

**Белорусский национальный технический университет
Факультет транспортных коммуникаций
Кафедра «Механизация и автоматизация дорожно-строительного
комплекса»**

**ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ**

Строительные, дорожные и мелиоративные машины. Часть 1
для специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные,
дорожные машины и оборудование (по направлениям)»

Минск БНТУ 2020

Составитель: А.А. Бежик, старший преподаватель кафедры «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса».

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА (ВВЕДЕНИЕ)

Учебно-методический комплекс (далее – УМК) «Строительные, дорожные и мелиоративные машины. Часть 1» предназначен для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование (по направлениям)». В УМК рассматривается назначение, область применения и конструкции строительных, дорожных и мелиоративных машин, определение рациональных параметров при выполнении рабочего процесса, подбор необходимых типов машин и их комплектов.

При написании учебно-методического комплекса использованы материалы, изложенные в учебниках, учебных пособиях, методических указаниях, технических нормативно-правовых актов, научных статьях, материалах научно-практических конференций. Настоящий учебно-методический комплекс отражает опыт преподавания данной дисциплины, накопленный на кафедре «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса» БНТУ.

Цели ЭУМК

Целью ЭУМК является формирование у студентов знаний, умений и навыков для обеспечения рационального ведения механизации работ в дорожном строительстве с характером выполнения рабочих процессов и способом их осуществления с помощью рабочего оборудования и механизмов машин и системы управления. В современных условиях, характеризующихся большим объемом и трудоемкостью работ, выполняемых в дорожном хозяйстве, необходимо выполнение срочных работ, а иногда и аварийных работ определяет широкое применение машин различного функционального назначения.

Особенности структурирования и подачи учебного материала

ЭУМК включает учебные, научные и методические материалы по учебной дисциплине «Строительные, дорожные и мелиоративные машины. Часть 1». Состоит из четырех разделов: теоретического, практического, контроля знаний, вспомогательного (литература). В теоретический раздел входит курс лекций. В практическом разделе приведены список тем лабораторных, практических занятий и контрольных работ. Раздел контроля знаний включает вопросы для подготовки к сдаче экзамена. Во вспомогательный раздел входит перечень основных и вспомогательных литературных источников.

Предложенные материалы являются теоретической основой для изучения учебной дисциплины «Строительные, дорожные и мелиоративные машины. Часть 1» для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные дорожные машины и оборудование (по направлениям)».

Рекомендации по организации работы с ЭУМК

Электронный документ открывается в среде Windows на IBM PC - совместимом персональном компьютере стандартной конфигурации.

СОДЕРЖАНИЕ

I ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ.....	5
1.1 КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ.....	5
Раздел I. Общие сведения о тягово-транспортных машинах	5
Тема 1.1. Введение	5
Тема 1.2. Классификация и компоновочные схемы тягово- транспортных машин	10
Тема 1.3. Основы теории тягово-транспортных машин	17
Раздел II. Устройство основных узлов тягово-транспортных машин	52
Тема 2.1. Поршневые двигатели внутреннего сгорания.....	52
Тема 2.2. Трансмиссии тягово-транспортных машин	127
Тема 2.3. Ходовые системы тягово-транспортных машин.....	165
Раздел III. Общие сведения о земляных работах и машинах для земляных работ.....	202
Тема 3.1. Общие сведения о грунтах, земляных работах и сооружениях	202
Тема 3.2. Общие сведения о машинах для земляных работ	207
Раздел IV. Землеройно-транспортные машины	225
Тема 4.1. Бульдозеры.....	225
Тема 4.2. Скреперы.....	232
Тема 4.3. Автогрейдеры и грейдер-элеваторы	238
Тема 4.4. Одноковшовые погрузчики.....	248
Раздел V. Землеройные машины	256
Тема 5.1. Одноковшовые экскаваторы.....	256
Тема 5.2. Многоковшовые экскаваторы	267
Раздел VI. Машины и оборудование для специальных земляных работ ..	278
Тема 6.1. Машины и оборудование для уплотнения грунтов.....	278
Тема 6.2. Машины для рыхления грунтов	284
Тема 6.3. Буровые машины и оборудование.....	291
Тема 6.4. Машины и оборудование для бестраншейной прокладки труб.....	309
Тема 6.5. Машины и оборудование для гидромеханизации земляных работ.....	314
Тема 6.6. Тяговые расчёты землеройной машины.....	254
1.2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ	322
II ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	322
2.1 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ	322
2.1.1. Тяговый расчет тракторного поезда.....	322
2.1.2. Тяговый расчет автосамосвала	325
2.1.3. Определение основных параметров трактора.....	329
2.1.4. Тяговый расчет бульдозера	333
2.1.5. Тяговый расчет скрепера.....	335
2.1.6. Тяговый расчет автогрейдера	338
2.2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ	341

III КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ	341
3.1 СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ РЕЗУЛЬТАТОВ УЧЕБНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ	341
3.2 ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ	342
IV ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ.....	349
4.1 УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА.....	349
4.1.1 Введение.....	349
4.1.2 Компетенции.....	349
4.1.3 Содержание учебного материала	351
4.1.4 Перечень тем практических занятий.....	353
4.1.5 Перечень тем лабораторных работ.....	353
4.1.6 Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы студентов	354
4.2 ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНЫХ ИЗДАНИЙ.....	355
4.2.1 Основная литература	355
4.2.2 Дополнительная литература	356

І ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

1.1 КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

Раздел І. Общие сведения о тягово-транспортных машинах

Тема 1.1. Введение

Цели и задачи изучения дисциплины

Целью изучения учебной дисциплины является формирование знаний, умений и навыков для обеспечения рационального ведения механизации работ в дорожном строительстве с характером выполнения рабочих процессов и способом их осуществления с помощью рабочего оборудования и механизмов машин и системы управления. В современных условиях, характеризующихся большим объемом и трудоемкостью работ, выполняемых в дорожном хозяйстве, необходимо выполнение срочных работ, а иногда и аварийных работ определяет широкое применение машин различного функционального назначения.

