и выхода из кабины.

Труба *6* рулевой колонки приварена к серьге *7*, которая соединена со стойкой *9* шарнирно с помощью двух винтов *15*, оси которых совпадают с осью крестовины шарнира *8*. Это позволяет рулевой колонке проворачиваться относительно стойки *9*, прикрепленной болтами к передней стенке кабины. Закрепление рулевого привода к кабине, установленной на остов трактора на амортизаторах, уменьшает передачу вибраций на рулевое колесо.

В нижнем, рабочем, положении рулевая колонка удерживается фиксатором *17*, который заходит в паз правой стенки *16* стойки *9* и прижимается пружиной *18*. Для поворота рулевой колонки нужно рукоятку *19* подать на себя, и фиксатор *17* выйдет из паза. После этого колонку можно легко повернуть вверх, при этом фиксатор скользит по поверхности стенки *16* стойки *9*. Рулевая колонка в верхнем, нерабочем, положении не фиксируется, а удерживается только силой трения фиксатора о поверхность стенки стойки.

Рулевую колонку в нижнее, рабочее, положение устанавливают перемещением ее вниз, пока фиксатор не войдет в паз на стойке.

Рулевое колесо *1* закреплено на шлицах полого вала *3*, внутри которого проходит винт *4*, соединенный с пластмассовым маховичком *2*. Винт вворачивается в гайку *21*, в которую запрессован штифт *20*. Штифт заходит в продольный паз промежуточного вала *5* и исключает вращение гайки. На гайке *21* и валу *3* выполнены скосы, которые прилегают друг к другу. При вворачивании винта *4* происходит взаимное расклинивание по скосам гайки *21* и вала *3* и прижатие их к противоположным внутренним стенкам промежуточного вала *5*. Это полностью исключает самопроизвольное осевое перемещение рулевого колеса вместе с валом.

Усилие от рулевого колеса передается валом *3* и гайкой *21* через штифт *20* на промежуточный вал *5* и далее через валы *10* и *13* и шарниры *8* и *12* на шлицевую втулку *14*, которую устанавливают на шлицы червяка гидроусилителя рулевого управления и закрепляют стяжным болтом.

Частично усилие от рулевого колеса передается непосредственно валу *5* прижатым к нему валом *3*.

Положение рулевого колеса регулируют по высоте в пределах 120 мм. Тракторист может установить рулевое колесо в удобное для себя положение. Для этого следует отвернуть на 3...5 оборотов против часовой стрелки маховичок *2*, затем переместить по высоте в нужное положение рулевое колесо *1* вместе с валом *3* и завернуть маховичок по часовой стрелке до отказа.

Вращение промежуточного вала *5* в трубе 6 рулевой колонки осуществляется при помощи капроновых втулок *22*. Послед-

ние для уменьшения вибрации рулевого колеса установлены в резиновые амортизаторы *23*. Втулки *22* смазывают солидолом при сборке, и в процессе эксплуатации смазка не требуется.

От осевого перемещения промежуточный вал *5* предохраняется гайкой *24* и контргайкой *25*. Затяжка гайки *24* должна исключать осевое перемещение вала, однако не должна затруднять вращение рулевого колеса.

При эксплуатации трактора необходимо периодически проверять затяжку резьбовых соединений, состояние деталей рулевого привода и через 960 ч работы смазывать шарниры *8* и *12*.

Механические рулевые механизмы с усилителями применяются на колесных тракторах тягового класса 0,9 и выше с целью облегчения их управления. Так, при отсутствии усилителя для поворота трактора на мягкой почве или его выезда из борозды к рулевому колесу приходится иногда прикладывать усилие до 400...500 Н, что значительно превышает допустимые нормы. Помимо этого без усилителя затрудняются повороты с малыми радиусами, для получения которых необходимо увеличение скорости вращения рулевого колеса при ограниченном времени движения трактора (до 2,5 с). Это необходимо для уменьшения ширины поворотной полосы МТА при проведении различных сельскохозяйственных и иных работ.

Вместе с тем применение усилителя усложняет систему механического рулевого управления, техническое ее обслуживание и в ряде случаев приводит к повышению изнашивания протекторов шин, затруднению стабилизации управляемых колес и нарушению синхронизации их поворота с поворотом рулевого колеса.

С целью снижения негативных последствий применения усилителя к нему предъявляются следующие специфические требования:

1) усилитель должен обеспечивать кинематическое и силовое следящее действие (т. е. угол поворота и сила сопротивления повороту управляемых колес должны пропорционально соответствовать углу поворота и силе сопротивления повороту рулевого колеса);

2) не включаться при наезде управляемого колеса на препятствие при прямолинейном движении;

3) обладать высокой чувствительностью (иметь минимальное время срабатывания системы усиления);

4) иметь минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес;

5) при поломке не препятствовать управлению трактором.

В общем виде усилитель рулевого управления представляет собой систему, состоящую из источника энергии усиления, распределительного устройства с обратной связью и исполнительного механизма, управляющего рулевым приводом.

Гидрообъемное рулевое управление (ГОРУ) дает возможность свободной компоновки основных агрегатов, упрощает их конструкцию и эксплуатацию, снижает материалоемкость колесного трактора и улучшает условия труда тракториста.

Вместе с тем, учитывая, что ГОРУ представляет собой чисто гидравлическую передачу с гибкими соединительными трубопроводами (шлангами) относительно высокого давления, менее надежными в эксплуатации, чем механические тяги, требуется повышенное внимание к надежности и безопасности его эксплуатации. Так, например, не рекомендуется применять ГОРУ на тракторах, транспортные скорости движения которых превышают 50 км/ч.

Для повышения надежности и безопасности работы ГОРУ соединительные шланги в них применяются с 4–5-кратным запасом прочности, а остальные агрегаты гидросистемы выполняются с достаточно высокой степенью точности. Для этих же целей в гидравлических схемах ГОРУ часто предусматривается применение противоударных и противовакуумных предохранительных клапанов. Первые предохраняют шланги от пиковых нагрузок, возникающих в них при резких, ударных наездах управляемых колес на препятствия. Их давление обычно превышает расчетное максимальное в системе на 3...6 МПа. Вторые предотвращают возможность разрыва циркуляции потока масла из-за попадания в него воздуха.

Исходя из вышеизложенного, к ГОРУ предъявляются следующие специальные требования:

1) усилие на рулевом колесе при работающем гидронасосе должно быть в пределах 30...60 Н и не превышать 300...500 Н при неработающем;

2) люфт рулевого колеса должен составлять не более 15...25°;

3) поворот управляемых колес или полурам шарнирного остова из одного крайнего положения в другое должен совершаться не более чем за пять оборотов рулевого колеса;

4) работоспособность должна быть в интервале температур окружающей среды от −40 °С до +50 °С;

5) должна обеспечиваться возможность вращения рулевого колеса с частотой не менее 90 $мин^{-1}$ при частоте вращения вала двигателя в пределах 60...100 % от номинальной.

Конструктивные схемы ГОРУ подробно рассмотрены в п. 7.6.

7.5. Усилители рулевого управления

Если на управляемые колеса приходится большая нагрузка, то управление трактором затрудняется необходимостью приложения к рулевому колесу значительного усилия. В тех случаях, когда работа водителя не может быть облегчена увеличением передаточного числа механизма рулевого управления, конструкция предусматривает применение усилителей. Усилители увеличивают маневренность трактора, повышают безопасность движения, уменьшают усилие, затрачиваемое водителем при повороте управляемых колес, и смягчают толчки, передающиеся на рулевое колесо при движении трактора по неровной дороге. При применении усилителя несколько ухудшается стабилизация управляемых колес и больше изнашивается шина (из-за высокой его чувствительности).

Гидравлические усилители с золотниковыми распределителями получили наиболее широкое применение в отечественном тракторостроении. В качестве рабочей жидкости в них применяют обычно минеральное масло.

Достоинства гидравлических усилителей:

1) малое время срабатывания;

2) малые габаритные размеры (благодаря высоким рабочим давлениям масла);

3) поглощение ударов при наезде управляемых колес на препятствие, предотвращающее их передачу на рулевое колесо;

4) относительная простота конструкции.

Недостатки:

1) некоторое ухудшение стабилизации управляемых колес из-за противодавления масла действию на них стабилизирующих моментов;

2) необходимость применения высококачественных уплотнений в гидросистеме усилителя, исключающих возможность подтекания масла, но часто приводящих к отказу ее работы.

Питание гидроусилителя производится от отдельного гидронасоса с автономной гидросистемой или от насоса гидронавесной системы трактора через распределительный клапан гидропотока.

Исполнительными механизмами гидроусилителя обычно являются гидроцилиндры с высокими рабочими давлениями (порядка 6...10 МПа и выше).

Гидравлические усилители можно классифицировать по следующим основным признакам:

- по виду циркуляции масла в распределителе – с замкнутой или открытой системой;
- виду следящего действия – по перемещению, по усилию или комбинированное;
- типу компоновки его агрегатов – моноблочная или раздельная.

Принципиальная схема рулевого управления с гидроусилителем показана на рисунке 7.8, *а*. Рулевой привод в ней условно представлен двуплечим рычагом *2*, устанавливающим положение управляемого колеса *1* и рулевой трапеции (на схеме не показана).

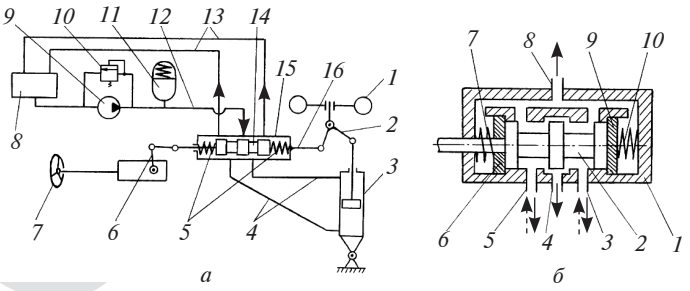


Рис. 7.8. Схема рулевого управления трактора с гидроусилителем

Рулевой механизм представлен рулевым колесом *7* и рулевой сошкой *6*, управляющей золотником *14* распределителя *15* гидросистемы усилителя. Корпус гидроцилиндра *3* двойного действия шарнирно закреплен к балке переднего моста трактора, а его шток поршня шарнирно соединен с рычагом *2* рулевого привода. Гидравлическая система состоит из бака *8* для масла, нагнетательного гидронасоса *9* с перепускным клапаном *10*, гидроаккумулятора *11*, нагнетательного *12* и сливных *13* трубопроводов, гидрораспределителя *15*, а также трубопроводов *4*, соединяющих последний с соответствующими полостями гидроцилиндра *3*.

Гидроаккумулятор *11* служит для поддержания постоянства давления в нагнетательном трубопроводе *12* гидросистемы вне зависимости от режима работы насоса *9*, получающего энергию обычно от двигателя трактора.

Центрирующие пружины *5* в распределителе *15* улучшают процесс управления трактором, ограничивая усилие на рулевом колесе *7*, при котором включается гидроусилитель. Помимо этого они удерживают золотник *14* в нейтральном положении при наезде одного из управляемых колес на неровности пути, а также при разгоне и торможении трактора, что способствует стабилизации его движения.

В рассматриваемой схеме применен распределитель с замкнутой системой циркуляции масла, иногда называемый *распределителем с закрытым центром*. По этой системе при нейтральном (среднем) положении золотника *14* его средний поясок перекрывает центральный вход нагнетательного трубопровода *12* в корпус распределителя *15*. В этом положении золотника полости гидроцилиндра *3* и их присоединительные трубопроводы *4* отсоединены от нагнетательного трубопровода *12*, что соответствует выключенному состоянию гидроусилителя. Постоянно работающий насос *9* в это время работает на перепуск масла через разгрузочный клапан *10* и подпитку гидроаккумулятора *11*.

Большим преимуществом такого гидроусилителя является его постоянная готовность к действию, обеспечивающая минимальное время срабатывания.

При повороте рулевого колеса *7* сошка *6* смещает золотник *14* в корпусе распределителя *15* от нейтрального положения вперед или назад (в зависимости от требуемого направления движения трактора). При этом одновременно нагнетательный трубопровод *12* соединится с одним из трубопроводов *4*, подающим масло под давлением в необходимую нагнетательную полость гидроцилиндра *3*, а другой трубопровод *4* соединится для слива масла из другой полости цилиндра *3* в один из сливных трубопроводов *13*. Под действием давления масла поршень гидроцилиндра *3* через шток передает усилие на рычаг *2* в направлении, необходимом для поворота управляемого колеса *1*.

Корпус распределителя *15* в данной схеме подвижный, так как посредством жесткой тяги *16* обратной связи соединен с рычагом *2*. При этом направление движения корпуса распределителя *15* совпадает с направлением движения золотника *14*. Поэтому если повернуть рулевое колесо *7* в какую-либо сторону и прекратить вращение, то подача масла в нагнетательную полость гидроцилиндра *3* прекратится, а трактор будет поворачиваться с постоянным радиусом. Для совершения более крутого поворота трактора необходимо продолжать вращение рулевого колеса *7*.

Таким образом, в данной схеме гидроусилителя следящее действие осуществляется *по перемещению* (*вращению*) *рулевого колеса*, отличительной чертой которого является чисто механическая обратная связь посредством тяги *16*.

При отказе в работе гидронасоса *9* гидроусилитель некоторое время будет работать за счет запаса давления жидкости в гидроаккумуляторе *11*, а затем повороты трактора возможно производить только за счет мускульной силы тракториста, используя рулевой механизм с продольной тягой для перемещения золотника *14*. При этом на повышение усилия для управления трактором влияет и меньшее передаточное число данного рулевого механизма по сравнению с обычным. Одновременно возрастает и свободный ход рулевого колеса *7*, так как требуется дополнительное перемещение золотника *14* до его упора в дно или крышку корпуса распределителя *15*, чтобы затем через тягу *16* воздействовать на рычаг *2*.

Распределитель, работающий по открытой системе циркуляции масла, иногда называют *распределителем с открытым центром*. Это связано с тем, что при нейтральном положении золотника центральный канал корпуса распределителя открыт, и масло под действием насоса циркулирует по замкнутому кругу: насос, распределитель, бак с маслом, насос и т. д. При этом масло, попадая в бак, несколько охлаждается. Иногда для этой цели предусматриваются специальные радиаторы. Отсутствие гидроаккумулятора в данной схеме гидроусилителя упрощает его конструкцию.

Наряду с положительными качествами распределителей с открытым центром (пропорциональное кинематическое соответствие между поворотом рулевого колеса и поворотом управляемых колес) они имеют и недостатки. В частности, из-за быстродействия системы тракторист не ощущает момент включения усилителя, а резкие удары управляемых колес, передающиеся через тягу *16* на корпус *15* распределителя, несмотря на наличие пружин *5*, могут производить самопроизвольное включение усилителя, ухудшающее стабильность движения трактора.

В усилителе, обеспечивающем следящее действие *по усилию на рулевом колесе* при повороте управляемых колес, обратная связь обеспечивается изменением давления масла в системе его распределителя. На рисунке 7.8, *б* представлена принципиальная схема распределителя с открытым центром, в корпусе *1* которого установлены реактивные шайбы (иногда плунжеры) *6* и *9*, поджатые центрирующими пружинами *7* и *10*. Золотник *2* распределителя показан в нейтральном положении, когда вся система усилителя заполнена маслом. Масло, поступающее из центрального нагнетательного трубопровода *8*, проходит по каналам в корпусе *1* и сливается через выходной трубопровод *4* обратно в бак гидросистемы.

В обеих полостях гидроцилиндра (на схеме не показан), соединенных с распределителем трубопроводами *3* и *5*, устанавливается одинаковое давление слива.

При повороте рулевого колеса тракторист вначале преодолевает сопротивление пружины *7* или *10* (в зависимости от направления поворота), оказываемое перемещению золотни-

ка *2* и соответствующей шайбы *6* или *9*, после чего происходит включение усилителя. По одному из каналов *3* или *5* масло под давлением поступает в необходимую полость гидроцилиндра, а по другому – на слив из полости цилиндра по каналу *4* в бак гидросистемы.

В зависимости от увеличения сопротивления повороту управляемых колес увеличивается и давление масла во всей системе усилителя и в корпусе *1* распределителя. С ростом давления в корпусе распределителя возрастает и сопротивление перемещению соответствующей реактивной шайбы. Поэтому для дальнейшего перемещения золотника *2* необходимо приложить большее усилие для преодоления сопротивления реактивной шайбы, что достигается увеличением усилия для поворота рулевого колеса.

Таким образом, тракторист реально ощущает процесс поворота управляемых колес, т. е. «чувствует дорогу».

Если прекратить вращение рулевого колеса, то прекратится и рост давления в корпусе *1* распределителя, произойдет его выравнивание в обеих полостях с реактивными шайбами *6* и *9*, и золотник *2* вернется в нейтральное положение. Объемы масла в полостях цилиндра обеспечат постоянство положения управляемых колес для движения трактора с постоянным радиусом поворота.

Комбинированный распределитель осуществляет следящее действие как по перемещению, так и по силе сопротивления повороту рулевого колеса. При установке распределителя, представленного на рисунке 7.8, *б*, в схему на рисунке 7.8, *а* получим схему рулевого управления трактора с гидроусилителем комбинированного следящего действия.

По типу компоновки основных элементов гидроусилителя (распределителя и силового (силовых) гидроцилиндра) с рулевым механизмом различают две принципиальные конструктивные схемы: моноблочную (иногда называемую интегральной, совмещенной, встроенной) и раздельную. Необходимо отметить, что элементы гидравлической схемы усилителя (гидронасос с перепускным клапаном, гидроаккумулятор, масляный радиатор и масляный бак с фильтром), как правило, устанавливаются отдельно от рулевого управления.

В *моноблочной схеме* распределитель, силовой цилиндр и рулевой механизм скомпонованы в одном общем картере, что уменьшает число и длину трубопроводов гидросистемы, а также число промежуточных механических передач. Иногда этот картер служит даже полостью масляного бака.

Помимо этого установка распределителя непосредственно на валу рулевого колеса значительно повышает чувствительность системы, так как между ними практически нет промежуточных деталей, снижающих скорость прохождения исполнительного сигнала.

Некоторыми недостатками моноблочной схемы являются повышенная нагрузка всех деталей рулевого механизма усилием силового гидроцилиндра, а также сложности в модернизации и унификации агрегатов гидроусилителя.

В *раздельной схеме* силовой цилиндр всегда устанавливается отдельно от рулевого механизма, а распределитель может устанавливаться на картере рулевого механизма, на силовом цилиндре или непосредственно в тяге к рулевому приводу.

Достоинством подобных схем является большая свобода в выборе конструкций отдельных агрегатов рулевого механизма и гидроусилителя, в частности, возможность использования стандартных гидроцилиндров.

Основной недостаток – повышенная длина трубопроводов, которая в ряде случаев может привести к пульсации давления в гидросистеме, вызывающей колебания управляемых колес, что нежелательно (особенно при повышенных транспортных скоростях движения трактора).

Устройство рулевого механизма с гидроусилителем моноблочного типа тракторов «Беларус» показано на рисунке 7.9.

Рулевой механизм размещен над серединой передней оси трактора. Поперечная тяга – составная. Чтобы уменьшить усилие, необходимое для поворота рулевого колеса, между его валом и деталями рулевого привода встроен гидравлический усилитель, расположенный в корпусе *6*. Вращение рулевого колеса передается червяку *33* гидроусилителя через два телескопических вала рулевой колонки, карданную передачу и два горизонтальных вала с втулкой. На вал колонки надеты капроновые втулки, вставленные для уменьшения вибрации в резиновые амортизаторы.

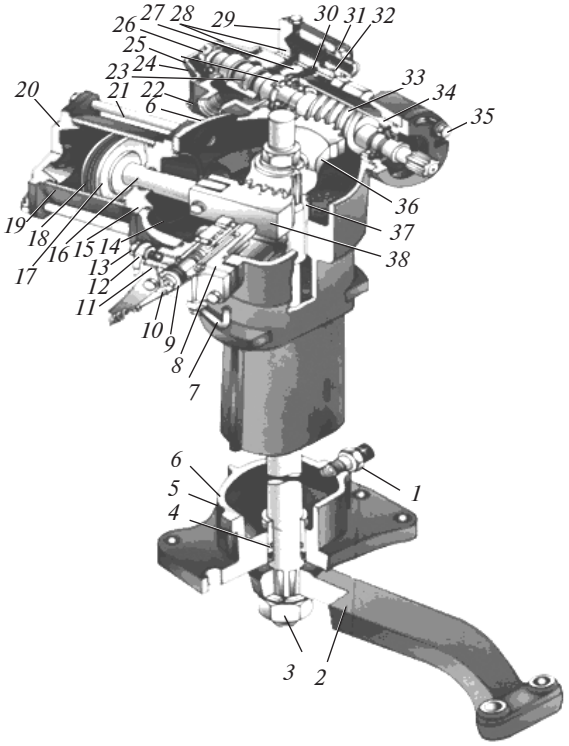


Рис. 7.9. Устройство рулевого механизма с гидроусилителем тракторов Беларус-800/952: *1* – штуцер всасывающего маслопровода; *2* – рулевая сошка; *3* – гайка крепления сошки; *4* – нижняя втулка с резиновым кольцом уплотнения; *5* – поворотный вал; *6* – корпус гидроусилителя; *7* – нагнетательный маслопровод к датчику блокировки; *8* – корпус датчика блокировки; *9* – маховичок крана управления блокировкой; *10* – щуп для установки рулевой сошки в среднее положение (прямолинейное движение трактора); *11* – крышка датчика блокировки; *12* – маслопровод к муфте блокировке; *13* – регулировочные прокладки; *14* – палец рейки; *15* – задняя крышка гидроцилиндра; *16* – шток гидроцилиндра; *17* – поршень; *18* – уплотнение поршня; *19* – гидроцилиндр; *20* – передняя крышка гидроцилиндра; *21* – стяжной болт гидроцилиндра; *22* – резьбовое отверстие для подсоединения сливного маслопровода; *23* – золотник гидрораспределителя; *24* – корпус гидрораспределителя; *25* – упорные шарикоподшипники; *26* – гайка червяка со сферической опорной поверхностью; *27* – крышка корпуса гидрораспределителя; *28* – нагнетательная магистраль подвода масла в гидрораспределитель; *29* – клапанная крышка; *30* – перепускной канал предохранительного клапана; *31* – штуцер для подсоединения нагнетательного маслопровода от насоса; *32* – регулировочный винт предохранительного клапана; *33* – червяк рулевого механизма; *34* – регулировочная эксцентриковая втулка; *35* – болт крепления эксцентриковой втулки; *36* – зубчатый сектор; *37* – верхняя втулка; *38* – рейка

Рулевое колесо можно установить в удобное для тракториста положение, раздвигая телескопические валы (в пределах 120 мм), а рулевую колонку – откидывать вперед для удобства входа и выхода из кабины.

Привод от рулевой сошки на поворотные кулаки управляемых колес состоит из поворотных рычагов и двух одинаковых поперечных тяг. В трубу каждой тяги ввинчены наконечники: один – с правой, а другой – с левой резьбой. Поворотом труб изменяют длину тяг для регулирования схождения управляемых колес. В шаровых шарнирах тяг имеются вкладыши из износостойких материалов (пластмассы или резины). Такие шарниры не нуждаются в смазывании.

Схема работы гидроусилителя рулевого управления тракторов типа Беларус-80/82 представлена на рисунке 7.10.

Гидроусилитель состоит из шестеренного масляного насоса *34*, распределителя с золотником *25*, гидроцилиндра *18* с поршнем *19* и штоком *17*, рейки *6* и зубчатого сектора *3*. Баком для рабочей жидкости (масла) служит полость корпуса гидроусилителя. В корпусе *24* выполнены центральная расточка для золотника, каналы для масла и три сверления, расположенные вокруг золотника под углом 120°. В каждое сверление вставлены два ползуна *27*, распираемые предварительно сжатой пружиной *28*.

Золотник, свободно надетый на хвостовик червяка *2*, от осевого смещения удерживается двумя шайбами, упорными шарикоподшипниками и гайкой. Три передних ползуна упираются в крышку, а три задних – в корпус гидрораспределителя. Одновременно своими краями торцов ползуны упираются в верхнюю и нижнюю шайбы, удерживая золотник в среднем (нейтральном) положении.

От рулевого колеса вращение передается на червяк, который установлен на шариковых подшипниках в эксцентриковой втулке *1* и находится в зацеплении с двухвенцовым зубчатым сектором. Последний закреплен на верхнем конце поворотного вертикального вала *4*, имеющего на нижнем конце сошку *5* рулевого привода управляемых колес. Сектор и вал поворачиваются червяком при вращении рулевого колеса или рейкой *6* под давлением масла на поршень *19*.

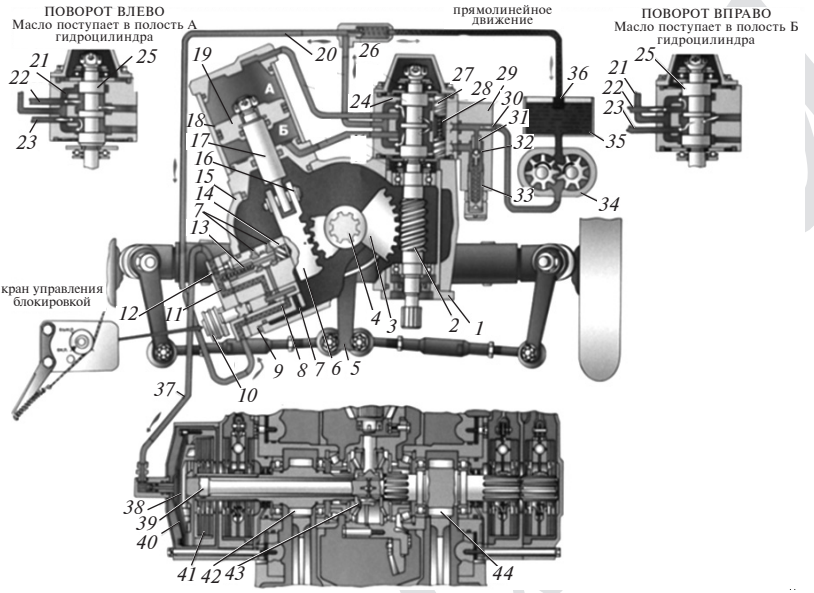


Рис. 7.10. Схема работы гидроусилителя рулевого управления тракторов типа Беларус-80/82: *1* – регулировочная эксцентриковая втулка; *2* – червяк рулевого механизма; *3* – зубчатый сектор; *4* – поворотный вал; *5* – рулевая сошка; *6* – рейка; *7* – сливное отверстие; *8* – кран управления гидравлической блокировкой дифференциала; *9* – регулировочные прокладки; *10* – маховичок крана управления гидравлической блокировкой дифференциала; *11* – упор рейки (корпус датчика); *12* – щуп для установки рулевой сошки в среднее положение (прямолинейное движение трактора); *13* – золотник датчика; *14* – толкатель золотника датчика; *15*, *16* – стопорные кольца пальца рейки; *17* – шток гидроцилиндра; *18* – гидроцилиндр; *19* – поршень; *20* – маслопровод датчика блокировки; *21* – сливной маслопровод; *22* – маслопровод, соединяющий гидрораспределитель с полостью А гидроцилиндра; *23* – маслопровод, соединяющий гидрораспределитель с полостью Б гидроцилиндра; *24* – корпус гидрораспределителя; *25* – золотник гидрораспределителя; *26* – редукционный клапан; *27* – ползун для установки золотника гидрораспределителя в нейтральное (среднее) положение; *28* – центрирующая пружина золотника; *29* – клапанная крышка; *30* – нагнетательная магистраль подвода масла в гидрораспределитель; *31* – предохранительный клапан; *32* – запорный шарик предохранительного клапана; *33* – регулировочный винт предохранительного клапана; *34* – масляный насос; *35* – масляная ванна (в корпусе гидрораспределителя); *36* – фильтр сливаемого масла; *37* – маслопровод муфты блокировки; *38* – рабочая полость муфты блокировки; *39* – блокировочный вал; *40* – диафрагма муфты блокировки; *41* – муфта блокировки; *42* – левая ведущая шестерня конечной передачи; *43* – крестовина дифференциала; *44* – правая ведущая шестерня конечной передачи

С помощью золотника управляют действием гидроусилителя. Золотник в корпусе может занимать одно из трех положений: нейтральное и два рабочих.

В гидросистему рулевого управления вмонтированы клапаны *26* и *31*. Редукционный клапан *26* нужен для пропускания постоянного количества масла независимо от колебания частоты вращения коленчатого вала. Предохранительным клапаном *31* масло направляется в бак при превышении давления в системе более допустимого (0,83...0,93 МПа).

Когда золотник удерживается ползунами *27* в нейтральном положении, масло, подаваемое насосом, направляется по напорной гидролинии (трубке) *30* в корпус, обтекает средний поясок золотника и по двум его выточкам попадает в передний и задний каналы корпуса. Далее оно по гидролинии *21* проходит через редукционный клапан *26* и сливной фильтр *36* в бак *35*. Гидроусилитель выключен, когда трактор движется по прямой или по дуге постоянного радиуса.

Когда трактор перемещается по полю, управляемые колеса оказывают повороту значительное сопротивление. При повороте трактора, например, направо витки червяка упираются в заторможенный этим сопротивлением сектор *3*. Червяк испытывает осевое усилие, превышающее усилие предварительно сжатых пружин *28*. Поэтому вращаемый рулевым колесом червяк смещается вдоль оси, как винт в неподвижной гайке. Золотник следует за червяком из нейтрального в переднее рабочее положение. Шайба сдвигает задние ползуны *27*, дополнительно сжимая пружины *28*. Смещенный золотник открывает доступ маслу из напорной гидролинии *30* через кольцевую выточку и гидролинию *23* в полость Б гидроцилиндра. Под давлением масла поршень передвигается вперед. Масло из полости А вытесняется по гидролиниям *22* и *21* в бак, а шток *17*, следуя за поршнем, через рейку *6*, сектор *3*, вал *4*, рулевую сошку *5*, поперечную тягу и поворотный рычаг поворачивает управляемые колеса направо. Скорость поворота пропорциональна скорости вращения рулевого колеса.

Когда рулевое колесо перестают вращать, поворот управляемых колес тоже прекращается. Происходит это потому, что сектор *3*, поворачиваясь рейкой, возвращает червяк и золотник в нейтральное положение. Этому же способствует давление на золотник дополнительно сжатых пружин золотника *28* и повышенное давление масла в полости пружин. Чтобы поворот колес продолжался, нужно вращением рулевого колеса не давать золотнику выходить из рабочего положения. Так осуществляется следящее действие золотникового механизма рулевого управления.

Если рулевое колесо поворачивают влево, золотник направляет масло по гидролинии *22* в полость А гидроцилиндра.

При движении трактора гидроусилитель включается в работу не только от поворота рулевого колеса, но и от колебаний управляемых колес под действием неровностей пути. В таком случае толчки и удары, воспринимаемые колесами, не передаются рулевому колесу и на руки водителя, а гасятся сопротивлением масла, выжимаемого поршнем из одной полости гидроцилиндра в другую.

С увеличением сопротивления, оказываемого грунтом повороту колес, возрастает давление масла на ползуны, и, чтобы удержать золотник в положении поворота, приходится приложить к рулевому колесу большие усилия. Благодаря этому водитель не утрачивает ощущения сопротивления поворота колес и может точнее вести трактор по заданному маршруту, облегчается безопасность движения по дорогам.

Когда сопротивление повороту управляемых колес незначительное (например, при быстром движении по дорогам с твердым покрытием), гидроусилитель автоматически выключается, потому что осевая сила на червяке, возникающая при вращении рулевого колеса, оказывается меньше усилия предварительно сжатых пружин. В этом случае сектор *3* (а с ним и управляемые колеса) поворачивается червяком при нейтральном положении золотника.

В гидроусилителе прокладками *9* регулируют зазор в зацеплении рейки с малым венцом сектора, а поворотом эксцентриковой втулки *1* — зацепление червяка с большим венцом

сектора. При этом хвостовик червяка радиально перемещается в отверстии золотника.

С рулевым управлением соединен механизм блокировки дифференциала заднего моста трактора.

Насос гидроусилителя приводится в действие от двигателя. Следовательно, если двигатель не работает, то не работает и гидроусилитель. Это надо учитывать при буксировке транспортного средства или трактора.

В случае транспортировки трактора с неработающим двигателем на буксире, выхода из строя насоса или другой неисправности гидроусилителя управление трактором не нарушается, однако усилие на рулевом колесе резко увеличивается. Поворот трактора в этом случае осуществляется только за счет усилий, приложенных трактористом к рулевому колесу. При движении в тяжелых дорожных условиях резко увеличивается также свободный ход рулевого колеса, так как до начала передачи вращения сектору червяк в каждую сторону должен пройти расстояние, равное 1,2 мм. Кроме того, этот ход увеличивается и за счет большей деформации деталей рулевого привода, передающих увеличенный крутящий момент от рулевого колеса.

Датчик автоматической блокировки дифференциала (АБД) установлен на гидроусилителе рулевого управления. Он управляет включением муфты блокировки при прямолинейном движении трактора и выключением ее для разблокирования дифференциала при поворотах передних колес.

Датчик размещен в упоре *11* (см. рис. 7.10) рейки *6* и состоит из золотника *13*, крана *8*, управления с маховичком *10*, щупа *12*. В систему АБД входит также нерегулируемый редукционный клапан *26*, поддерживающий в гидросистеме автоблокировки подпор давления 0,7...1,0 МПа (7...10 кгс/см^2) при температуре масла 40...70 °С.

АБД включается в работу поворотом маховичка так, чтобы прорезь на маховичке совпала с выбитыми на плоскости крышки упора буквами «ВКЛ». При выключении автоблокировки прорезь совпадает с буквами «ВЫКЛ».

В положении маховичка «ВКЛ» диафрагма *40* цилиндра блокирующего устройства дифференциала соединена через маслопровод *37* с напорной магистралью редукционного клапана *26* (см. рис. 7.10). Давлением масла через диафрагму сжимаются диски, и крестовина дифференциала блокируется с левой ведущей шестерней конечной передачи.

При повороте направляющих колес на угол, превышающий 13°, рейка *6* перемещается настолько, что толкатель золотника выходит из канавки на рейке и перемещает золотник *13*, который соединяет внутреннюю полость крана *8* со сливом в бак. Таким образом, напорная магистраль и полость диафрагмы соединяются со сливом. Давление масла в полости диафрагмы падает, и муфта блокировки дифференциала отключается, что обеспечивает поворот трактора с различной скоростью вращения правого и левого задних колес.

В положении маховичка «ВЫКЛ» кран *8* поворачивается так, что внутренняя полость крана и полость диафрагмы соединяются со сливом. Следовательно, в этом положении дифференциал не блокируется.

С помощью щупа *12* находят среднее положение рейки для установки передних колес трактора при регулировке тяг рулевой трапеции. Рейка будет находиться в среднем положении, когда щуп максимально приближен к плоскости упора.

Управление блокировкой производится рукояткой *10* (рис. 7.11), расположенной в кабине и соединенной тросом *5* с маховичком *3* крана датчика.

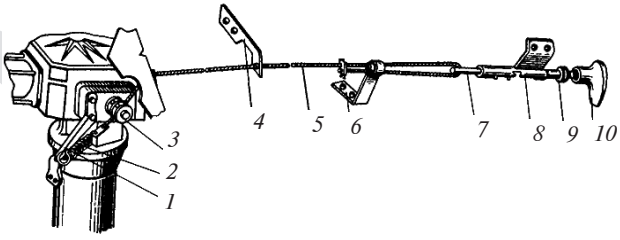


Рис. 7.11. Управление блокировкой дифференциала:
1 – кронштейн пружины; *2* – пружина; *3* – маховичок крана; *4* и *6* – кронштейны крепления троса; *5* – трос; *7* – стержень; *8* – направляющая стержня; *9* – уплотнение передней стенки кабины; *10* – рукоятка

Рукоятка имеет три положения:

I – «блокировка дифференциала выключена» – рукоятка находится в крайнем переднем положении. Риска на маховичке совпадает с риской «ВЫКЛ» на крышке датчика;

II – «автоматическая блокировка дифференциала включена» – рукоятка сдвинута назад по ходу трактора в среднее положение и зафиксирована поворотом на 90° по часовой стрелке. Риска крана совпадает с риской «ВКЛ»;

III – «блокирование дифференциала принудительное» – рукоятка вытянута в крайнее заднее положение и удерживается рукой тракториста. Кран повернут против часовой стрелки до упора и независимо от положения рейки соединяет напорную магистраль редукционного клапана *26* (см. рис. 7.10) с рабочей полостью муфты блокировки *38*, обеспечивая принудительное блокирование задних колес. После того как тракторист отпускает рукоятку, она под действием пружины троса возвращается в положение I, и дифференциал разблокируется.

7.6. Гидрообъемное рулевое управление

В гидрообъемном рулевом управлении (ГОРУ) отсутствует механическая связь рулевого привода с рулевым механизмом. Исполнительным элементом рулевого привода являются один (выполняет роль поперечной рулевой тяги) или два гидроцилиндра двойного действия, соединенные трубопроводами с управляющим элементом рулевого управления – насосом-дозатором. Последний вместе с рулевым колесом представляет собой рулевой механизм, который может быть установлен в любом месте, наиболее удобном для тракториста.

Таким образом, ГОРУ дает возможность свободной компоновки основных агрегатов, упрощает их конструкцию и эксплуатацию, снижает материалоемкость колесного трактора и улучшает условия труда тракториста.

При значительном разнообразии схемных и конструктивных решений ГОРУ наиболее распространенными являются схемы, основанные на базе управляющих устройств, называемых насосами-дозаторами. Из множества конструкций последних можно выделить устройства, имеющие в контуре гидравлической обратной связи гидромотор, обеспечиваю-

щий дозированную подачу рабочей жидкости к исполнительным гидроцилиндрам. Дозирование потока рабочей жидкости (масла) осуществляется объемным способом.

Как отмечалось выше, в ГОРУ отсутствует механическая связь рулевого привода с рулевым механизмом. Вместе с тем, учитывая, что ГОРУ представляет собой чисто гидравлическую передачу с гибкими соединительными трубопроводами (шлангами) относительно высокого давления, менее надежными в эксплуатации, чем механические тяги, требуется повышенное внимание к надежности и безопасности ее эксплуатации. Так, ГОРУ не рекомендуется применять на тракторах, транспортные скорости движения которых выше 55 км/ч.

Для повышения надежности и безопасности работы ГОРУ соединительные шланги имеют четырех-пятикратный запас прочности, а остальные агрегаты гидросистемы выполняются с достаточно высокой степенью точности. В гидравлических схемах ГОРУ часто предусматривается применение противоударных и противовакуумных предохранительных клапанов. Противоударные клапаны предохраняют шланги от пиковых нагрузок, возникающих при резких, ударных наездах управляемых колес на препятствия. Их давление обычно превышает расчетное максимальное в системе на 3...6 МПа. Противовакуумные клапаны предотвращают возможность разрыва циркуляции потока масла из-за попадания в него воздуха.