Основными задачами преподавания учебной дисциплины являются: назначение, область применения и конструкции коммунальных машин, определение рациональных параметров при выполнении рабочего процесса, подбор необходимых типов машин и их комплектов.

В результате изучения учебной дисциплины «Строительные, дорожные и мелиоративные машины. Часть 1» студент должен:

знать:

- назначение, область применения, устройство, принцип действия машин;
- основные показатели, удельные показатели металлоемкости, энергонасыщенности;
- особенности проектирования СДМ.

уметь:

- анализировать конструкции машин и механизмов;
- проектировать машины и автоматизированные комплексы;
- использовать автоматизированные системы проектирования;
- проводить испытания машин и определять их выходные характеристики.

владеть:

- основами проектирования СДМ;
- основами безопасной эксплуатации подъемно-транспортных машин (ПТМ) и СДМ;
- методами технического диагностирования.

Краткая история развития автотракторостроения

Современные тракторы и автомобили прошли длительный путь развития и были созданы в результате неустанной и кропотливой работы изобретателей, инженеров, ученых, в том числе наших соотечественников: И. И. Ползунова, создавшего первый в мире двухцилиндровый двигатель; И. П. Кулибина, сконструировавшего в 1791 г. «трехколесную самокатку»; Д. А. Загряжского, запатентовавшего в 1879 г. «экипаж с подвижными колесами» – прообраз современного трактора; Ф. А. Блинова, создавшего первый в мире паровой гусеничный трактор; О. С. Костовича, создавшего в 1879 г. двигатель

внутреннего сгорания для летательных аппаратов; Я. В. Мамина, усовершенствовавшего бескомпрессорный двигатель, работающий по смешанному циклу, и организовавшего производство дизелей и серии колесных тракторов.

Из зарубежных специалистов, занимавшихся созданием двигателей, автомобилей и тракторов, следует отметить английского механика Д. Уатта, французских изобретателей Н. Ж. Кюньо,

Э. Лемуара и ученого А. Бо-де-Роша, обосновавшего необходимость предварительного сжатия смеси в цилиндре; немецкого механика

Н. Отто, осуществившего такое сжатие, что резко повысило эффективность двигателя, инженера Р. Дизеля, создавшего двигатель с внутренним смесеобразованием, и других. В дореволюционной России автомобильный парк насчитывал 13 тыс. машин, в том числе 3000 грузовых; тракторный парк составлял всего 165 машин. Начало создания отечественной автотракторной промышленности относится к периоду 1924–1930 гг. В это время на базе авторемонтных мастерских в Москве создается автомобильный завод, который в 1924 г. выпустил партию первых советских автомобилей АМО-Ф15 грузоподъемностью 1,5 т. В 1925 г. в Ярославле реконструированные автомобильные мастерские начали выпускать в небольших количествах грузовые автомобили Я-3 и Я-4 грузоподъемностью 3 т, а в 1929 г. – пятитонные грузовики ЯГ-5 и ЯГ-6. Мелкие партии тракторов различных типов начали выпускать с 1918 г. паровозостроительные заводы Коломны и Харькова. В 1923 г. начался крупносерийный выпуск колесных тракторов на Ленинградском заводе «Красный путиловец». В соответствии с первым пятилетним планом развития народного хозяйства СССР к 1932–1933 гг. были построены автомобильные заводы в Москве и Горьком производительностью 25 тыс. и 100 тыс. автомобилей в год соответственно.

В 1930 г. входит в строй Сталинградский, в 1931 г. – Харьковский и в 1933 г. Челябинский тракторные заводы. Практически за годы первой пятилетки в Советском Союзе была создана самостоятельная отрасль – автомобильное и тракторное машиностроение. К 1937 г. наша страна вышла на первое место в Европе и на второе место в мире по выпуску грузовых автомобилей. Перед Великой Отечественной войной в стране выпускалось ежегодно свыше 140 тыс. автомобилей, а в сельском хозяйстве работало свыше 500 тыс. тракторов (в 15-сильном исчислении). По выпуску гусеничных тракторов СССР занимал первое место в мире, а общий выпуск тракторов составил 40% мирового производства.

Война нанесла огромный ущерб народному хозяйству, в том числе и автотракторной промышленности: многие заводы были разрушены, другие перешли на выпуск оборонной продукции. Ряд заводов был перебазирован в восточные районы страны. На Урале был создан комплекс новых заводов (в Миассе, Челябинске, Шадринске), который с 1944 г. начал выпускать грузовые автомобили «Урал-ЗИС-5В». В 1943 г. был пущен Алтайский тракторный завод, а в 1945 г. – Владимирский. После окончания войны автотракторная промышленность, не прекращая выпуска машин старых моделей, перешла на выпуск более совершенных автомобилей (ГАЗ-51, ЗИЛ-150, ЯАЗ-200), соответствовавших возросшим потребностям народного хозяйства страны. Начался выпуск большого количества специализированных автомобилей. Были

введены в строй Минский, Павловский, Ульяновский, Кутаисский, Кременчугский и Львовский автомобильные заводы, Липецкий, Онежский, Кишиневский, Павлодарский и Минский тракторные заводы. Уже к 1950 г. тракторная промышленность СССР достигла довоенного уровня, а с 1960 г. по производству тракторов наша страна заняла первое место в мире.

В 1959–1965 гг. происходило дальнейшее увеличение количества выпускаемых автомобилей и тракторов, повышение их качества, а также специализация и кооперирование заводов автомобильной и тракторной промышленности. Так, например, Ярославский автомобильный завод был превращен в моторный завод по производству дизелей (ЯМЗ), а производство грузовых автомобилей большой грузоподъемности передано новому Кременчугскому заводу. Изготовление карьерных самосвалов грузоподъемностью 25 т, выпускавшихся Минским автомобильным заводом, было поручено Белорусскому автомобильному заводу в г. Жодино. В автомобильной и тракторной промышленности непрерывно реконструируются и технически перевооружаются действующие заводы (ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ, БелАЗ и др.) и строятся новые.

Ускоренному развитию автотракторной промышленности в 70-е годы во многом способствовало создание крупных объединений по производству автомобилей и тракторов, в состав которых вошли как головные предприятия так и заводы, производящие отдельные агрегаты. Примером таких объединений может служить Белорусское объединение имени 60-летия Великого Октября по производству большегрузных автомобилей, в состав которого входят Минский, Белорусский, Могилевский автомобильные заводы, Барановичский, Калининградский, Осиповичский заводы автомобильных агрегатов. С конвейеров объединения сходит более 30 модификаций автомобилей грузоподъемностью от 8 до 180 т и автомобильные прицепы и полуприцепы различных типов. Аналогичные объединения созданы в тракторной промышленности (производственное объединение «Минский тракторный завод им. В. И. Ленина»).

Место и роль автотракторной техники в строительных работах

Транспортные работы – это работы по перемещению грунта, разнообразных строительных материалов, изделий и конструкций. Они являются одним из основных строительных процессов, непосредственно влияющих на интенсивность и эффективность строительства. Стоимость транспортных работ составляет 12–20% от общей стоимости строительства. При комплексной механизации строительства транспортные работы – перевозка грунта от экскаватора, монтаж элементов зданий и сооружений «с колес» – являются звеном единого технологического процесса строительства. Основной вид транспорта в строительстве – автомобильный, что объясняется универсальностью автомобилей, их быстроходностью, маневренностью. Тракторы применяются для перемещения грузов в условиях труднопроходимых дорог и бездорожья. Кроме того, автомобили и тракторы используются в качестве транспортной базы для различных видов оборудования (подъемники, краны, компрессоры и др.).

Каждый процесс строительного производства, как правило, включает транспортные операции. Например, при возведении железобетонных сооружений необходимо сначала транспортировать на заводы стройиндустрии

цемент, щебень, песок и металл, а затем с заводов на строительную площадку – готовые изделия. В значительной степени транспортными являются и земляные работы, поскольку они всегда связаны с перемещением земляных масс.

Транспорт, применяемый в строительстве, разделяется на четыре вида: рельсовый, безрельсовый, грузоподъемный и непрерывный. В этой книге рассматривается безрельсовый транспорт: автомобильный, тракторный, троллейвозный и дизель-троллей-возный.

Безрельсовый транспорт в строительстве характеризуется следующими четырьмя особенностями:

интенсивность его использования зависит от срока производства и объема строительно-монтажных работ; при проектировании организации этих работ следует стремиться уменьшить неравномерность загрузки строительного транспорта;

обычно грузопотоки имеют одностороннее направление – транспортные средства доставляют на строительство материалы и изделия, а оттуда возвращаются порожними; в некоторых случаях можно совмещать перевозку грузов с вывозкой грунта со строительной площадки;

транспортирование грузов производится на короткие расстояния, обычно составляющие для внешних перевозок 10–15 км, а для внутренних 2–3 км;

необходимость специализации транспортных машин, например, для земляных работ – самосвалов, для бетонных заводов – цементовозов, в крупнопанельном строительстве – панелевозов, фермовозов и т. п.

К современным транспортным машинам предъявляются такие требования: максимальная техническая скорость при перевозке грузов (динамичность); обеспечение относительно небольшого удельного расхода горючего (топливная экономичность); легкость и точность управления машиной (управляемость); сопротивляемость опрокидыванию, скольжению и заносу (устойчивость); возможность движения в тяжелых дорожных условиях (проходимость); безотказная работа продолжительное время в нормальных условиях эксплуатации (долговечность и надежность); относительно небольшие затраты на поддержание и восстановление работоспособности машины (ремонтоспособность).

Кроме выполнения этих обычных требований транспортные машины, применяемые на строительстве, должны быть просты по конструкции и особо удобны в управлении, учитывая, что им приходится работать в тяжелых производственных условиях, высоко маневренны, чтобы работать в стесненных условиях строительных площадок, прочны, особенно рамы, подвески и кузова при погрузке экскаваторами, наконец, как правило, специализированы, т. е. приспособлены для перевозки определенных видов строительных конструкций и материалов.

Для совершенствования и улучшения работы автомобильного транспорта необходимо решить следующие задачи:

- улучшить структуру парка грузовых автомобилей;
- повысить удельный вес автомобилей большой грузоподъемности и автомобильных поездов;
- улучшить техническое обслуживание автотранспортных средств;
- сократить порожние пробеги и простои грузовых автомобилей;

увеличить продолжительность работы автомобилей в течение суток;
повысить оснащенность строительства высокопроизводительными погрузочными средствами.

Специальные транспортные машины необходимо максимально унифицировать, т. е. уменьшать количество их типоразмеров (моделей) и разнообразие узлов и деталей, обеспечивая так называемую нормализацию (рис. 1.1).

Эти задачи призваны решать также и инженеры-механики по строительным и дорожным машинам.