Схемы ГОРУ можно классифицировать по следующим признакам:

– по количеству контуров управления (одно- и двухконтурные);

– способу регулирования (с механическим и гидравлическим регулированием);

– наличию усиления мощности (с усилителем и без усилителя).

Наиболее распространенной схемой ГОРУ является одноконтурная, применяемая на большинстве тракторов 4К2 и 4К4, включая новые отечественные модели. Она характеризуется тем, что весь поток масла, поступающего от гидронасоса в исполнительный гидроцилиндр привода рулевой трапеции (или другого рулевого привода), проходит по одной последовательной гидравлической цепи.

Принципиальная кинематическая и гидравлическая схема одноконтурного ГОРУ применительно к трактору и его компоновка на тракторе показаны на рисунке 7.12.

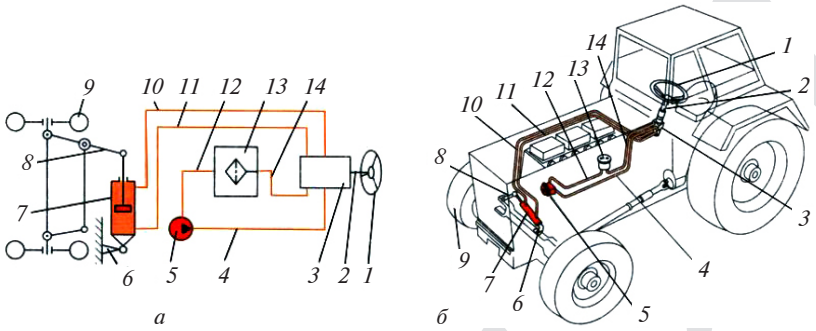


Рис. 7.12. Одноконтурное ГОРУ:
а – схема; *б* – компоновка на тракторе

При прямолинейном движении трактора гидронасос *5* подает масло по нагнетательному трубопроводу *4* к насосу-дозатору *3* и его распределительному устройству (не показано) и далее на выход к сливному трубопроводу *14*. По нему масло сливается в бачок *13* с фильтром, откуда оно вновь поступает по всасывающему трубопроводу *12* к гидронасосу, и цикл движения масла повторяется. Верхний *10* и нижний *11* трубопроводы находятся под давлением масла, запертого в обеих полостях гидроцилиндра *7* посредством золотника распределителя насоса-дозатора.

Корпус гидроцилиндра шарнирно закреплен в кронштейне *6* корпуса передней ведущей оси трактора, а конец штока его поршня шарнирно закреплен на поворотном рычаге *8* рулевой трапеции. В рассматриваемом случае последняя удерживает управляемые колеса *9* в положении прямолинейного движения.

При повороте трактора золотник распределителя направляет масло по трубопроводу *10* или *11* в рабочую полость гидроцилиндра в количестве, пропорциональном углу поворота рулевого колеса *1*, закрепленного на приводном валу *2* насоса-дозатора, а упругая система их соединения при этом осуществляет обратную связь. Из противоположной поло-

сти гидроцилиндра масло идет на слив в бачок. Поэтому при прекращении вращения рулевого колеса управляемые колеса трактора остаются в повернутом положении, а золотник распределителя возвратится в нейтральное положение, запирая полости гидроцилиндра.

На рисунке 7.13 показана наиболее распространенная схема ГОРУ с механически управляемым гидрораспределителем *1*, в которой регулирование происходит посредством насоса-дозатора *2*, состоящего из дозирующего узла *8* (мотор-насоса), механически связанного с гидрораспределителем.

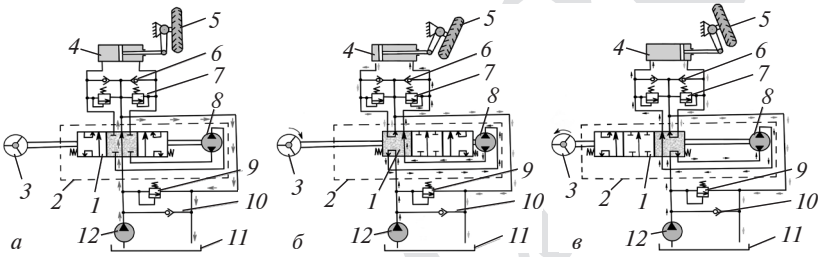


Рис. 7.13. Схема работы одноконтурного ГОРУ с механически управляемым распределителем:
а – при движении по прямой; *б* – при повороте направо;
в – при повороте налево

При прямолинейном движении трактора (рис. 7.13, *а*) золотник гидрораспределителя находится в нейтральном положении. В результате масло из бака *11* подается насосом *12* в гидрораспределитель и из него сливается обратно в бак.

При повороте рулевого колеса *3* по часовой стрелке вправо (рис. 7.13, *б*) золотник гидрораспределителя смещается из нейтрального положения вперед вправо, и масло от насоса под давлением поступает через дозатор в штоковую правую полость гидроцилиндра *4*. Из другой полости гидроцилиндра масло поступает на слив в бак. В результате происходит перемещение штока гидроцилиндра влево и соответствующий поворот управляемых колес *5* трактора.

При повороте рулевого колеса против часовой стрелки влево (рис. 7.13, *в*) золотник гидрораспределителя смещается из нейтрального положения назад влево, и масло от насоса под давлением поступает через дозатор в бесштоковую левую

полость гидроцилиндра. Из другой полости гидроцилиндра масло поступает на слив в бак. В результате происходит перемещение штока гидроцилиндра вправо и соответствующий поворот управляемых колес трактора.

Вместе с тем дозатор соединен с валом рулевого колеса и золотником гидрораспределителя через упругий дифференциальный механизм (не показан). Поэтому при остановке поворота рулевого колеса золотник гидрораспределителя начинает смещаться в сторону, противоположную заданной поворотом рулевого колеса, тем самым согласовывая систему и возвращая золотник в нейтральное положение.

При такой связи рулевого колеса с золотником гидрораспределителя и дозатором обеспечивается пропорциональность между подачей масла в гидроцилиндр для поворота управляемых колес на заданный угол и углом поворота рулевого колеса. Таким образом, дозатор в данной схеме выполняет функцию обратной связи.

При отказе в работе насоса ГОРУ работает от дозатора с ручным приводом от рулевого колеса (аварийное управление). При этом всасывание масла производится из сливного трубопровода через обратный клапан *10*.

В схеме имеется предохранительный клапан *9*, ограничивающий верхний уровень давления масла в гидросистеме при повороте трактора. Противовакуумные *6* и противоударные *7* клапаны способствуют повышению уровня надежности и безопасности работы данной схемы ГОРУ.

Противовакуумные клапаны связывают полости гидроцилиндра с насосом, что исключает возникновение в них зон разрежения. Противоударные клапаны срабатывают при резком изменении давления масла в гидроцилиндре за счет изменения момента сопротивления повороту управляемых колес при боковом ударе.

ГОРУ, выполненные по одноконтурной схеме, наиболее просты по конструкции, но требуют насосов-дозаторов с увеличивающимися рабочими объемами в зависимости от повышения тягового класса и назначения трактора.

Как видно из рассмотренных схем ГОРУ, их основным управляющим гидроагрегатом является насос-дозатор. Это

комбинированный агрегат, состоящий из двух основных узлов – гидрораспределителя с золотником и дозатора (мотор-насоса). При отказе в работе основного нагнетательного гидронасоса системы дозатор выполняет функцию аварийного насоса, обеспечивающего работу ГОРУ. На рисунке 7.14 показаны общий вид насоса-дозатора и его основные узлы. Поворотный гидрораспределитель насоса-дозатора состоит из гильзы, золотника и пластинчатых центрирующих пружин. Устройство и работа качающегося узла (мотор-насоса) описаны выше.

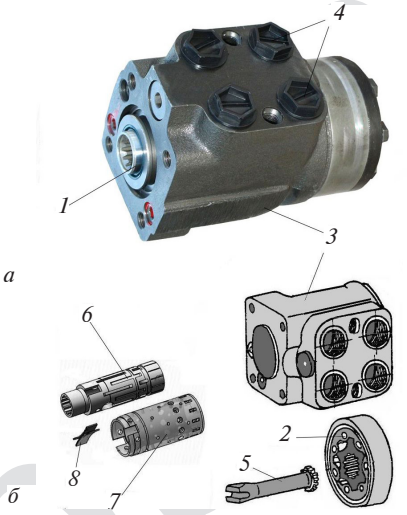


Рис. 7.14. Общий вид насоса-дозатора:
а – в собранном виде; *б* – основные узлы; *1* – шлицевой хвостовик золотника; *2* – качающийся узел (мотор-насос); *3* – корпус; *4* – присоединительные резьбовые отверстия; *5* – приводной карданный вал; *6* – золотник; *7* – гильза; *8* – пластинчатые центрирующие пружины

Различают насосы-дозаторы с механической или с гидравлической связью между гидрораспределителем и дозатором. По надежности более предпочтительны насосы-дозаторы с механической связью с гидрораспределителем.

Насосы-дозаторы могут быть классифицированы по следующим основным признакам:

– по способу связи гидрораспределителя и дозатора (с механической связью и с гидравлической связью);

– способу подключения дозатора (дозирование нагнетания, дозирование в сливе и несимметричное подключение);

– типу гидрораспределителя (дросселирующий и направляющий).

Полная схема (рис. 7.15) конструкции насоса-дозатора, кроме поворотного гидрораспределителя и героторного дозирующего (качающего) узла, включает два противоударных клапана, два противовакуумных клапана, предохранительный клапан и два обратных клапана.

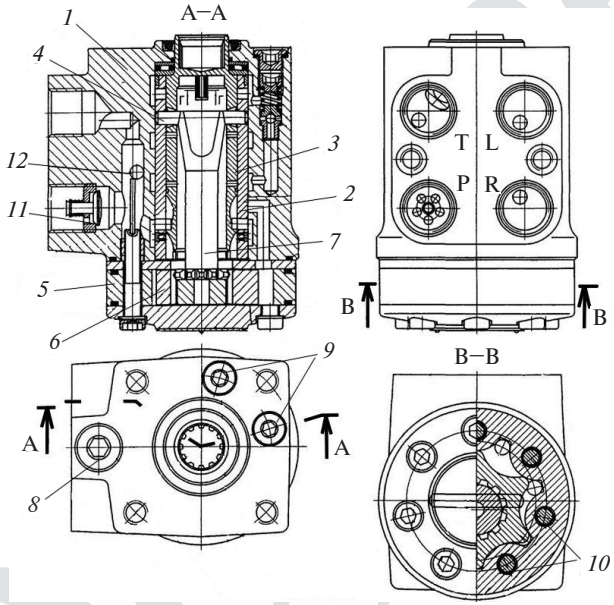


Рис. 7.15. Конструкция насоса-дозатора:
1 – корпус; *2* – гильза; *3* – золотник; *4* – штифт; *5* – статор насоса; *6* – вращающийся ротор; *7* – приводной карданный вал; *8* – предохранительный клапан; *9* – противоударные клапаны; *10* – противовакуумные клапаны; *11* – обратный клапан; *12* – обратный клапан ручного управления

Как уже указывалось, поворотный гидрораспределитель состоит из корпуса, гильзы и золотника, имеющего шлицевой хвостовик для соединения с валом рулевой колонки, т. е. с рулевым колесом. Гильза и золотник соединены между со-

бой штифтом и центрирующими пластинчатыми пружинами (на рисунке не показаны). В золотнике отверстие под штифт имеет больший диаметр, чем диаметр штифта, что позволяет золотнику поворачиваться относительно гильзы на угол до 6°.

Героторный дозирующий узел состоит из закрепленного на корпусе статора насоса и вращающегося ротора, связанного с золотником через приводной карданный вал и гильзу. При повороте рулевого колеса ротор обкатывается своими зубьями по впадинам и выступам статора и совершает семь оборотов за один оборот рулевого колеса, что обеспечивает большую производительность при минимальных размерах дозатора.

При поворотах рулевого колеса золотник проворачивается относительно гильзы на угол до 6°, сжимая при этом центрирующие пружины, и соединяет каналами нагнетательную магистраль с дозирующим узлом, дозирующий узел – с нагнетательной полостью рулевого гидроцилиндра, сливную полость гидроцилиндра – со сливной магистралью. При вращении рулевого колеса поступающее в дозирующий узел под давлением масло вращает ротор, который через карданную вилку поворачивает гильзу и стремится догнать вращаемый рулем золотник (т. е. обеспечивается следящее действие). Проходящий через дозирующий узел дозированный объем масла поступает в нагнетательную полость гидроцилиндра и перемещает поршень, а масло из сливной полости цилиндра вытесняется через гильзу и золотник на слив в маслобак.

При прекращении вращения руля гильза догоняет золотник и под воздействием центрирующих пружин устанавливается в нейтральное положение, нагнетательная магистраль через золотник и гильзу сообщается со сливной магистралью, каналы R и L перекрываются, поворот колес прекращается.

Предохранительный клапан ограничивает максимальное рабочее давление в нагнетательной магистрали в пределах 14...18 МПа и таким образом защищает насос питания и гидросистему ГОРУ от перегрузки.

Противоударные клапаны (левый и правый) ограничивают максимальное давление 20...23 МПа в рукавах высокого давления между насосом-дозатором и гидроцилиндром при ударных нагрузках, возникающих при наездах на препятствие,

защищают рукава высокого давления и насос-дозатор, ограничивают максимальные внешние усилия на рулевой гидроцилиндр, пальцы гидроцилиндра и рулевой тяги.

Противовакуумные клапаны (левый и правый) предназначены для перепуска масла в другую полость гидроцилиндра при срабатывании противоударного клапана, что позволяет избежать вакуума и кавитации в гидроцилиндре и насосе-дозаторе.

Обратный клапан на входе в насос-дозатор препятствует всасыванию воздуха в режиме ручного управления в случае разрыва нагнетательного маслопровода (давление открытия обратного клапана составляет 0,11 МПа), а также предохраняет насос питания от обратных ударных нагрузок, которые могут возникнуть при ударе колес о препятствие в момент поворота.

Обратный клапан ручного управления обеспечивает всасывание масла из маслобака через сливной маслопровод в режиме ручного управления в случае отказа двигателя, насоса питания или разрыва нагнетательного маслопровода.

В процессе производства на тракторы семейства «Беларус» могут быть установлены насосы-дозаторы разных фирм («Danfoss», Дания; «Lifam», Сербия; «Rexroth Hydraulik Parkhim», Германия; «M+S Hydraulic», Болгария, и др.), конструктивно почти не отличающиеся от приведенного на рисунке 7.15. На тракторы Беларус-3522 устанавливают насос-дозатор переднего хода двухобъемный (два качающихся узла (мотор-насоса)) героторного типа с «открытым центром» и отсутствием реакции на рулевое колесо.

Гидрообъемное (гидростатическое) рулевое управление устанавливается на тракторах семейства «Беларус» с целью создания комфортных условий работы тракториста – небольшое усилие управления, отсутствие на рулевом колесе реакции со стороны дороги, что особенно важно при движении по неровностям дороги и почвы. ГОРУ не имеет механической связи между рулевым колесом и управляемыми колесами, связь между ними осуществляется гидравлически посредством маслопроводов и рукавов высокого давления, соединяющих установленный в кабине трактора на рулевой колонке насос-дозатор и гидравлический цилиндр, установленный в рулевой трапеции управляемых колес.

Когда рулевое колесо не вращается, насос-дозатор запирает объем масла в гидроцилиндре и этим обеспечивает стабильность направления движения трактора при неровностях дороги или почвы. При нормальных условиях работы, когда насос питания обеспечивает необходимый поток и давление масла, максимальное усилие на руле не превышает 3 кгс. Если поток масла от насоса питания слишком мал или отсутствует (например, при отказе дизеля, насоса питания или разрыве нагнетающего маслопровода), насос-дозатор функционирует как ручной насос в системе рулевого управления. Усилие на руле, прикладываемое трактористом для поворота колес при ручном управлении, значительно возрастает (в отдельных случаях до 60 кгс).

Схема ГОРУ трактора Беларус-1221 приведена на рисунке 7.16.

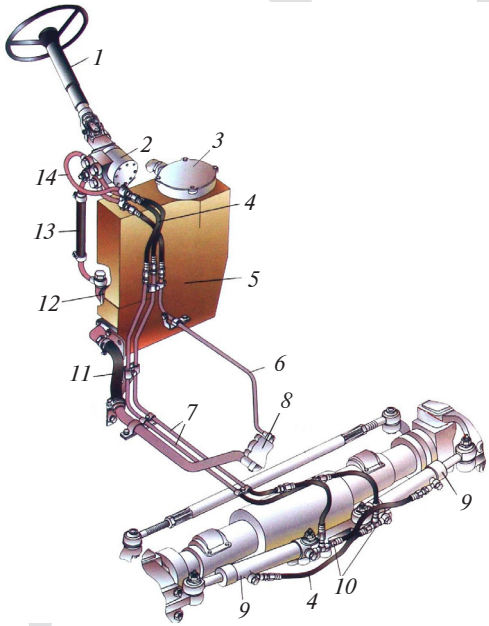


Рис. 7.16. Схема ГОРУ трактора Беларус-1221:
1 – колонка рулевая; *2* – насос-дозатор; *3* – фильтр под крышкой; *4*, *11*, *13* – гибкие маслопроводы; *5* – маслобак; *6*, *7*, *14* – маслопроводы высокого давления; *8* – насос питания; *9* – гидроцилиндры поворота; *10* – тройники гидросистемы; *12* – насос гидронавесной системы

Похожую конструкцию ГОРУ имеют тракторы Беларус-3022/3522. Единственным дополнением является установка второго дополнительного насоса-дозатора для работы на реверсе. Для функционирования одного из насосов-дозаторов предусмотрен кран с ручным переключением, расположенный справа перед кабиной.

Схема ГОРУ трактора Беларус-1523 приведена на рисунке 7.17.

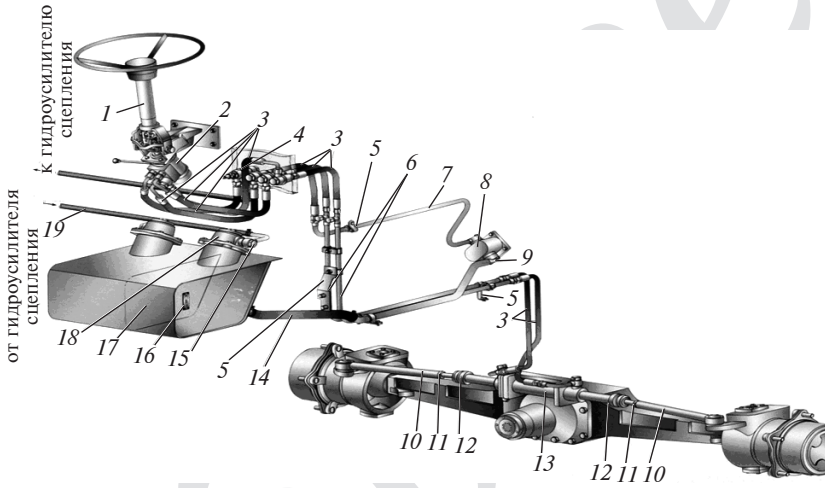


Рис. 7.17. Устройство гидрообъемного рулевого управления:
1 – рулевая колонка; *2* – насос-дозатор; *3* – рукава высокого давления гидроцилиндра и насоса питания; *4* – датчик аварийного давления масла; *5* – кронштейн; *6* – маслопроводы гидроцилиндра; *7* – нагнетательный маслопровод; *8* – насос питании; *9* – всасывающий маслопровод; *10* – тяга рулевая; *11* – гайка; *12* – шарнир гидроцилиндра; *13* – гидроцилиндр; *14* – шланг; *15* – клапан датчика аварийного давления масла; *16* – смотровое окно уровня масла; *17* – масляный бак; *18* – масляный фильтр; *19* – маслопровод

ГОРУ состоит из насоса-дозатора. гидроцилиндра поворота, встроенного в передний ведущий мост, масляного насоса питания с приводом от дизеля, масляного бака, сдвоенного с масляным баком гидросистемы, масляного фильтра со сменным бумажным фильтрующим элементом с тонкостью фильтрации 25 мкм и предохранительным клапаном. Вал насоса-дозатора через кардан соединен с валом рулевого колеса.

В сливной магистрали перед фильтром установлен шариковый клапан датчика аварийного давления. При падении избыточного давления слива ниже 0,08 МПа (0,8 кгс/см^2) срабатывает электрический датчик аварийного давления, замыкая контакты в цепи контрольной лампы аварийного давления, установленной в щитке приборов.

При работающем дизеле и неподвижном рулевом колесе масло из масляного бака ГОРУ поступает к насосу питания и по нагнетательному маслопроводу и рукаву высокого давления подается к насосу-дозатору. От насоса-дозатора масло проходит через усилитель муфты сцепления (не показан) и сливается в масляный бак ГОРУ, проходя через клапан датчика аварийного давления масла и масляный фильтр.

При работающем дизеле и повороте рулевого колеса влево или вправо поворачивается вал насоса-дозатора, который обеспечивает подачу в одну из полостей двухштокового гидроцилиндра дозированного количества масла, пропорционального углу поворота рулевого колеса.

При неработающем дизеле и повороте рулевого колеса влево или вправо насос-дозатор выполняет функции насоса, перекачивая масло из одной полости гидроцилиндра поворота в другую и обеспечивая при этом поворот направляющих колес от мускульного усилия рук оператора.

В заключение необходимо отметить, что практически вся самоходная сельскохозяйственная техника (зерно- и кормоуборочные комбайны) имеет конструкцию рулевого управления, использующую ГОРУ. Схема и принцип работы ГОРУ самоходной сельскохозяйственной техники аналогичны схеме, представленной на рисунке 7.12 (см. с. 329).

Гидрообъемный привод (рис. 7.18) состоит из насоса, гидромотора, фильтра гидравлической системы поворота (ГСП), всасывающего фильтра, масляного бака.

Аксиально-плунжерный насос – силовой узел объемного гидропривода, преобразующего механическую энергию в энергию потока рабочей жидкости.

Количество и направление подаваемой рабочей жидкости регулируется изменением частоты вращения привода насоса и углом наклона опорной шайбы при сервогидравлическом воздействии на поршень управления.

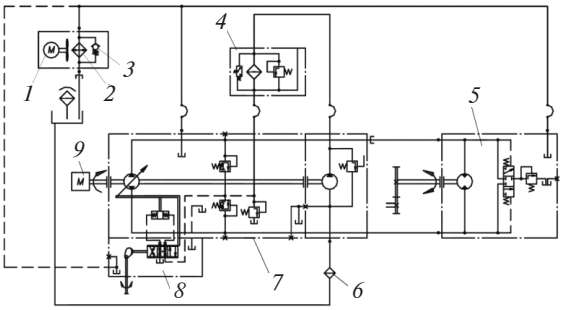


Рис. 7.18. Гидравлическая схема управления трактором Беларус-2103:
1 – электровентилятор; *2* – радиатор; *3* – клапан предохранительный;
4 – фильтр ГСП; *5* – гидромотор; *6* – фильтр всасывающий;
7 – насос; *8* – механизм управления насосом; *9* – двигатель

Насос конструктивно состоит из следующих сборочных единиц:

ходовая часть (насос Linde);
механизм управления;
фильтр ГСП Linde;
насос подпитки;
предохранительный клапан насоса подпитки;
блок клапанов.

Насос работает в режиме ручного управления.

Вал насоса *3* (рис. 7.19) вращается в одном направлении (против часовой стрелки со стороны вала). Изменение подачи насоса осуществляется при помощи рычага управления *2*, отклоняющего люльку на заданный угол, пропорциональный углу поворота рычага управления.

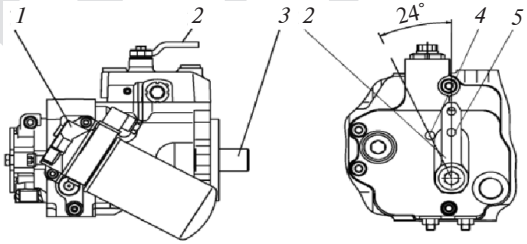


Рис. 7.19. Аксиально-плунжерный насос:
1 – кронштейн крепления фильтра; *2* – рычаг управления; *3* – вал насоса;
4 – метка на корпусе насоса; *5* – отверстие в рычаге управления

Для установления рычага управления в нулевое положение необходимо совместить метку *4* на корпусе насоса с отверстием *5* в рычаге управления.

Без воздействия на рычаг управления насос не производит подачу рабочей жидкости. При отклонении рычага управления и перемещении связанного с ним посредством рычагов золотника рабочая жидкость от шестеренного насоса через золотник поступает под поршень, который отклоняет жестко связанную с ним люльку. При отклонении рычага управления в обратную от среднего положения сторону люлька отклоняется в противоположном направлении. Происходит смена направления потока рабочей жидкости. Нагнетаемая шестеренным насосом рабочая жидкость проходит через фильтр ГСП, в котором очищается от механических примесей.

Ходовая часть насоса представляет собой аксиально-плунжерную машину бескарданного типа с гидростатическими опорами и состоит из блока цилиндров, в котором размещены поршни с подпятниками.

Механизм управления представляет собой однокаскадный гидроусилитель золотникового типа с механической обратной связью с люльки насоса на золотник.

Фильтр ГСП предназначен для очистки рабочей жидкости и содержит фильтроэлемент и предохранительный клапан. Отфильтрованная рабочая жидкость от шестеренного насоса поступает к подпиточно-предохранительным клапанам. Предохранительный клапан, находящийся на крышке фильтроэлемента, предназначен для предохранения фильтроэлемента от разрушения при засорении.

Гидромотор (рис. 7.20) аксиально-поршневой нерегулируемый, является силовым узлом гидрообъемного привода.

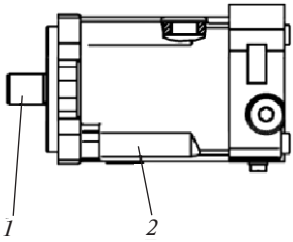


Рис. 7.20. Гидромотор:
1 – вал; *2* – корпус

Маслобак гидросистемы ГСП механизма поворота и гидросистемы механизмов навески и натяжения гусениц объединены в одном корпусе и разделены перегородкой. Маслобак установлен за кабиной между гусениц.

Масляный бак служит емкостью для хранения и очистки рабочей жидкости гидросистемы. Заправочная емкость бака гидросистемы ГСП механизма поворота – 42 л.

Емкость бака оборудована сапуном *4*, штуцером для забора масла *13*, сливным шлангом *2* для слива масла и указателями уровня масла *1* (рис. 7.21).

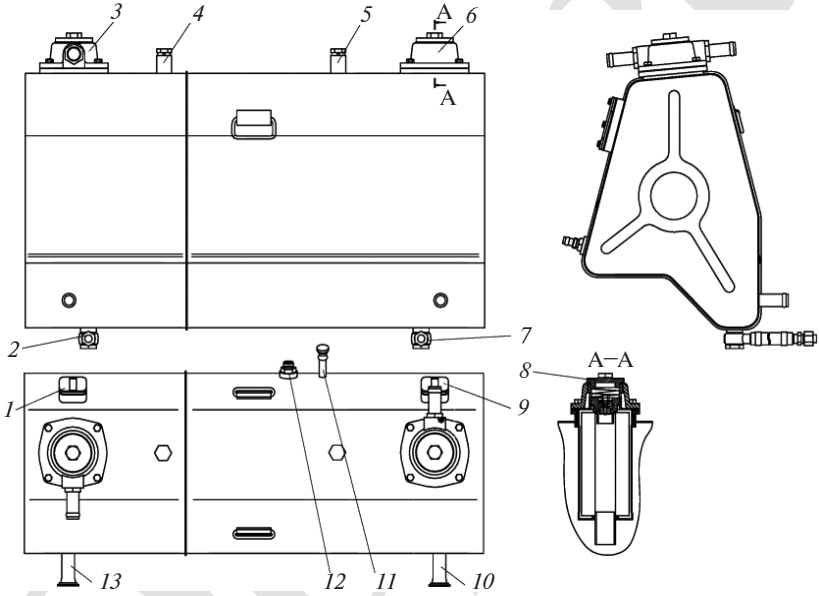


Рис. 7.21. Бак гидросистемы механизма поворота:
1, *9* – смотровые окна; *2*, *7* – сливные шланги; *3*, *6* – фильтры;
4, *5* – сапуны; *8* – пробка фильтра; *10*, *11*, *12*, *13* – штуцеры

Заправку маслобака ГСП механизма поворота производят через фильтр *3*, отвинтив пробку *8*. Масло необходимо заливать через фильтр с тонкостью фильтрации не грубее 25 мкм или через два слоя батиста.

Привод управления механизма поворота предназначен для управления механизмом поворота с места водителя.

Привод управления состоит из рулевой колонки (рис. 7.22), червячного редуктора с нуль-установителем, тяг и стопорного устройства колонки.

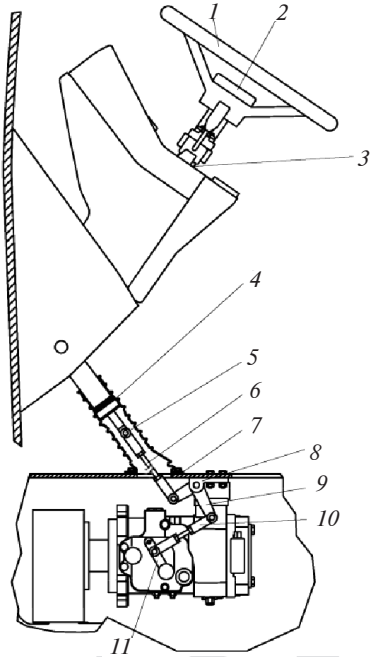


Рис. 7.22. Привод управления:
1 – рулевое колесо; *2* – заглушка;
3 – рулевая колонка; *4* – кожух;
5 – палец; *6*, *10* – тяги;
7 – стопорное кольцо;
8 – кронштейн; *9* – кулиса;
11 – рычаг

При повороте рулевого колеса вращательное движение через червячный редуктор преобразуется в поступательное и передается посредством кулисного механизма рычагу управления подачей насоса.

Для поворота трактора направо (налево) необходимо повернуть рулевое колесо вправо (влево). Радиус поворота трактора будет зависеть от угла поворота рулевого колеса и скорости движения.

При прямолинейном движении рулевое колесо удерживается в исходном положении нуль-установителем.

Рулевая колонка имеет специальное стопорное устройство для исключения возможности поворачивания трактора при случайном воздействии на рулевое колесо при работающем двигателе. Оно состоит из трубы с фигурным пазом и пальца с рукояткой.

Насос с редуктором его привода установлен сверху на корпусе сцепления; привод осуществляется от двигателя.

Основные неисправности рулевого управления. Неисправности рулевого управления создают угрозу безопасности движения и затрудняют управление трактором. Основными признаками неисправностей рулевого управления являются увеличенный свободный ход рулевого колеса, тугое вращение или заедание в рулевом механизме, стуки и нарушение герметичности, недостаточное или неравномерное усиление и др.

Увеличенный свободный ход рулевого колеса появляется при износе шарниров рулевых тяг, нарушении регулировки червяка с роликом, износе подшипников червяка, ослаблении крепления картера рулевого механизма, увеличении зазоров в подшипниках ступиц передних колес и шкворней. Указанные неисправности устраняют выполнением регулировочных работ, заменой или ремонтом изношенных деталей.

Тугое вращение или заедание в рулевом механизме обусловлено неправильной регулировкой зацепления в редукторе рулевого механизма, погнутостью тяг, недостаточной смазкой в картере редуктора. Устраняют эти неисправности регулировкой, ремонтом тяг, пополнением масла в редукторе рулевого механизма до необходимого уровня. Нарушение герметичности в рулевом механизме устраняют заменой прокладок и подтяжкой креплений и соединений.

Основные неисправности рулевого механизма тракторов с ГОРУ и методы их устранения представлены в таблице.

Неисправности рулевого управления

Неисправность, внешнее проявление	Методы устранения
Большое усилие на рулевом колесе	
Отсутствует или недостаточное давление масла в гидросистеме руля по причинам: – недостаточный уровень масла в баке; – предохранительный клапан насоса-дозатора завис в открытом положении или настроен на низкое давление; – неисправен насос питания или установлен насос с правым вращением	Довести давление масла в гидросистеме руля до требуемого значения 17,5...18,5 МПа: – заполнить бак маслом до требуемого уровня и прокачать гидросистему; – предохранительный клапан промыть и отрегулировать на давление 17,5...18,0 МПа; – отремонтировать или заменить насос

Продолжение таблицы

Неисправность, внешнее проявление	Методы устранения
Слишком высокое трение или подклинивание в механических элементах рулевой колонки	Устранить трение в рулевой колонке: – уменьшить затяжку верхней гайки; – смазать поверхности трения пластмассовых втулок; – устранить касание вилок кардана о стенки кронштейна рулевой колонки
Повышенный момент поворота редукторов ПВМ	Произвести ремонт ПВМ
Рулевое колесо продолжительно вращается без поворота управляемых колес	
Недостаточный уровень масла в баке	Заполнить бак маслом до требуемого уровня и прокачать гидросистему
Предохранительный клапан настроен выше, чем противоударные клапаны	Отрегулировать настройку предохранительного и противоударных клапанов
Неправильная сборка насоса-дозатора после его разборки (не установлен кардан, шарик обратного клапана и т. д.)	Произвести сборку в строгом соответствии с инструкцией фирмы-изготовителя
Изношена героторная пара насоса-дозатора	Заменить героторную пару
Уплотнения поршня гидроцилиндра изношены	Отремонтировать или заменить гидроцилиндр
При вращении рулевого колеса управляемые колеса поворачиваются в противоположную сторону	
Рукава высокого давления неправильно подсоединены к рулевому гидроцилиндру или насосу-дозатору	Переставить рукава высокого давления
Управление слишком медленное и тяжелое при быстром вращении рулевого колеса	
Неисправен насос питания	Отремонтировать или заменить насос
Установлен насос питания низкой производительности	Установить насос питания типоразмера, указанного в инструкции по эксплуатации
Предохранительный клапан насоса-дозатора настроен на низкое давление или завис в открытом положении из-за грязи	Предохранительный клапан промыть и отрегулировать на давление 17,5...18,0 МПа

Продолжение таблицы

Неисправность, внешнее проявление	Методы устранения
Рулевое колесо не возвращается в нейтраль, тенденция к «моторению» насоса-дозатора	
Слишком высокое трение или подклинивания в механических элементах рулевой колонки	Устранить трение в рулевой колонке: – уменьшить затяжку верхней гайки; – смазать поверхности трения пластмассовых втулок; – устранить касание вилок кардана о стенки кронштейна рулевой колонки
Шлицевой хвостовик рулевой колонки и насос-дозатор установлены не соосно (по причине распора карданного вала)	Освободить кардан, для чего подрезать торец верхней вилки кардана или уменьшить высоту нижней резиновой втулки до получения зазора между торцом верхней вилки кардана и стаканом
Слишком мал или отсутствует торцевой зазор между шлицевым хвостовиком рулевой колонки и золотником насоса-дозатора	Укоротить шлицевой хвостовик, если торец хвостовика выступает над привалочной плоскостью кронштейна рулевой колонки свыше 7,1 мм, или установить дополнительные шайбы толщиной не более 1,5 мм между насосом-дозатором и кронштейном
«Моторение» насоса-дозатора (рулевое колесо продолжает вращаться после поворота)	
Схватывание гильзы с золотником, возможно из-за грязи	Промыть детали насоса-дозатора и собрать в соответствии с инструкцией фирмы-изготовителя
Возвратные пружины золотника потеряли упругость и сломаны	Заменить пружины
Требуется постоянная корректировка рулевого колеса (руль «не держит дорогу»)	
Возвратные пружины золотника потеряли упругость или сломаны	Заменить пружины
Сломана пружина противоударных клапанов	Заменить пружину и отрегулировать давление противоударных клапанов
Изношена героторная пара	Заменить героторную пару
Изношены уплотнения поршня цилиндра	Заменить дефектные детали цилиндра

Продолжение таблицы

Неисправность, внешнее проявление	Методы устранения
Скорость «скольжения» рулевого колеса превышает 3 об/мин (при приложении к рулю 100 Н)	
Повышенные утечки через героторную пару	Заменить героторную пару
Сильные удары на рулевом колесе в обоих направлениях	
Неправильная установка кардана в насосе-дозаторе	Произвести сборку насоса-дозатора в соответствии с инструкцией фирмы-изготовителя
Увеличенный люфт рулевого колеса	
Не затянуты конусные пальцы гидроцилиндра или рулевых тяг	Затянуть гайки пальцев моментом 180...200 Н·м и зашплинтовать
Изношены шлицы хвостовика рулевой колонки	Заменить нижнюю вилку кардана
Изношен карданный вал рулевой колонки	Заменить карданный вал
Возвратные пружины золотника потеряли упругость или сломаны	Заменить пружины
Колебания управляемых колес (шимми) при движении	
Увеличенный люфт пальцев шарниров рулевых тяг и гидроцилиндра	Затянуть гайки пальцев и шарниров рулевых тяг
Износ механических соединений или подшипников	Заменить изношенные детали
Наличие воздуха в гидросистеме	Прокачать гидросистему от воздуха
Неодинаковые минимальные радиусы поворота трактора влево и вправо	
Не отрегулировано схождение колес	Отрегулировать схождение
Утечки масла по хвостовику золотника насоса-дозатора, крышке или корпусу героторной пары	
Износ уплотнения золотника	Заменить уплотнение золотника с помощью специального приспособления
Ослабла затяжка болтов крышки дозатора	Затянуть болты моментом 30...35 Н·м
Повреждены уплотнительные прокладки под головками болтов крышки дозатора	Заменить прокладки
Неполный угол поворота управляемых колес	
Недостаточное давление в гидросистеме руля: – предохранительный клапан настроен на низкое давление; – неисправен насос питания	Отрегулировать давление в гидросистеме: – настроить клапан на давление 17,5...18,0 МПа; – отремонтировать или заменить насос

Окончание таблицы

Неисправность, внешнее проявление	Методы устранения
Повышенный момент поворота редукторов ПВМ	Произвести ремонт ПВМ
Разрушение насоса питания	
Высокое давление в гидросистеме руля: – неправильное подсоединение рукавов высокого давления; – заклинивание предохранительного клапана насоса-дозатора; – заклинивание золотника приоритетного клапана из-за попадания грязи	Отрегулировать давление: – произвести подсоединение в строгом соответствии с инструкцией по эксплуатации; – промыть и отрегулировать предохранительный клапан до давления 17,5...18,0 МПа; – промыть приоритетный клапан
Повышенный люфт рулевого колеса	Проверить и при необходимости заменить кардан. Проверить и отрегулировать зазоры в шарнирах рулевой тяги и затяжку крепления шаровых пальцев в рычагах моста
Люфт рулевой колонки	Проверить наличие люфта в конусных винтах-шарнирах установки трубы на кронштейне
Тугое вращение рулевого колеса	Проверить наличие осевого перемещения вала рулевого колеса (должно быть 0,5...1,0 мм)

7.7. Тормозные системы

Тормоза являются одним из механизмов управления: самостоятельным для колесного трактора и составным элементом механизма поворота для гусеничного трактора.