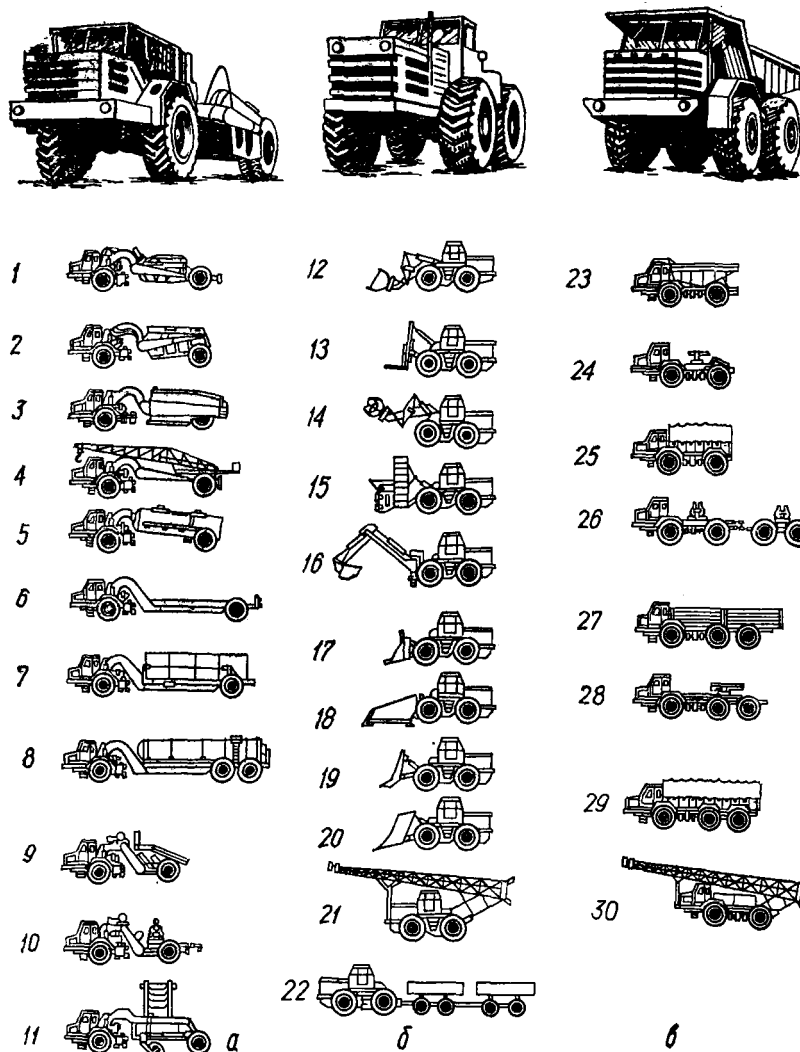


Рис. 1.1. Унифицированные строительные и транспортные машины на базе:
а – одноосного тягача; б – двухосного тягача; в – автосамосвала повышенной проходимости;

- 1 – скрепер; 2 – землевоз; 3 – пневмошинный каток; 4 – монтажный кран;
5 – цементовоз; 6 – тяжеловоз; 7 панелевоз; 8 – тяжеловоз повышенной грузоподъемности; 9 – трелевочный тягач; 10 - лесовоз; 11 – грейдер-элеватор;
12 – одноковшовый погрузчик; 13 – вилочный погрузчик; 14 – лесопогрузчик;
15 – погрузчик-смеситель; 16 – одноковшовый экскаватор; 17 – бульдозер;
18 – плужный снегоочиститель; 19 – корчеватель; 20 – путепрокладчик;
21 – буровая установка; 22 – тягач с прицепами; 23 – самосвал; 24 – седельный тягач; 25 – бортовой автомобиль; 26 – лесовоз; 27 – грузовой автомобиль повышенной проходимости; 28 – седельный тягач; 29 – тягач повышенной проходимости; 30 – буровая установка

Тема 1.2. Классификация и компоновочные схемы тягово-транспортных машин

Автомобили

Автомобиль (рис. 1.2) состоит из двигателя, являющегося источником механической энергии, шасси и кузова. Шасси, в свою очередь, состоит из силовой передачи (трансмиссии), служащей для передачи вращающего момента от вала двигателя к ведущим колесам автомобиля; ходовой части – тележки, на которой установлены двигатель, механизмы и кузов автомобиля; устройств для рулевого управления и тормозов.

Двигатель 2 (рис. 2, б и в) расположен в передней части автомобиля. Вращающий момент, развиваемый двигателем, передается сцеплению 3, представляющему дисковую фрикционную муфту. При помощи педали эту муфту можно вывести из зацепления, и тогда двигатель отключится от силовой передачи. От сцепления вращающий момент передается к коробке передач 4, в которой имеется набор шестерен. Переключая шестерни, например, увеличивая передаточное число, можно на ходу автомобиля понижать обороты ведущих колес 9 при тех же оборотах коленчатого вала 16 двигателя. Благодаря этому достигается увеличение тягового усилия на ведущих колесах автомобиля при том же вращающем моменте, развиваемом двигателем на его коленчатом валу.

Тяговое усилие необходимо увеличивать при движении автомобиля по особенно тяжелой дороге (подъемы, неровности), а также при трогании с места, так как приходится в этот момент преодолевать и силы инерции.