В колесном тракторе тормоза служат для экстренной остановки, снижения скорости движения, обеспечения крутых поворотов и удержания трактора на спуске или подъеме. В гусеничном тракторе тормоза дополнительно выполняют функцию элемента управления поворотом.

Тормоза тракторов классифицируют:

· по *форме трущихся поверхностей* – на ленточные, колодочные и дисковые;

· *роду трения* – сухие и работающие в масле («мокрые»);

· *месту расположения тормоза* – в трансмиссии трактора или непосредственно в его колесах;

· *типу привода к тормозам* – с механическим, гидравлическим или пневматическим приводом;

· *назначению* – рабочие и стояночные.

Рабочие тормоза воздействуют на тормозные элементы агрегатов при работе трактора. К ним относят остановочные и поворотные тормоза.

Стояночный тормоз должен удерживать колесный трактор в состоянии покоя на сухой дороге с твердым покрытием на уклоне 20°, гусеничный – на уклоне 30°, прицеп – на уклоне 12°.

Очень часто один и тот же тормоз выполняет одновременно функцию рабочего и стояночного. Его используют как для удержания трактора на склонах, так и для управления его агрегатами.

Привод тормозов предназначен для передачи энергии к тормозным механизмам и управления ими при торможении. По принципу действия тормозные приводы разделяют на механические, пневматические, гидравлические и электрические.

Механический привод тормозов применяют в рабочей тормозной системе большинства тракторов, этот привод используют и на стояночных тормозах.

Требования к тормозным системам (помимо общих требований, предъявляемых к любым механизмам) следующие:

– минимальный тормозной путь или максимальное установившееся замедление в соответствии с требованиями ГОСТ, Директив ЕС и Правил ЕЭК ООН № 13 и 78;

– сохранение устойчивости при торможении (критериями устойчивости служат линейное отклонение, угловое отклонение);

– стабильность тормозных свойств при неоднократных торможениях;

– минимальное время срабатывания тормозного привода;

– силовое следящее действие тормозного привода, т. е. пропорциональность между усилием на педали и приводным моментом;

– отсутствие органолептических явлений (слуховых, обонятельных);

– надежность всех элементов тормозных систем; основные элементы (тормозная педаль и ее крепление, главный тормозной цилиндр, тормозной кран и др.) должны иметь гарантированную прочность, не выходить из строя на протяжении гарантированного ресурса; должна быть также предусмотрена сигнализация, оповещающая тракториста о неисправности тормозной системы.

При работе с прицепом тормоза прицепа должны начинать торможение чуть раньше, чем тормоза тягача. В тормозных системах универсально-пропашных тракторов должно быть дополнительно раздельное управление тормозами левого и правого бортов.

7.8. Тормозные механизмы

Получение необходимого тормозного момента может быть осуществлено различными способами. Наибольшее распространение получили фрикционные тормозные механизмы.

По форме трущихся поверхностей тормозные механизмы делят на ленточные, колодочные и дисковые. Рабочими поверхностями могут быть барабан и колодки, шкив (барабан) и тормозная лента, диск и колодки и т. д.

К тормозным механизмам предъявляются следующие основные требования:

– эффективность действия, т. е. создание большого тормозного момента;

– стабильность эффективности торможения при изменении скорости машины, количества торможений, температуры трущихся элементов и т. д.;

– долговечность трущихся пар;

– высокий и стабильный механический КПД;

– плавность действия, отсутствие при торможении вибраций;

– автоматическое восстановление номинального зазора между трущимися элементами.

Ленточные тормозные механизмы находят широкое применение на тракторах. Это объясняется тем, что ленточные тормозные механизмы в достаточной степени отвечают эксплуатационным требованиям, предъявляемым к тракторным тормозам, и имеют ряд преимуществ по сравнению с колодочными тормозами. Ленточные тормозные механизмы отличаются простым устройством, имеют более интенсивное торможение, чем колодочные. Меньшая плавность торможения не имеет столь существенного значения для тракторов, так как тормоз действует на валы, связанные с деталями, имеющими большие массы, силы инерции которых препятствуют резкому затормаживанию. Кроме того, скорость движения тракторов значительно ниже скорости движения автомобилей.

В гусеничных машинах эти тормоза служат составной частью механизма поворота и удобно сочетаются с общим устройством механизма управления гусеничных тракторов. Ленточный тормозной механизм применяют на тракторах ДТ-75МВ, Т-40АМ, Т-25, Т-150К (стояночный).

Эффективность ленточных тормозов определяется способом крепления концов тормозной ленты.

Простые ленточные тормоза выполняются по двум схемам: простой тормоз без серводействия, т. е. без самозатормаживания (рис. 7.23, *а*), и тормоз с серводействием (рис. 7.23, *б*).

В простом ленточном тормозе без серводействия концы тормозной ленты *2* крепятся к рычагу *4*, при воздействии на который оба конца ленты одновременно затягиваются. Преимуществом тормоза этого типа по сравнению с другими является то, что в нем отсутствует серводействие (т. е. самозатягивание тормозных лент при торможении), что обеспечивает плавное, без «захвата» торможение. Другим положительным качеством данного тормоза является независимость тормозного эффекта от направления вращения тормозного барабана *1*. Недостатком тормозов этого типа является неравномерное распределение удельного давления по длине тормозной ленты, что ведет к неравномерному износу тормозных накладок *3*.

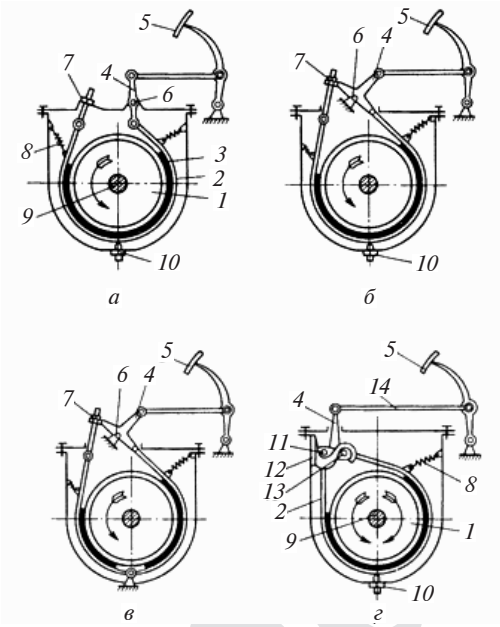


Рис. 7.23. Схемы ленточных тормозов:
а – простой без серводействия; *б* – простой с серводействием; *в* – двойной; *г* – плавающий (дифференциальный); *1* – барабан; *2* – тормозная лента; *3* – накладка; *4* – рычаг; *5* – педаль; *6* – ось; *7, 10* – регулировочные винты; *8* – оттяжная пружина; *9* – ось барабана; *11, 13* – опорные пальцы; *12* – траверса; *14* – тяга

В простом ленточном тормозе с односторонним серводействием один конец ленты *2* закреплен жестко, другой (подвижный) – шарнирно на тормозном рычаге. Тормозной эффект в этом тормозе зависит от направления вращения тормозного барабана *1*. В случае изменения направления вращения для получения того же тормозного момента необходимо приложить усилие примерно в 6 раз больше.

В простых ленточных тормозах с односторонним серводействием, так же как и в тормозах без серводействия, вал тормоза нагружается радиальными силами, удельное давление неравномерно распределяется по длине тормозной ленты, и торможение получается резким.

В *двойных ленточных тормозах* (рис. 7.23, *в*) оба конца ленты подвижные, они шарнирно укреплены на тормозном рычаге *4*. В этих тормозах лента имеет точку опоры на середине (иногда располагается и на разных расстояниях от концов ленты). В передней части тормозная лента закреплена с помощью кронштейна. Сила затяжки каждого конца ленты зависит от соотношения плеч рычага *4*. Положительным качеством тормоза является то, что его тормозной эффект не зависит от направления вращения тормозного барабана.

В *плавающем ленточном тормозе* (рис. 7.23, *г*) (его называют еще дифференциальным) нет жесткого крепления тормозной ленты. В зависимости от направления вращения тормозного барабана пальцы, имеющиеся на обоих концах лент, упираются в кронштейн, вследствие этого соответствующий конец тормозной ленты становится неподвижным. Тормоз превращается в простой. Таким образом, тормозной эффект в данном случае не зависит от направления вращения тормозного барабана.

В ленточных тормозах регулируют винтом *10* провисание ленты (1...2 мм), а затем винтом *7* – зазор между барабаном и лентой. Эту регулировку контролируют по свободному ходу педали.

Оценивая конструкции ленточных тормозов, можно сделать следующие выводы.

Плавное торможение обеспечивает только простой тормоз без серводействия. Но в этом тормозе вследствие неравномерного распределения удельного давления по длине тормозной ленты она изнашивается неравномерно. Несмотря на некоторые преимущества, простой тормоз без серводействия не получил распространения (небольшой тормозной эффект). Его иногда используют на колесных тракторах малой и средней мощности.

На гусеничных и колесных тракторах большой мощности применяются тормоза с серводействием, благодаря которому резко снижаются сила и работа, необходимые для управления трактором. Большая масса этих тракторов делает их практически нечувствительными к неравномерности торможения.

Простые ленточные тормоза целесообразно применять в механизмах с постоянным направлением вращения валов. Эти тормоза отличаются простотой конструкции и эффективностью торможения, поэтому их широко используют в механизмах поворота гусеничных тракторов малой и средней мощности, которые при работе относительно редко движутся задним ходом.

Двойные тормоза малоэффективны. Их применяют на гусеничных тракторах малой и средней мощности или на машинах, которые по условиям эксплуатации должны работать передним и задним ходом.

Плавающие тормоза используются в основном на тракторах большой мощности.

Колодочные барабанные тормозные механизмы. Колодочные тормозные механизмы барабанного типа используют в качестве как колесных, так и стояночных тормозных механизмов.

Тормоза выполняются только сухими, по месту расположения – в трансмиссии трактора или в его колесах. Принципиальные схемы колодочных тормозов представлены на рисунке 7.24.

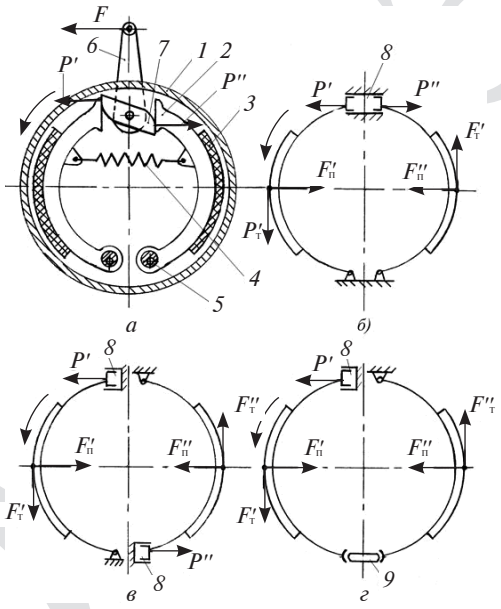


Рис. 7.24. Принципиальные схемы колодочных тормозов:
а – с равными перемещениями колодок; *б* – с равными приводными силами и односторонним расположением опор; *в* – с равными приводными силами и с разнесенными опорами; *г* – с большим сервоусилением; *1* – тормозной барабан; *2* – тормозная колодка; *3* – фрикционная накладка; *4* – отжимная пружина колодок; *5* – ось крепления тормозной колодки (эксцентрикового типа); *6* – тормозной рычаг; *7* – разжимной кулак; *8* – тормозной цилиндр; *9* – подвижный сухарик

Колодочный тормоз с равными перемещениями колодок (рис. 7.24, *а*) состоит из тормозного барабана *1* и двух колодок *2*, которые изнутри прижимаются к барабану разжимным кулаком *7*. При приложении к тормозному рычагу *6* силы *F* тормозные колодки под действием разжимного кулака поворачиваются вокруг неподвижных осей *5* крепления колодок и прижимаются к внутренней поверхности тормозного барабана, затормаживая его. В расторможенном состоянии колодки отводятся от тормозного барабана отжимной пружиной *4*.

Для регулировки зазора между тормозным барабаном и тормозными колодками с фрикционными накладками последние установлены на неподвижные оси эксцентрикового типа. Поворачивая оси, тормозная колодка меняет свое положение относительно тормозного барабана. Форма профиля разжимного кулака обеспечивает при включении тормоза равное перемещение левой и правой колодок. Следовательно, колодки с одинаковым усилием прижимаются к тормозному барабану, что обеспечивает их одинаковую интенсивность изнашивания в эксплуатации и независимость тормозного момента от направления вращения тормозного барабана. При этом тормоз полностью уравновешен, так как он не создает радиальной силы на подшипники тормозного барабана. Недостатком тормоза с равными перемещениями колодок является необходимость в значительной приводной силе P' и P'' соответственно на левую и правую колодки и сравнительно низкий КПД кулачкового привода (порядка 0,6...0,8). Для уменьшения трения между разжимным кулаком и тормозной колодкой иногда устанавливают ролик, а в опорах кулака применяют подшипники скольжения, что повышает КПД приводного устройства до 0,75...0,90. На практике вследствие попадания грязи в опоры тормозного кулака и в оси, на которых вращаются ролики, КПД кулачкового приводного устройства не превышает 0,75. Следует отметить трудоемкость технического обслуживания такого тормоза ввиду необходимости периодически смазывать опоры кулака.

Схема колодочного тормоза с равными приводными силами и односторонним расположением опор представлена на рисунке 7.24, *б*. Приводное устройство тормозных колодок вы-

полнено в виде двухстороннего гидравлического тормозного цилиндра *8*, который обеспечивает равенство приводных сил P' и P'' . На схеме показаны силы, действующие на тормозные колодки и направление вращения тормозного барабана, при переднем ходе трактора. Сила трения $F_т$, действующая на левую колодку, поворачивает ее относительно нижней опоры и прижимает к тормозному барабану. Правая колодка под действием силы трения $F'_т$, наоборот, стремится отжаться от тормозного барабана. В результате нормальные силы прижатия левой $F'_п$ и правой $F''_п$ колодок различны. При этом $F'_п > F''_п$, что приводит к более интенсивному изнашиванию левой колодки тормоза и созданию радиальной нагрузки на опоры тормозного барабана. При этом тормозной момент левой колодки выше, чем правой. Колодку, прижимаемую за счет силы трения к тормозному барабану, принято называть активной, а отжимаемую от барабана – пассивной. Таким образом, левая тормозная колодка является активной, а правая – пассивной.

При изменении направления вращения тормозного барабана на противоположное (задний ход трактора) изменяются направления действия тормозных сил, левая колодка становиться пассивной, а правая – активной. В таком тормозе величина тормозного момента не зависит от направления вращения тормозного барабана.

В современных конструкциях тормозов для выравнивания интенсивности изнашивания колодок очень часто фрикционные накладки колодки, располагаемой сзади по ходу движения трактора, делают более короткими.

Схема колодочного тормоза с равными приводными силами ($P' = P''$) и разнесенными опорами колодок представлена на рисунке 7.24, *в*. Здесь каждая тормозная колодка имеет свой привод, выполненный в виде гидравлического тормозного цилиндра *8*. При переднем ходе трактора обе тормозные колодки являются активными, так как за счет сил трения прижимаются к тормозному барабану. Эффективность тормоза в данном случае торможения выше, чем у ранее рассмотренных схем колодочных тормозов. При заднем ходе трактора обе тормозные колодки становятся пассивными, что приводит к снижению эффективности тормоза примерно в два раза. Тормоз полно-

стью уравновешен ($F'_{п} = F''_{п}$). Эта схема колодочного тормоза получила широкое применение в автомобилях для торможения передних колес. В тракторах такая схема не применяется.

Колодочный тормоз с большим сервоусилением (см. рис. 7.24, *г*) имеет общий привод двух тормозных колодок, выполненный в виде гидравлического тормозного цилиндра *8*, действующего с силой *P'* на переднюю колодку по ходу движения машины (слева на схеме). Передача силы от первой колодки на вторую осуществляется через подвижный сухарик *9*, выполняющий одновременно функцию опор колодок и силопередающего устройства. Обе тормозные колодки при переднем ходе машины активные. В результате момент трения, создаваемый второй колодкой, существенно больше, чем первой. Тормоз не уравновешен, так как $F'_{п} > F''_{п}$. При заднем ходе машины обе колодки становятся пассивными, и эффективность тормоза снижается примерно в три раза.

Из-за большой эффективности при переднем ходе, малой стабильности и большой неуравновешенности этот тормоз, вызывающий чрезмерно резкое торможение, в современных тракторах в качестве колесного тормоза не применяется.

Дисковые тормозные механизмы применяют на тракторах производства МТЗ. Трактор имеет два тормозных механизма, каждый из которых управляется от своей педали. На транспортных работах педали должны быть обязательно сблокированы. Каждый механизм имеет два тормозных диска *3* (рис. 7.25) с фрикционными накладками, установленными на шлицах ведущего вала конечной передачи. Между ними расположены два нажимных диска *4*, шарнирно соединенные планками с вилкой *6*, тягой и педалью тормоза. При нажатии на педаль тяга с планками заставляет диски *4* поворачиваться навстречу друг другу (рис. 7.25, *в*). На внутренней поверхности дисков выполнены косые лунки, в которых установлены шарики *17*. При повороте нажимных дисков шарики разжимают диски *4*, прижимают тормозные диски *3* к кожуху *1*, обеспечивая создание тормозной силы. Зазор в свободном состоянии регулируют с помощью винта *8* с контргайкой *7*. Контроль регулировки ведут по свободному ходу педали, который должен быть в пределах 70...90 мм.

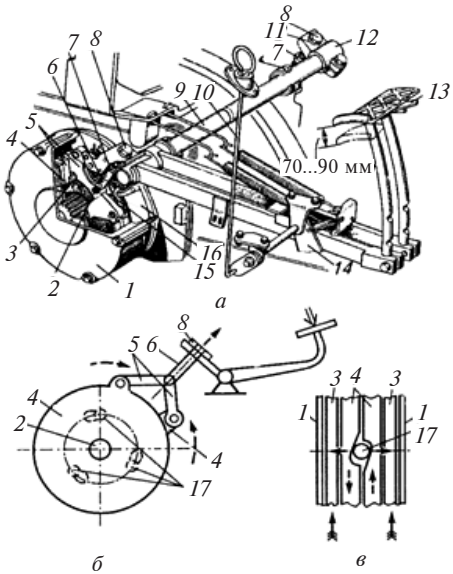


Рис. 7.25. Дисковый тормозной механизм тракторов «Беларус»: *а* – устройство; *б* – схема работы; *в* – поворот нажимных дисков; *1* – кожух; *2* – вал конечной передачи; *3* – тормозные диски; *4* – нажимные диски; *5* – тяги; *6* – стяжная вилка; *7* – контргайка; *8* – регулировочный винт; *9* – вал педалей; *10* – тяга защелки; *11* – шайба; *12* – рычаг левого тормоза; *13* – блокировочная планка; *14* – защелка стояночного тормоза; *15* – тяга поворота нажимных дисков; *16* – стакан подшипников; *17* – шарик

Торможение колес может быть одновременным и раздельным. Для одновременного действия тормозов левого и правого бортов обе педали блокируются откидной соединительной планкой *13*. Раздельное воздействие на левую или правую педали используется для повышения маневренности трактора.

Основным достоинством дискового тормозного механизма является его хорошая стабильность, что отражено в статической характеристике, которая имеет линейный характер. В настоящее время стабильности отдается предпочтение перед эффективностью, так как необходимый тормозной момент можно получить увеличением приводных сил в результате применения рабочих цилиндров большего диаметра или уси-

лителя. Кроме этого, дисковые тормозные механизмы имеют следующие преимущества перед колодочными:

– меньшие зазоры между дисками и колодками в незаторможенном состоянии (0,005...0,1 мм) и ход колодки, что позволяет повысить быстродействие и передаточное число тормозного привода;

– меньшую массу и габариты;

– более равномерное изнашивание фрикционных материалов, так как давление по поверхности пары трения диск – колодка распределяется равномерно;

– больший тормозной момент, развиваемый за счет уравновешивания сил, действующих со стороны колодок на диск;

– меньшую чувствительность к попавшей на накладки воде (по сравнению с барабанным тормозным механизмом – давление накладок в 3...4 раза превосходит давление накладок барабанного тормозного механизма);

– возможность обеспечения эффективного теплоотвода от трущихся элементов.

Конструкции дисковых тормозных механизмов предусматривают легкую и быструю смену тормозных колодок.

Недостатки дисковых тормозных механизмов:

– высокое давление на фрикционную накладку вызывает ее неустойчивую работу (вибрацию, непостоянство коэффициента трения, концентрацию температурных напряжений), появление задиров и трещин;

– повышенная интенсивность изнашивания фрикционных накладок;

– обязательное применение в тормозном приводе усилителя по давлению.

На последних моделях энергонасыщенных тракторов (Беларус-1523, Беларус-2822, Беларус-2103 и Беларус-3022) применяют дисковые тормоза «мокрого» типа. Тормозные механизмы работают в масляной ванне корпуса заднего ведущего моста. Данный тип тормозных механизмов обеспечивает лучшее охлаждение, меньшее изнашивание и, как правило, большой срок службы.

В качестве примера рассмотрим «мокрые» тормоза трактора Беларус-2103. Тормоза служат для замедления скорости

движения трактора, его полной остановки, а также для удержания остановленного трактора в неподвижном состоянии.

Тормозная система трактора включает «мокрые» тормоза и пневматическую систему управления тормозами.

На тракторе применяются дисковые тормоза, которые устанавливаются на водилах с левой и правой стороны механизма поворота.

Каждый тормоз состоит из двух соединительных дисков *1* (рис. 7.26), промежуточных дисков *2* с наклеенными фрикционными накладками и двух чугунных нажимных дисков *3*, установленных между соединительными дисками. Нажимные диски соединены с механизмом управления тормозами, а соединительные – со шлицами водила. Между нажимными дисками установлено по три разжимных шарика *4*, равномерно расположенных по окружности. Шарики заходят в профильные канавки, выполненные на внутренних поверхностях нажимных дисков.

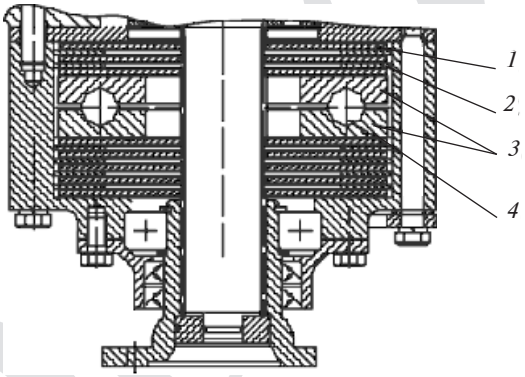


Рис. 7.26. Дисковый тормозной механизм:
1 – соединительные диски; *2* – диски промежуточные; *3* – нажимные диски; *4* – шарик

При нажатии на педаль тормоза шток *2* (рис. 7.27) тормозной камеры поворачивает двуплечий рычаг *3*, который поворачивает нажимные диски *3* (рис. 7.26) относительно друг друга. При этом шарики *4*, перемещаясь по профильным канавкам дисков, раздвигают промежуточные диски *2*.

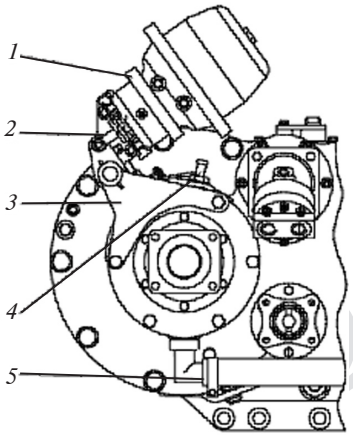


Рис. 7.27. Привод тормозного механизма:
1 – камера тормозная; *2* – шток; *3* – двуплечий рычаг;
4 – штуцер; *5* – рукав

Нажимные диски прижимают фрикционные накладки соединительных дисков к неподвижным поверхностям крышки и кожуха тормоза, чем осуществляется торможение водила и, в конечном счете, ведущих зубчаток трактора. В исходное, расторможенное положение диски возвращаются под действием пружин.

Смазка и охлаждение тормозных дисков осуществляется путем подачи масла из системы смазки трансмиссии через штуцер *4* (рис. 7.27). Отвод масла производится через рукав *5* в коробку передач.

7.9. Пневматическая система управления тормозами

Для работы с прицепами и другими машинами, снабженными пневматическим или гидравлическим приводом тормозов, трактор оборудуется однопроводной или двухпроводной пневматической системой (рис. 7.28), в которую входят компрессор, регулятор давления, ресивер, тормозной кран, соединительная головка, трубопроводы. Система применяется также для накачки шин и других целей, где требуется сжатый воздух.

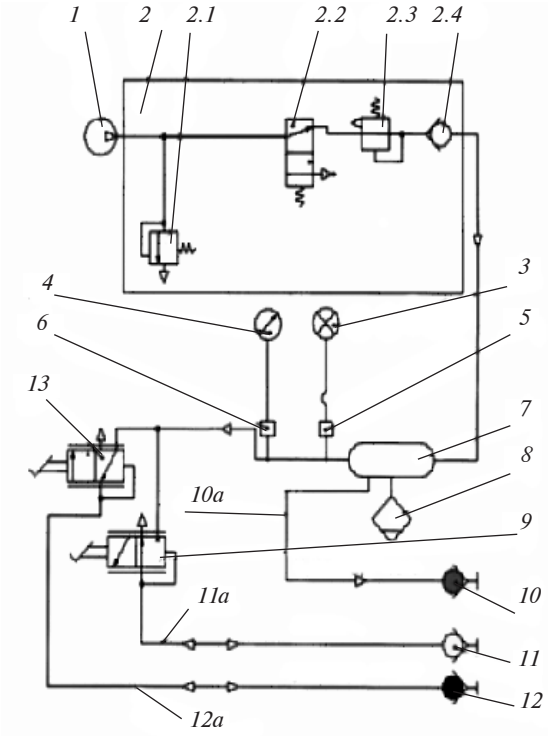


Рис. 7.28. Принципиальная схема комбинированного пневмопривода тормозов прицепа тракторов «Беларус»:
1 – компрессор; *2* – регулятор давления (*2.1* – клапан предохранительный, *2.2* – клапан отбора воздуха, *2.3* – клапан разгрузочный, *2.4* – клапан обратный); *3* – сигнальная лампа аварийного давления; *4* – указатель давления; *5* – датчик аварийного давления; *6* – датчик давления; *7* – ресивер; *8* – клапан удаления конденсата; *9* – двухпроводной тормозной кран; *10* – головка соединительная питающей магистрали *10a* двухпроводного пневмопривода; *11* – головка соединительная управляющей магистрали *11a* двухпроводного пневмопривода; *12* – головка соединительная соединительной магистрали *12a* однопроводного пневмопривода; *13* – однопроводной тормозной кран

По данной схеме комбинированный пневмопривод обеспечивает как однопроводной (головка *12*), так и двухпроводной (головки *10* и *11*) пневмоприводы тормозов прицепа и сельскохозяйственных машин.

Для однопроводного пневмопривода при нажатии на педали рабочих тормозов сжатый воздух из соединительной магистрали *12а* выходит в атмосферу через тормозной кран *13*.

Для двухпроводного пневмопривода сжатый воздух постоянно поступает на прицеп через питающую магистраль *10а*. При торможении сжатый воздух подается на прицеп через тормозной кран *9* и магистраль управления *11а*. При этом срабатывает воздухораспределитель прицепа, подавая сжатый воздух из ресивера прицепа в тормозные камеры. Прицеп затормаживается.

Схема пневматическая тормозная трактора Беларус-2103 показана на рисунке 7.29.

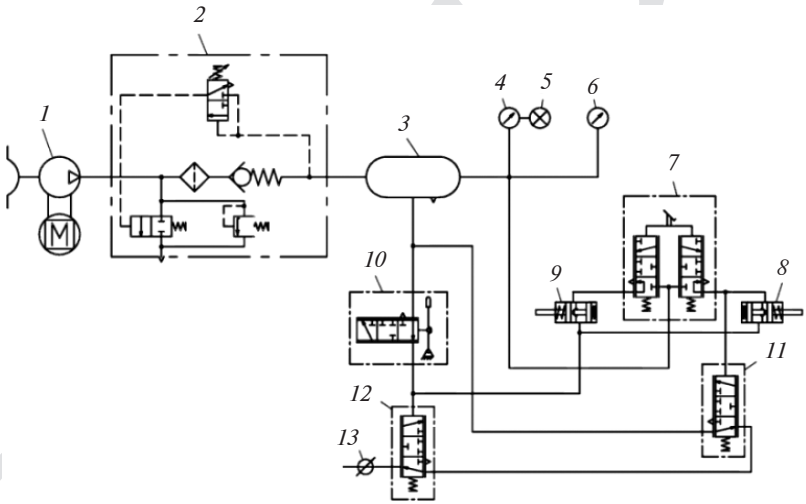


Рис. 7.29. Схема пневматическая тормозная трактора Беларус-2103:
1 – компрессор; *2* – регулятор давления; *3* – баллон-ресивер; *4* – датчик аварийного давления; *5* – сигнальная лампа аварийного давления; *6* – указатель давления; *7* – кран тормозной; *8* – камера тормозная левая; *9* – камера тормозная правая; *10* – кран тормозной обратного действия с ручным управлением; *11* – клапан управления тормозами прицепа; *12* – клапан ускорительный; *13* – головка соединительная

Забор воздуха в систему осуществляется из впускного коллектора двигателя. В компрессоре воздух сжимается и подается в баллон-ресивер через регулятор давления. Из баллона сжатый воздух поступает к тормозному крану, крану тормозному обратного действия *10*. Из тормозного крана сжатый воздух может поступать к тормозным камерам *8* и *9*, а через ускорительный клапан поступает к соединительной головке. Тормозной кран обратного действия с ручным управлением связан с энергоаккумуляторами и ускорительным клапаном и служит для управления стояночным тормозом.

Одновременно с включением стояночного тормоза через ускорительный клапан включаются и тормоза агрегатируемых с трактором прицепов.

В магистрали управления энергоаккумуляторами установлен датчик аварийного давления, который включает при затормаживании трактора стояночным тормозом контрольную лампу красного цвета на щитке приборов, сигнализируя о том, что трактор заторможен. Аналогичный датчик установлен и в ресивере. Он включает сигнальную лампу красного цвета на щитке приборов при недостаточном давлении в пневмосистеме.

В баллоне для удаления конденсата предусмотрен сливной клапан. Для контроля давления в баллоне на щитке приборов установлен указатель давления воздуха *6*. В системе предусмотрен клапан контрольного вывода для подключения контрольного манометра при диагностике пневмосистемы.

В болтах крепления трубопроводов к тормозным камерам установлены выключатели сигнала торможения.

Компрессор тракторов одноцилиндровый, одноступенчатый, поршневой с воздушным охлаждением (рис. 7.30). Назначение компрессора – снабжение пневмосистемы сжатым воздухом. Расположен компрессор с левой стороны двигателя на крышке распределения.

Рукоятка *4* имеет два положения: горизонтальное левое – компрессор выключен, горизонтальное правое – включен. Привод компрессора осуществляется от шестерни топливного насоса через подвижную промежуточную шестерню *2* на шестерню коленчатого вала. Промежуточная шестерня, перемещаясь вдоль оси при помощи рычага включения, разъединя-

ется с шестерней топливного насоса и отключает компрессор от двигателя, но при этом остается в зацеплении с шестерней коленчатого вала компрессора.

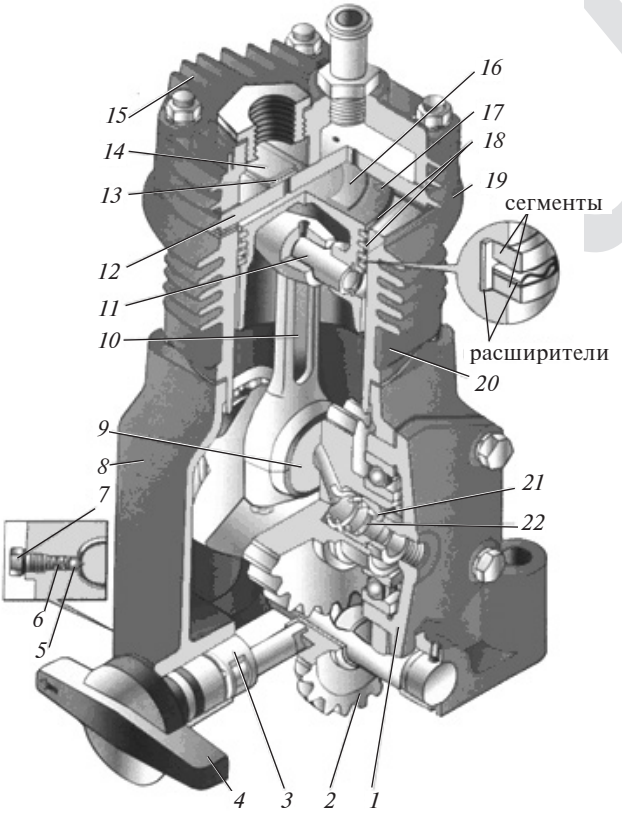


Рис. 7.30. Компрессор:
1 – стакан шарикоподшипника; *2* – промежуточная шестерня привода компрессора; *3* – вал с эксцентрично расположенным пальцем включения компрессора; *4* – рукоятка включения компрессора; *5* – фиксатор вала; *6* – пружина; *7* – блок фиксатора; *8* – картер; *9* – коленчатый вал с шестерней привода; *10* – шатун; *11* – поршневой палец; *12* – плита; *13* – клапан нагнетательный; *14* – ограничитель; *15* – головка цилиндра; *16* – клапан всасывающий; *17* – поршень; *18* – кольца компрессионные; *19* – сегменты, расширители (маслосъемное кольцо); *20* – цилиндр; *21* – уплотнитель; *22* – пружина

Шестерня коленчатого вала выполнена как одно целое с валом, размещенным в картере компрессора на двух шариковых подшипниках. Коленчатый вал через шатун и поршневой палец соединен с поршнем. При движении поршня вниз воздух из всасывающего коллектора двигателя через соединительный патрубок и всасывающий клапан пластинчатого типа поступает в цилиндр компрессора.

При обратном перемещении поршня воздух сжимается и через нагнетательный клапан и трубопроводы поступает в пневмосистему. Когда давление в ресивере достигает 7,0...7,4 кгс/см^2 (0,7...0,74 МПа), срабатывает регулятор давления и отключает компрессор от ресивера. Отключенный от ресивера компрессор подает воздух в атмосферу через регулятор без противодавления и благодаря этому разгружается.

При снижении давления в ресивере до 0,67...0,63 МПа (6,7...6,3 кгс/см^2) регулятор подключает компрессор, и сжатый воздух снова поступает в систему.

На работах, где пневмосистема не используется, компрессор нужно отключать.

Трущиеся поверхности компрессора смазываются разбрызгиванием. Масло для смазки компрессора поступает от шестерен распределения двигателя. Дополнительно к втулке промежуточной шестерни через каналы в картере компрессора и оси подводится масло, скапливающееся в кармане картера.

Регулятор давления (рис. 7.31) предназначен для автоматического регулирования в заданных пределах давления воздуха в системе, а также для очистки воздуха от воды, масла и твердых частиц. Кроме того, в регулятор давления встроен клапан для отбора сжатого воздуха из пневмосистемы для накачки шин и других целей. В цепи пневматической системы регулятор находится между компрессором и ресивером, крепится на ресивере с помощью штуцера.

В корпусе размещены фильтрующий элемент *22*, разгрузочный поршень *6*, клапан отбора воздуха с обратным клапаном *28*. Между корпусом регулятора и корпусом пружины установлен узел диафрагмы *15* с клапанами. В корпусе размещена пружина *16*, воздействующая на диафрагму. Сжатие

пружины регулируется регулировочной крышкой *19*. В нижней части корпуса расположена крышка *2*, в которой размещен выпускной клапан *3*, соединенный с разгрузочным поршнем при помощи стержня *4* через пружину *5*.

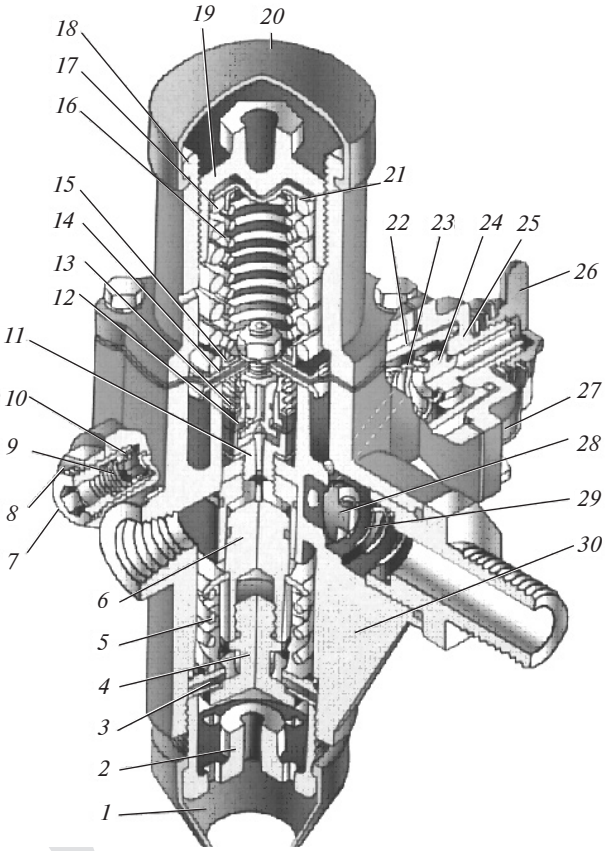


Рис. 7.31. Регулятор давления:
1 – насадка; *2* – крышка; *3* – клапан; *4* – стержень; *5* – пружина; *6* – поршень; *7* – винт; *8* – гайка; *9* – пружина; *10* – клапан; *11* – седло; *12* – золотник; *13* – клапан; *14* – втулка; *15* – диафрагма; *16* – пружина; *17* – пружина; *18* – крышка; *19* – крышка регулировочная; *20* – колпак; *21* – тарелка; *22* – фильтр; *23* – пружина; *24* – толкатель; *25* – крышка; *26* – гайка-барашек; *27* – петля; *28* – обратный клапан; *29* – пружина; *30* – корпус

Принцип действия регулятора показан на рисунке 7.32. Сжатый воздух поступает к выводу А регулятора давления и через обратный клапан и вывод Б в тормозную систему трактора. Одновременно сжатый воздух по каналу Г через отверстие во вставке *4* поступает под следящий поршень *5*. По мере наполнения системы сжатым воздухом происходит рост давления на выводе Б и под поршнем *5*. При достижении величины давления, на которое отрегулирована пружина *6* винтом *7*, поршень *5*, преодолевая усилие пружины *6*, перемещается вверх. При этом выпускной клапан *9* садится на седло в поршне *5*.