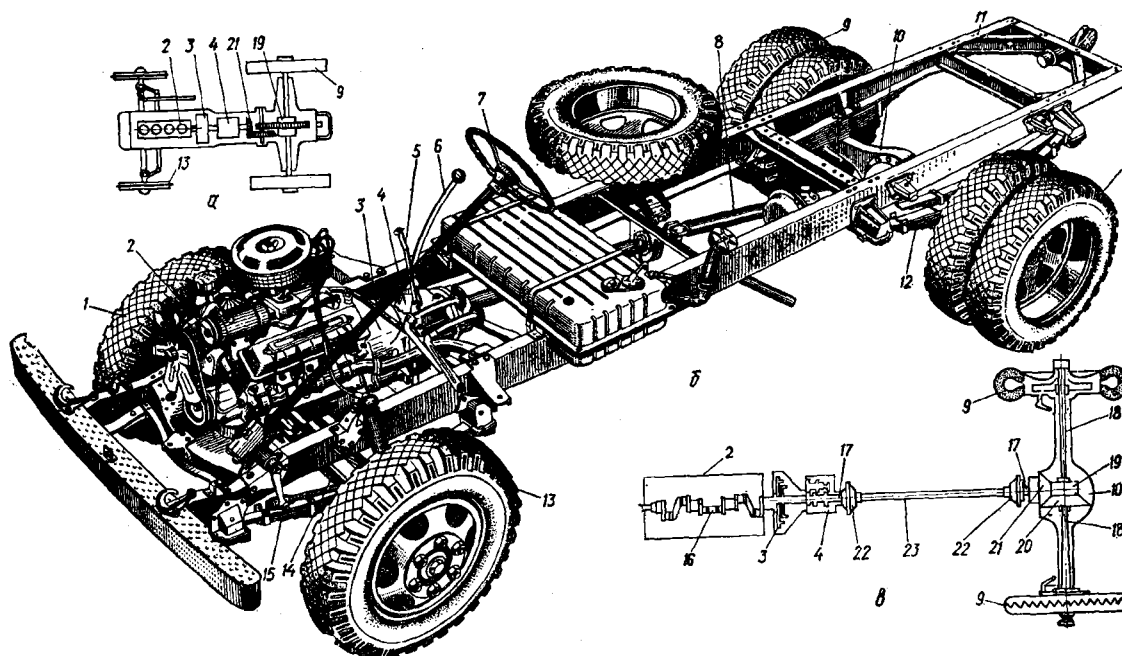


Рис. 1.2. Конструкции пневмоколесных машин:

а – схема размещения механизмов пневмоколесного трактора; б – общий вид грузового двухосного автомобиля без кузова; в – схема силовой передачи автомобиля

Коробка передач также дает возможность осуществить задний ход автомобиля соответствующим переключением шестерен с помощью рычага 6. От коробки передач 4 вращающий момент с помощью карданного механизма 8 передается главной передаче, состоящей из конических шестерен 20 и 21 и расположенной в заднем мосту 10 автомобиля. Задний мост на рессорах 12 подвешен к раме автомобиля 11.

Так как коробка передач вместе со сцеплением и двигателем укреплена непосредственно на раме, то при движении автомобиля по неровной дороге главная передача вместе с задним мостом 10 перемещается относительно рамы, и при этом изменяется угол наклона между валами 17. Карданный механизм 8 дает возможность передавать вращение валам под меняющимся углом; этот механизм состоит из вала 23 и карданных шарниров 22. Малая коническая шестерня 21 главной передачи приводится в движение карданным механизмом, а большая шестерня 20 присоединена к дифференциальному механизму (дифференциалу) 19.

При движении автомобиля по криволинейному участку дороги колесо, катящееся по внутренней кривой, должно вращаться медленнее, чем колесо, катящееся по внешней кривой, так как последнее проходит за одно и то же время больший путь. Такое движение колес обеспечивается дифференциалом, соединенным с полуосями 18 ведущих колес 9.

Направление движения автомобиля изменяют рулевым колесом 7, с помощью которого поворачиваются передние колеса 1 и 13 оси 14, находящейся на передней рессорной подвеске 15.

Управляют тормозами автомобиля, используя рычаг 5 или тормозную педаль, которыми разжимаются тормозные колодки передней оси 14 и задних полуосей колес.

Тракторы

Тракторы применяются на пневмоколесном и гусеничном ходу. Двигатель, силовая передача и устройства управления у трактора на пневмоколесном ходу (рис. 1.2, г) аналогичны автомобилю.

Основными частями гусеничного трактора являются двигатель, силовая передача, ходовое устройство и устройства управления – рычаги и тормоза.

Силовая передача трактора (рис. 1.3) состоит из сцепления 1, соединенного через вал 2 с коробкой передач 3, главной передачи 10, бортовых фрикционов 6 с тормозами (механизм поворота) в корпусе 8 и бортовых редукторов (конечных передач) 5, приводящих в движение ведущие колеса 4.

Рама 15 тележки с балансирным устройством 16, ведущие колеса 4, гусеничные ленты 11, натяжные колеса 14 с натяжным приспособлением 17, опорные катки 12 и ролики 13, поддерживающие гусеничную ленту вверху, являются основными частями ходового устройства трактора.

Трансмиссия гусеничного трактора принципиально отличается от силовой передачи автомобиля отсутствием дифференциала, так как поворот трактора осуществляется за счет разницы скоростей движения гусениц. Это достигается применением бортовых фрикционов, представляющих собой многодисковые муфты, а также тормозов, установленных на этих муфтах.

Тракторный транспорт осуществляется поездами, состоящими из тягача-трактора и из прицепов – бортовых и саморазгружающихся, с открывающимися

внизу створками днищ и с опрокидывающимся кузовом.

Так как тракторы применяются не только для передвижения прицепов, но и с различным навесным оборудованием (бульдозер, рыхлитель и др.) и скреперами, в силовой передаче имеется вал отбора мощности 9. Этот вал подключается к коробке передач с помощью муфты 7 и служит для присоединения насоса или лебедки.

Увеличение скорости движения трактора и улучшение его тяговых качеств достигается при дизель-электрическом приводе (рис. 3, г). Передача мощности от двигателя к ведущим колесам происходит следующим образом: от дизеля 21 через редуктор 20 – силовому генератору 19; от силового генератора на коллектор тягового двигателя 18; далее через коническую передачу 10, механизм поворота и конечную передачу на ведущие колеса 4.

Рассмотрим особенности устройства гусеничного трактора (рис. 1.3, б). Назначение двигателя 1 у гусеничного трактора аналогично назначению его у автомобиля и колесного трактора. В трансмиссию трактора входят: сцепление 2, промежуточные соединения, коробка передач 3, главная (центральная) 4 и конечные (бортовые) 8 передачи.

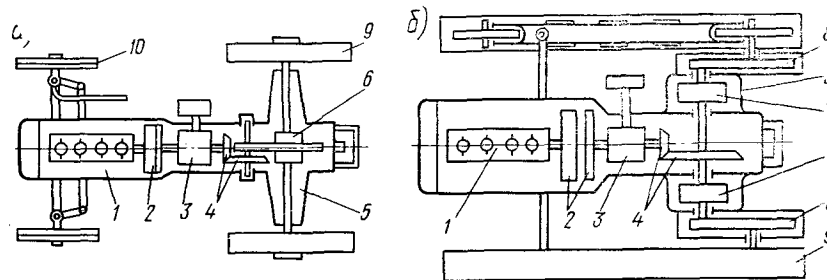


Рис. 1.3. Схемы расположения основных агрегатов и механизмов на тракторах: а – колесном; б – гусеничном; 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – коробка передач; 4 – главная передача; 5 – задний мост; 6 – дифференциал; 7 – бортовые фрикционы; 8 – конечная передача; 9 – ведущие колеса (гусеницы); 10 – направляющие колеса

Ходовая часть гусеничного трактора состоит из остова, гусеничного движителя (гусениц 9 с ведущими и направляющими колесами), подвески, опорных и направляющих катков. Управление движением гусеничного трактора производится механизмом поворота основной частью которого являются муфты поворота 7 (бортовые фрикционы).

Рабочее и вспомогательное оборудование трактора предназначено для использования мощности тракторного двигателя для привода рабочих органов прицепных и навесных машин и другого оборудования. К нему относятся навесные и прицепные устройства и крюки, валы отбора мощности, приводной шкив, приводные лебедки.

Основные части машин

Основными частями машин являются: двигатель, шасси и кузов.

Двигатель 1 (рис. 1.3) предназначен для преобразования тепловой энергии, получаемой при сгорании топлива, в механическую работу.

Ниже перечислены семь признаков, по которым классифицируют автотракторные двигатели.

1. Способ преобразования тепловой энергии в механическую работу: а) поршневые двигатели, в которых работа расширения сгорающих в надпоршневом пространстве газов преобразуется с помощью кривошипно-шатунного механизма в работу вращения коленчатого вала (процесс преобразования происходит последовательными циклами); б) роторно-поршневые двигатели, в которых ротор (поршень) совершает вращательное движение в корпусе; при вращении ротора между ним и стенками корпуса образуются камеры переменного объема, в которых осуществляется рабочий процесс, аналогичный процессу в поршневом двигателе; в) газотурбинные двигатели, в которых процесс сгорания газов совершается в специальной камере, а преобразование тепловой энергии в механическую происходит на лопатках колеса газовой турбины (процесс преобразования происходит непрерывно).

2. Способ смесеобразования: а) двигатели с внешним смесеобразованием, у которых горючая смесь образуется вне рабочих цилиндров в специальных приборах – карбюраторе или смесителе (карбюраторные и газовые двигатели); б) двигатели с внутренним смесеобразованием, у которых образование горючей смеси происходит непосредственно в цилиндре в момент подачи в него топлива (дизели).

3. Способ осуществления рабочего цикла: а) четырехтактные, у которых рабочий цикл осуществляется за четыре хода поршня или два оборота коленчатого вала; б) двухтактные, в которых рабочий цикл совершается за два хода поршня или один оборот коленчатого вала.

4. Вид применяемого топлива: а) двигатели, работающие на легком жидком топливе (бензине); б) двигатели, работающие на тяжелом жидком топливе (дизельном топливе, соляровом масле); в) двигатели, работающие на газообразном топливе (сжатом и сжиженном газе).

5. Способ воспламенения смеси: а) двигатели с воспламенением от электрической искры (карбюраторные и газовые); б) двигатели с воспламенением от сжатия (дизели).

6. Число и расположение цилиндров: а) двигатели одно- и многоцилиндровые (двух-, четырех-, шести-, восьмицилиндровые);

б) двигатели однорядные (вертикальные и горизонтальные);

в) двигатели двухрядные (V-образные и с противоположащими цилиндрами).

7. Способ охлаждения:

а) двигатели с жидкостным охлаждением;

б) двигатели с воздушным охлаждением.

Наибольшее распространение на автомобилях, тракторах и строительных машинах получили поршневые карбюраторные двигатели и дизели. Карбюраторные двигатели устанавливаются на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности, а также на строительных машинах небольшой мощности. На автомобилях большой грузоподъемности, тягачах и тракторах применяются дизели. Преимуществами дизелей по сравнению с карбюраторными двигателями являются высокая экономичность (расход топлива на 20–25% ниже, чем у карбюраторных двигателей), применение более дешевых топлив, которые к тому же менее опасны в пожарном отношении из-за более низкой воспламеняемости, большая надежность в работе ввиду отсутствия системы зажигания, низкая коррозионность топлива. Недостатками дизелей по

сравнению с карбюраторными ДВС являются увеличенные масса и размеры на единицу мощности, высокая первоначальная стоимость из-за повышенной металлоемкости и высокой точности изготовления топливной аппаратуры, затрудненный пуск при низких температурах, более шумная и жесткая работа.

Шасси представляет собой комплекс агрегатов и механизмов, предназначенных для передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам, передвижения автомобиля и управления им. Шасси состоит из трансмиссии, ходовой части и механизмов управления.

Трансмиссия (силовая передача) предназначена для изменения, распределения и передачи крутящего момента от вала двигателя 1 (рис. 3.1) к ведущим колесам машины. Она состоит из механизма сцепления 2, коробки передач 3, карданной передачи, главной передачи 4, дифференциала 6 и полуосей.