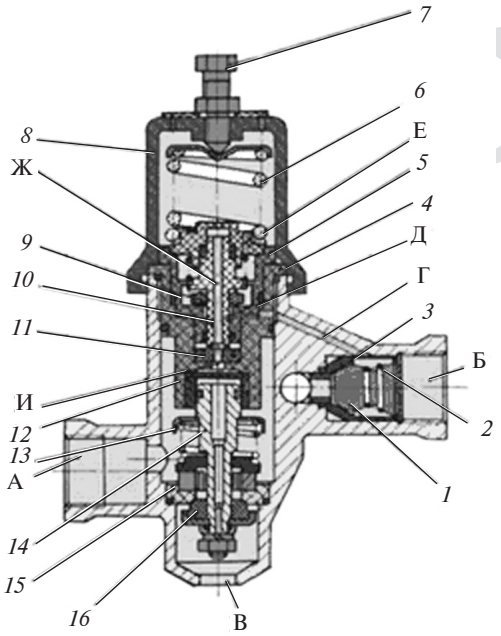


Рис. 7.32. Схема работы регулятора давления:
1 – обратный клапан; *2* – пружина; *3* – патрубок; *4* – вставка; *5* – поршень; *6* – пружина; *7* – винт; *8* – крышка; *9* – выпускной клапан; *10* – клапан; *11* – упругий элемент; *12* – поршень; *13* – пружина; *14* – шток; *15* – вставка; *16* – клапан предохранительный

При достижении верхнего предела регулирования пружины *6* клапан *10* отрывается от упругого элемента, и сжа-

тый воздух поступает по каналу И в полость над плавающим поршнем *12*. Под давлением сжатого воздуха поршень *12* перемещается вниз, воздействуя на шток. Шток, преодолевая усилие пружины *13*, отрывает клапан *16* от седла во вставке *15*, в результате чего вывод А сообщается с атмосферным выводом В. Давление сжатого воздуха падает, и компрессор работает в режиме разгрузки. Давление сжатого воздуха в тормозной системе остается неизменным благодаря обратному клапану *1*, который плотно прижат пружиной *2* к седлу в патрубке *3*.

По мере израсходования сжатого воздуха в тормозной системе и падения давления в выводе Б до определенной величины поршень *5* перемещается вниз. В результате клапан *10* садится на седло упругого элемента *11*, и при дальнейшем перемещении поршня *5* происходит открытие выпускного клапана *9*, что приводит к выпуску сжатого воздуха из полости И через канаты Ж, Д, Е и далее через отверстия в крышке *8* в атмосферу.

После этого шток под действием пружины *13* перемещается вверх, и клапан *16* садится на седло во вставке *15*, тем самым прекращая выход сжатого воздуха из вывода А в атмосферный вывод В. Компрессор переходит в режим нагрузки. Начинается процесс повторного наполнения пневмосистемы.

В случае несрабатывания следящей системы повышение давления будет происходить до тех пор, пока давление, воздействующее на клапан *16*, не преодолеет усилие пружины *13*, что приведет к открытию клапана *16* и сбросу сжатого воздуха в атмосферу; таким образом, клапан *16* выполняет функции предохранительного.

Регулировка параметров регулятора осуществляется винтом *7* на специальном стенде с применением аттестованных манометров, подключаемых к выводам А и Б.

Ресивер *7* (см. рис. 7.28) представляет собой герметичный металлический баллон, который служит для сохранения запаса сжатого воздуха с целью обеспечения нормальной работы пневматической системы. Вместимость ресивера 20 л, он закреплен на двух кронштейнах к правому лонжерону полурамы трактора.

Тормозной кран предназначен для управления приводом тормозов прицепов. Он обеспечивает пропорциональную за-

висимость между усилием на педали тормозов или на рычаг рулевого тормоза и давлением воздуха в тормозных камерах прицепа, от величины которого зависит интенсивность торможения. Устанавливается тормозной кран с правой стороны трактора на кронштейне.

Тормозной кран однопроводной системы представлен на рисунке 7.33. Сжатый воздух из баллонов трактора через полость нагнетания Б, зазор между впускным клапаном и седлом диафрагмы, канал управления А поступает в пневматическую магистраль управления тормозами прицепа и далее через воздухораспределитель прицепа в ресивер прицепа. При этом происходит только заполнение ресивера прицепа сжатым воздухом, а прицеп остается расторможенным.

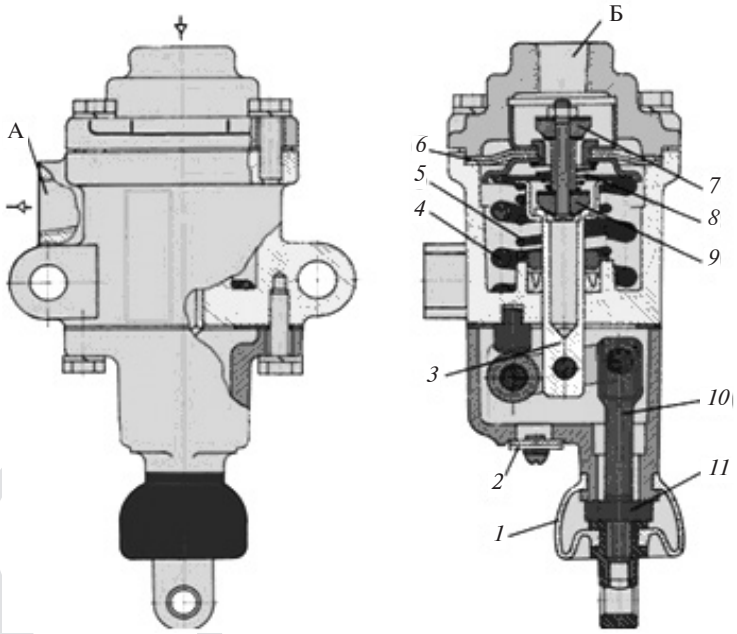


Рис. 7.33. Схема тормозного крана однопроводной пневмосистемы трактора: *1* – чехол; *2* – клапан атмосферный; *3* – шток; *4* – пружина диафрагмы; *5* – пружина; *6* – диафрагма; *7* – клапан впускной; *8* – пружина клапана; *9* – клапан выпускной; *10* – тяга; *11* – гайка; А – канал управления; Б – канал нагнетания

При частичном торможении тяга перемещается на неполный ход. При этом полый шток *3* перемещается на определенную величину. Диафрагма, сжимая пружину *4*, перемещается с закрытым клапаном *7* до упора выпускного клапана *9* в полый шток. Давление в полости А стабилизируется, снижаясь на определенную величину, а воздухораспределитель, расположенный на прицепе, подает при этом из баллона прицепа пропорциональное ему давление сжатого воздуха в тормозные камеры прицепа, подтормаживая его.

При торможении трактора, т. е. при перемещении педалей рабочих тормозов или рычага стояночно-запасного тормоза тяга привода (не показана) перемещает тягу и связанный с ней полый шток вниз, выпускной клапан *9* при этом открывается, а впускной клапан закрывается. Диафрагма, перемещаясь вниз, сжимает пружину *4*. Сжатый воздух из полости А и магистрали управления прицепа выходит через полый шток и атмосферный клапан в атмосферу. Прицеп затормаживается.

При растормаживании трактора педали рабочих тормозов пли рычаг стояночно-запасного тормоза возвращаются в исходное положение, полый шток под воздействием усилия пружины *5* перемещается вверх, открывая впускной клапан. Сжатый воздух из полости Б начинает поступать в полость А и далее в магистраль управления тормозами и воздухораспределитель прицепа, который, срабатывая, пропускает его в баллон прицепа и выпускает одновременно сжатый воздух из тормозных камер колес прицепа в атмосферу При этом происходит растормаживание прицепа, пропорциональное положению органов управления тормозами.

Тормозной кран двухпроводной системы показан на рисунке 7.34.

При свободном положении органов управления тормозами трактора сжатый воздух из ресивера трактора поступает в полость Б тормозного крана и запирается закрытым впускным клапаном. Диафрагма занимает равновесное положение, определяемое давлением воздуха в полости Б и усилием уравновешивающей пружины *4*. Полость А магистрали управления сообщается с атмосферой через клапан *2*. Прицеп остается расторможенным.

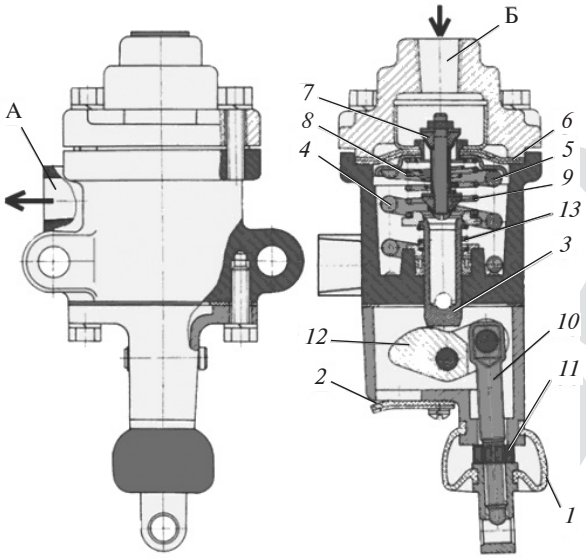


Рис. 7.34. Схема тормозного крана двухпроводной пневмосистемы трактора: *1* – чехол; *2* – клапан атмосферный; *3* – шток; *4* – пружина диафрагмы; *5* – пружина штока; *6* – диафрагма; *7* – клапан впускной; *8* – пружина клапана; *9* – клапан выпускной; *10* – тяга; *11* – гайка; *12* – кулачок; *13* – пружина; А – канал управления; Б – канал нагнетания

При торможении трактора, т. е. при перемещении педалей рабочих тормозов или рычага стояночно-запасного тормоза, тяга перемещается вниз на полный ход, кулачок поворачивается по часовой стрелке и перемещает шток *3* вверх, преодолевая сопротивление пружины *5*. Клапан *9* закроется в результате контакта клапана с седлом штока, и при его дальнейшем перемещении вверх откроется впускной клапан. Воздух под давлением будет поступать из полости Б через открытый клапан в полость А магистрали управления. Прицеп затормаживается.

При частичном подтормаживании тяга перемещается на неполный ход и перемещает на некоторую величину полый шток *3*. В полости А устанавливается промежуточное давление, соответствующее режиму подтормаживания. Создается положение, когда оба клапана *7* и *9* закрыты в определенном

равновесном положении диафрагмы и ее подвижного седла штока. Любое изменение давления в полостях А или Б нарушает равновесие диафрагмы и обеспечивает подвод давления из полости Б через клапан *7* или сброс давления через клапаны *9* и *2* в атмосферу.

Кран тормозной обратного действия с ручным управлением показан на рисунке 7.35. При движении трактора рукоятка крана находится в крайнем нижнем положении, и сжатый воздух от воздушного баллона привода стояночного и запасного тормозов подводится к выводу I.

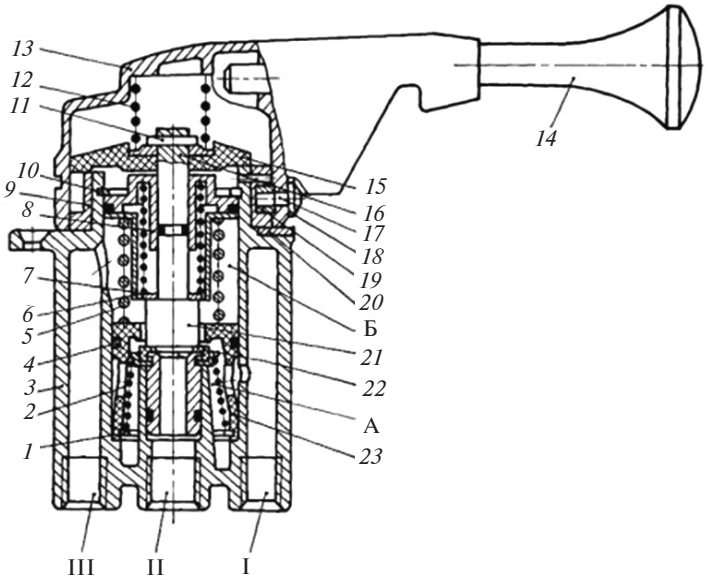


Рис. 7.35. Тормозной кран обратного действия с ручным управлением:
1 – упорное кольцо; *2* – пружина клапана; *3* – корпус;
4 – уплотнительное кольцо; *5* – уравновешивающая пружина; *6* – пружина штока; *7* – тарелка пружины; *8* – направляющая штока; *9* – обойма;
10 – упорное кольцо; *11* – штифт; *12* – пружина; *13* – крышка;
14 – рукоятка; *15* – направляющий колпачок; *16* – шток; *17* – ось ролика;
18 – фиксатор; *19* – ролик; *20* – стопор; *21* – выпускное седло клапана на штоке; *22* – клапан; *23* – следящий поршень; I – вывод к воздушному баллону; II – атмосферный вывод;
III – вывод к управляющей магистрали

Под действием пружины *6* шток находится в крайнем нижнем положении, клапан *22* под действием пружины *2* прижат к выпускному седлу штока. Сжатый воздух через отверстия в поршне *23* поступает в полость А, а оттуда через впускное седло клапана *22*, которое выполнено на дне поршня *23*, попадает в полость Б. Затем по вертикальному каналу в корпусе *3* воздух проходит к выводу III и далее в управляющую магистраль.

При повороте рукоятки поворачивается вместе с крышкой *13* направляющий колпачок *15*. Скользя по винтовым поверхностям обоймы *9*, колпачок поднимается вверх, увлекая за собой шток. Седло *21* отделяется от клапана *22*, клапан под действием пружины *2* поднимается до упора в седло поршня *23*.

В результате прекращается поступление сжатого воздуха от вывода I в вывод III. Через открытое выпускное седло *21* на штоке сжатый воздух через центральное отверстие клапана *22* выходит из вывода III в атмосферный вывод II до тех пор, пока давление воздуха в полости А под поршнем *23* не преодолеет силу уравновешивающей пружины *5* и давление воздуха над поршнем в полости Б.

Преодолевая силу противодействия пружины *5*, поршень *23* вместе с клапаном *22* поднимается вверх до соприкосновения клапана с выпускным седлом *21* штока, после чего выпуск воздуха прекращается. Так осуществляется следящее действие крана.

Стопор *20* крана имеет профиль, обеспечивающий автоматический возврат рукоятки в нижнее положение при ее отпускании. Только в крайнем верхнем положении фиксатор *18* рукоятки входит в паз стопора *20* и фиксирует рукоятку. При этом воздух из вывода III выходит полностью в атмосферный вывод II, так как поршень *23* упирается в тарелку *7* пружины *5* и клапан *22* не доходит до выпускного седла *21* штока. Для оттормаживания пружинных энергоаккумуляторов рукоятку необходимо вытянуть в радиальном направлении; при этом фиксатор *18* выходит из паза стопора, и рукоятка *14* свободно возвращается в нижнее положение.

Тормозная камера с пружинным энергоаккумулятором (Беларус-2103) (рис. 7.36) предназначена для приведения в действие тормозных механизмов при включении рабочего и стояночного тормозов.

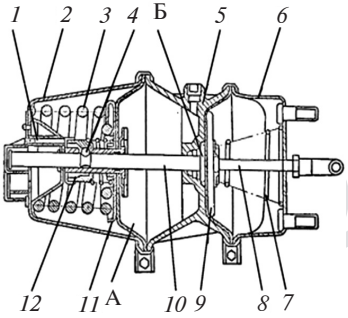


Рис. 7.36. Тормозная камера с пружинным энергоаккумулятором:
1 – направляющая; *2* – цилиндр энергоаккумулятора; *3* – силовая пружина; *4* – шарик; *5* – фланец; *6* – корпус тормозной камеры; *7* – возвратная пружина; *8* – шток; *9* – подпятник; *10* – толкатель; *11* – поршень; *12* – втулка скользящая; А, Б – полости

При торможении рабочим тормозом сжатый воздух подается в полость Б над диафрагмой тормозной камеры. Диафрагма воздействует на шток *8* тормозной камеры, который выдвигается и приводит в действие тормозной механизм. При выпуске воздуха шток и диафрагма возвращаются в исходное положение под действием пружины *7*.

При включении стояночного тормоза сжатый воздух выпускается из полости А. Поршень *11* под действием силовой пружины *3* перемещает толкатель *10*, который воздействует на диафрагму и шток *8* тормозной камеры, и трактор затормаживается.

При выключении стояночного тормоза воздух подается в полость А цилиндра энергоаккумулятора под диафрагму, которая, перемещаясь, сжимает силовую пружину. При этом толкатель *11* перемещается и освобождает диафрагму и шток тормозной камеры, которые под действием возвратной пружины возвращаются в исходное положение.

В процессе эксплуатации может возникнуть необходимость буксировки трактора с неработающим двигателем и от-

сутствием давления воздуха в контуре стояночного тормоза. В этом случае срабатывает пружинный энергоаккумулятор и шасси затормаживается. Для растормаживания шасси необходимо отвинтить защитный колпачок с цилиндра энергоаккумулятора, вставить упор из ЗИП для растормаживания в два отверстия с направляющими *1* и сильно ударить молотком по упору. При этом шарик *4* выйдет из канавки, и толкатель *10* рассоединится с поршнем *11*. Шток *8* вместе с диафрагмой тормозной камеры возвратится в исходное положение под действием возвратной пружины, и трактор растормаживается.

Клапан ускорительный предназначен для включения тормозов прицепа при установке трактора на стояночный тормоз.

Работа ускорительного клапана рассмотрена на примере его использования в контуре стояночного и запасного тормозов.

К выводу I (рис. 7.37) подается сжатый воздух из воздушного ресивера стояночного и запасного тормоза. Вывод II соединен с управляющим аппаратом-краном стояночного и запасного тормоза, а вывод III – с пружинными энергоаккумуляторами.

При отсутствии давления в выводе II поршень *3* находится в верхнем положении. Впускной клапан *4* закрыт под действием пружины *5*, а выпускной клапан *1* открыт. Через открытый выпускной клапан и выводы III и I пружинные энергоаккумуляторы сообщаются с атмосферой.

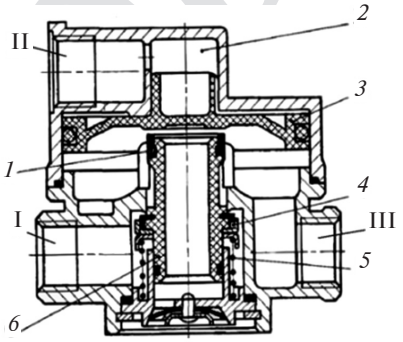


Рис. 7.37. Ускорительный клапан:
1 – выпускной клапан; *2* – верхняя камера; *3* – поршень; *4* – впускной клапан; *5* – пружина; *6* – корпус клапанов; I, II, III – выводы

При подаче сжатого воздуха к выводу II от ручного тормозного крана воздух поступает в надпоршневое пространство – камеру *2*. Поршень *3* под действием сжатого воздуха движется вниз. Закрывается выпускной клапан, а затем открывается впускной. Цилиндры пружинных энергоаккумуляторов, присоединенные к выводу III, заполняются сжатым воздухом из воздушного ресивера через вывод I и открытый впускной клапан.

Пропорциональность управляющего давления в выводе III (следящее действие) осуществляется поршнем *3*. При достижении в выводе III давления, соответствующего давлению в выводе II, поршень *3* перемещается вверх до момента закрытия впускного клапана, движущегося под действием пружины *5*.

Соединительная головка (рис. 7.38) предназначена для соединения пневматических систем трактора и привода тормозов прицепа.

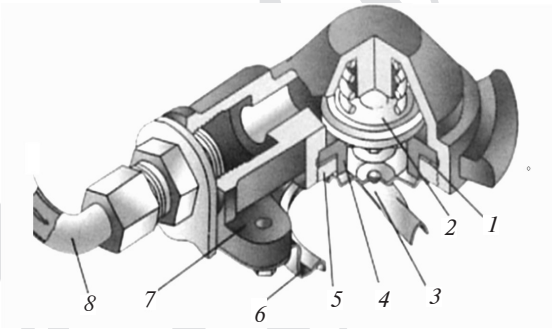


Рис. 7.38. Соединительная головка:
1 – резиновые уплотнения; *2* – клапан; *3* – крышка; *4* – кольцо; *5* – гайка; *6* – замок; *7* – корпус; *8* – трубопровод от тормозного крана

При подсоединении головки прицепа ее стержень отжимает обратный клапан *2* соединительной головки трактора, и сжатый воздух из пневмосистемы трактора беспрепятственно поступает в пневмосистему прицепа. Резиновые уплотнения *1* головки, касаясь друг друга, отделяют внутренние полости от атмосферы и предотвращают утечку воздуха.

Для подсоединения прицепа следует снять крышку *3*, нажать на клапан и продуть головку для удаления пыли, после

чего соединить головки. При отсоединении прицепа необходимо сначала закрыть тормозной кран, затем разъединить головки и закрыть их пылезащитными крышками *3*.

В случае разъединения сцепки трактора с прицепом головки разъединяются, что предотвращает разрывы шлангов. Обратный клапан *2* головки закрывается и препятствует выходу сжатого воздуха из пневматической системы трактора.

Неисправности тормозных систем. Безопасность движения тракторов зависит от исправности тормозов и умелого пользования ими. При эксплуатации следует избегать частого и резкого торможения, так как это вызывает ускоренный износ фрикционных накладок тормозных колодок и тормозных барабанов.

Различные неисправности тормозных систем приводят к неполному, неодновременному или непрекращающемуся торможению.

Неполное торможение происходит по следующим причинам: негерметичность гидравлического и пневматического приводов; попадание воздуха в систему гидравлического привода; недостаток тормозной жидкости в ней, воздуха в пневматическом приводе тормозов; нарушение регулировки тормозных механизмов; замасливание и износ накладок тормозных колодок и барабанов.

Негерметичность в соединениях обнаруживают по снижению давления воздуха в системе с пневматическим приводом при неработающем двигателе. Утечку воздуха можно определить на слух или с помощью мыльного раствора, которым смачивают места возможных неплотностей в соединении воздухопроводов. Если же давление воздуха понижается только при работающем двигателе, это указывает на неисправность компрессора.

Масло на тормозные колодки может попадать через неисправный сальник. Неисправный сальник необходимо заменить, колодки и барабаны промыть бензином, а фрикционные накладки колодок зачистить рашпилем или стальной щеткой. Изношенные накладки колодок и барабаны заменяют. При увеличении зазора между колодкой и барабаном тормозной механизм регулируют.

Если обнаружен недостаток воздуха в пневматическом приводе тормозов, определяют неисправность и устраняют ее.

Неодновременное действие тормозов на колеса может привести к заносу трактора. Причинами неодновременного торможения могут быть нарушение регулировки привода и тормозных механизмов, заедание валиков привода тормозов, засорение трубопроводов и шлангов. Нарушенную регулировку необходимо восстановить. Если заедают валики, их надо снять, очистить и смазать. Засоренные трубопроводы и шланги следует продуть сжатым воздухом.

Непрекращающееся торможение бывает вследствие заедания тормозных механизмов колеса. Причиной заедания может быть обрыв накладок тормозных колодок, примерзание их к тормозному барабану, поломка стяжных пружин колодок, засорение воздушного и компенсационного отверстий главного тормозного цилиндра или заклинивание поршней в колесных тормозных цилиндрах.

Примерзание накладок тормозных колодок устраняют обогревом тормозных барабанов. Поломанные детали заменяют. Засорившиеся отверстия в главном тормозном цилиндре прочищают медной проволокой. В случае заклинивания поршней меняют колесные тормозные цилиндры. Неисправность стояночных тормозов возникает вследствие большого зазора между барабаном и колодками (или тормозной лентой). Эта неисправность устраняется регулировкой тормоза.

VIII. РАБОЧЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Рабочее оборудование тракторов включает гидравлическую навесную систему, прицепное устройство, вал отбора мощности и приводной шкив. К рабочему оборудованию могут быть отнесены также лебедки, гидроманипуляторы, трелевочные щиты, ковши (тракторы-погрузчики), гидравлические выводы, электрические выводы, пневматические выводы и др.

8.1. Гидравлическая навесная система

Машинно-тракторный агрегат (МТА) образуется при соединении с трактором различной сельскохозяйственной или промышленной техники. В соответствии с областью применения в составе МТА трактор должен оснащаться рабочим оборудованием, позволяющим наиболее успешно выполнять свои функции.

Агрегатирование МТА может осуществляться разными способами.

Прицепное агрегатирование – наиболее старый способ. В этом случае связь между трактором и прицепной машиной осуществляется в одной точке, условно называемой крюком. Управлять различными механизмами прицепной машины или передавать мощность от тракторного двигателя к рабочим органам машины трудно. Прицепной МТА обладает большими габаритами, плохой маневренностью и рядом других отрицательных свойств.

Навесное агрегатирование, широко применяемое с 1950-х гг., позволяет образовать компактный высокоманевренный МТА, состоящий из предельно упрощенной рабочей машины и трактора, оборудованного дополнительными механизмами. С помощью этих механизмов тракторист может управлять всем

МТА с рабочего места; приводить в движение рабочие органы навешенной на трактор машины через специальный привод; переводить МТА из транспортного положения в рабочее и обратно; догружать ведущие колеса трактора, улучшая их сцепные свойства. Кроме того, обеспечивается легкость и простота соединения с трактором различной техники.

Навесные машины можно разделить на две группы:

– полностью навесные (навесные), полный вес которых в транспортном положении передается на трактор;

– полунавесные, у которых в транспортном положении только часть веса передается на трактор (по пределу грузоподъемности трактора), а остальная часть воспринимается собственной ходовой системой.

Колеса навесной техники служат обычно только для поддержания ее рабочих органов в заданном положении по высоте и при необходимости – для привода активных рабочих органов у бесприводных машин. Рабочие органы приводных машин специальным приводом соединены с тракторным двигателем.

Как навесные, так и полунавесные машины соединяют с трактором шарнирно для возможного их перемещения в вертикальной и в горизонтальной плоскости (или только в вертикальной). Для соединения сельскохозяйственных или промышленных машин с трактором служит гидравлическая навесная система (гидронавесная система), которая позволяет трактористу управлять подсоединенной машиной с рабочего места.

В зависимости от способа агрегатирования МТА могут быть прицепные, навесные, полунавесные и комбинированные. В последнем случае к трактору можно присоединить несколько машин разными способами агрегатирования.

Навесному способу агрегатирования присущ ряд преимуществ по сравнению с прицепным:

– для рабочих машин вес в 1,5–2,5 раза меньше из-за отсутствия ходовой части, ряда механизмов управления, упрощения рамы и т. д.; конструкция проще и надежнее, что облегчает ее обслуживание и удешевляет обновление парка машин; уменьшается тяговое сопротивление, так как отсутствует ходовая система и снижается вес;

– для МТА в целом – управление трактором и машиной осуществляется одним человеком с рабочего места через удобную и не требующую больших усилий гидравлическую систему; повышается маневренность МТА благодаря возможности его поворота с радиусами, близкими к минимальным радиусам поворота трактора и движения задним ходом при поднятых рабочих органах; повышаются тягово-сцепные качества МТА, так как уменьшается тяговое сопротивление навесной техники и улучшается сцепление ходовой части трактора под действием реакции со стороны навешенной машины.

Достоинства навесных машин проявляются в том, что они позволяют повысить на 5...30 % производительность МТА и снизить на 10...15 % расход топлива по сравнению с аналогичными прицепными машинами.

Все современные колесные и гусеничные трактора сельскохозяйственного назначения и большинство тракторов промышленного назначения приспособлены для работы не только с прицепной, но и с навесной техникой. В отличие от навесной техники прицепная располагается только сзади трактора и всегда движется в тяговом режиме. Навесная техника может располагаться на тракторе в различных местах и двигаться как в тяговом, так и в толкаемом режиме.

Различаются следующие варианты навески (место расположения) на трактор.

Задняя навеска – машина навешивается на трактор так, что она располагается сзади вне базы трактора. Этот вид навески применяется у сельскохозяйственных тракторов для агрегатирования с большинством почвообрабатывающих машин сплошной обработки почвы, посевными, посадочными, некоторыми уборочными машинами, рыхлителями (у промышленных тракторов) и во многих других случаях. Машина в задней навеске неудобна для обзора, при повороте смещается в сторону, противоположную повороту МТА, осложняя работу тракториста. Ее воздействие на трактор обычно догружает заднюю часть ходовой системы и разгружает переднюю, что создает как положительный эффект (улучшается сцепление задних ведущих колес), так и отрицательный (ухудшаются устойчивость и управляемость колесного трактора).

Фронтальная навеска, когда машина располагается перед трактором, осуществляется с помощью универсального фронтального навесного устройства трактора либо специального навесного устройства, придаваемого к навесной машине. Фронтальная навеска обычно применяется в случаях, когда такое расположение машины удобно с точки зрения выполняемой операции (уборочные операции сельскохозяйственного производства, бульдозерная работа промышленного трактора и т. д.) или при необходимости выполнения одновременно нескольких операций, когда на трактор навешивается несколько разных машин. Фронтальная навеска используется у сельскохозяйственного крутосклонного трактора ввиду специфики его движения: в конце каждого рабочего хода отсутствует традиционный поворот (из-за опасности опрокидывания в условиях ограниченного маневрирования), трактор останавливается и последующий рабочий ход выполняет реверсивным движением. На трактор навешиваются машины во фронтальном и заднем расположении, которые попеременно работают так, что при каждом ходе трактор буксирует машину в тяговом режиме.

Рабочие органы фронтально навешенных машин часто невидимы из-за капота двигателя, хотя и располагаются в направлении сектора обзора тракториста (вперед по ходу движения МТА). Поэтому фронтальное агрегатирование требует такой компоновки моторной части, чтобы капот двигателя имел максимально возможный наклон вперед и вниз.

Боковая навеска осуществляется, когда машина располагается сбоку трактора (если машина одна, то обычно с правой стороны, так как эта зона особенно хорошо просматривается трактористом) и соединяется с трактором через специальный механизм, придаваемый к сельскохозяйственной машине. Боковая навеска характерна тем, что сила сопротивления рабочего хода, создаваемая машиной, действует не в плоскости симметрии трактора, а на определенном плече, что создает крутящий момент, приложенный к МТА и стремящийся его повернуть в сторону расположения навешенной машины. Поэтому боковую навеску используют с машинами, воздействие которых не нарушает стабильного прямолинейного движения МТА. В сельском хозяйстве боковую навеску применяют для навешивания однобрусных косилок и некоторой другой техники.

Передняя навеска, иногда называемая средней, представляет собой расположение навешенной машины внутри базы трактора между осями его передних и задних колес. Очевидно, что такой вариант навески возможен только с тракторами, имеющими в указанной зоне достаточное свободное пространство, и требует особой компоновки трактора (самоходное шасси). Особенностью передней навески является наименьшее отклонение рабочих органов машины от необходимого положения при неточном вождении МТА. Эта специфика особенно важна при выполнении пропашных работ (совокупность операций по уходу за растениями, выполняемых рабочими органами пропашной техники, движущимися между рядками), так как обеспечивает минимальное повреждение растений.

Достоинствами передней навески являются повышенные тягово-сцепные свойства трактора, лучшие продольная устойчивость и управляемость, компактность МТА и хорошие маневренные свойства. При необходимости уплотнение почвы по следу колес ликвидируется с помощью специальных рыхлителей, установленных за задними колесами.

Секционная (*эшелонированная*) *навеска* представляет собой комбинацию нескольких вариантов навесок: фронтальной и боковой, задней и боковой, фронтальной и задней. Она используется при работе с широкозахватными машинами (культиваторами, сеялками, сенокосилками и др.), когда расположить их в одном варианте навески невозможно. Секционная навеска целесообразна при совмещении отдельных операций (рыхление и подкормка, внесение удобрений и посев и др.).

Как уже отмечалось, агрегатирование с трактором различной техники осуществляется с помощью гидравлической навесной системы, которая состоит из подъемно-навесного устройства (механизм навески) и гидросистемы.

Подъемно-навесные устройства (механизмы навески) служат для соединения с трактором различных сельскохозяйственных или промышленных машин навесного типа.

Подъемно-навесные механизмы можно классифицировать по признакам их универсальности, месту расположения и кинематике связи с трактором, типу буксировки и способу соединения с навесной машиной.

Универсальное подъемно-навесное устройство является принадлежностью трактора и позволяет присоединять к трактору большое количество различных машин и орудий. Эти устройства стандартизированы и разделены на четыре категории в соответствии с категорией трактора и мощностью, передаваемой через ВОМ.

Конструкция механизма навески должна обеспечивать легкость, простоту и надежность соединения; необходимый диапазон вертикального перемещения навешенной техники; самозаглубляемость рабочих органов почвообрабатывающих орудий (главным образом, плугов); возможность свободного поперечного смещения орудия в рабочем положении относительно трактора при пахоте и других операциях сплошной обработки поля; хорошее копирование рельефа поверхности; возможность регулирования рабочего положения машины в вертикальной и горизонтальной плоскостях; устойчивое движение машины за трактором; легкость поворота МТА в рабочем и транспортном положениях; возможность блокирования в рабочем положении поперечного смещения машин, выполняющих посев и междурядную обработку; подъем машин или орудий в транспортное положение с надежным блокированием от опускания, раскачивания и обеспечением необходимой проходимости МТА по полевым и проселочным дорогам; необходимую грузоподъемность, соответствующую категории трактора; необходимую навесоспособность (допустимая масса навешиваемого на трактор оборудования и полезного груза в процентах от эксплуатационной массы трактора с балластным грузом составляет для гусеничных тракторов при смещении центра масс МТА относительно середины опорной поверхности не более 0,2L, где L – длина опорной поверхности гусеницы; для колесных тракторов в стандартной комплектации рабочего оборудования и при обеспечении нагрузки на колеса – в соответствии с требованиями стандартов).

У механизмов навески тракторов и навесных машин есть элементы со специфическими названиями:

присоединительные точки – места шарнирных соединений навесной машины с тягами механизма навески. Под точками подразумеваются геометрические центры шаровых шарниров, которыми оканчиваются верхняя и нижняя тяги;

присоединительный треугольник – фигура, получаемая путем условного соединения верхней и нижних присоединительных точек на навесной машине.

Для соединения орудий с трактором применяют устройства, имеющие разное число точек подвеса:

одноточечные – для полунавесных машин, соединяемых с трактором шарнирно в одной точке (при помощи гидроцилиндра можно регулировать высоту точки соединения);

двухточечные – на гусеничных тракторах в двух вариантах: с горизонтальной и вертикальной осями качания;

трехточечные – из двух нижних тяг, шарнирно соединенных с остовом трактора, и одной верхней тяги;

четырехточечные – две нижние и две верхние тяги, чем обеспечивается большая устойчивость орудия (используется для погрузчиков и бульдозеров).

Схемы задних механизмов навески представлены на рисунке 8.1.

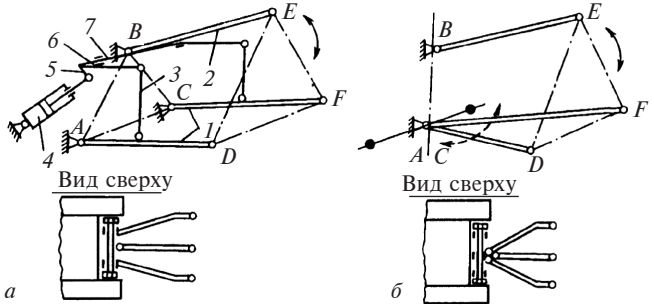


Рис. 8.1. Схемы механизмов навески:
а – трехточечная; *б* – двухточечная; *1* – нижние тяги; *2* – верхняя центральная тяга; *3* – раскос; *4* – гидроцилиндр; *5* – поворотный рычаг; *6* – подъемный рычаг; *7* – поворотный вал; *A*, *B*, *C* – точки крепления тяг к трактору; *D*, *E*, *F* – точки соединения с навесной машиной (присоединительный треугольник)

Заднее навесное устройство всех тракторов семейства «Беларус» – трехточечное. На рисунке 8.2 показано устройство заднего навесного устройства трактора Беларус тягового класса 1,4. Проушина крышки силового цилиндра пальцем присоединена к кронштейну, прикрепленному к корпусу заднего

моста. Вилка штока цилиндра соединена с поворотным рычагом, сидящим на шлицах поворотного вала, установленного в кронштейне на втулках. Наружные рычаги вверху шлицами соединены с валом *2*, а внизу при помощи раскосов – с нижними продольными тягами.

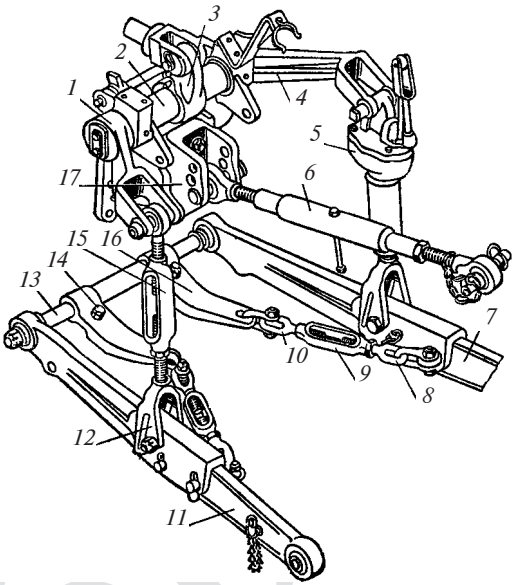


Рис. 8.2. Заднее навесное устройство трактора Беларус тягового класса 1,4: *1*, *4* – наружные рычаги; *2* – поворотный вал; *3* – поворотный рычаг; *5* – правый раскос; *6* – верхняя (центральная) тяга; *7*, *11* – нижние продольные тяги; *8*, *10* – винты ограничительной цепи; *9* – стяжка; *12* – вилка раскоса; *13* – ось продольных тяг; *14* – регулировочный болт; *15* – стяжка; *16* – кронштейн растяжек; *17* – серьга датчика

Левый раскос состоит из винтов и стяжки. Правый раскос регулируемый. Он представляет собой винтовое соединение, приводимое во вращение от специальной рукоятки через пару цилиндрических шестерен, что значительно облегчает регулировку. В проушинах заднего моста запрессованы стальные втулки, в которых установлена ось *13* с закрепленными на ней передними шарнирами нижних тяг. Верхняя тяга присоединена к проушине кронштейна (трактора без силового регулято-

ра) или к серьге датчика регулятора (тракторы с регулятором). Навесное устройство оборудовано гидрокрюком (для работы с полуприцепами) и прицепным устройством в виде поперечины, устанавливаемой в шарнирах продольных тяг (рис. 8.3).

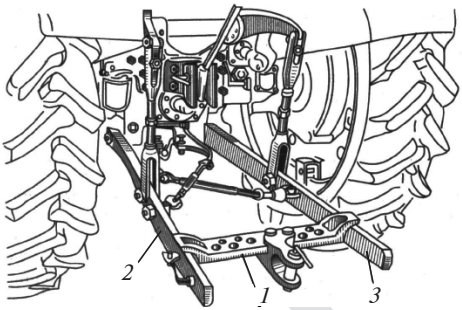


Рис. 8.3. Заднее навесное устройство трактора с установленной поперечиной: *1* – поперечина; *2*, *3* – нижние продольные тяги

Задние универсальные трехточечные механизмы навески применяют для всех тракторов тяговых классов 0,6; 0,9; 1,4; 2, а трехточечные механизмы навески с возможностью их перерегулирования на двухточечные – для тракторов тяговых классов 3; 4; 5; 6; 8. В последнем случае нижние тяги подсоединяются к трактору не в двух разнесенных точках, а в одной общей (посередине) либо в двух максимально сближенных. При такой наладке кинематика относительного движения трактора и машины в навесном варианте идентична кинематике в прицепном варианте.

Соединение с трактором навесной машины или орудия через универсальный трехточечный механизм навески достаточно просто и быстро. Однако для фиксации шаровых шарниров присоединительного треугольника механизма навески с рамой машины (орудия) приходится применять ручные операции. Этот недостаток отсутствует у механизма навески с автоматической сцепкой.

Двухточечная регулировка обычно применяется при агрегатировании гусеничных тракторов с плугами, что позволяет таким МТА совершать криволинейное движение с заглубленными рабочими органами без поломок и повреждений,

а трехточечная регулировка – при агрегатировании трактора с широкозахватными машинами или орудиями, так как обеспечивает устойчивый их ход относительно трактора в горизонтальной плоскости.

Иногда с целью улучшения обзорности рабочих органов (обычно у уборочных машин) трактор с навешенной на задний универсальный механизм навески машиной работает, двигаясь задним ходом. При этом механизм навески нагружен не тяговым усилием, а толкающим, что вызывает необходимость фиксации нижних тяг в поперечном направлении, которая осуществляется с помощью изменения длины двух ручных стяжек *9* (см. рис. 8.2).

Для повышения эксплуатационных качеств некоторые тракторы оснащаются не только задним, но и фронтальным универсальным механизмом навески. Чаще всего это универсально-пропашные тракторы второй категории, которые при такой комплектации могут выполнять первую операцию машиной (орудием) во фронтальной навеске, а вторую операцию – другой машиной в задней навеске. К фронтальному механизму навески предъявляют те же требования, что и к заднему, кроме того, не допускается свободное поперечное смещение машины-орудия относительно трактора. С этой целью у фронтального механизма навески обе нижние тяги соединены в единую жесткую конструкцию.

Гидрофицированный прицепной крюк (рис. 8.4) предназначен для сцепки трактора с одноосными сельскохозяйственными машинами и полуприцепами.

Кронштейн гидрокрюка прикреплен к нижней части корпуса заднего моста болтами *5* и к крышке ВОМ – болтами *10*. В проушинах кронштейна на пальце установлен крюк. С помощью тяг *14* крюк связан с наружными рычагами навесного устройства.

В транспортном положении крюк удерживается захватами, которые неподвижно закреплены на оси, свободно вращающейся в отверстиях кронштейна. Управляют захватами рукояткой, расположенной в кабине с левой стороны, через тягу *2*, двуплечий рычаг и тягу *4*.

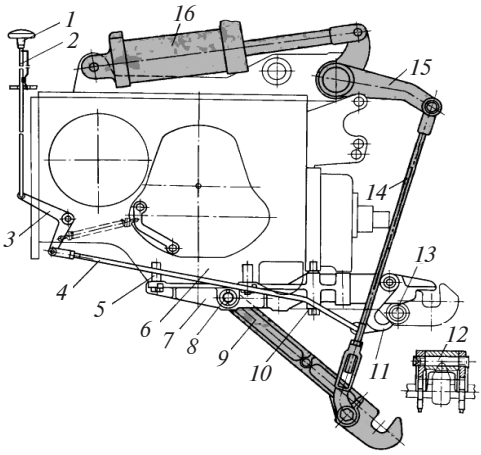


Рис. 8.4. Гидрофицированный прицепной крюк:
1 – рукоятка управления; *2*, *4* и *14* – тяги; *3* – двуплечий рычаг; *5*, *10* – болты; *6* – корпус заднего моста; *7* – кронштейн; *8* – палец; *9* – крюк; *11* – захват; *12* – ось захвата; *13* – ось; *15* – наружный рычаг; *16* – гидроцилиндр

Поднимают и опускают крюк с помощью гидроцилиндра заднего навесного устройства, управляемого через рычаг регулятора.

Автосцепка предназначена для присоединения к трактору навесных машин (или их отъединения) с места водителя.

Автосцепку соединяют с навесным устройством трактора через пальцы рамки (сварной конструкции) с концами продольных тяг, с планками через палец – с центральной тягой (рис. 8.5). С агрегатируемой машиной автосцепку соединяют с помощью замка, установленного на машине.

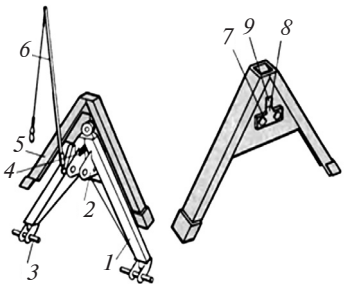


Рис. 8.5. Автоматическая сцепка:
1 – рамка; *2* – планка; *3* – пальцы; *4* – стопорная собачка рамки; *5* – замок; *6* – рукоятка; *7* – эксцентрик; *8* – упор собачки; *9* – паз для собачки

Для навешивания машины навесное устройство вместе с рамкой опускают вниз и, подавая трактор назад, совмещают рамку с замком, поднимают навесное устройство и рамку вводят в полость замка. При этом стопорная собачка рамки зайдет в паз для собачки замка.

Плотность соединения рамки и замка обеспечивается установкой минимального зазора между упором замка и носком собачки с помощью эксцентриков.

Во избежание самопроизвольного отсоединения сельскохозяйственной машины от трактора в процессе работы (особенно машин, имеющих механический или гидравлический привод) собачка зафиксирована пружинным шплинтом.

Для отсоединения машины удаляют шплинт, поворотом рукоятки выводят собачку из паза замка и опускают навесное устройство, рамку выводят из замка.

Гидросистема трактора служит для трансформации и передачи энергии тракторного двигателя к различным исполнительным звеньям с целью:

– управления навесной машиной;

– управления прицепной машиной через установленные на ней гидроцилиндры;

– приведения в движение рабочих органов навесных или прицепных машин через гидравлическую систему отбора мощности трактора;

– выполнения автосцепки с навесными и прицепными машинами;

– изменения и автоматического поддержания выбранной глубины почвообработки;

– корректировки вертикальной реакции почвы на движитель трактора;

– выполнения вспомогательных операций по обслуживанию трактора (изменение базы, изменение колеи, подъем остова и т. п.).

Гидросистема должна отвечать следующим основным требованиям:

– рациональность конструкции составляющих ее элементов и их компоновки на тракторе, что обеспечивает высокий

КПД гидропривода и возможность автоматизации его управления при агрегатировании трактора с различными машинами;

– компактность элементов и всей гидросистемы в целом;

– удобство управления из кабины трактора, а при необходимости и вне ее;

– высокая универсальность по направлениям использования;

– возможность легкой модернизации при необходимости наращивания мощности;

– высокая надежность и безопасность;

– защищенность от внешнего воздействия;

– высокий уровень унификации.

По компоновке все гидросистемы можно подразделить на единоагрегатные, раздельноагрегатные и полураздельноагрегатные.

В единоагрегатной гидросистеме все составные элементы (насос, распределитель, цилиндр, фильтр, масляный бак и др.) объединены в один моноблок, который крепится к остову трактора и получает энергию от приводного вала (обычно от ВОМ). К достоинствам единоагрегатной компоновки можно отнести простоту оснащения трактора гидросистемой, компактность и отсутствие внешних коммуникационных связей, а к недостаткам – малую унифицированность, низкий КПД, возможность агрегатирования только с одной машиной и др. Единоагрегатные гидросистемы выпускались для устаревших марок тракторов.

Гидросистема полураздельноагрегатного типа применяется, когда часть агрегатов объединена в моноблок, а часть – вынесена как самостоятельные узлы. Известна комбинация компоновки узлов гидросистемы, когда в качестве самостоятельных узлов вынесены насос и распределитель, а все остальные элементы (бак с маслом, фильтр и гидроцилиндр) объединяются в моноблок. Мощность гидросистемы тракторов разных модификаций меняется путем изменения числа установленных на тракторе моноблоков и соответствующих замен насоса и распределителя. Полураздельноагрегатные гидросистемы пока находят ограниченное применение.

Раздельноагрегатными гидросистемами в настоящее время оснащены все выпускаемые в нашей стране тракторы.

К числу достоинств раздельноагрегатной системы можно отнести следующие:

– рациональность размещения компонентов гидросистемы на тракторе (насос вблизи высокооборотных валов двигателя или трансмиссии, распределитель в кабине трактора, бак в защищенном месте и т. п.);

– высокая унифицированность гидроагрегатов, рассчитанных на работу с максимальным давлением жидкости до 30 МПа;

– простота модернизации путем встраивания в гидросистему дополнительных гидроагрегатов, расширяющих ее возможности;

– возможность раздельного управления машинами с секционной навеской;

– возможность раздельного управления рабочими органами прицепных машин;

– возможность выполнения автосцепки с навесными или прицепными машинами;

– возможность легкой раздачи мощности внешним потребителям путем установки на тракторе гидровыводов в желательных местах;

– доступность и простота обслуживания гидроагрегатов и др.

Унифицированная раздельноагрегатная гидравлическая навесная система тракторов показана на рисунке 8.6.

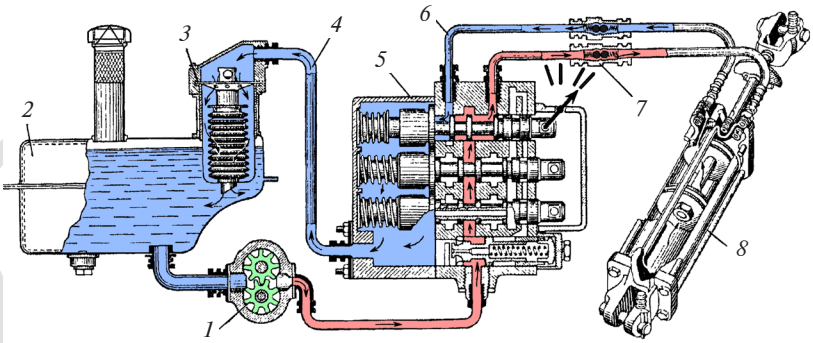


Рис. 8.6. Схема раздельноагрегатной гидравлической навесной системы:
1 – насос; *2* – масляный бак; *3* – фильтр; *4* – стальной трубопровод;
5 – распределитель; *6* – эластичный рукав;
7 – быстросоединяемая муфта; *8* – гидроцилиндр

Гидросистемы некоторых тракторов имеют гидроувеличитель сцепного веса с гидроаккумулятором, силовой регулятор или систему автоматического регулирования глубины обработки почвы (САРГ), гидросистему отбора мощности (ГСОМ).

Гидросистема построена так, чтобы обеспечить максимально широкую работу исполнительного звена – гидроцилиндра двухстороннего действия (или нескольких гидроцилиндров с независимым управлением).

Гидроцилиндр может иметь четыре основных состояния:

– движение поршня в одну сторону;

– движение поршня в другую сторону;

– фиксация поршня путем перекрытия маслу входа и выхода из гидроцилиндра;

– возможность свободного перемещения поршня в обе стороны от внешнего усилия за счет соединения обеих полостей гидроцилиндра между собой и со сливной магистралью.

Распределитель, в который от насоса поступает поток масла под давлением, обеспечивает один из четырех вариантов работы гидроцилиндра. В этом случае распределитель имеет один золотник с осевым перемещением в одну из четырех позиций. Если трактор оснащен несколькими гидроцилиндрами с независимым управлением, то распределитель должен иметь столько же золотников с независимым механическим, гидравлическим, электрическим, пневматическим или смешанным приводом к каждому из них. Для предохранения гидросистемы от чрезмерного повышения давления распределитель оснащается предохранительным клапаном, отрегулированным на давление не выше 20,5 МПа.

Гидронасос является наиболее ответственным элементом гидросистемы. От него в большой мере зависит эффективность работы гидропривода. Наибольшее распространение получили шестеренные насосы типа НШ одно- или двухсекционные. Обычно в гидросистему входит один насос, реже – два или три. Производительность насоса (насосов) должна обеспечивать необходимую скорость перемещения поршня при совместной или раздельной (в зависимости от поставленных требований) работе гидроцилиндров. Применение нескольких независимо включаемых насосов позволяет варьировать их

совместной производительностью, что целесообразно при изменении количества используемых потребителей (цилиндров или моторов) или изменении режима их работы (при необходимости).

В тяжелых сельскохозяйственных и промышленных тракторах применяют также аксиально-поршневые насосы как регулируемого, так и нерегулируемого типов. Насос забирает масло через всасывающую магистраль из бака, емкость которого должна составлять 0,5...0,8 минутной производительности насоса. Конструкция и конфигурация бака предопределяются местом его установки на тракторе и дополнительными функциями, которые он выполняет (например, на бак могут устанавливаться и крепиться к нему насос, рулевая колонка, распределитель и т. д.). Поэтому баки могут выполняться штампованными, сварными и литыми из чугуна или легких алюминиевых сплавов.

Очистка масла выполняется сетчатым фильтром или фильтром со сменным фильтровальным элементом, обеспечивающим удаление посторонних частиц размером от 25 мкм для жидкости, подаваемой от шестеренных насосов и распределителей с механическим управлением, и от 10 мкм для поршневых насосов и электрогидравлических распределителей. Обычно фильтры устанавливают на сливной магистрали; у промышленных тракторов встречается установка фильтров и на напорной магистрали.

На рисунке 8.7 представлена схема гидравлической системы трактора Беларус-1221. Гидросистема состоит из размещенных на тракторе отдельных устройств, которые унифицированы и выполнены по одинаковой принципиальной схеме, не исключающей некоторых различий. В простейшем виде в состав системы входят масляный бак, масляный насос, гидрораспределитель и гидроцилиндр, трубопроводы с арматурой *13*, *25*, *28*. В составе гидравлических систем современных тракторов появилось дополнительное оборудование, позволяющее расширить ее функциональные возможности: регулятор, смеситель сигналов, позиционный и силовой датчики.

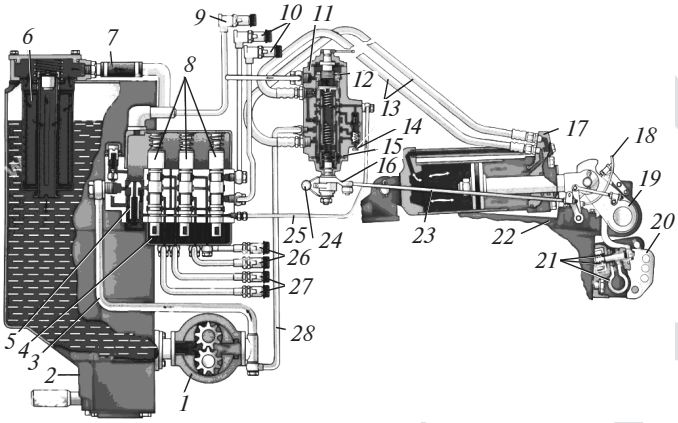


Рис. 8.7. Схема гидравлической системы трактора Беларус-1221: *1* – масляный насос; *2* – масляный бак; *3* – нагнетательный маслопровод распределителя; *4* – гидрораспределитель; *5* – перепускной клапан; *6* – масляный фильтр; *7* – сливной маслопровод; *8* – золотники управления выпускными клапанами; *9* – вывод свободного слива; *10* – боковые правые выводы гидросистемы; *11* – регулятор; *12* – винт управления гильзой регулятора; *13* – шланги гидроцилиндра; *14* – маховичок регулирования скорости коррекции; *15* – винт управления золотником регулятора; *16* – рычаг регулятора; *17* – гидроцилиндр; *18* – тросы управления смесителем сигналов; *19* – поворотный рычаг навесного устройства; *20* – серьга центральной тяги навесного устройства; *21* – пружины силового датчика; *22* – смеситель сигналов; *23* – тяга регулятора; *24* – рукоятка включения смесителя; *25* – маслопровод канала управления; *26* – задние правые выводы гидросистемы; *27* – задние левые выводы гидросистемы; *28* – нагнетательный маслопровод к регулятору

Масляный бак гидравлической системы трактора служит резервуаром для рабочей жидкости – масла. Объем бака зависит от количества потребителей и выбирается из расчета 0,5...0,8 минутной объемной подачи насоса (насосов).

Резервуаром для масла служит корпус гидроагрегатов. К нему крепится кронштейн управления гидроузлами, гидрораспределитель и др.

Масляный бак (рис. 8.8) состоит из чугунного корпуса, верхней штампованной крышки и двух боковых крышек, закрывающих технологические отверстия. В нижней части корпуса расположен привод насоса *4*, там же при помощи шпилек закреплен и сам масляный насос *1*. Внизу с правой стороны по

ходу движения трактора имеется резьбовое отверстие для слива масла из бака, закрывающееся пробкой *11*. В верхней крышке расположены заливная горловина *24*, указатель уровня масла, корпус сапуна. Указатель уровня масла представляет собой смотровое окно, на котором нанесены метки О, П и С (О – нижний уровень масла, П – верхний уровень, С – верхний уровень при работе с самосвальными прицепами и стогометателями).

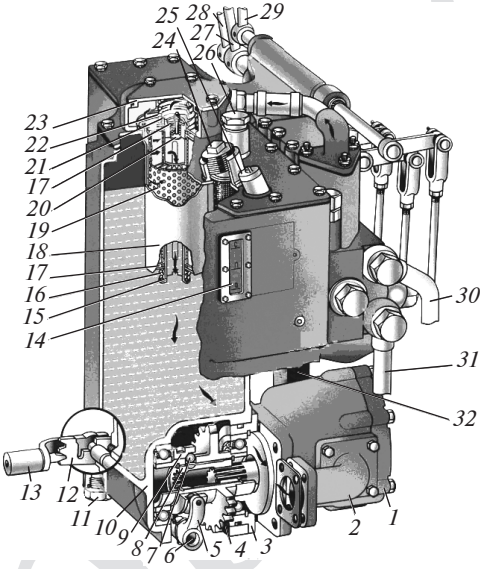


Рис. 8.8. Масляный бак гидравлической системы трактора Беларус-1221: *1* – насос; *2* – всасывающий патрубок; *3* – стакан шарикоподшипника с резиновым кольцом уплотнения; *4* – шестерня привода насоса; *5* – вилка включения; *6* – вал управления привода насоса; *7* – шарики; *8* – втулка; *9* – муфта; *10* – бак для масла (корпус гидроагрегатов); *11* – пробка отверстия слива масла; *12* – пластина фиксатора рычага; *13* – рукоятка включения насоса; *14* – указатель уровня масла; *15* – трубка слива очищенного масла; *16* – поджимная пружина; *17* – уплотнительное кольцо; *18* – корпус фильтра; *19* – фильтрующий элемент; *20* – клапан фильтра; *21* – втулка; *22* – пружина фильтра; *23* – крышка фильтра; *24* – пробка заливной горловины; *25* – предохранительный клапан; *26* – сапун; *27* – рычаг управления правыми боковыми выводами гидросистемы; *28* – рычаг управления правыми задними выводами гидросистемы; *29* – рычаг управления левыми задними выводами гидросистемы; *30* – труба, соединяющая гидрораспределитель с полостью опускания основного гидроцилиндра; *31* – промежуточный маслопровод; *32* – нагнетательная труба от насоса в гидрораспределитель

Масло, поступающее от гидрораспределителя (см. рис. 8.7, поз. *4*) в бак, проходит через сливной фильтр *23* и очищается в нем от посторонних механических примесей, оставшихся в баке, узлах и трубопроводах после сборки, образовавшихся в результате износа гидроагрегатов, а также попавших в бак с воздухом из атмосферы или при заливке масла. Корпус фильтра уплотняется по бурту войлочной прокладкой. Через отверстие в днище корпуса проходит сливная трубка *15*, на которой установлен фильтрующий элемент. Сверху расположен предохранительный клапан *20*. Корпус заворачивается до упора в головку, приваренную к трубке *15*. В случае если произойдет загрязнение фильтрующих элементов, увеличится сопротивление прохода через них масла; когда это сопротивление достигнет величины 0,25...0,35 МПа, откроется предохранительный клапан, и часть масла через образовавшуюся между ним и корпусом щель будет сливаться в бак, не фильтруясь.

Гидравлический насос перекачивает рабочую жидкость и создает в системе давление, необходимое для управления навесной машиной. Рабочей жидкостью служит масло. Насос нагнетает масло за счет вращения двух шестерен, как и насос смазочной системы, но обеспечивает при неизменной частоте вращения постоянную подачу и высокое давление нагнетания. Это достигается специальными устройствами, которые автоматически предотвращают утечку масла из нагнетательной полости во всасывающую.

В гидросистемах широко используются насосы типа НШ-У (унифицированный) или НШ-К (круглый). В насосе первого типа (например, марки НШ-46У-Л) на цапфы ведущей и ведомой шестерен надеты бронзовые втулки *5* (рис. 8.9). Вместе с втулками шестерни вставляют в корпус и закрывают крышкой. Чтобы предотвратить утечку масла во всасывающую полость А, часть его из полости Б попадает в кольцевую камеру В между манжетой уплотнения и торцами передних втулок *5*. Эти втулки давлением масла прижимаются к торцам шестерен (стрелка Т), устраняя зазор между ними. На стороне всасывающей полости вставлены клиновое резиновое уплотнение, а также алюминиевый вкладыш.

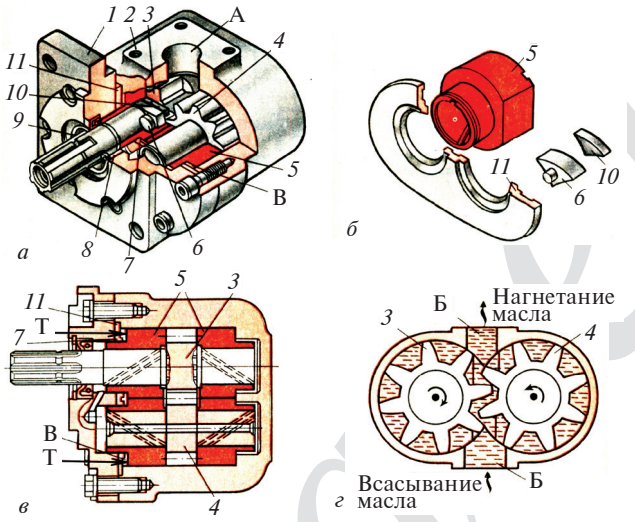


Рис. 8.9. Насос шестеренный типа НШ-У:
а – устройство; *б* – продольный разрез; *в* – детали; *г* – положение масла в «запертом» объеме; *1* – крышка насоса; *2* – корпус; *3*, *4* – ведущая и ведомая шестерни; *5* – опорная (поджимная) втулка; *6* – резиновое уплотнение; *7* – уплотнительное кольцо; *8* – сальник; *9* – стопорное кольцо; *10* – вкладыш; *11* – манжета уплотнения

В насосе типа НШ-К (например, марки НШ-32-2) цапфы шестерен уложены в полукруглые выточки подшипниковой и поджимной обойм (рис. 8.10), изготовленных из алюминиевого сплава. Обоймы с шестернями вставляют в круглую расточку корпуса и закрывают крышкой.

Торцовое уплотнение шестерен обеспечивается двумя бронзовыми платиками, вложенными в углубления обойм. Платики прижимаются к торцам шестерен (стрелка Т) маслом, которое поступает по каналам в камеры Б из нагнетательной полости А. Кроме торцового, в этом насосе создается и радиальное уплотнение: масло, поступающее из нагнетательной полости А в резиновую манжету *19*, оказывает давление (стрелка Р) на поджимную обойму, постоянно прижимая ее к наружной поверхности зубьев шестерен. В насосах обоих типов имеются уплотнители и сальники для предупреждения утечки масла.

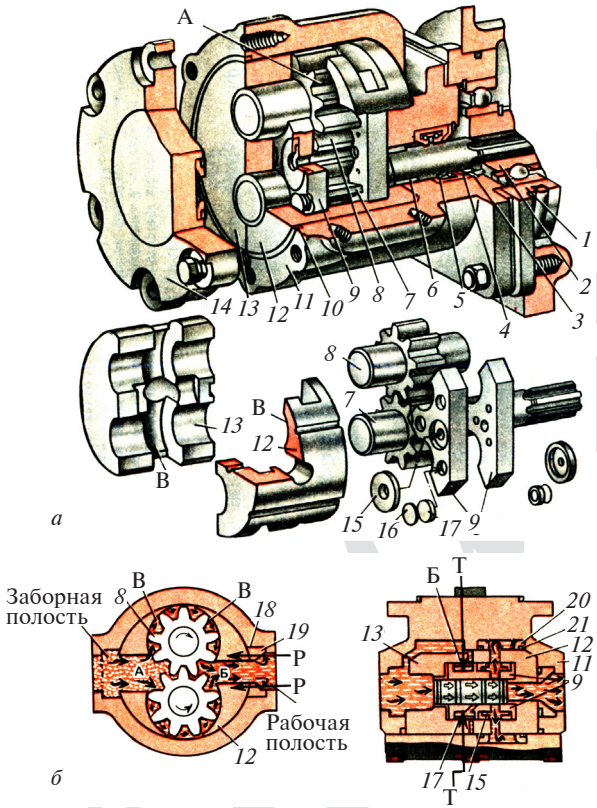


Рис. 8.10. Насос шестеренный типа НШ-К:
а – общее устройство; *б* – схема уплотнений качающегося узла; *1* – стакан подшипника; *2* – вал привода насоса; *3* – стопорное пружинное кольцо; *4* – опорное кольцо; *5* – манжета (самоподжимной сальник); *6* – центрирующая втулка; *7*, *8* – ведущая и ведомая шестерни; *9* – платик; *10* – резиновое кольцо; *11* – корпус насоса; *12*, *13* – поджимная и подшипниковая обоймы; *14* – крышка насоса; *15*, *17* – большая и малая манжеты торцового уплотнения; *16* – упорная пластина; *18* – опорная пластина манжеты; *19* – манжета радиального уплотнения; *20* – разгрузочная манжета; *21* – предохранительное кольцо манжеты

Каждая модель насоса имеет определенное буквенно-цифровое обозначение, характеризующее его технические данные. Например, обозначение НШ-32-У-2Л расшифровывается так:

НШ – насос шестеренный; 32 – объем рабочей жидкости (см^3), вытесняемый из насоса за один оборот вала (теоретическая подача); У – унифицированная конструкция; 2 – группа исполнения; Л – левое направление вращения привода насоса. Если насос правого направления вращения, то соответствующей буквы в обозначении нет.

Группа исполнения характеризует номинальное давление нагнетания насоса: 214, 316 или 420 МПа. Если в обозначении насоса отсутствует буква после рабочего объема, это указывает на то, что насос имеет конструкцию типа К, т. е. корпус, в отличие от ранее рассмотренных вариантов, выполнен круглой конфигурации.

Для двухсекционных насосов применяется обозначение с указанием рабочих объемов каждой секции. Например, двухсекционный насос с рабочими объемами секций 32 и 10 см^3 исполнения 3 с левым направлением вращения ведущего вала имеет обозначение: НШ-32-10-3Л.

Гидроцилиндр – это объемный гидродвигатель. Он предназначен для подъема, опускания и удержания навесной машины или рабочих органов полунавесной и прицепной гидрофицированной машины в заданном положении. В задней части трактора для управления механизмом навески установлены один или два основных гидроцилиндра. Кроме того, к трактору прилагаются один, два или более выносных гидроцилиндров, монтируемых на полунавесных сцепках или на гидрофицированных прицепных машинах.

Гидроцилиндры изучаемых тракторов конструктивно подобны и различаются лишь размерами, грузоподъемностью, ходом штока и некоторыми особенностями устройства присоединительных узлов. Марки цилиндров: Ц-55-80, Ц-75-90, Ц-90-110, Ц-100-150, Ц-110-200 и Ц-125-300. Первая цифра указывает диаметр цилиндра (мм), а вторая – ход штока (мм).

Принудительное движение поршня под давлением масла возможно как в одном, так и в другом направлении (двустороннее действие). На некоторых марках тракторов применяют гидроцилиндры одностороннего действия, тогда опускание механизма навески происходит под собственным весом.

Основные детали гидроцилиндра: стальной корпус (гильза), алюминиевый поршень, стальной шток, передняя и за-

дняя чугунные крышки, стянутые четырьмя шпильками и соединенные трубчатым маслопроводом (рис. 8.11). В местах соединения деталей установлены уплотнители.

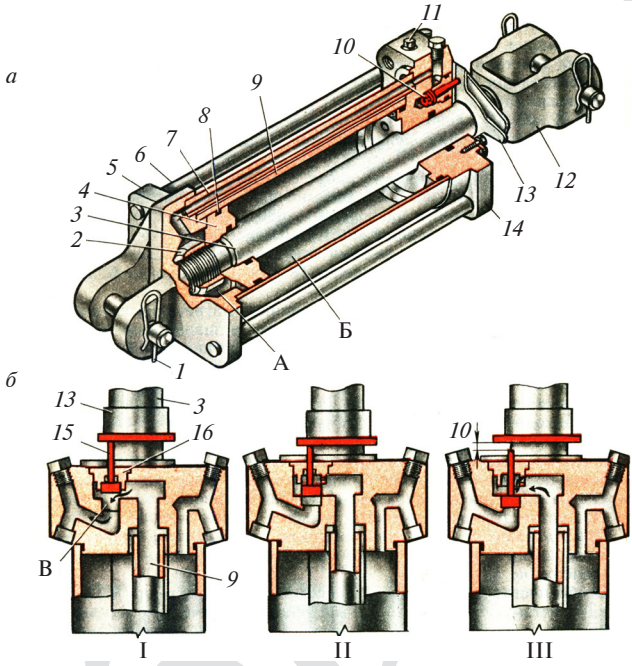


Рис. 8.11. Силовой гидроцилиндр трактора:
общая схема (*а*) и схема действия гидромеханического клапана (*б*):
1 – быстросъемный шплинт; *2* – гайка с фибровым кольцом; *3* – шток; *4* – поршень; *5* – задняя крышка; *6* – шпилька; *7* – маслопровод; *8* – кольцо уплотнения поршня; *9* – корпус цилиндра; *10* – клапан гидромеханического регулятора; *11* – заглушки; *12* – вилка штока; *13* – упор замедлительного клапана; *14* – передняя крышка; *15* – хвостовик клапана; *16* – корпус клапана; I – начало нажима упора на стержень; II – опускание клапана; III – клапан отведен от упора давлением масла; А и Б – полости цилиндра; В – гнездо клапана

На наружном конце штока закреплен подвижный упор, а в головке цилиндра под упором размещен гидромеханический клапан. Он ограничивает ход поршня в цилиндре. Вначале клапан перемещается упором втягивающегося штока (пози-

ция I), а затем – потоком масла, вытекающего из маслопровода (позиция II).

Когда клапан опускается в седло (позиция III), запирается выход масла из передней полости цилиндра. При этом клапан отходит от подвижного упора на 10...12 мм. Во время обратного хода поршня масло выталкивает клапан из седла и проходит в заднюю полость цилиндра.

Перемещением упора на штоке ограничивают размер заглубления рабочих органов навешенной машины или регулируют подъем машины. Масло поступает в полость подъема поршня через замедлительный клапан. При этом перфорированная шайба клапана прижимается к штифтам, и масло свободно проходит в цилиндр. Но когда машина опускается, масло прижимает шайбу к штуцеру и проходит только через ее калиброванное отверстие. Скорость потока рабочей жидкости уменьшается, и навешенная машина опускается без удара.

Выносные силовые гидроцилиндры отличаются от основных размерами и конструкцией присоединительных устройств.

Соединительная арматура. Гидролинии раздельноагрегатных гидросистем имеют большую протяженность и включают трубопроводы, шланги (рукава высокого давления), соединительные и разрывные муфты с запорными клапанами и уплотнения. По назначению гидролинии делятся на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и линии управления.

Металлические трубопроводы напорных гидролиний изготовляют из стальных бесшовных труб, рассчитанных на давление до 32 МПа, с внутренним диаметром 10, 12, 14, 16, 20, 24 и 30 мм. Их наконечники представляют собой ниппель, приваренный к трубе, с предварительно надетой накидной гайкой или приваренную полую головку под специальный полый болт с металлическими уплотнительными прокладками. Трубопроводы изгибаются на специальном станке, исключающем образование складок и сплющиваний на местах изгиба.

Шланги (рукава высокого давления) применяют для соединения гидроагрегатов, имеющих взаимное перемещение. Гибкий резинометаллический рукав состоит из резиновой камеры, хлопчатобумажной или капроновой оплетки, металлической оплетки, второго слоя капроновой оплетки, наружного резинового слоя и верхнего слоя ткани (бандаж). В рукавах

применяется маслостойкая резина. Для давления ниже 15 МПа используются рукава с одной металлической оплеткой, а для давления выше 15 МПа – с двумя и тремя оплетками. На обоих концах рукавов смонтированы неразборные наконечники, состоящие из ниппеля и накидной гайки. Ниппель закреплен в шланге с помощью надетой и завальцованной муфты. Рукава выпускают с внутренним диаметром 10, 12, 16 и 20 мм при длине 400...2200 мм (400...800 мм с шагом 50 мм или 800...2200 мм с шагом 200 мм). При необходимости рукава соединяют между собой с помощью проходных штуцеров.

Соединительная муфта (рис. 8.12, *а*) имеет самозапирающиеся клапаны, поджатые пружинами. Когда накидная гайка навинчена на корпус *7*, шарики, упираясь один в другой, отходят от своих седел и масло свободно проходит по гидролинии. Если, отвинчивая гайку, разъединить муфту, шарики *6* пружинами прижимаются к своим седлам, закрывая выход маслу.

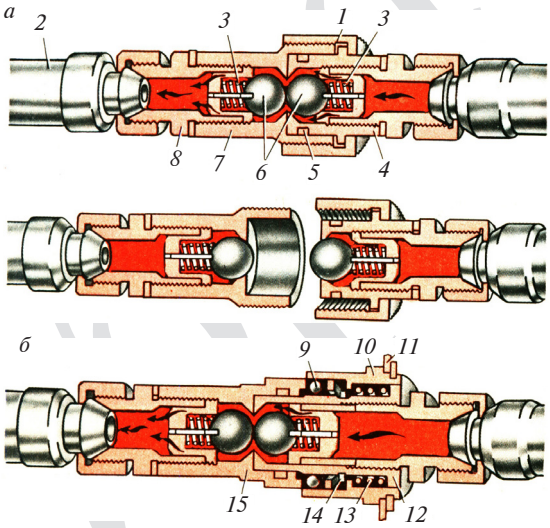


Рис. 8.12. Соединительные и разрывные муфты гидронавесной системы: *а* – соединительная муфта; *б* – разрывная муфта; *1* – накидная гайка; *2* – гибкий рукав (шланг); *3* – пружина клапана; *4* – корпус клапана с накидной гайкой; *5* – уплотнительное кольцо; *6* – шарики клапанов; *7* – корпус клапана; *8* – штуцер; *9* – замковые шарики; *10* – втулка с обоймой; *11* – обойма; *12* – корпус муфты; *13* – пружина муфты; *14* – стопорное кольцо; *15* – подвижный корпус муфты

Разрывные муфты (рис. 8.12, *б*) устанавливают на прицепных гидрофицированных машинах. Муфты автоматически размыкаются, если эта машина самопроизвольно отсоединилась от трактора. Вместо накидной гайки у разрывной муфты имеется замок. Он состоит из втулки, пружины *13* и замковых шариков *9*, расположенных в отверстиях корпуса *15*. Шарики удерживаются в кольцевой канавке корпуса *12* втулкой *10*, соединяя корпуса *12* и *15* муфты. При натяжении шлангов с усилием 200 Н эти корпуса за счет сжатия пружины перемещаются вдоль оси относительно неподвижной втулки, шарики *9* выходят из нее и выжимаются из кольцевой канавки. Муфта разъединяется, а шарики клапанов запирают выходные отверстия шлангов.

Гидрораспределители тракторной навесной гидросистемы служат для распределения потока рабочей жидкости между потребителями, для автоматического переключения системы на режим холостого хода (перепуск рабочей жидкости в бак) в периоды, когда все потребители отключены, и для ограничения давления в гидросистеме при перегрузках.

В зависимости от назначения трактора, его тягового класса, развитости гидросистемы применяют разные по конструкции распределители, которые условно могут быть классифицированы по следующим конструктивным особенностям:

по конструкции корпуса – моноблочный и секционный распределитель;

принципу управления – с ручным, механическим, электромеханическим и электрогидромеханическим управлением;

количеству золотников (количеству независимо управляемых потребителей) – одно-, двух- и трехзолотниковые;

типу золотников – с открытым центром (распределитель обеспечивает при необходимости соединение через себя насоса со сливом при минимальном гидравлическом сопротивлении) и закрытым (золотник распределителя в позиции «нейтраль» перекрывает путь маслу от насоса, а избыток давления стравливается через перепускной клапан, заставляя гидросистему на режиме холостого хода работать на высоком давлении);

количеству позиций – трехпозиционные, обеспечивающие работу гидроцилиндров в режимах подъема, нейтральном и опускания, и четырехпозиционные, обеспечивающие работу

гидроцилиндров в режимах подъема, нейтральном, опускания и плавающем.

На сельскохозяйственных тракторах тягового класса до 2 получили распространение моноблочные трехзолотниковые четырехпозиционные распределители типа «закрытый центр» с ручным управлением. На тракторах тягового класса выше 2 с электрогидравлическим управлением навесной системой применяются моноблочные и секционные трехпозиционные распределители с ручным и дистанционным управлением.

Некоторые тракторы, имеющие более трех исполнительных органов (трактор-погрузчик, трелевочный трактор с гидроманипулятором и др.), оснащаются для независимого управления этими органами распределительными устройствами, представляющими комбинацию из двух и более взаимосвязанных распределителей.

Тракторные распределители имеют буквенно-цифровое обозначение типа Р75-33Р. Здесь буква Р означает распределитель; первые две цифры при букве – максимальную производительность (л/мин) насоса, с которым распределитель может работать; остальные цифры и буквы – конструктивный вариант распределителя.

Типовой трехзолотниковый четырехпозиционный распределитель представлен на рисунке 8.13.