При движении автомобиля или работе трактора с навесным (прицепным) оборудованием возникают сопротивления, величина которых непрерывно изменяется. Это связано с изменением сопротивления дороги или почвы качению колес (гусениц), степенью загрузки рабочих органов машин, с изменением профиля дороги (подъемы и уклоны). Соответственно этому требуется изменение величины передаваемого крутящего момента на ведущие колеса (гусеницы). Однако автотракторные двигатели внутреннего сгорания допускают автоматическое регулирование крутящего момента в весьма ограниченных пределах (15–20% от номинального значения), что недостаточно, поэтому возникает необходимость применения силовой передачи. По характеру регулирования крутящего момента силовые передачи разделяются на ступенчатые и бесступенчатые.

Ступенчатые механические передачи состоят из ряда зубчатых передач различных типов. Крутящий момент изменяют путем изменения передаточного отношения находящихся в зацеплении шестерен коробки передач. При этом крутящий момент меняется ступенчато через интервалы, кратные передаточным числам. Этот вид передач имеет высокий КПД, прост в изготовлении и эксплуатации, однако громоздок и тяжел. Управление машиной при ступенчатых передачах сложно, неполностью также используется при них мощность двигателя.

Бесступенчатые передачи позволяют непрерывно и автоматически изменять крутящий момент на ведущих колесах (звездочках) автомобиля (трактора) в зависимости от внешних сопротивлений движению без изменения степени загрузки двигателя. Бесступенчатые передачи значительно облегчают труд водителя, обеспечивают получение высоких тягово-динамических качеств, повышает долговечность двигателя и деталей передачи. Недостаток бесступенчатых передач – более низкий КПД, сложность конструкции и эксплуатации, высокая стоимость изготовления.

Муфта сцепления позволяет при переключении передач отсоединить двигатель от трансмиссии и вновь соединить их без остановки автомобиля, а также служит для плавного трогания автомобиля с места.

Сцепление – это механизм, расположенный между двигателем и коробкой передач автомобиля и предназначенный для кратковременного отъединения работающего двигателя от трансмиссии при переключении передач и

торможении, а также для их плавного соединения при трогании машины с места после включения передачи. Кроме того, сцепление предохраняет трансмиссию от перегрузок, ограничивая передаваемый максимальный крутящий момент. Сцепления должны обеспечивать плавность и полноту включения, чистоту выключения, хороший отвод тепла от трущихся поверхностей, уравновешенность, простоту конструкции, удобство и легкость в управлении, простоту и доступность в обслуживании.

В зависимости от способа передачи крутящего момента сцепления подразделяются на фрикционные, гидравлические и электромагнитные.

По форме и конструкции трущихся поверхностей фрикционные сцепления могут быть конусными (в автотракторном транспорте не применяют), дисковыми (наиболее распространены) и специальными (ленточными, колодочными и др.). Дисковые сцепления могут быть «сухими» (с сухими дисками) и «мокрыми» (с дисками, работающими в масле).

По числу ведомых дисков сцепления бывают однодисковые, двухдисковые (применяются в машинах большой грузоподъемности) и многодисковые (применяются в автоматических коробках передач). На некоторых тракторах (МТЗ-80, Т-40М) применяются двухпоточные дисковые сцепления, у которых ведомые диски передают вращение не одному, а двум различным валам.

По способу создания силы, сжимающей диски, различают пружинные (с одной центральной или несколькими периферийными пружинами), центробежные (с центробежными грузиками) и электромагнитные сцепления. По типу привода сцепления могут быть с механическим, гидравлическим, пневматическим и электромагнитным приводами. Управление приводом осуществляется вручную или автоматически.

Наибольшее распространение на автомобилях и тракторах получили фрикционные сцепления как достаточно надежные и наиболее простые и удобные в эксплуатации.

Коробка передач служит для изменения передаточного числа, крутящего момента и направления движения, передаваемого от двигателя на ведущие колеса, что необходимо для выбора оптимальных режимов движения в зависимости от дорожных условий и степени загрузки автомобиля.

Раздаточную коробку устанавливают на автомобилях повышенной проходимости с двумя ведущими мостами и более, она предназначена для распределения потока мощности между ними.

Особенностью ведущих мостов является наличие главной передачи и дифференциала (рис. 1.4). Главная передача служит для увеличения крутящего момента и передачи движения под прямым углом к заднему мосту, а дифференциал перераспределяет крутящий момент между колесами при движении машины на повороте.

Ходовая часть – это совокупность элементов шасси, образующих ходовую тележку самоходных и прицепных машин. Она предназначена для передвижения машин, передачи нагрузки на опорную поверхность, обеспечения устойчивости машин, реализации тягового усилия через движитель.

Движителем называют устройство, преобразующее энергию силовой установки в линейное движение машины.

В ходовую часть входят рама, на которой крепятся все узлы и агрегаты автомобиля, подвеска (передняя и задняя), передний и задний мосты и колеса автомобиля.

Гусеничная ходовая часть обеспечивает повышенную проходимость тракторов, экскаваторов, погрузчиков и других машин. Основа гусеничной ходовой части – гусеница – замкнутая цепь, состоящая из шарнирно-соединенных разборных или неразборных звеньев. Гусеница представляет собой цепь, на звеньях которой прикреплены башмаки с грунтозацепами различной формы, или траки, шарнирно соединенные между собой.

Гусеничные ходовые части могут быть жесткими малоопорными (рис. 1.4, а), жесткими многоопорными (рис. 1.4, б), упруго балансируемыми (рис. 1.4, в) и индивидуально-эластичными. У жестких гусеничных ходовых частей оси опорных катков укреплены неподвижно на раме машины или гусеничной тележки, а у упругих – могут перемещаться, копируя все неровности опорной поверхности и улучшая тем самым сцепление.