В трех расточках чугунного корпуса распределителя, закрытого крышками *1* и *8*, установлены с точно подобранным очень малым зазором три одинаковых стальных золотника *7*: один – для управления задним гидроцилиндром, а два других – выносными гидроцилиндрами. На золотнике имеется шесть кольцевых поясков. При перемещении его рычагом *9* пояски открывают и закрывают соответствующие окна и каналы корпуса распределителя, давая возможность маслу проходить в нужном направлении. Для удержания золотника в рабочих положениях (подъем или опускание) и автоматического возвращения его в нейтральное положение внутри золотника расположено бустерное устройство (детали *16*, *17*, *19* и *20*), а снаружи – шарики *18*, пружина *3* и обойма *6*. В корпусе установлены шариковый предохранительный клапан и фигурный перепускной клапан с пружиной *12*. В его утолщенной части, имеющей форму поршня, просверлено калиброванное отверстие Ж.

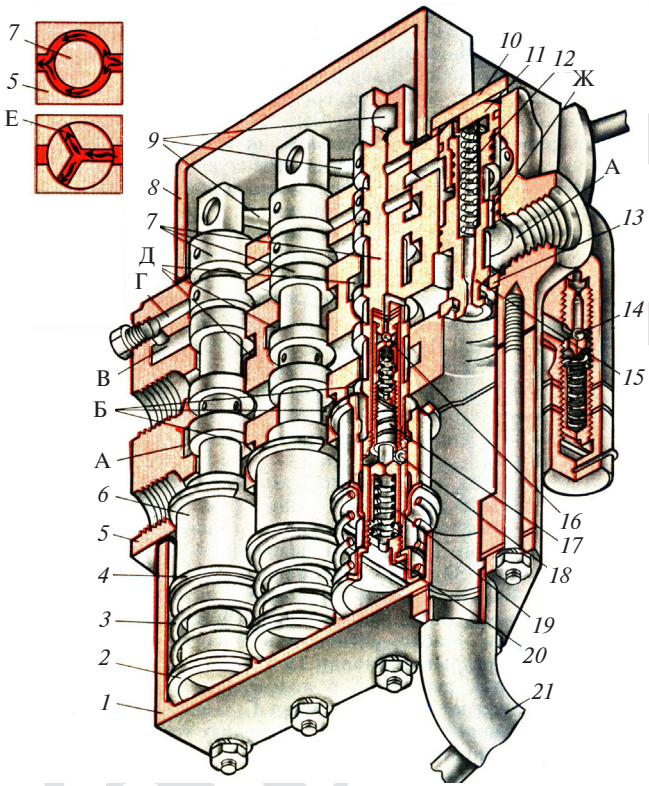


Рис. 8.13. Трехзолотниковый четырехпозиционный распределитель: *1* – крышка сливной полости; *2* – нижний стакан пружины; *3* – пружина золотника; *4* – верхний стакан; *5* – корпус распределителя; *6* – обойма фиксатора; *7* – золотники; *8* – крышка с опорами рычагов; *9* – рычаги золотников; *10* – упор; *11* – направляющая клапана; *12* – пружина клапана; *13* – седло клапана; *14* – предохранительный клапан; *15* – перепускной клапан; *16* – шариковый клапан бустера; *17* – бустер; *18* – шарик фиксатора; *19* – втулка фиксатора; *20* – пробка золотника; *21* – сливной патрубок

Масло подается насосом в нагнетательный канал А, выводится из распределителя в полость опускания гидроцилиндра и в полость подъема цилиндра и через патрубок *21* – на слив в бак.

При нейтральном положении золотника (рис. 8.14, *а*) масло, подведенное в нагнетательную полость А, запертую его поясками К и Л, устремляется по калиброванному отверстию Ж пере-

пускного клапана в отводной канал Г. Через кольцевую проточку золотника оно проходит в сливные каналы В и отводится в бак.

Вследствие дросселирующего (тормозящего) действия калиброванного отверстия Ж давление масла на цилиндрический поясок С перепускного клапана со стороны нагнетательной полости А больше, чем противодавление масла, свободно вытекающего через каналы Г и В в бак. Из-за разности давлений масла перепускной клапан открывается, и оно через отверстие седла *13* тоже сливается в бак. Выход масла из полостей О и П гидроцилиндра *24* заперт поясками золотника И, К и Л, поэтому поршень в цилиндре будет удерживать навешенную машину неподвижно в установленном положении.

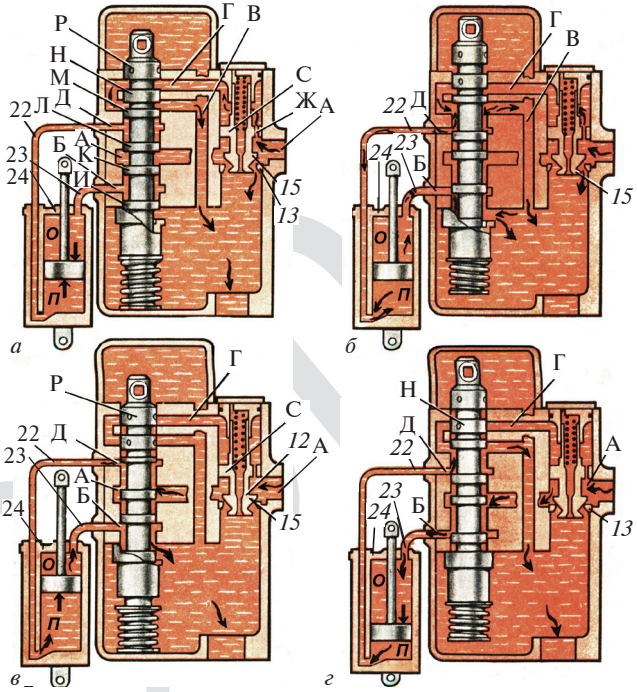


Рис. 8.14. Схема работы распределителя:
а – нейтральное положение; *б* – плавающее положение;
в – подъем; *г* – принудительное опускание; *22* и *23* – рукава высокого давления (шланги); *24* – гидроцилиндр; остальные позиции соответствуют позициям на рисунке 8.13

Для обеспечения плавающего положения навешенной машины золотник переводят до отказа вверх (рис. 8.14, *б*). Отводной канал Г выточкой золотника сообщен со сливными каналами В. Поэтому, как и при нейтральном положении, перепускной клапан *15* открыт. Но полости О и П гидроцилиндра сообщаются между собой через каналы Б, Д и В. Поэтому поршень свободно перемещается в цилиндре, и навешенная машина опорным колесом может копировать рельеф поля. Масло, нагнетаемое насосом в распределитель, сливается через открытый клапан *15* в бак.

Когда золотник переводят в положение подъема (рис. 8.14, *в*), поясок Р перекрывает отводной канал Г. Давление масла на кольцевой поясок С перепускного клапана сверху и снизу выравнивается. Это дает возможность пружине *12* закрыть клапан *15*. Нагнетаемое насосом масло не сливается в бак, а по каналам А, Д и шлангу *22* поступает в полость П гидроцилиндра, поднимая его поршень. Из полости О масло вытесняется по шлангу *23* через канал Б в бак.

После перевода золотника рукояткой в положение принудительного опускания (рис. 8.14, *г*) отводной канал Г перекрыт пояском Н золотника, клапан *15* тоже закрыт. Масло нагнетается насосом по каналам А и Б, а также шлангу *23* в полость О гидроцилиндра. Поршень принудительно опускает навешенную машину или заглубляет ее рабочие органы. Вытесняемое из полости П по шлангу *22* и каналу Д масло направляется в бак. Фиксировать рукоятку для принудительного опускания навесных почвообрабатывающих машин нельзя, потому что это может привести к аварии.

В гидросистему трактора Беларус-80 включен гидравлический регулятор положения навесной машины, поэтому установлен распределитель Р75-33Р, имеющий следующие особенности:

– отводной канал Г не сообщен со сливным каналом В отверстием, а имеется резьбовое сверление, в которое ввинчивается штуцер трубки, отводящей масло в гидравлический регулятор;

– в обойме *6* нет средней канавки для шариков *18*. Поэтому после установки золотника в положение «принудительное опускание» рукоятку необходимо удерживать рукой, чтобы

быстро прекратить опускание машины, не допустив ее поломки или деталей механизма навески;

– на кромках кольцевых поясков Л, М и Н золотников (см. рис. 8.14) сделаны выемки, чтобы регулировать скорость подъема или опускания навешенной машины. Если удерживать рукоятку золотника в промежуточном положении между «нейтральное» и «подъем» или «нейтральное» и «опускание», через эти выемки часть нагнетаемого масла будет сливаться в бак, а поступление рабочей жидкости в цилиндр замедлится;

– в поршневой части перепускного клапана *15*, кроме калиброванного отверстия Ж, имеется еще одно отверстие со стержневым клапаном. При управлении навешенной машины гидравлическим регулятором отводной канал Г может перекрываться медленно. В этом случае стержневой клапан откроется давлением масла, и оно будет отводиться в канал Г сквозь оба отверстия. Это способствует быстрому закрыванию перепускного клапана, что ускоряет подачу масла в гидроцилиндр.

На энергонасыщенных тракторах Беларус-3522 реализована электрогидравлическая система, позволяющая управлять задним навесным устройством и гидрофицированными рабочими органами агрегатируемых сельскохозяйственных машин с возможностью автоматизации управленческих функций. Отличительными особенностями новой гидросистемы является использование для управления внешними потребителями четырехсекционного электрогидравлического распределителя SB23LS-EHS, управляемого двумя двухосевыми джойстиками. В блок распределителя входит электрогидравлический регулятор EHR-23LS управления задним навесным устройством, который устанавливается сразу за насосной крышкой распределителя. Для управления передним навесным устройством применяется электрогидравлический регулятор EHR-5LS. На тракторе установлен интегральный блок, состоящий из насосной крышки, электрогидравлического регулятора EHR-23LS, четырех распределительных секций типа EHS и концевой плиты с редукционным клапаном.

Устройство распределительной секции EHS показано на рисунке 8.15.

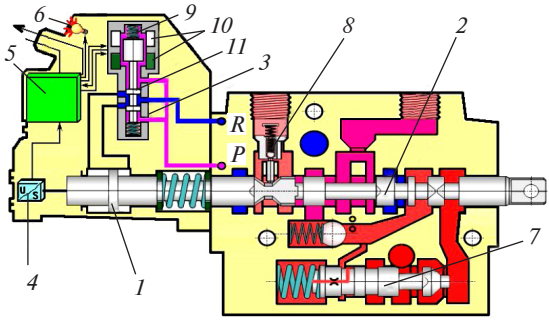


Рис. 8.15. Схема распределительной секции EHS:
1 – управляющий поршень; *2* – золотник гидрораспределителя; *3* – пропорциональный направляющий электромагнитный клапан; *4* – индуктивный датчик положения; *5* – цифровой электронный блок; *6* – диагностический светодиод; *7* – компенсатор давления; *8* – запорный клапан; *9* – возвратная пружина; *10* – электромагнит; *11* – направляющий золотник пропорционального электромагнитного клапана; *P* – давление; *R* – слив

Управляющий поршень подсоединен к центральному золотнику гидрораспределителя и приводится в действие направляющим золотником пропорционального электромагнитного клапана.

Позиции регулируются с помощью индуктивного датчика положения и цифрового электронного блока в соответствии с заданной программой. В случае отключения электрического питания направляющий золотник пропорционального клапана возвращается в исходное положение пружиной *9*. Возвратная пружина *9* перемещает золотник клапана в нейтральное положение, обеспечивая таким образом надежный бесперебойный режим работы. Гидравлическая часть состоит из центрального золотника гидрораспределителя, регулирующего величину потока, необходимого для сельхозорудия (внешнего потребителя гидравлического потока).

Положение центрального золотника гидрораспределителя постоянно контролируется по сигналу индукционного датчика перемещения *4* золотника распределителя и при необходимости вводятся корректировки в управляющий сигнал, подаваемый на направляющий пропорциональный электромагнитный клапан, регулирующий давление управления. Датчик

имеет центральную задающую первичную катушку и сигнальные вторичные катушки.

При перемещении штока катушки, связанного механически с золотником гидрораспределителя, происходит изменение электрического сигнала в сигнальных катушках, который обрабатывается встроенной электронной платой, и вырабатывается сигнал коррекции. Центральный золотник *2* управляется давлением, которое регулируется при помощи встроенного в распределитель пропорционального направляющего электромагнитного клапана. Встроенный электронный блок получает управляющий сигнал из кабины трактора от оператора, обрабатывает его и управляет пропорциональным направляющим электромагнитным клапаном, который соединяет полости управляющего поршня с напорной или сливной магистралями, тем самым обеспечивает перемещение центрального золотника распределителя в позиции «подъем», «нейтральное», «опускание», «плавающее» и позволяет регулировать расход в рабочих позициях. На электронной плате установлен диагностический светодиод, посредством миганий которого можно определить возможные неисправности электрогидрораспределителя EHS.

Направляющий клапан и золотник распределителя работают в нескольких режимах.

Нейтральное положение. На электромагнит пропорционального направляющего электромагнитного клапана напряжение не подается. Пружины *9* устанавливают направляющий золотник клапана в такое положение, при котором обе полости управляющего поршня соединены со сливом. Золотник гидрораспределителя находится в нейтральном положении.

Положение «подъем». При перемещении джойстика в положение «подъем» на нижний электромагнит подъема пропорционального направляющего электромагнитного клапана подается напряжение. Направляющий золотник смещается вниз и соединяет левую полость управляющего поршня с напорной магистралью Р, а правую полость – со сливом. Под действием давления масла управляющий поршень смещается вправо, перемещая золотник гидрораспределителя и обеспечивая подъем сельхозорудия. Перемещение управляющего поршня и соответственно золотника гидрораспределителя в положение «подъем» контролируется индуктивным датчиком положения.

Положение «опускание». При перемещении джойстика в положение «опускание» на верхний электромагнит опускания пропорционального направляющего электромагнитного клапана подается напряжение. Направляющий золотник смещается вверх и соединяет правую полость управляющего поршня с напорной магистралью, а левую полость – со сливом. Под действием давления масла управляющий поршень смещается влево, перемещая золотник гидрораспределителя и обеспечивая опускание сельхозорудия. Перемещение управляющего поршня и соответственно золотника гидрораспределителя в положение «опускание» контролируется датчиком положения.

«Плавающее» положение. При перемещении джойстика в «плавающее» положение (с дожимом) на электромагнит опускания пропорционального направляющего электромагнитного клапана подается напряжение. Направляющий золотник смещается вверх и соединяет правую полость управляющего поршня с напорной магистралью, а левую полость – со сливом. Под действием давления масла управляющий поршень смещается влево, перемещая золотник гидрораспределителя (дальше чем положение «опускание»), обеспечивая «плавающее» положение сельхозорудия. Датчик положения контролирует положение управляющего поршня и золотника гидрораспределителя. При отклонении золотника *2* от «плавающего» положения датчик формирует сигнал в блок цифровой электроники для корректировки его положения.

Догружатели ведущих колес трактора. Одним из недостатков колесных тракторов, особенно с колесной формулой 4К2, являются неудовлетворительные сцепные свойства ходовой системы при выполнении тяговых операций с максимальным усилием на крюке. Для компенсации этого недостатка такие тракторы оснащаются специальными механизмами – догружателями ведущих колес (ДВК). Несмотря на различные конструктивные решения, все ДВК построены по одному принципу – возможности регулирования вертикальной реакции почвы на опорно-копирующее колесо машины-орудия. С уменьшением этой реакции нормальная реакция почвы на задние (ведущие) колеса трактора увеличивается, и сцепные свойства этих колес возрастают. Это явление обусловлено пе-

редачей реакции почвы с ее рабочих органов и веса машины через механизм навески на остов и ходовую систему трактора. При этом одновременно уменьшается нормальная реакция почвы на передние колеса с ухудшением их сцепных свойств. В результате дополнительная нормальная нагрузка на задние колеса оказывается больше дополнительной нагрузки на все колеса трактора, что определяет эффективность работы ДВК.

Обычно в тракторах используются два варианта ДВК – механический и гидравлический, которые могут применяться раздельно или совместно.

Механический ДВК (рис. 8.16, *а*) основан на изменении величины заглубляющего момента $M_{загл} = R_{рез} m$, где $R_{рез}$ – результирующая реакция почвы на рабочие органы машины (зависит от свойств почвы, конструкции рабочих органов, глубины обработки почвы, скорости движения и веса машины); m – плечо заглубляющего момента. Это достигается изменением положения мгновенного центра C поворота механизма навески. С этой целью передний конец верхней тяги *1* механизма навески может переставляться по нескольким вертикально расположенным отверстиям *2*, что изменяет величину плеча m заглубляющего момента, а следовательно, заглубляющий момент $M_{загл}$: при перестановке верхней тяги в нижнее отверстие плечо заглубляющего момента уменьшается до значения m_1 при новом положении центра поворота C.

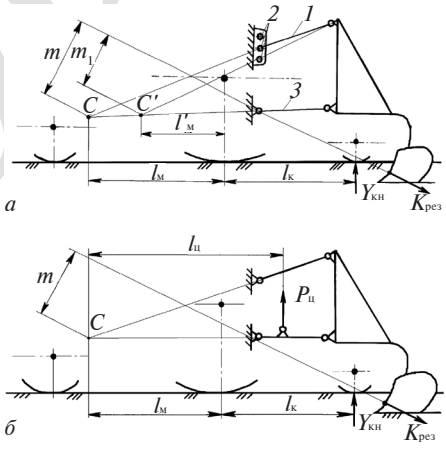


Рис. 8.16. Схема, поясняющая работу механического (*а*) и гидравлического (*б*) ДВК трактора

Аналогичного эффекта можно достичь путем изменения положения нижних тяг *3* навески.

Из условия равновесия навешенной на трактор машины нормальная реакция почвы на опорно-копирующее колесо $Y_{кн}$ будет иметь вид:

$$Y_{кн} = R_{рез} \frac{m}{l_м + l_к},$$

где $l_к$ и $l_м$ – горизонтальные координаты соответственно копирующего колеса и мгновенного центра поворота механизма навески.

С уменьшением плеча m уменьшается реакция $Y_{кн}$ и увеличивается догрузка ведущих колес. При проведении регулировки необходимо следить за тем, чтобы величина $M_{загл}$ была достаточна для быстрого самозаглубления рабочих органов при движении МТА, а опорное колесо машины сохраняло копирующие свойства.

Гидравлический ДВК (рис. 8.16, *б*) – гидравлический увеличитель сцепного веса (ГСВ). В нем уменьшение нормальной реакции $Y_{кн}$ на опорное колесо машины достигается действием основного гидроцилиндра в сторону подъема машины при установке рычага управления распределителем в позицию «подъем».

Условие равновесия машины относительно мгновенного центра *C* имеет вид:

$$R_{рез} \cdot m = P_ц \cdot l_ц + Y_{кн} \cdot (l_м + l_к),$$

где $P_ц$ – усилие, развиваемое гидроцилиндром; m, $l_ц$, $l_м + l_к$ – плечи действия сил $R_{рез}$, $P_ц$ и $Y_{кн}$.

Тогда

$$Y_{кн} = \frac{R_{рез} \cdot m - P_ц \cdot l_ц}{l_м + l_к}$$

Реакция $Y_{кн}$ будет уменьшаться с увеличением усилия $P_ц$, развиваемого гидроцилиндром при работе на подъем, соответственно будет возрастать догрузка задних ведущих колес трактора.

На отечественных тракторах ГСВ (впервые примененный на тракторе МТЗ-50/52) в виде управляемого трактористом блока установлен в кабине на панели управления, связан с ги-

дроаккумулятором и обеспечивает четыре режима работы: ГСВ включен, ГСВ выключен, гидроцилиндр заперт, сброс давления. ГСВ расположен между четырехпозиционным распределителем и основным гидроцилиндром, обеспечивая регулирование давления масла в его штоковой полости (режим подъема). Управляется ГСВ маховиком и отдельным рычагом, который может устанавливать ползун в одно из четырех положений.

В процессе дальнейшего совершенствования гидронавесных систем получила применение многофункциональная система автоматического регулирования глубины почвообработки (САРГ). Эта система наряду с разными вариантами регулирования обеспечивает также режим догрузки ведущих колес трактора, поэтому гидросистема не содержит отдельного блока ГСВ. Подобная система применяется как в зарубежном, так и в отечественном тракторостроении.

Способы и устройства для регулирования глубины обработки почвы. Работы, связанные с обработкой почвы и грунтов, являются наиболее энергоемкими тяговыми технологическими операциями.

В растениеводстве такой операцией является пахота – рыхление почвы на глубину 0,20...0,27 м с допускаемым отклонением 0,01 м на выровненных полях и 0,02 м – на неровных. Поддержание глубины обработки почвы в определенных пределах является важным агротехническим требованием, выполнение которого обеспечивается с помощью разных способов регулирования навесных орудий: силового, высотного, позиционного и комбинированного.

Силовое регулирование – это автоматическое управление положением рабочих органов навешенных на трактор почвообрабатывающих орудий. При силовом регулировании гидронавесная система должна включать связанные между собой датчик и гидравлический силовой регулятор. На рисунке 8.17, *а* представлена гидромеханическая схема силового регулирования навесных орудий. Верхняя тяга механизма навески передним концом крепится к маятниковому рычагу *12*, который вместе с пружиной *11* образует датчик силового регулятора. При рыхлении почвы с глубиной Н на рабочие органы почвообрабатывающего орудия *10* действуют реакции почвы, равнодействующая которых $R_{рез}$ (результирующая) может быть

перенесена на верхнюю тягу и разложена на две составляющие: *F* вдоль тяги и *Q* по направлению через шарнир оси подвеса.

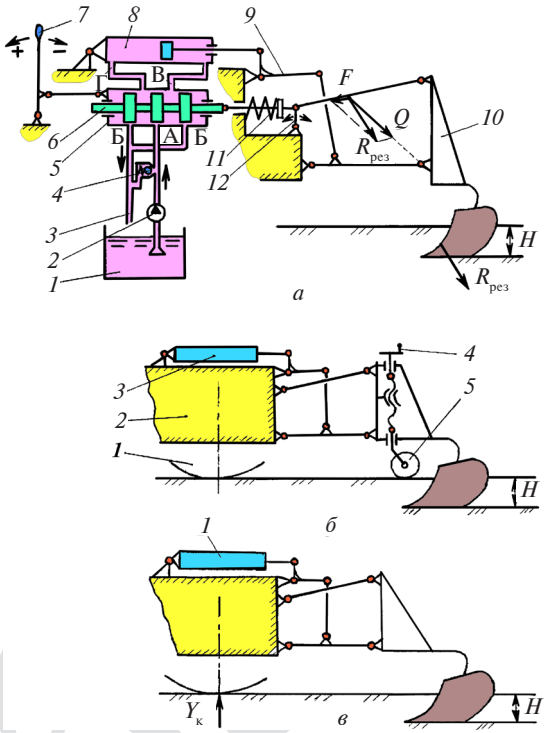


Рис. 8.17. Способы регулирования навесных орудий:
а – силовое; *б* – высотное; *в* – позиционное

Под действием силы *F* рычаг *12* устанавливается в положении (показано на схеме), когда усилие пружины *11* уравновешивает действие силы *F*. В этом случае масло, подаваемое насосом *2*, открывает перепускной клапан *4* и сливается в бак, так как вход А в полость силового регулятора *5* перекрыт. Заперты также объемы масла в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра *8*, фиксируя положение рабочих органов орудия *10*, обрабатывающих почву на глубину *H*.

В случае изменения реакции $R_{рез}$, что может произойти при изменении глубины *H* обработки почвы или свойств

почвы, нарушается равновесие между усилием пружины *11* и силой *F*.

При увеличении силы *F* (в случае увеличения глубины *H* обработки почвы) рычаг *12* поворачивается против часовой стрелки, сжимая пружину *11*, и перемещает золотник *6* в левую сторону. Открывается отверстие А, и напор масла по каналу В передается в штоковую полость цилиндра *8*, а поршневая полость по каналу Г соединяется через отверстие Б (левое) со сливом. Движение поршня через рычаг *9* и раскосы механизма навески вызывает подъем орудия *10*, возврат к первоначально действующему значению силы *F* и глубине *H*. При этом пружина *11*, разжимаясь, поворачивает рычаг *12* датчика силового регулятора по часовой стрелке, золотник *6* смещается в правую сторону до первоначального положения, показанного на рисунке.

При уменьшении $R_{рез}$, что свидетельствует об уменьшении глубины обработки, система автоматически возвращает положение орудия, соответствующее установленной оператором глубине *H*, путем сообщения поршневой полости гидроцилиндра с напорной магистралью.

Ручное управление установкой нужной глубины осуществляется через рычаг *7*, связанный тягой с корпусом силового регулятора *5*. При повороте рычага *7* против часовой стрелки (по знаку «+») корпус *5*, смещаясь в левую сторону, сообщает напорную магистраль через отверстие А с каналом Г и поршневой полостью гидроцилиндра, что вызывает увеличение глубины обработки почвы и соответственно силы *F*. Под ее действием рычаг *12* поворачивается против часовой стрелки, золотник *6* смещается влево, и устанавливается нейтральное положение силового регулятора, но уже при большей глубине обработки.

К достоинствам силового регулирования можно отнести автоматичность поддержания глубины обработки почвы и тягового усилия трактора, а также простоту установки оператором необходимой глубины *H*. Недостатками являются влияние физико-механических свойств почвы на глубину почвообработки, возможность управления только одним орудием, навешенным на основной (задний) механизм навески трактора, а также некоторая сложность гидромеханической системы регулирования.

Как показал опыт, силовое регулирование применяется при агрегатировании трактора с навесными плугами и работе по выровненным полям с однородными свойствами почвы.

Высотное регулирование осуществляется за счет установки на орудии регулируемого по высоте опорно-копирующего колеса *5* (рис. 8.17, *б*). Ручной привод *4* винтовой пары выполняет регулировку вертикального положения колеса *5* и установку необходимой глубины *H*. В результате при движении по полю орудие копирует поверхностный рельеф, тем самым обеспечивается постоянство *H*. Так как орудие связано с остовом *2* трактора механизмом навески, необходимая свобода их относительного вертикального перемещения обеспечивается «плавающим» режимом работы гидроцилиндра *3*.

Достоинствами высотного регулирования являются простота, возможность работы трактора с несколькими орудиями и возможность применения этого способа с орудиями навесного и прицепного типов. Недостатки: повышенное тяговое сопротивление орудия, обусловленное трением колеса на оси и потерями при его качении по почве, и снижение догружающего воздействия орудия на ведущие колеса *1* трактора.

Высотное регулирование нашло широкое применение при агрегатировании трактора с почвообрабатывающей, посевной и другой техникой.

Позиционное регулирование (рис. 8.17, *в*) обеспечивается определенным фиксированным положением орудия (позиция) по отношению к трактору. Позиционный способ дает возможность автоматически удерживать навешенную машину в установленном положении относительно остова трактора независимо от тягового сопротивления. Установка необходимой глубины *H* достигается действием гидроцилиндра *1*, после чего он переводится в нейтральный режим, на котором и осуществляется движение МТА. Позиционное регулирование чаще используется, когда трактор работает на ровном рельефе поля с такими машинами, у которых рабочие органы расположены над поверхностью почвы.

Достоинством этого способа является предельная простота, так как орудие лишено всех средств регулирования, а на тракторе на протяжении гона гидросистема работает только в

одном режиме. К недостаткам следует отнести влияние рельефа на постоянство глубины обработки почвы, влияние утечек в гидроцилиндре на положение орудия и переменные тягово-сцепные свойства трактора, вызванные изменяющейся по величине нормальной реакцией почвы $Y_к$ на ведущих колесах при движении по неровному рельефу поля. Обычно в чистом виде позиционное регулирование применяется при агрегатировании с трактором машин-орудий, выполняющих операции, не требующие большой точности глубины обработки.

Комбинированное регулирование представляет собой комбинацию двух способов регулирования из трех вышеперечисленных с целью получения более высокого качества почвообработки, чем при использовании одного способа в чистом виде.

При высотно-силовом регулировании почвообрабатывающее орудие оснащается опорными колесами, которые осуществляют поддержание глубины, но в отличие от высотного способа – при меньшей нормальной реакции почвы.

Высотно-позиционное регулирование выполняется с орудием, у которого имеются опорные колеса, ограничивающие вертикальное перемещение рабочих органов при позиционном регулировании.

Позиционно-силовое регулирование выполняется с орудием без опорных колес. Его положением управляет через гидроцилиндр регулятор, получающий смешанный (в определенной изменяемой пропорции) сигнал от силового и позиционного датчиков. Соотношением сигналов можно изменять регулирование от чисто позиционного до чисто силового, что позволяет улучшить качество почвообработки.

Рассмотрим способы автоматического регулирования глубины обработки почвы на примере работы гидрорегулятора трактора Беларус-1221.

В случае работы трактора с использованием силового или позиционного регулирования вся сила тяжести навесной машины и вертикальные силы, действующие на ее рабочие органы, перераспределяются на трактор, увеличивая его сцепной вес (в отличие от ГСВ, где часть этих сил остается на сельскохозяйственной машине и воспринимается ее опорными колесами). Поэтому при работе МТА с силовым либо позици-

онным регулятором производительность по сравнению с ГСВ увеличивается примерно на 10 %, а расход топлива снижается на 10 %, так как уменьшаются тяговое сопротивление машины и буксование трактора.

Гидрорегулятор трактора Беларус-1221 предназначен для управления гидроцилиндром при различных способах регулирования глубины обработки почвы сельскохозяйственным орудием или механизмом. При работе силового регулятора усилие в центральной тяге передается на серьгу *20* (см. рис. 8.7, с. 395), что позволяет поддерживать в определенных пределах тяговое сопротивление машины, а следовательно, и глубину обработки почвы. Это обеспечивается тем, что между датчиком *21*, воспринимающим усилие в центральной тяге, и золотником регулятора, управляющим положением поршня цилиндра, имеется механическая связь. При использовании позиционного регулирования навешенная на механизм навески сельскохозяйственная машина удерживается в заданном положении относительно остова трактора. В этом случае датчиком, определяющим положение механизма навески, является рычаг *19* гидроцилиндра *17*.

Позиционно-силовой регулятор *11* (см. рис. 8.7) установлен на кронштейне, прикрепленном к верхней крышке корпуса заднего моста трактора. Металлическим трубопроводом *28* регулятор соединен с нагнетательной магистралью насоса *1* (параллельно с распределителем). Гибкими рукавами высокого давления *13* регулятор соединен с полостями опускания и подъема основного гидроцилиндра *17*, а тонким металлическим трубопроводом *25* – с каналом управления гидрораспределителя *4*.

В корпусе *3* (рис. 8.18) расположена подвижная гильза *20*, а концентрично ей – золотник *18*. Пружина *21* отжимает золотник и гильзу в противоположные стороны. Положение гильзы в корпусе определяется рукояткой, находящейся в кабине трактора. При ее перемещении по сектору через тягу и вал движение передается винту *25*, который, вращаясь, воздействует на поступательно движущуюся в пазах корпуса гайку *2*. Гайка перемещает гильзу *20*, сжимая пружину *21*.

Золотник управляется (перемещается в гильзе *20*) от сигналов силового или позиционного датчика через тягу *23* и рычаг регулятора *16* (см. рис. 8.7).

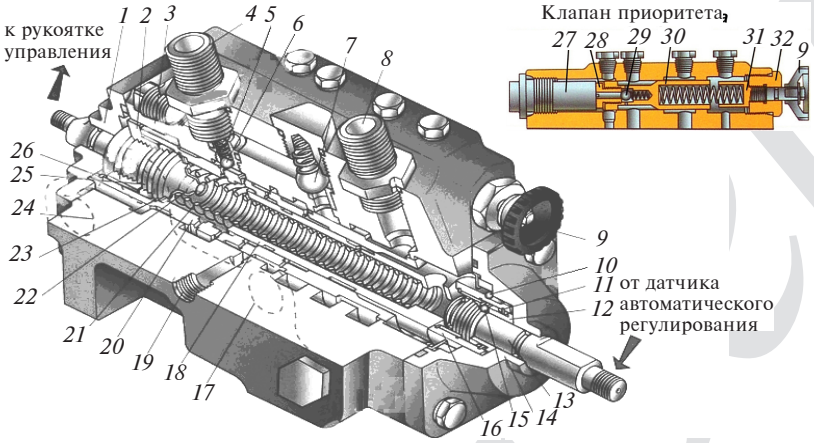


Рис. 8.18. Позиционно-силовой регулятор:
1 – правая крышка регулятора; *2* – ходовая гайка гильзы; *3* – корпус регулятора; *4* – штуцер для соединения с полостью подъема силового цилиндра; *5* – запорный клапан; *6* – шарик запорного клапана; *7* – обратный клапан; *8* – штуцер для соединения с полостью опускания силового цилиндра; *9* – маховичок управления клапаном приоритета; *10* – стопорные шарики; *11* – ограничительное стопорное кольцо; *12* – опорная втулка винта золотника; *13* – винт управления золотником; *14* – левая крышка регулятора; *15* – шарики винта золотника; *16* – ходовая гайка винта золотника; *17* – резьбовое отверстие для подсоединения к насосу; *18* – золотник; *19* – резьбовое отверстие для подсоединения к гидрораспределителю; *20* – подвижная гильза; *21* – распорная пружина гильзы золотника; *22* – стакан распорной пружины; *23* – стопорное кольцо распорной пружины; *24* – резьбовое отверстие для подсоединения трубопровода слива; *25* – винт управления гильзы; *26* – стопорное кольцо ходовой гайки гильзы; *27* – пробка; *28* – гнездо обратного клапана; *29* – обратный клапан канала управления перепускного клапана распределителя; *30* – клапан приоритета; *31* – регулировочный винт клапана приоритета; *32* – резьбовая втулка клапана приоритета

В корпусе *3* также расположены клапаны: обратный *7* – предохраняющий от перетекания масла из цилиндра в нагнетательную магистраль насоса и запорный *5* – исключающий просачивание масла через зазоры в парах корпус–гильза–золотник.

Клапан приоритета, управляемый маховичком *9*, служит для изменения величины потока масла, подаваемого в регулятор при использовании силового или позиционного регулирования.

Датчик силового регулирования размещен в кронштейне поворотного рычага *19* (см. рис. 8.7) механизма навески.

Усилие, возникающее при работе с навесной машиной в центральной тяге, передается серьге *20*, которая поворачивается вокруг пальца. Усилие воспринимается пластинчатыми пружинами *21*: сжатия – одной пластинчатой, а растяжения – четырьмя цилиндрическими пружинами, находящимися в расточке кронштейна. Перемещение при деформации пружин передается тягой *23* (см. рис. 8.7) через винтовой механизм золотнику регулятора. Аналогично передается перемещение тягой от датчика позиционного регулирования, представляющего рычаг на поворотном валу *19*. Какой сигнал по приоритету поступает на тягу управления *23* регулятора *11*, задает смеситель сигналов *22*, установленный на верхней крышке корпуса заднего моста трактора. Смеситель сигналов предназначен для смешивания в заданном соотношении сигналов силового и позиционного датчиков, а также для передачи результирующего сигнала на регулятор.

В начале гона рукояткой управления регулятором переводят подвижную гильзу *20* (рис. 8.18) из положения «транспортное положение – нейтраль» в зону регулирования. Навесное орудие под действием собственного веса опускается. Заглубление рабочих органов орудия (глубина обработки) будет тем больше, чем дальше вперед по зоне регулирования переместится рукоятка управления регулятором.

Глубина обработки, назначенная рукояткой, выдерживается автоматически, при этом золотник *13* датчиком регулирования устанавливается относительно связанной с рукояткой гильзы *20* в положение «рабочее положение – нейтраль». Если глубина обработки больше назначенной, золотник устанавливается относительно гильзы в положение «коррекция на подъем», если меньше – в положение «коррекция на опускание».

Рассмотрим схемы потоков масла в регуляторе при различных режимах его работы (рис. 8.19).

Принудительное опускание. При установке рукоятки в положение «опускание» канал управления *19* перекрывается гильзой *20* от слива, и перепускной клапан распределителя закрывается. Нагнетательная линия *17* от насоса перекрывается в распределителе от слива и одновременно через гильзу сообщается с полостью опускания цилиндра *8* (полость подъема через открытый запорный клапан *5*, отверстия в гильзе, золотник *18* и отверстие

24 сообщена со сливом) – происходит опускание ненагруженного (без орудия) навесного механизма под давлением.

Рабочее положение – нейтраль. При установке рукоятки в позицию «рабочее положение» канал управления *19* через гильзу *20.* золотник *18* и отверстие *24* сообщается со сливом, перепускной клапан распределителя открывается, и насос разгружается (через распределитель сообщен со сливом). Полость подъема цилиндра *4* заперта золотником *18* и обратным клапаном *7* – навесное орудие удерживается в заданном рукояткой положении.

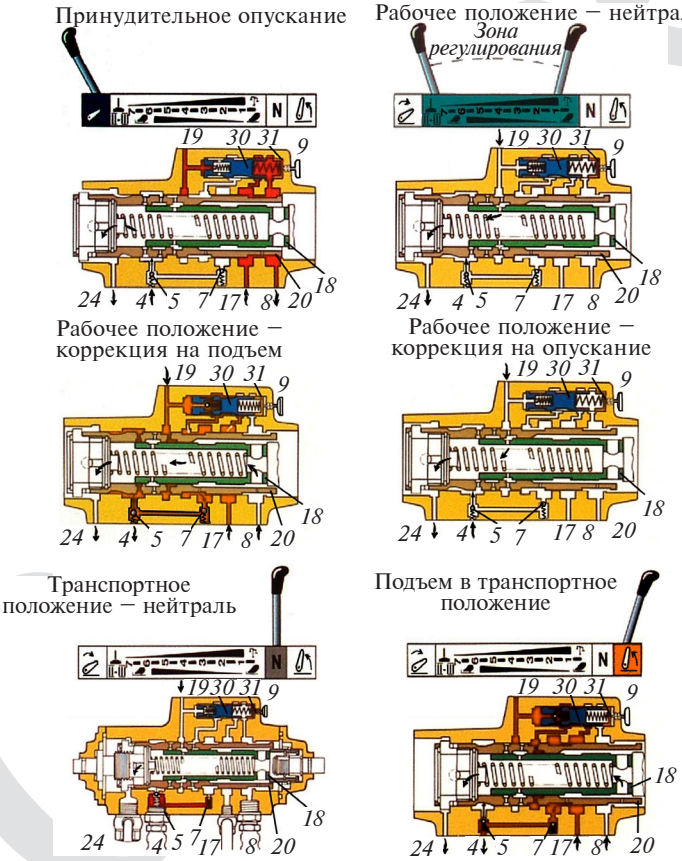


Рис. 8.19. Схемы потоков масла в регуляторе при различных режимах работы (позиции соответствуют рисунку 8.18)

Рабочее положение – коррекция на подъем. Золотник *18* датчиком сдвигается от положения «нейтраль» влево. Канал управления *19* золотником *18* перекрывается от слива, и перепускной клапан распределителя прикрывается, по-прежнему пропуская через себя часть потока от насоса на слив. Оставшаяся часть потока от насоса по нагнетательной линии *17* поступает к открытому в этом случае клапану приоритета *30* и далее через него и открытый обратный клапан *7* в полость подъема цилиндра – происходит коррекция на подъем.

Величина потока в полость подъема цилиндра, а значит, и скорость коррекции зависит от настройки маховичка *9*. Чем больше повернут маховичок (по часовой стрелке), тем меньше ход клапана приоритета *30* до его упора в регулировочный винт *31*, а значит, меньше проход масла через клапан *30* от насоса *17* к полости подъема цилиндра *4*. Соответственно больше масла уходит через не полностью закрытый перепускной клапан распределителя на слив – происходит регулировка скорости перемещения поршня цилиндра при коррекции.

Рабочее положение – коррекция на опускание. Золотник *18* датчиком сдвигается от положения «нейтраль» вправо. Канал управления *19* остается сообщенным со сливом, перепускной клапан распределителя открыт, насос разгружен. Полость подъема цилиндра через открытый запорный клапан *5*, золотник *18* и отверстие *24* сообщается со сливом – происходит вытеснение масла из полости подъема на слив под действием веса орудия, т. е. коррекция на опускание.

Транспортное положение – нейтраль. При установке рукоятки в положение «нейтраль» канал управления *19* через гильзу *20*, золотник *18* и отверстие *24* сообщается со сливом, перепускной клапан распределителя открывается, и насос разгружается (через распределитель сообщен со сливом). Полость подъема цилиндра *4* заперта запорным клапаном *5* и обратным клапаном *7* – навесное орудие удерживается в верхнем положении.

Подъем в транспортное положение. При установке рукоятки в положение «подъем» канал управления *19* перекрывается гильзой *20* от слива, и перепускной клапан распределителя за-

крывается. Нагнетательная линия *17* от насоса перекрывается в распределителе от слива и одновременно через гильзу, обратный клапан *7* сообщается с полостью подъема цилиндра *4* (полость опускания через гильзу *20*, внутреннюю полость золотника *18* и отверстие *24* сообщена со сливом) – происходит подъем орудия.

8.2. Механизмы отбора мощности тракторов

Тракторы, не требующие выполнения узкоспециализированных задач, обычно снабжаются механическими и гидравлическими системами отбора мощности. Тракторы специального назначения комплектуются электрическими или пневматическими системами отбора мощности. Назначение всех видов механизмов отбора мощности – передача вращения от двигателя на дополнительные агрегаты, используемые с трактором.

Валы отбора мощности. Валом отбора мощности (ВОМ) называют выходной шлицованный вал, который на тракторе предназначен для привода в движение рабочих органов мобильных или стационарных машин, агрегатируемых с трактором. ВОМ получает вращательное движение (мощность) от главного сцепления либо одного из валов трансмиссии и ряда передающих звеньев (шестерен, валов, соединительных муфт и др.) механизма отбора мощности вращательного движения, или механизма привода ВОМ.

В соответствии с возможностями агрегатирования трактора и необходимостью привода навешенных машин существуют ВОМ заднего, фронтального, переднего и бокового расположений.

Заднее расположение ВОМ строго регламентировано в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также по расстоянию от оси подвеса механизма навески.

К механизмам отбора мощности предъявляется ряд требований:

– число, расположение, режимы вращения и количество скоростей ВОМ должны полностью обеспечивать требования всего комплекса агрегатируемых с трактором приводных (получающих мощность через ВОМ) машин;

– механизм отбора мощности, в том числе хвостовик ВОМ, должен обеспечивать передачу номинальной эксплуатационной мощности двигателя;

– конструкция механизма отбора мощности должна обеспечивать простое и легкое переключение режимов и скоростей вращения ВОМ с места тракториста, исключая самопроизвольность этой операции;

– вся информация о работе ВОМ трактора (номер ВОМ, режим, частота вращения, направление вращения, уровень передаваемой нагрузки) должна выводиться в легко читаемой форме на пульт управления;

– конструкция механизма отбора мощности трактора должна обеспечивать защиту ВОМ от перегрузок.

Кроме перечисленных, к механизмам отбора мощности сельскохозяйственных тракторов предъявляют ряд требований, обусловленных спецификой их работы.

Привод ВОМ должен обеспечивать возможность:

– последовательного разгона сначала рабочих органов машин, а затем всего МТА;

– кратковременной остановки трактора без остановки рабочих органов машин;

– переключения передач во время работы трактора без остановки рабочих органов машин;

– включения и выключения рабочих органов машин без остановки МТА.

В зависимости от передаваемой мощности все хвостовики (ведомые валы) ВОМ разделены на четыре типа:

– для передачи мощности до 60 кВт (82 л. с.) при частоте вращения 540 мин$^{-1}$ с восемью прямозубыми шлицами, наружным диаметром 38 мм;

– до 92 кВт (126 л. с.) при частоте вращения 1000 мин$^{-1}$ с 21 эвольвентным шлицем диаметром 35 мм;

– до 185 кВт (250 л. с.) при частоте вращения 1000 мин$^{-1}$ с 20 эвольвентными шлицами диаметром 45 мм;

– до 250 кВт (340 л. с.) при частоте вращения 1000 мин$^{-1}$ с 20 эвольвентными шлицами диаметром 55 мм.

По частоте вращения хвостовиков (режимам работы) ВОМ делятся на вращающиеся с постоянной частотой (при

постоянной частоте вращения двигателя) и на ВОМ с частотой вращения, зависящей от скорости движения трактора, – синхронные.

Постоянная частота вращения ВОМ используется для привода машин, у которых рабочие органы должны иметь постоянную скорость, не зависящую от поступательной скорости МТА (уборочные машины, машины по заготовке кормов, ротационные почвообрабатывающие и др.).

С целью оптимизации привода различных машин используются ВОМ с разной частотой вращения (540, 750, 1000 и 1400 мин$^{-1}$). Наиболее часто на тракторы устанавливают ВОМ с частотами вращения хвостовиков 540 и 1000 мин$^{-1}$, что в основном определяется требованиями со стороны агрегатируемых с трактором машин.

С целью повышения топливной экономичности тракторы, оснащенные двигателями постоянной мощности, могут эксплуатироваться в так называемом экономичном режиме, т. е. при пониженной частоте вращения коленчатого вала. Частота вращения хвостовика ВОМ должна соответствовать указанным выше величинам, что обеспечивается встраиванием в привод ВОМ соответствующих редукторов с передаточным числом, компенсирующим снижение частоты вращения двигателя.

Механизмы отбора мощности по возможности управления ВОМ с постоянной частотой вращения делятся на три вида: полностью зависимые, полностью независимые и частично независимые.

Полностью зависимый ВОМ (рис. 8.20, *а*) имеет привод (отбор мощности) от ведомого вала главного сцепления *2* или связанного с ним вала. Включение ВОМ осуществляется с помощью подвижной зубчатой каретки при неподвижном тракторе. Легко представить, что такой ВОМ не удовлетворяет ни одному из перечисленных выше специфических требований к механизмам отбора мощности сельскохозяйственных тракторов, так как нет возможности последовательного разгона элементов МТА, нельзя остановить трактор без остановки рабочих органов приводимых от ВОМ машин, невозможно включать и выключать рабочие органы машин на ходу МТА.

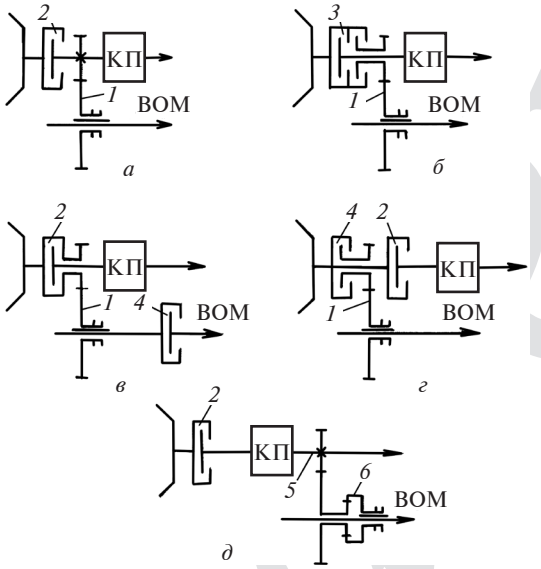


Рис. 8.20. Схемы приводов ВОМ:
1 – подвижная каретка; *2* – главное сцепление; *3* – двойное сцепление; *4* – сцепление привода ВОМ; *5* – вторичный вал коробки передач; *6* – зубчатая муфта

Полностью независимый ВОМ должен управляться независимо от поступательного движения МТА. Достигается это двумя вариантами исполнения привода ВОМ:

– фрикционное сцепление *3* представляет собой двухпоточную двойную с независимым управлением конструкцию, от второго ведомого диска которой осуществляется привод независимого ВОМ (рис. 8.20, *б*);

– привод (рис. 8.20, *в*) выполняется от ведущих деталей главного сцепления (обычно от корпуса), а для управления ВОМ в цепи привода устанавливается механизм *4* с фрикционным разрывом потока мощности (фрикционное сцепление или планетарный редуктор, управляемый двумя тормозами).

Частично независимый ВОМ получает привод от второго диска двойного с последовательным управлением фрикционного сцепления (рис 8.20, *в*). При его выключении разрывается поток мощности, идущий на ходовую систему, а при дальней-

шем нажатии на педаль управления – и поток мощности, идущий на ВОМ. При включении сцепления процесс протекает в обратной последовательности. Поэтому здесь невозможно на ходу движения МТА включать и выключать ВОМ (рабочие органы машины). Остальные требования частично независимый ВОМ выполняет полностью.

Иногда используют схему, когда в трансмиссии трактора устанавливают последовательно два однопоточных постоянно замкнутых сцепления *2* и *4*, управление которыми осуществляется последовательно через общий привод (рис. 8.20, *г*). При нажатии на педаль управления сцеплениями *2* и *4* сначала выключается главное фрикционное сцепление *2*, а затем фрикционное сцепление *4* привода ВОМ. При отпускании педали включение сцеплений *2* и *4* осуществляется в обратной последовательности. Такая схема привода ВОМ применяется весьма ограниченно и только на колесных универсально-пропашных тракторах.

Наибольшее распространение на тракторах класса 0,6-2 получили полностью независимые ВОМ – как наиболее полно соответствующие условиям работы.

Полностью зависимые ВОМ на колесных тракторах не применяются, но используются на гусеничных тракторах, так как возможности ВОМ расширяются из-за специфики трогания гусеничных тракторов не только путем включения главного сцепления, но и замыканием одновременно левого и правого механизмов поворота (многодисковых фрикционных муфт поворота или планетарных механизмов). Поэтому одно из важнейших требований к приводу ВОМ – ступенчатый разгон элементов МТА – выполняется путем замыкания сначала кинематической цепи ВОМ (включение главного сцепления при выключенных механизмах поворота), а затем кинематической цепи привода ходовой системы трактора (замыкание механизмов поворота). При необходимости гусеничные тракторы оснащаются полностью независимыми ВОМ.

Синхронный ВОМ применяется в том случае, когда МТА должен выполнять определенное число операций на заданном пути движения, что свойственно работе сеялок, сажалок и др. Через синхронный ВОМ получает движение ходовая система

активных прицепов. Привод синхронного ВОМ выполняется от той части трансмиссии, передаточное число которой до ходовой системы остается неизменным и неразрываемым. Чаще всего отбор мощности берется от вторичного вала *5* коробки передач (рис. 8.20, *д*) или от шестерен, постоянно связанных с ним. Включение и выключение синхронного ВОМ осуществляются при неподвижном тракторе с помощью зубчатой муфты. Общепринятая частота вращения синхронного ВОМ – 3,3...3,5 оборота на 1 м пути. Обычно синхронные ВОМ устанавливаются на тракторах класса 0,6-2.

На универсально-пропашных тракторах производства ОАО «МТЗ» используется ВОМ комбинированной конструкции (рис. 8.21). Конструктивно данный тип механизма отбора мощности выполняется так, чтобы хвостовик заднего ВОМ мог вращаться с переключаемыми режимами и переключаемыми частотами. На схеме ВОМ может работать как полностью независимый двухскоростной, так и синхронный.

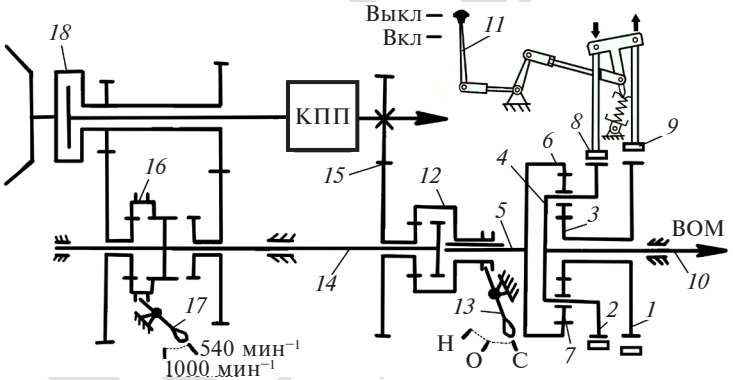


Рис. 8.21. Схема планетарного механизма ВОМ и механизма включения режимов привода ВОМ трактора МТЗ-80:
I – шкив тормоза включения ВОМ; *2* – шкив тормоза выключения ВОМ; *3* – солнечная шестерня; *4* – водило; *5* – ведущий вал; *6* – коронная шестерня; *7* – сателлит; *8*, *9* – тормозные ленты; *10* – хвостовик; *11* – рукоятка рычага управления тормозами; *12* – муфта переключения режимов привода; *13* – рукоятка управления муфтой; *14* – внутренний вал независимого привода; *15* – шестерня коробки передач; *16* – муфта изменения оборотов ВОМ; *17* – рычаг переключения муфты; *18* – главная муфта сцепления; Н – нейтральное положение; О – рабочее положение; С – синхронный привод

Хвостовик *10* ВОМ жестко соединен с водилом и через пальцы сателлитов – с тормозным шкивом *2*. Тормозной шкив *1* жестко соединен с солнечной шестерней, а вал *5*, передающий вращение механизму ВОМ, – с коронной шестерней.

Тормозными лентами *8* и *9* управляют с помощью рукоятки *11*. Когда рукоятка опущена, тормозной шкив *1* затянут лентой *9*, а шкив *2* не заторможен. Вал *5* через коронную шестерню вращает водило, заставляя сателлиты обкатываться по заторможенной солнечной шестерне – ВОМ включен. Если рукоятку *11* поднять, будет заторможен шкив *2* и не заторможен шкив *1*. Шкив *2* остановит вращение водила – ВОМ выключен. Коронная шестерня, продолжая вращаться, будет через сателлиты вращать солнечную шестерню и незаторможенный шкив *1*.

Для получения независимого привода ВОМ рукояткой *13* передвигают вправо муфту *12*, и она зубчатым венцом соединяет вал *5* с внутренним валом *14* независимого привода. Если же этой рукояткой передвинуть муфту *12* влево до упора, ее кулачки соединяются с кулачками шестерни *15* коробки передач. Вал отбора мощности будет иметь синхронный привод и вращаться со скоростью 3,5 оборота на каждый метр пути трактора. При среднем положении рукоятки *13* привод ВОМ отключен.

Процесс переключения современных ВОМ осуществляется разными способами. Наряду с обычным механическим все большее распространение получает электрогидравлическое управление, когда многодисковое непостоянно замкнутое фрикционное сцепление с гидроподжатием в цепи привода ВОМ замыкается (размыкается) потоком масла от распределителя, управляемого электроприводом. Управление ВОМ, таким образом, производится путем нажатия трактористом на соответствующую кнопку, установленную на пульте или на многофункциональном рычаге управления.

На тракторах общего назначения производства ПО МТЗ используется ВОМ только независимого привода.

На тракторе Беларус-1523 задний ВОМ имеет двухскоростной независимый привод, который обеспечивается редуктором в корпусе муфты сцепления и сменными хвостовиками (540 и 1000 об/мин) в редукторе ВОМ. На торцах хвостовика

нанесена маркировка «540» и «1000» соответственно. Привод осуществляется от дизеля через две пары цилиндрических шестерен в корпусе сцепления, внутренний вал КП, муфту переключения и редуктор ВОМ. Включение и выключение ВОМ осуществляется многодисковой гидроуправляемой фрикционной муфтой и тормозом ВОМ.

На тракторе Беларус-3022 задний вал отбора мощности ВОМ имеет независимый привод 1000 об/мин хвостовика в двух режимах – основном и экономичном. Вращение заднему ВОМ передается от двигателя с помощью соединительных валов и шлицевых втулок в коробке передач и корпусе заднего моста. Узлы заднего ВОМ смонтированы в расточках корпуса заднего моста и крышки ВОМ. Задний ВОМ состоит из гидроуправляемых фрикциона включения и тормоза, двухскоростного шестеренного редуктора с механическим переключением и сменных хвостовиков. Фрикцион служит для соединения или разъединения вала привода ВОМ с редуктором.

Часть тракторов оснащается фронтальными ВОМ, управляющими приводом рабочих органов фронтально навешенных машин. В этом случае фронтальный ВОМ может быть кинематически связан с приводом заднего ВОМ и получать движение от носка коленчатого вала двигателя через понижающий редуктор и управляющее сцепление. Как правило, фронтальный ВОМ является односкоростным, полностью независимым, с частотой вращения хвостовика 1000 мин$^{-1}$.

Боковые ВОМ устанавливаются на тракторы, с которыми агрегатируются машины в боковой навеске. Как было отмечено выше, этот вид навески типичен для универсально-пропашных колесных тракторов тягового класса 0,6-2. Поэтому именно эта группа тракторов имеет наиболее разветвленную и многофункциональную систему ВОМ.

Все промышленные тракторы оснащаются ВОМ. Их количество, расположение и частота вращения зависят от назначения трактора, специфики агрегатируемых с ним машин и орудий, мощности двигателя и особенностей трансмиссии. На трелевочных и мелиоративных тракторах применяют зависимые и независимые ВОМ заднего расположения, а на лесохозяйственных – задний и фронтальный ВОМ независимого типа.

Приводной шкив предназначен для привода с помощью плоскоременной передачи рабочих органов стационарных машин, использующих в качестве источника энергии мощность тракторного двигателя. Обычно это машины, которые короткое время эксплуатируются на одном месте, а затем перемещаются на другое место работы. Поэтому здесь трактор используется и как стационарное энергетическое, и как тяговое средство. Такими машинами являются зерновые молотилки, соломосилосорезки, машина для обмолота кукурузных початков и др.

На колесных тракторах шкивы плоскоременной передачи могут располагаться сбоку или сзади трактора, а на гусеничных – только сзади. При любом расположении шкива направление его вращения должно создавать ведущий режим (тяговый) нижней ветви ремня и ведомый – верхней.

С целью упрощения натяжения ремня плоскость вращения шкива должна быть параллельна продольной плоскости симметрии трактора.

Плоскоременная передача должна работать при скорости ремня в пределах 12,5...15 м/с, а для тракторов с двигателем мощностью менее 12 кВт – еще и со скоростью 8...10 м/с.

Диаметр шкива должен быть в пределах 0,2...0,36 м, расстояние от кромки ремня до ближайшей детали трактора – не менее 0,035 м. Включение и выключение шкива осуществляются с места тракториста без остановки двигателя.

Приводной шкив относится к дополнительному оборудованию трактора и конструктивно выполнен в виде легкосъемного узла, поставляемого вместе с трактором по специальному заказу. Обычно такой шкив получает движение от заднего ВОМ через специальный конический шестеренный редуктор, крепящийся шпильками к корпусным деталям трансмиссии трактора.

Гидравлическая система отбора мощности. С целью расширения возможностей агрегатирования с машинами, имеющими рабочие органы с гидроприводом, некоторые тракторы оснащаются гидросистемой, рассчитанной на циркуляцию между трактором и машиной большого объема масла. Гидравлическая система отбора мощности (ГСОМ) состоит из аксиально-поршневого или радиально-поршневого гидравлического насоса, распределителя, емкости для используемой в

системе жидкости (например, масло), радиатора охлаждения и соединительных муфт. ГСОМ позволяет плавно регулировать частоту вращения, независимо распределять вращение на несколько рабочих органов и автоматизировать процесс.

ГСОМ может быть навесной с приводом от вала отбора мощности или находиться внутри конструкции машины. Примером может служить ГСОМ, устанавливаемая в качестве дополнительного оборудования на тракторы Беларус.

Гидросистема с отбором мощности отличается от стандартной наличием четырехзолотникового сумматора, двух дополнительных шестеренчатых насосов, радиатора, дренажной магистрали и магистралей, соединяющих между собой насосы, сумматор, распределитель и регулятор.

Образец

IX. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Вспомогательное оборудование, устанавливаемое на тракторе, включает кабину, органы управления и контроля, устройства для создания микроклимата в кабине и снижения уровня вибрации, шума и предназначено:

– для предохранения основных узлов машины и двигателя от неблагоприятных воздействий внешней среды (солнце, дождь, грязь, холод и т. д.);

– обеспечения безопасных и комфортных условий работы водителя.

С целью улучшения условий труда водителя прежде всего уменьшают усилия на органах управления за счет применения гидро- и пневмоприводов, пружинных сервомеханизмов.

Усилие на органы управления трактором, требующие постоянного воздействия (рулевое колесо, рычаги управления, рычаг регулятора ТНВД и т. п.), должно быть не более 30... 50 Н, на органы периодического, непостоянного воздействия (рычаги переключения передач, включения ВОМ, гидросистемы и т. п.) – не более 150...200 Н.

9.1. Кабина

Кабина, где водитель проводит большую часть рабочего времени, должна:

– отвечать эргономическим требованиям. Все органы управления трактора должны быть размещены в кабине в так называемых зонах эргономической доступности, иными словами, быть доступны водителю при затрате им минимальной энергии;

– надежно защищать водителя от атмосферных воздействий, вибраций, возникающих при работе машины, и т. д.

Так как трактор эксплуатируется круглый год и в тяжелых условиях, на большинстве современных тракторов устанавливают закрытые, хорошо вентилируемые и герметизированные кабины;

– иметь хорошую обзорность. Для этого в кабине предусмотрены передние, задние и боковые панорамные стекла с резиновыми уплотнителями. Боковые стекла делают открывающимися, для чего двери кабины оборудуют стеклоподъемниками. Для улучшения обзорности передние и задние стекла также могут открываться;

– быть достаточно прочной для обеспечения безопасности водителя при столкновении, опрокидывании и в дорожно-транспортных происшествиях. Поэтому кабину делают цельнометаллической, сваривая из холоднокатаного профиля.

Одной из самых серьезных опасностей для тракториста является возможность травмирования в аварийной ситуации. Вид аварийной ситуации, характерной при эксплуатации машины, во многом определяет конструктивное исполнение защитной конструкции. Так, для колесных сельскохозяйственных тракторов с классической схемой компоновки характерны случаи опрокидывания набок, на передний угловой стык и назад, причем при опрокидывании трактор может совершить несколько оборотов. Отсюда и требование к защитной конструкции, и ее конструктивное исполнение для предохранения оператора при опрокидывании трактора и ударе кабины о грунт боковой, передней или задней кромкой кабины и от переворачивания через крышу. Для промышленных тракторов характерны боковое опрокидывание с переворачиванием через крышу кабины и падение камней на крышу при работе в карьерах или на горных разработках. Отсюда включение в конструкцию кабины прочных боковых стоек и исполнение крыши в виде плоской решетчатой рамы или из толстого стального листа. Для гусеничных лесных тракторов характерная аварийная ситуация – падение на кабину или капот двигателя деревьев, а на крышу – веток и сучьев. Поэтому для машин данного типа предусматривается защита от повреждений как кабины, так и моторного отсека. Характерна также более прочная, чем для сельскохозяйственных тракторов, крыша.

Кабины классифицируют по техническому исполнению на штампованные, каркасные и комбинированные. Все принципиальные схемы защитных каркасов классифицируют по конструктивному исполнению и числу вертикальных силовых элементов. Рассмотренные выше защитные устройства можно разделить на два вида: двух- и многостоечные (четырех- и шестистоечные) каркасы (рис. 9.1). Каркасы могут быть встроены в кабину или располагаться вне ее по контору.

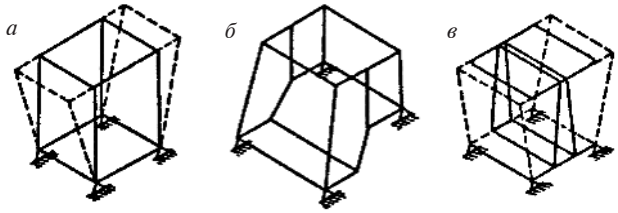


Рис. 9.1. Кабины сельскохозяйственных тракторов: *а* – с четырехстоечным каркасом; *б* – с шестистоечным; *в* – с двухстоечным

Условия эксплуатации и характерные виды аварийных ситуаций обусловили применение для кабин сельскохозяйственных тракторов четырех- и шестистоечных каркасов. В отдельных случаях на этих тракторах устанавливают двухстоечные каркасы с усиленной передней частью крыши и передней стойкой кабины.

Многостоечные защитные каркасы при установке образуют несущий элемент для закрепляемых на нем панелей кабины. Жесткий каркас образован корпусом кабины, который выполнен в виде цельного узла, устанавливаемого на трактор с помощью резиновых виброизоляторов, а непрозрачные панели изнутри облицованы теплошумоизоляционными материалами. При этом корпус кабины может выполняться из штампованных элементов или из профильного и толстолистового проката.

На рисунке 9.2 показан корпус кабины сельскохозяйственного трактора, выполненный из штампованных стальных элементов толщиной 1,0...1,25 мм. Детали корпуса – передняя *1*, левая *6* и правая *2* боковые панели, крыша *3*, левая *5* и правая *4* стойки, задняя панель *8*, левый *7* и правый *9* порожки с помощью сварки в сборочном кондукторе собираются в общий узел.

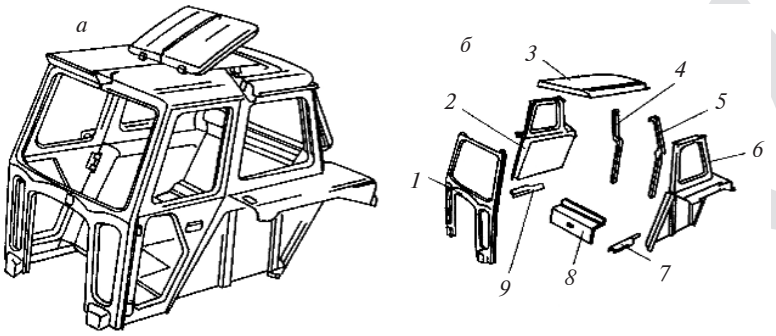


Рис. 9.2. Корпус кабины и штампованные элементы:
а – общий вид; *б* – составные элементы

В особо тяжелых авариях, когда трактор при падении может перевернуться более чем на 180°, возникает опасность выброса тракториста из кабины, в результате чего он может быть раздавлен трактором. Для повышения безопасности застекленные проемы кабины иногда огораживают металлической сеткой, которая защищает тракториста в кабине и от проникающих предметов. С целью предохранения тракториста от выброса из кабины применяют ремни безопасности.

Для обеспечения безопасности трактористов на тракторы устанавливаются защитные кабины или устройства защиты ROPS и FOPS (ROPS – Roll Over Protective Structure и FOPS – Falling Object Protective Structure – устройства, защищающие водителя соответственно при переворачивании трактора и от падающих предметов). Защитные каркасы ROPS обеспечивают защиту водителя при всех возможных случаях опрокидывания при следующих условиях:

– движение со скоростью до 16 км/ч по глинистой поверхности с максимальным уклоном 30°;

– опрокидывание на 360° относительно продольной оси машины без потери контакта с опорной поверхностью.

Оптимальное положение тела тракториста обеспечивает удобство управления машиной, повышает точность и скорость его моторных действий, обеспечивает возможность длительного непрерывного движения без значительного утомления. Это

достигается расположением частей тела водителя в положении, близком к состоянию функционального покоя, при равномерном распределении веса по площади его опорных поверхностей.

В связи с этим комфортабельная кабина должна обеспечивать трактористу удобное положение и рациональное размещение органов управления машиной, контрольно-измерительных приборов и оборудования с соблюдением эргономических требований.

В тракторе водитель располагается на высоком сиденье, ноги больше согнуты в коленях, спинка сиденья расположена почти вертикально. При таком расположении водителя длина кабины минимальна, а ее высота с точки зрения аэродинамики не имеет решающего значения из-за сравнительно небольшой скорости движения трактора.

Рабочее место тракториста оборудовано так, что имеется возможность регулировки основных его параметров. Диапазон регулировки зависит от разброса антропометрических данных водителя и условий работы.

Управление МТА осуществляется одним трактористом. Поэтому на тракторах в большинстве случаев достаточно устанавливать одноместные кабины. Это подтверждается и зарубежным опытом – во многих странах распространены одноместные кабины с дополнительным посадочным местом для рабочего или пассажира. На некоторых тракторах в качестве дополнительного места используют инструментальный ящик, крышку которого покрывают мягкой обшивкой. Отдельные фирмы – производители тракторов устанавливают по заказу съемное сиденье для пассажира.

Минимальные размеры одноместной кабины и кабины с дополнительным сиденьем рассчитаны на работу тракториста сидя.

К конструктивным элементам, обеспечивающим безопасный вход и выход из кабины трактора, относятся дверной проем и двери кабины, ступеньки, поручни, аварийный люк.

Кабина трактора должна иметь не менее трех аварийных выходов, которыми могут быть двери, окна, люки, при-

чем каждый выход следует размещать на противоположных сторонах (стенках, в крыше) кабины. Это требование важно соблюдать для повышения безопасности при опрокидывании трактора и заклинивании дверей.

Аварийные выходы должны открываться без применения инструмента. Окна кабины, если они предназначены для аварийного выхода, должны быть оснащены средствами для разбивания или оперативного демонтажа стекол.

Кабина трактора оборудуется инструментальным ящиком, термоизолированным бачком для питьевой воды, огнетушителем, медицинской аптечкой, плафоном внутреннего освещения, крючком для одежды, омывателем переднего стекла и стеклоочистителями. В ней должно быть предусмотрено место для установки магнитолы.

Кабина современного трактора оборудуется устройством нормализации микроклимата. На отечественных тракторах в настоящее время такие устройства (установки вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха с его очисткой от вредных примесей) являются обязательной принадлежностью кабин.

Положение рулевой колонки должно регулироваться в продольном направлении (по углу установки) и по высоте (вдоль оси колонки) бесступенчато или с фиксаций не менее чем в четырех положениях по углу и в пяти – по высоте.

Рукоятки органов управления, особенно управления движением, должны располагаться в пределах зоны досягаемости тракториста. Расположение их стандартизировано.

Кабину устанавливают в виде самостоятельной сборочной единицы.

9.2. Тепловая, шумовая и вибрационная защита кабины

Условия пребывания тракториста в кабине должны отвечать следующим требованиям:

– поддержание необходимого состава воздуха в кабине;

– создание соответствующих микроклиматических условий; снижение уровней шума и вибрации;

– возможность рациональной организации труда, отдыха и питания.

Кабины имеют очень ограниченные размеры. На каждого человека, находящегося в кабине трактора, приходится объем 0,4...1,2 м^3. В таком сравнительно малом объеме при отсутствии вентиляции быстро расходуется кислород и накапливаются углеводород, отработавшие газы, пары топлива и другие вредные вещества. В результате воздействия солнечной радиации, температуры окружающего воздуха, теплоотдачи от силового агрегата и агрегатов трансмиссии происходит нагрев воздуха в кабине и повышается влажность.

Микроклиматические условия на самоходных машинах регламентированы стандартами. Так, температура воздуха в кабине в теплый период должна быть не выше 28 °С, в холодное время года (при температуре наружного воздуха до –20 °С) – не ниже 14 °С. Подвижность воздуха в кабине при вентиляции (20-кратный воздухообмен в час) не должна превышать 1,5 м/с. Воздух, подаваемый в кабину, должен быть чистым и не содержать пыли. Содержание вредных веществ в воздухе кабины регламентировано нормами Министерства здравоохранения Республики Беларусь (не более 2 мг/м^3 пыли, содержащей 10 % оксида кремния (SiO_2), 100 мг/м^3 паров топлива, 20 мг/м^3 оксида углерода (CO_2)).

Необходимый состав воздуха в кабине трактора обеспечивается хорошей вентиляцией кабины. Кроме того, кабина должна быть хорошо изолирована от попадания отработавших газов и паров топлива.

Условия, в которых человек не испытывает перегрева или переохлаждения, резкого движения воздуха и других неприятных ощущений, можно считать в тепловом отношении комфортными. Комфортные условия в зимний период несколько отличаются от этих же условий в летний период, что связано с применением человеком разной одежды. Основными факторами, определяющими тепловое состояние человека, являются температура, влажность и скорость воздуха, температура и свойства окружающих человека поверхностей. При различных сочетаниях этих факторов можно создать одинаково комфортные условия в летний и зимний периоды эксплуатации.

К числу средств тепловой защиты кабины относятся:

– окрашивание наружных поверхностей в светлые тона для уменьшения воздействия солнечной радиации;

– установка на внутренние поверхности теплоизоляционных материалов (пенопласта, холста из стеклянных или асбестовых волокон);

– использование коробчатых конструкций (с воздушной прослойкой между стенками);

– установка тепловых экранов (например, над крышей или со стороны нагретых агрегатов), жалюзи на окнах, козырьков над окнами;

– применение специальных стекол, не пропускающих лучистую энергию, или двойного остекления с подачей воздуха в пространство между ними;

– вентиляция подогретым или охлажденным очищенным наружным воздухом.

Система вентиляции может быть естественной или принудительной. Первая весьма проста и осуществляется путем открытия окон, люков, крышек, но неизбежно связана с образованием сквозняков. Целесообразнее применять принудительную вентиляцию, состоящую из следующих элементов: воздухозаборник (с герметично закрывающейся крышкой); воздуховоды; фильтр; вентилятор (с приводом от регулируемого электродвигателя). Чтобы у людей, находящихся в кабине, не было ощущения сквозняка, скорость воздушного потока не должна превышать 0,25 м/с. При работе вентиляторов в кабине создается давление несколько выше давления внешней среды, что исключает подсос воздуха через неплотности кабины.

Отверстия для входа воздуха в систему вентиляции располагают в местах наибольшего давления воздуха, обтекающего кузов, а для выхода – в местах разрежения.

Для машин, работающих в запыленной местности, обязательна установка в системе вентиляции специальных фильтров, очищающих воздух от пыли и ядовитых компонентов отработавших газов. При этом вентиляторы имеют более мощные электродвигатели.

Количество теплоты, которое поступает в кабину трактора в летнее время (тепловая нагрузка кабины), складывается из тепловыделений внутри кабины (тракториста и механиз-

мов) и теплопоступлений извне (от двигателя, трансмиссии, от солнечной радиации через остекление, от нагретых солнцем ограждений и от внешнего воздуха).

На тракторах теплоприток от двигателя и трансмиссии может достигать значительной величины, так как кабина в ряде случаев примыкает непосредственно к моторному отсеку и обдувается потоком теплого воздуха от радиатора системы охлаждения двигателя, а верхняя часть корпуса трансмиссии часто служит полом кабины. В результате тепловыделений агрегатов трактора вокруг его кабины образуется тепловое поле, температура воздуха в котором, особенно на тракторах с мощными двигателями, может превышать температуру наружного воздуха местности на 10 °С. На тракторах с двигателями воздушного охлаждения с потоком воздуха, проходящим поперек машины, указанное превышение температуры воздуха около кабины составляет не более 1,5...2 °С.

Притоки теплоты в кабину от двигателя и трансмиссии могут быть снижены при выполнении ее в виде цельной капсулы с отделением от моторного отсека и трансмиссии.

Для защиты тракториста от воздействия низких и высоких температур иногда применяют кабины с принудительно вентилируемой прослойкой между панелями (рис. 9.3).

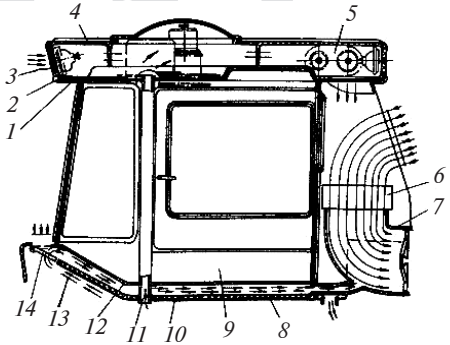


Рис. 9.3. Кабина трактора с принудительной вентилируемой прослойкой между панелями:
1 – термошумоизоляционный слой; *2* – крыша; *3* – люк; *4* – съемный колпак; *5* – вентилятор; *6* – радиатор; *7* – направляющий кожух; *8*, *9* – стенка; *10* – термоизолирующее покрытие; *11* – полая стойка; *12* – внутренняя стенка; *13* – теплый поток воздуха; *14* – заслонка

Кабина имеет полое основание, внутренняя стенка *12* которого является полом, а наружная *8*, обращенная к моторному отсеку, обдуваемая теплым потоком *13* воздуха, выполнена с термоизолирующим покрытием *10*. В передней части основания установлена заслонка *14*, соединяющая полость основания с атмосферой или моторным отсеком. Через основание проходят полые стойки *11*, сообщающиеся соответственно с моторным отсеком и полостью крыши *2*. На основании и стойках закреплены стенки *9* кабины. В нижней части стоек расположены заслонки (на рисунке не показаны).

Крыша кабины представляет собой жесткий коробчатый узел, потолочная панель которого снабжена термошумоизоляционным слоем *1*. В полости крыши размещены вентилятор *5* и фары. Крыша с внутренней стороны имеет люки для доступа к агрегатам из кабины, а в передней части – съемный колпак *4*, в котором имеется люк для забора атмосферного воздуха.

В задней части полость крыши сообщается с отсеком, служащим двойной стенкой кабины и выполняющим роль воздуховода системы воздухоподачи двигателя трактора. Отсек снабжен люком (не показан) для подачи атмосферного воздуха к радиатору *6* системы охлаждения двигателя, установленному в средней части отсека и подсоединенному к моторному отсеку направляющим кожухом *7*, связанным с полостью основания кабины.

В теплое время года атмосферный воздух продувает полость крыши, при этом заслонки в стойках закрыты. В холодное время года входное отверстие люка *3* закрывается, заслонка *14* переводится в положение, препятствующее поступлению атмосферного воздуха в полость основания, а заслонки в стойках открываются. В этом случае теплый воздух из моторного отсека будет проходить по пустотелым деталям кабины (основанию, стойкам и крыше) и тем самым защищать ее от влияния холодного внешнего воздуха.

В случае понижения температуры внешней среды воздух, поступающий в кузов, необходимо подогревать с помощью системы отопления. Существуют различные системы отопления кузовов: с использованием теплоты двигателя – от системы охлаждения двигателя (в случае жидкостного охлаж-

дения) или системы выпуска отработавших газов (воздушное охлаждение). В первом случае горячая жидкость из двигателя подается в теплообменник, во втором – выпускной трубопровод имеет водяную рубашку, из которой горячая жидкость поступает в теплообменник. Нагревать воздух, поступающий в кузов, непосредственно через выпускной трубопровод нельзя, так как при этом неизбежно загрязнение воздуха отработавшими газами.

Важным является вибрационная защита тракториста в кабине. Работоспособность водителя снижается при воздействии вибрационных нагрузок, особенно в диапазоне частот 3...5 Гц. Для уменьшения вибрации от остова трактора ее устанавливают чаще всего на четырех опорах – амортизаторах.

Нормируемые параметры вибрации на сиденье тракториста обеспечиваются выбором необходимых параметров подвески трактора и применением подрессоренного сиденья (рис. 9.4).

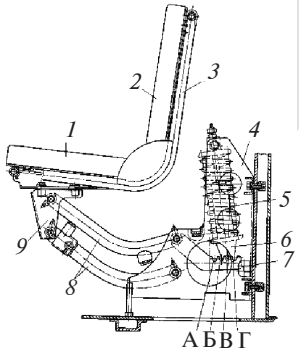


Рис. 9.4. Подрессоренное сиденье тракториста:
1 – подушка; *2* – спинка; *3* – остов; *4*, *7*, *9* – кронштейны; *5* – пружины; *6* – амортизатор; *8* – рычаг; А, Б, В, Г – пазы рычага

Сиденье такого типа включает остов *3*, механизм подвески, подушку *1* и спинку *2*. Механизм подвески состоит из кронштейна *9*, рычагов *8* и амортизирующего устройства, состоящего из пружины *5* и двух кронштейнов *4* и *7*. Для гашения вертикальных колебаний внутри цилиндрической пружины *5* установлен гидравлический телескопический амортизатор *6*.

Регулировка жесткости подвески сиденья в зависимости от веса тракториста осуществляется перестановкой нижней оси амортизатора *6* в пазах А, Б, В и Г рычага.

Известно, что звуковые колебания передаются в кабину через детали шасси («структурный» шум) и через различные неплотности в дверных проемах, окнах, отверстиях для тяг и трубопроводов, а также вследствие определенной звукопроницаемости стенок («воздушный» шум). Согласно действующим стандартам уровень шума в кабине не должен превышать 80 дБ.

Прежде всего, следует стремиться уменьшить или исключить структурный шум. Самым эффективным способом защиты от шума в кабине является уменьшение звуковой мощности его источника. Для этого совершенствуют конструкцию, рабочие процессы двигателя и систему выпуска отработавших газов из двигателя; уменьшают вибрацию элементов трансмиссии, колес и подвески; совершенствуют форму машины, делают ее более обтекаемой; улучшают систему вентиляции и отопления и т. д. Кроме того, улучшают звукоизолирующую способность конструкции, для чего между элементами конструкции устанавливают эластичные прокладки, на тонкостенные детали наносят материалы с высокой внутренней вязкостью, вместо плоских деталей применяют выпуклые (вогнутые), гофрированные.

Защита от воздушного шума обеспечивается использованием звукоизолирующих и звукопоглощающих материалов, а также устранением неплотностей.

Волокнистые и пористые материалы (войлок, вата, поролон и др.) также обладают определенными звукоизолирующими свойствами, почти не зависящими от их плотности. Поэтому целесообразно использовать более легкие материалы. Установлено, что в отличие от плотных материалов (сталь, алюминий, стеклопластик) при увеличении толщины волокнистых материалов очень быстро достигается предел эффективности звукоизоляции.

Коэффициент звукопоглощения у всех материалов при низких частотах значительно ниже, чем при высоких. Поэтому защита от шума низкой частоты сложнее, чем от шума высокой частоты. Эффективной является наклейка различ-

ных звукопоглощающих материалов одного на другой, а также установка их между собой на некотором расстоянии. При использовании волокнистых и пористых материалов в кабинах возникают трудности, связанные с необходимостью их защиты от загрязнения, влаги и механических воздействий, приводящих к разрушению. Их покрывают мягкими (тканевыми) или твердыми обивочными материалами. Если для внутренней отделки применяют твердые материалы (картон, пластмассу), то для увеличения звукопоглощения в них выполняют отверстия с суммарной площадью 20...30 % общей площади панели. При правильном расположении пористых мягких материалов они могут обеспечивать необходимую звукоизоляцию, а не только звукопоглощение.

Для оптимального уменьшения уровня шума в кабине целесообразно одновременное применение всех средств защиты от распространения звука. Например, наружный стальной лист покрывают изнутри амортизирующим материалом (вдвое толще листа), пространство между наружным и внутренним листами заполняют стекловолокном плотностью 50 кг/м^3, а внутреннюю обшивку выполняют из листа с отверстиями. Большое значение при этом имеют покрытие и заполнитель: толщина заполнителя должна быть 50...100 мм, а масса покрытия должна составлять 15...20 % массы наружного листа (обычно толщина его равна двум толщинам листа).

Для исключения передачи звуковых колебаний корпус рулевой колонки покрывают слоем пластмассы толщиной 2...3 мм, а полость между корпусом и валом заполняют эластичным пенополиуретаном. Все тяги и трубопроводы, входящие в кабину, также покрывают пластмассой. Кроме того, обеспечивают полную герметизацию кабины, так как наличие даже незначительных неплотностей делает неэффективной всю работу по защите от шума.

Виброизоляция является средством уменьшения динамических нагрузок, передаваемых от источника. Эффективность виброизоляции, характеризующая снижение уровня колебаний защищенных конструкций, одинакова при защите виброизолируемого объекта от внешних колебаний и защите связанных с ним конструкций.

Виброизоляция в реальных конструкциях в принципе не может осуществляться без вибропоглощения, которое заключается в преобразовании колебательной энергии в тепловую вследствие потерь энергии вибрации, имеющих место в обычных конструкционных материалах или в специальных вибропоглощающих материалах и конструкциях. Потери в последних во много раз превосходят потери в обычных конструкционных материалах.

Вибропоглощение осуществляется путем нанесения вибропоглощающих покрытий на агрегаты и сборочные единицы трактора, применения конструкционных материалов с повышенными гистерезисными потерями, различных демпферов колебаний и локальных вибропоглотителей.

9.3. Устройства для поддержания микроклимата в кабинах

В соответствии со стандартами (воздух в кабине должен быть чистым, относительной влажностью 30...70 %) кабины должны оборудоваться устройством для нормализации микроклимата. Поскольку тракторы используются практически во всех климатических зонах и эксплуатируются в течение всего года, то для нормализации микроклимата в кабине необходимы устройства для отопления, вентиляции, охлаждения и очистки воздуха – установки кондиционирования воздуха.

Общим функциональным узлом системы нормализации микроклимата (СНМ) кабин является вентиляционный блок, обеспечивающий необходимую подачу воздуха. Его основу составляет, как правило, радиальный центробежный вентилятор со спиральным корпусом, рабочим колесом с лопатками определенного профиля и приводным электродвигателем.

СНМ, применяемая на тракторах Беларус-80/82, состоит из наружного воздухозаборника *1* с фильтрами грубой *2* и тонкой *3* очистки воздуха, внутреннего воздухозаборника *4*, водяного бака *5* с фильтром, корпуса с отопителем и охладителем, системы подачи и распределения охлажденного или подогретого воздуха (рис. 9.5).

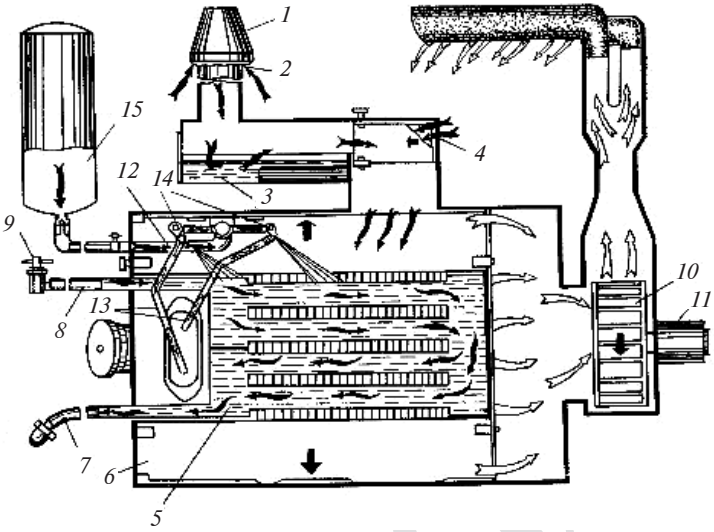


Рис. 9.5. Схема СНМ тракторов Беларус-80/82:
1 – воздухозаборник; *2* – фильтр грубой очистки воздуха; *3* – фильтр тонкой очистки воздуха; *4* – воздухозаборник; *5* – водяной бак; *6* – радиатор; *7*, *8* – шланги; *9* – запорный кран; *10* – вентилятор; *11* – электродвигатель; *12*, *13* – трубки; *14* – распылитель; *15* – ресивер

Радиатор *6* отопителя шлангами *7* и *8* соединен с системой охлаждения двигателя. При открывании запорного крана *9* горячая вода из системы охлаждения поступает в радиатор отопителя. Центробежный вентилятор *10*, приводимый в движение электродвигателем *11*, подает очищенный наружный воздух к радиатору. Нагретый воздух через систему воздухораспределения поступает в кабину трактора. Степень его подогрева регулируется рециркуляционным люком и заслонками.

Под действием разрежения, возникающего от прохождения струи сжатого воздуха из трубки *12* над водяной трубой, вода поступает из бака *5* по трубкам *13* к распылителям *14*. Сжатый воздух подается от ресивера *15* пневмосистемы трактора. Наружный очищенный воздух, направляемый вентилятором в корпус блока, отдает теплоту на испарение поступающей из распылителей воды, увлажняясь при этом, и поступает через систему воздухораспределения в кабину.

В летний период охлаждение воздуха в кабине происходит за счет отбора теплоты от него на испарение распыленной воды.

Для нормальной работы охладительной установки требуется периодическая промывка фильтров и доливка воды в бак *5* через 5...6 ч работы.

В современных конструкциях тракторов широкое распространение получают установки кондиционирования воздуха.

Кондиционирование воздуха – это процесс, при котором воздух охлаждается, очищается и высушивается, прежде чем поступит в кабину, или циркулирует внутри кабины при рециркуляции воздуха. Обычно система кондиционирования выносит теплоту из кабины (кузова) трактора в атмосферу. Обычная система кондиционирования способна поддерживать температуру в кабине на 10...15 °С ниже, чем за ее пределами.

Для получения низких температур используют физические процессы, которые сопровождаются поглощением теплоты.

Совокупность технических устройств, необходимых для осуществления холодильного цикла, называется в общем случае холодильной машиной. В зависимости от используемого хладагента кондиционеры делят на две группы: паровые и газовые. В испарителе парового кондиционера происходит испарение хладагента при подводе к нему теплоты от охлаждаемого объекта, а в конденсаторе при отводе теплоты от хладагента в окружающую среду (в воздух или в воду) – его конденсация. В паровых кондиционерах в качестве хладагента используются аммиак и хладоны – фтористые или хлористые производные предельных углеводородов. В газовых кондиционерах в качестве хладагента используется воздух.

В зависимости от способа подачи хладагента в конденсатор различают парокомпрессионные, абсорбционные и пароэжекторные паровые кондиционеры. В паровых и газовых (воздушных) кондиционерах рабочий цикл осуществляется за счет механической работы компрессора. В абсорбционных и пароэжекторных кондиционерах рабочий цикл осуществляется в результате подвода теплоты.

По принципу действия кондиционеры можно разделить на следующие типы: с воздушной холодильной машиной;

термоэлектрические; испарительные; абсорбционные; пароэжекторные и парокомпрессионные. Для непрерывного охлаждения требуется по меньшей мере три тела: охлаждаемое (воздух в салоне трактора), приемник теплоты (окружающая среда) и третье, переносящее теплоту от первого ко второму, называемое хладагентом. Таким образом, хладагент, претерпевая ряд изменений, должен быть возвращен в первоначальное состояние и непрерывно совершать круговой цикл. На одном из участков цикла хладагент в результате теплообмена получает теплоту из кабины трактора, которую необходимо передать приемнику теплоты (окружающей среде). Температура окружающей среды выше температуры хладагента, поэтому самопроизвольно такой переход теплоты невозможен. Для этого на другом участке цикла к хладагенту необходимо подводить энергию в виде работы или теплоты для повышения его температуры настолько, чтобы хладагент мог передать полученную в предшествующих процессах теплоту окружающей среде.

В испарителе парокомпрессионного кондиционера происходит испарение хладагента (кипение) при подводе теплоты из кабины, а в конденсаторе при отводе теплоты от хладагента в окружающую среду – его конденсация. В парокомпрессионных кондиционерах, как и в правовых, используются аммиак и хладоны.

Обеспечение требуемых температур кипения и конденсации хладагента в цикле парокомпрессионного кондиционера машины осуществляется за счет механической работы компрессора.

Работа кондиционера заключается в следующем. Компрессор *1* охлаждения приводится в движение поликлиноременной передачей от шкива коленчатого вала двигателя (рис. 9.6). В компрессоре происходит сжатие хладоносителя (рабочего газа кондиционера) до давления порядка 3 МПа. При этом газ сильно нагревается. Газ, поступающий после компрессора в конденсатор *3*, охлаждается благодаря потоку набегающего воздуха от вентилятора *4*. При этом газ конденсируется и превращается в жидкость.

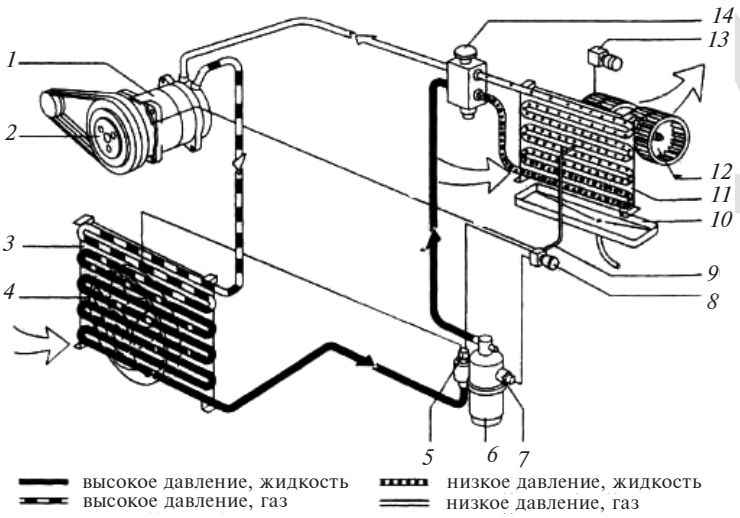


Рис. 9.6. Контур охлаждения системы кондиционирования воздуха**:**
1 – компрессор; *2* – электромагнитное или фрикционное сцепление (для выполнения функций включения/выключения компрессора); *3* – конденсатор; *4* – вспомогательный вентилятор; *5*, *7* – датчики давления; *6* – фильтр-осушитель; *8* – температурный выключатель; *9* – термодатчик; *10* – поддон для конденсата; *11* – испаритель; *12* – вентилятор испарителя; *13* – выключатель вентилятора; *14* – редукционный клапан

Под высоким давлением жидкость проходит через испаритель *11,* охлажденная жидкость отбирает теплоту от продуваемого вентилятором *4* через него воздуха. Охлажденный воздух поступает в салон трактора. Вследствие снижения давления с помощью редукционного клапана *14* рабочее тело в газообразном состоянии под низким давлением поступает назад в компрессор. Цикл повторяется до бесконечности, пока работает компрессор. Включение компрессора кондиционера происходит благодаря команде с электронного блока управления климатической системой на электромагнитное или фрикционное сцепление, вмонтированное в шкив компрессора.

Энергонасыщенные тракторы «Беларус» серий 2000 и 3000 в стандартном исполнении укомплектованы системой конди-

ционирования воздуха и отопления кабины. Кондиционер предназначен для создания и поддержания нормального микроклимата в кабине трактора.

Система кондиционирования воздуха состоит из двух контуров – охлаждения и отопления. Размещение элементов системы показано на рисунке 9.7.

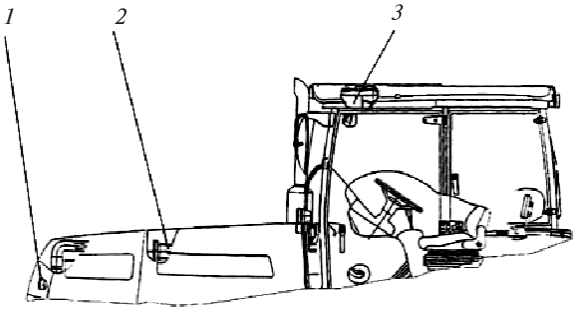


Рис. 9.7. Размещение элементов системы кондиционирования воздуха: *1* – конденсатор; *2* – компрессор; *3* – моноблок испарителя радиатора

Контур отопления дополнен шлангами, соединенными с системой охлаждения двигателя трактора и запорным краном.

Контур охлаждения заправлен озононеразрушающим хладагентом R134a и включает компрессор *2*, расположенный на двигателе слева, с ременным приводом от коленчатого вала дизеля; конденсатор *1* с фильтром-осушителем, установленный перед охладителем надувочного воздуха; моноблок испарителя и радиатора отопителя *3* (охладителя-отопителя) и вентилятор, расположенные под крышей над панелью вентиляционного отсека. В контур охлаждения и отопления входят быстроразъемные соединения, электрические кабели, воздушные фильтры, датчик давления, установленный на фильтре-осушителе, сервисные клапаны, установленные на фитингах возле компрессора, регулятор холодного воздуха и выключатель вентилятора кондиционера и отопителя кабины.

Принципиальная схема установки кондиционирования воздуха кабины трактора представлена на рисунке 9.8.

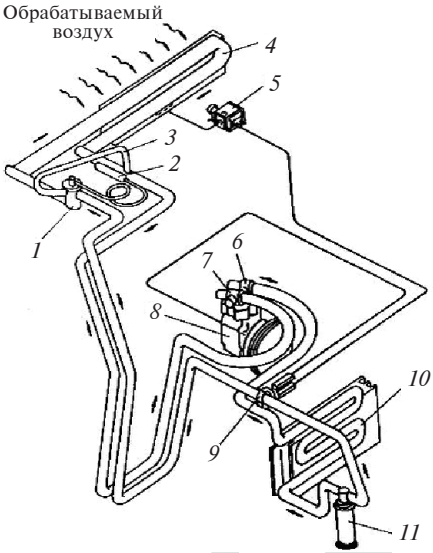


Рис. 9.8. Принципиальная схема конструкции кондиционера кабины трактора: *1* – терморегулирующий вентиль; *2* – датчик температуры; *3* – перепускной трубопровод; *4* – теплообменник испарителя; *5* – термостат; *6* – нагнетательный патрубок компрессора; *7* – всасывающий патрубок компрессора; *8* – компрессор; *9* – датчик контроля температуры; *10* – теплообменник конденсатора; *11* – ресивер

Воздух перед входом в кабину проходит через фильтр и теплообменник испарителя *4*.

Температура охлажденного воздуха регулируется термостатом *5,* который включает и выключает электромагнитную муфту привода компрессора *8*. Вал компрессора приводится во вращение от вала двигателя через клиноременную передачу.

Компрессор забирает пары фреона низкого давления из теплообменника испарителя и нагнетает в теплообменник *10* конденсатора. В конденсаторе пары фреона превращаются в жидкий фреон, который через ресивер *11* поступает в теплообменник испарителя. В испарителе жидкий фреон, расширяясь, превращается в парообразный и охлаждается.

Воздух, проходя через теплообменник испарителя, охлаждается и поступает в кабину трактора. Температура охлажденного воздуха может регулироваться с помощью вентиля *1*, ко-

торый часть жидкого фреона, минуя испаритель, перепускает обратно через компрессор.

На современных зарубежных тракторах для нормализации микроклимата в кабинах широко применяется климат-контроль с эффективной очисткой пыли при подаче воздуха в кабину.

9.4. Органы управления

Органы управления трактора рассмотрим на примере тракторов «Беларус» серий 2000 и 3000 (рис. 9.9).

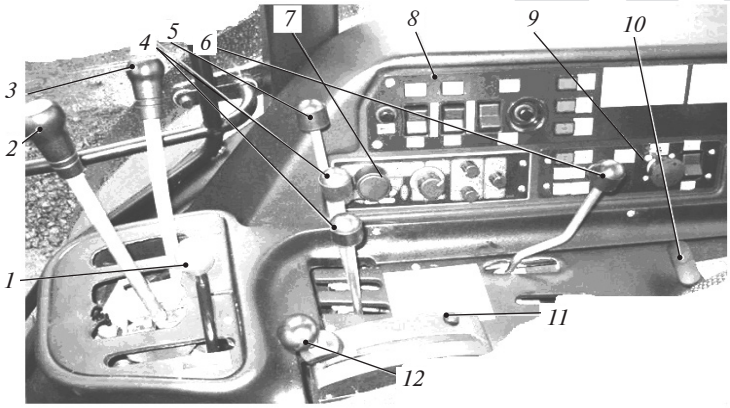


Рис. 9.9. Рукоятки, рычаги управления тракторов Беларус-2822/3022: *1* – рукоятка управления подачей топлива (при перемещении рычага вперед подача топлива и обороты двигателя увеличиваются, при перемещении назад – уменьшаются); *2* – рычаг переключения диапазонов; *3* – рычаг управления ходоуменьшителем; *4* – рукоятки управления средними секциями распределителя и средними задними выводами гидросистемы; *5* – рукоятка управления правой секцией (по ходу) распределителя и правыми задними выводами гидросистемы; *6* – рукоятка управления левой секцией (по ходу) распределителя и левыми задними выводами гидросистемы; *7* – панель управления задним навесным устройством; *8* – панель управления блокировкой дифференциала заднего моста, приводом переднего ведущего моста и переднего ВОМ (рис. 9.10); *9* – панель системы управления двигателем (рис. 9.11); *10* – рычаг управления ВОМ (включается при работающем двигателе). При плавном перемещении рычага из положения «N» (нейтраль) вниз до упора происходит включение ВОМ; при перемещении рычага из крайнего нижнего положения в положение «N» (нейтраль) происходит выключение ВОМ; при плавном перемещении рычага вверх происходит торможение хвостовика ВОМ; *11* – кнопка задания режимов подтормаживания КП; *12* – рычаг переключения передач

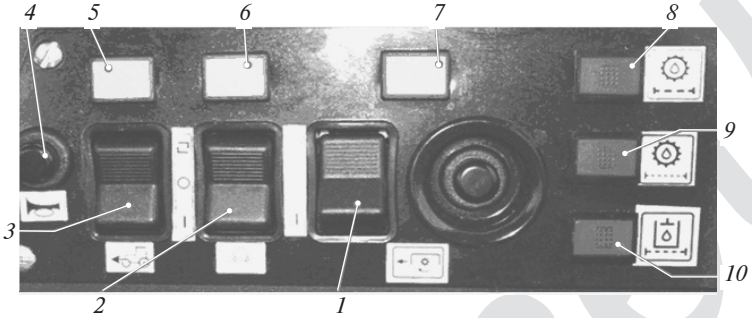


Рис. 9.10. Панель управления блокировкой дифференциала заднего моста, приводом переднего ведущего моста и переднего ВОМ:
1 – переключатель привода переднего ВОМ; *2* – переключатель блокировки дифференциала заднего моста; *3* – переключатель привода переднего ведущего моста; *4* – выключатель звукового сигнала; *5* – сигнализатор включения привода переднего ведущего моста; *6* – сигнализатор включения блокировки дифференциала заднего моста; *7* – сигнализатор включения привода переднего ВОМ; *8* – сигнализатор засоренности фильтра грубой очистки гидросистемы управления КП, блокировки дифференциала заднего моста и привода переднего ведущего моста; *9* – сигнализатор засоренности фильтра средней очистки гидросистемы управления КП, блокировки дифференциала заднего моста и привода переднего ведущего моста; *10* – сигнализатор засоренности фильтра насоса гидросистемы навесного устройства

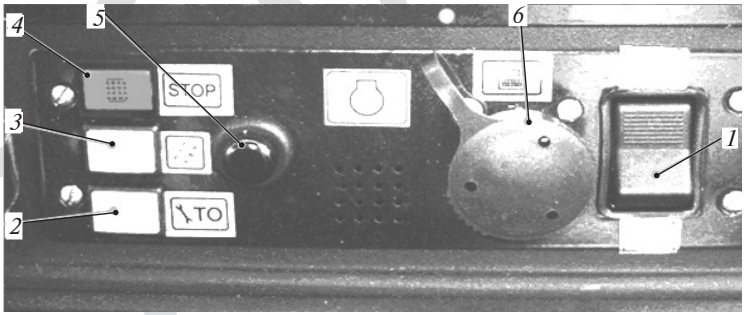


Рис. 9.11. Панель системы управления двигателем:
1 – переключатель выбора педали подачи топлива; *2* – световой индикатор технического обслуживания; *3* – световой индикатор диагностики; *4* – световой индикатор аварийного останова двигателя; *5* – кнопка активизации диагностики; *6* – штепсельный разъем для подключения диагностического прибора Pro-Linr 9000

Управление задним навесным устройством осуществляется либо с основного пульта (рис. 9.12), находящегося в кабине трактора, либо с выносных кнопок управления, расположенных сзади трактора на крыле. При пользовании выносными пультами запрещается стоять между трактором и подсоединяемой машиной. Во избежание несчастных случаев категорически запрещается пользоваться кнопками механического перемещения электроклапанов подъема и опускания навески, которые предназначены для настройки системы управления квалифицированными специалистами.

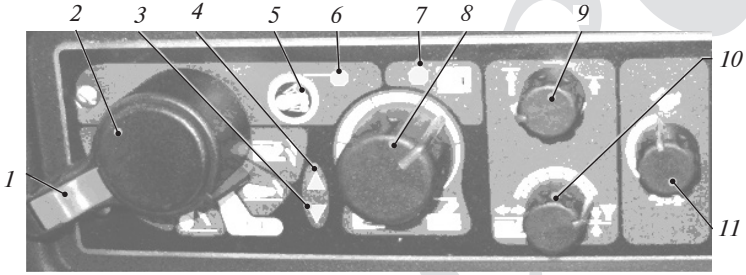


Рис. 9.12. Панель управления задним навесным устройством: *1* – переключатель блокировки (транспортировка) – механически блокирует рукоятку *2* в верхнем положении путем сдвига переключателя вправо; *2* – рукоятка управления навесным устройством (вверх – подъем, вниз – опускание, при дожатии рукоятки в нижнем положении происходит заглубление орудия при обработке почвы, среднее положение – выключено); *3* – сигнализатор опускания навесного устройства; *4* – сигнализатор подъема навесного устройства; *5* – кнопка демпфирования; *6* – сигнализатор демпфирования; *7* – сигнализатор диагностики; *8* – ручка регулирования глубины обработки почвы (по часовой стрелке – меньшая глубина, против часовой стрелки – большая глубина); *9* – ручка ограничения высоты подъема навески (по часовой стрелке – максимальный подъем, против часовой стрелки – минимальный подъем); *10* – ручка выбора способа регулирования (по часовой стрелке – позиционный, против часовой стрелки – силовой, между ними – смешанное регулирование); *11* – ручка регулирования скорости коррекции (по часовой стрелке – быстрее, против часовой стрелки – медленнее)

Управление задним навесным устройством осуществляется следующим образом: рукояткой *10* устанавливают способ регулирования (в зависимости от характера работы). Рукоятками *8* и *9* устанавливают глубину обработки и высоту подъема орудия в транспортном положении.

Опускание навески осуществляется перемещением рукоятки *2* в нижнее фиксированное положение. В этом случае зажигается лампа *3*.

В процессе работы необходимо провести настройку оптимальных условий работы навесного орудия: перемещением рукоятки *10* подобрать комбинацию способов регулирования, рукояткой *11* – скорость опускания, рукояткой *8* – глубину обработки.

Чувствительность регулировок обеспечивается автоматической системой адаптации, которая подавляет неоправданно высокую частоту регулировки при силовом регулировании. При этом усредненная частота регулирования равна приблизительно 2 Гц.

В случае выглубления (выскакивания) орудия при прохождении уплотненных участков почвы или рытвин заглубляют орудие дожатием рукоятки *2*. После освобождения рукоятки *2* она возвратится в фиксированное положение «Опускание» до заданной глубины, установленной ручкой *8*.

Выглубление орудия осуществляется перемещением рукоятки *2* в верхнее положение. При подъеме загорается лампа *4*.

Необходимо знать следующие особенности запуска в работу системы управления задним навесным устройством:

а) после пуска двигателя лампа диагностики *7* загорается, что сигнализирует о заблокировании системы управления;

б) для разблокирования системы рукоятку *2* подъема/опускания необходимо несколько раз установить в рабочее положение. Лампа диагностики *7* при этом гаснет;

в) после разблокирования системы при первом включении из условий безопасности предусмотрено автоматическое ограничение скорости подъема заднего навесного устройства. Повторная установка рукоятки *2* в рабочее положение снимает ограничение скорости подъема;

г) подъем/опускание задней навески с выносных кнопок управления, расположенных сзади трактора на крыле, можно осуществлять на любых режимах управления (рукоятки могут находиться в произвольном положении). Система управления из кабины при этом блокируется.

Во избежание дальнейшего заглубления орудия при экстренной остановке трактора рукоятку управления *2* необходимо переместить в положение «Нейтраль», а после начала движения – в положение «Опускание» (орудие заглубится на ранее заданную глубину).

Кроме описанных режимов электронная система управления навесным устройством имеет режим «Демпфирование» (гашение колебаний навесного орудия в транспортном режиме). Включение режима демпфирования производится в следующем порядке:

– рукоятку *2* устанавливают в положение «Подъем» (при этом навесное устройство поднимется в крайнее верхнее положение и автоматически выключится);

– включают выключатель «Демпфирование». При этом загорится сигнализатор «Демпфирование». Навесное устройство из крайнего верхнего положения опустится вниз на 3 % от полного хода.

Режим «Демпфирование» действует только при нахождении рукоятки *11* в положении «Подъем». При штатных работах навесного устройства (пахота, культивация и т. д.) выключатель режима демпфирования должен находиться в положении «Выключено».

Верхняя панель управления тракторов Беларус-2822/3022 представлена на рисунке 9.13.

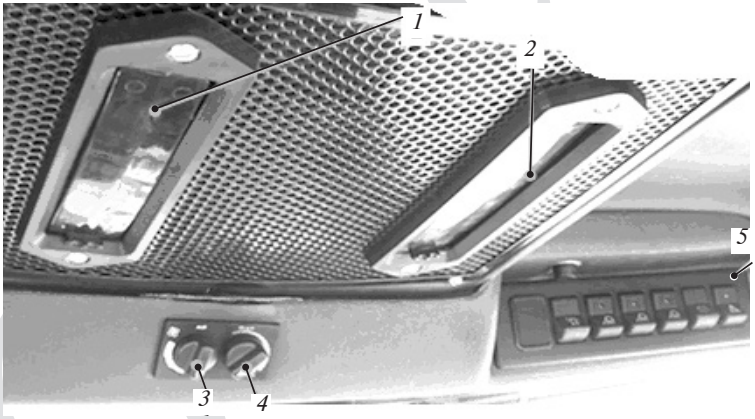


Рис. 9.13. Верхняя панель управления трактора:
1, *2* – заслонки для регулирования смеси наружного и рециркуляционного воздуха; *3* – регулирование расхода воздуха (изменение частоты вращения ротора центробежного регулятора; *4* – выключатель электромагнитной муфты привода компрессора и регулировка хладопроизводительности; *5* – блок выключателей (рис. 9.14)

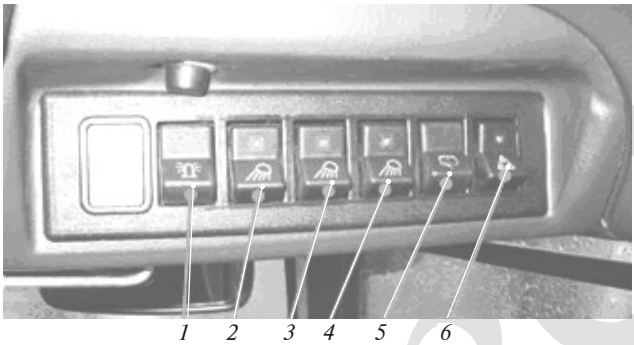


Рис. 9.14. Блок выключателей:
1 – выключатель вентилятора и отопителя кабины (три положения: выключено; включен I режим; включен II режим); *2* – выключатель передних рабочих фар; *3*, *4* – выключатель задних рабочих фар; *5* – переключатель стеклоочистителя и омывателя заднего стекла (три положения: выключено; включен стеклоочиститель; стеклоомыватель – положение не фиксировано); *6* – выключатель сигнальных фонарей знака «автопоезд»

Образец

ЛИТЕРАТУРА

Акимов, А.П. Электрооборудование автомобилей : учеб. / А.П. Акимов, Ю.П. Чижков. М. : Книжное изд-во «За рулем», 2005.
Богатырев, А.В. Тракторы и автомобили / А.В. Богатырев, В.Р. Лехтер ; под ред. А.В. Богатырева. М. : Колос, 2007.
Гельман, Б.М. Сельскохозяйственные тракторы и автомобили. В 2 кн. Кн. 1. Двигатели / Б.М. Гельман, В.М. Москвин. М. : Агропромиздат, 1987.
Гельман, Б.М. Сельскохозяйственные тракторы и автомобили. В 2 кн. Кн. 2. Шасси и оборудование / Б.М. Гельман, В.М. Москвин. М. : Агропромиздат, 1987.
Гуревич, А.М. Тракторы и автомобили / А.М. Гуревич, А.К. Болотов, В.И. Судницын. М. : Агропромиздат, 1989.
Гуревич, А.М. Тракторы и автомобили / А.М. Гуревич, Е.М. Сорокин. М. : Колос, 1980.
Карташевич, А.Н. Тракторы и автомобили. Конструкция / А.Н. Карташевич, О.В. Понталев, А.В. Гордеенко. Минск : Новое знание, 2013.
Ксеневич, И.П. Тракторы. Конструкция / И.П. Ксеневич, В.М. Шарипов. М. : МГТУ МАМИ, 2001.
Ластовка, Н.В. Электрооборудование мобильных машин / Н.В. Ластовка. Брянск : БГСХА, 2008.
Мельников, Д.И. Тракторы / Д.И. Мельников. М. : Агропромиздат, 1990.
Набоких, В.А. Эксплуатация и ремонт электрооборудования автомобилей и тракторов : учеб. / В.А. Набоких. 3-е изд., стер. М. : Изд. центр «Академия», 2006.
Передерий, В.П. Устройство автомобиля / В.П. Передерий. М. : ИД «Форум», 2008.
Родичев, В.А. Тракторы и автомобили / В.А. Родичев, Г.И. Родичева. М. : Колос, 1996.
Свиридов, Ю.Б. Топливо и топливоподача автотракторных дизелей / Ю.Б. Свиридов, Л.В. Малявинский. Л. : Машиностроение, 1979.
Тракторы и автомобили / под ред. В.А. Скотникова. М. : Агропромиздат, 1985.
Файнлейб, Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей / Б.Н. Файнлейб. Л. : Машиностроение, 1990.
Чижков, Ю.П. Электрооборудование автомобилей и тракторов : учеб. / Ю.П. Чижков. М. : Машиностроение, 2007.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение 3
I. Общие сведения о тракторах 5
1.1. История развития отечественного и российского тракторостроения 5
1.2. Типаж и классификация тракторов 8
1.3. Общее устройство трактора 22
1.4. Требования, предъявляемые к тракторам 24
II. Двигатели тракторов 28
2.1. Классификация двигателей внутреннего сгорания 28
2.2. Требования к двигателям тракторов 31
2.3. Общепринятые понятия и определения 31
2.4. Основные механизмы и системы двигателей 35
2.5. Рабочие циклы двигателей внутреннего сгорания 38
2.6. Многоцилиндровые двигатели 44
III. Механизмы и системы двигателя внутреннего сгорания 49
3.1. Кривошипно-шатунный механизм 49
3.2. Газораспределительный механизм 70
3.3. Система питания дизельного двигателя 78
3.4. Система смазки 108
3.5. Система охлаждения 114
3.6. Система пуска 124
IV. Электрооборудование тракторов 137
4.1. Источники электроэнергии на тракторе 137
4.2. Потребители электроэнергии на тракторе 148
4.3. Основные неисправности электрооборудования трактора 163
V**. Трансмиссия** 171
5.1. Классификация трансмиссий 172
5.2. Устройство и работа муфты сцепления 182
5.3. Коробка перемены передач 199
5.4. Раздаточная коробка 230
5.5. Карданная передача 243

5.6. Ведущие мосты 250
5.7. Передние ведущие мосты 273
VI. Ходовая часть 278
6.1. Несущая система 278
6.2. Подвеска 279
6.3. Движители 281
6.4. Проходимость трактора 286
6.5. Способы повышения тяговых и сцепных качеств колесных тракторов 289
6.6. Способы регулировки колеи трактора 293
6.7. Основные неисправности ходовой части 295
VII. Система управления 296
7.1. Управляемость транспортного средства 296
7.2. Стабилизация управляемых колес 299
7.3. Рулевой привод 302
7.4. Рулевой механизм 305
7.5. Усилители рулевого управления 313
7.6. Гидрообъемное рулевое управление 327
7.7. Тормозные системы 347
7.8. Тормозные механизмы 349
7.9. Пневматическая система управления тормозами 360
VIII. Рабочее оборудование 379
8.1. Гидравлическая навесная система 379
8.2. Механизмы отбора мощности тракторов 425
IX. Вспомогательное оборудование 435
9.1. Кабина 435
9.2. Тепловая, шумовая и вибрационная защита кабины 440
9.3. Устройства для поддержания микроклимата в кабинах 448
9.4. Органы управления 455
Литература 461

Образец

Учебное издание

Карташевич Анатолий Николаевич
Понталев Олег Владимирович
Гордеенко Андрей Васильевич и др.

УСТРОЙСТВО ТРАКТОРОВ

УЧЕБНИК

Редактор *Л.Э. Татьянок*
Корректор *Н.Я. Суходрева*
Компьютерная верстка, дизайн обложки *О.С. Дубойской*

Подписано в печать 06.09.2018. Формат 60×84/16.
Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 27,05. Уч.-изд. л. 22,23.
Тираж 700 экз. Заказ 155.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Республиканский институт профессионального образования.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/245 от 27.03.2014.
Ул. К. Либкнехта, 32, 220004, Минск. Тел.: 226 41 00, 200 43 88.

Отпечатано в Республиканском институте
профессионального образования. Тел. 200 69 45.

Образец