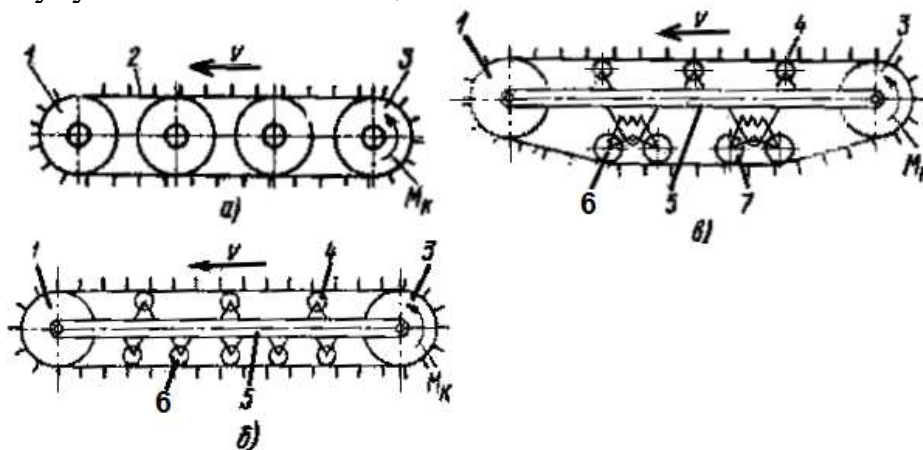


Рис. 1.4. Гусеничные ходовые части:

а – жесткая малоопорная; б – жесткая многоопорная; в – упруго балансирующая; 1 – направляющее колесо; 2 – гусеница; 3 – ведущее колесо; 4 – поддерживающие катки; 5 – рама гусеничной тележки; 6 – опорные катки; 7 – балансиры с упругим элементом.

Жесткие многоопорные и упруго балансируемые гусеничные ходовые части могут быть конструктивно выполнены в виде гусеничных тележек, которые соединены с рамой машины жестко (экскаваторы) или с помощью упругих элементов. Например, широко распространенная конструкция полужесткой подвески многих промышленных тракторов представлена на рис. 1.5.

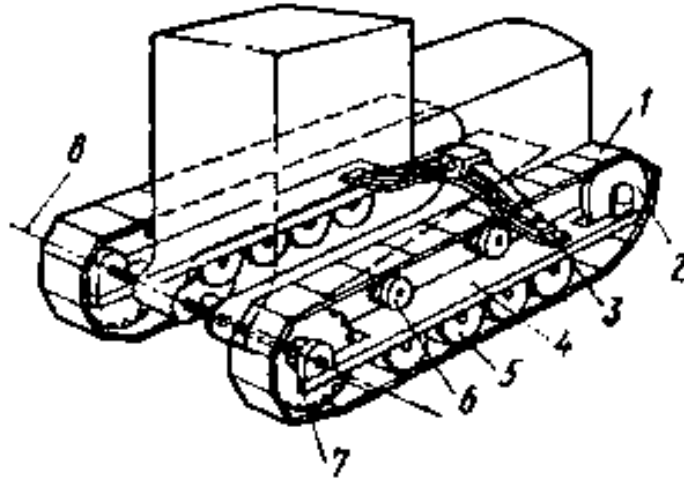


Рис. 1.5. Полу жесткая подвеска гусеничного трактора:
 1 – гусеница; 2 – направляющее колесо (натяжное); 3 – поперечная рессора; 4 – рама гусеничной тележки; 5 – опорные катки; 6 – поддерживающие катки; 7 – ведущее колесо; 8 – геометрическая ось ограниченного качания гусеничных тележек относительно основной рамы.

Гусеничные ходовые части по сравнению с пневмоколесными имеют большую поверхность опоры, что обеспечивает лучшее сцепление с грунтом, повышенную проходимость в условиях бездорожья и слабых грунтов при малом давлении на грунт (0,04...0,1 МПа). Машины с гусеничными ходовыми частями способны преодолевать уклоны до 50%. К недостаткам гусеничных ходовых частей строительных и дорожных машин следует отнести большую массу (до 40% общей массы машины), сложность конструкции, интенсивное изнашивание, а также малую транспортную скорость (до 12 км/ч) и недопустимость передвижения по дорогам с усовершенствованными покрытиями во избежание порчи последних.

Механизмы управления автомобиля состоят из двух самостоятельных систем: рулевого управления и тормозной системы. Направление движения автомобиля изменяют путем поворота управляемых колес.

Тема 1.3. Основы теории тягово-транспортных машин

Силы и моменты, действующие на мобильную машину.

При движении машины тяговая сила P_k расходуется на преодоление сил сопротивления движению. К этим силам относятся: P_f – сила сопротивления качению по дороге колесной или гусеничной машины; P_h – сила сопротивления подъему, возникающая при движении машины на уклоне; P_i – сила сопротивления разгону машины или агрегата; P_w – сила сопротивления воздушной среды (учитывается только для колесных машин).

Рассмотрим каждую силу в отдельности.

Сила сопротивления качению.

При качении эластичное колесо машины подвергается различным деформациям под действием внешних нагрузок. Деформации могут быть радиальными (нормальными), касательными (тангенциальными) и поперечными (боковыми). Во время качения шина в области контакта с дорогой попеременно сжимается и растягивается, при этом за счет молекулярного трения между

частицами выделяется тепло, которое рассеивается в окружающей среде, а энергия, затрачиваемая на деформацию, не возвращается полностью при последующем восстановлении формы шины.

При качении колеса деформации в передней части шины возрастают, а в задней – уменьшаются. Следовательно, элементарные нормальные реакции в передней части контакта шины с дорогой значительно выше, чем в задней, что отражено на эпюре нормальных реакций опорной поверхности колеса (рис. 1.6).

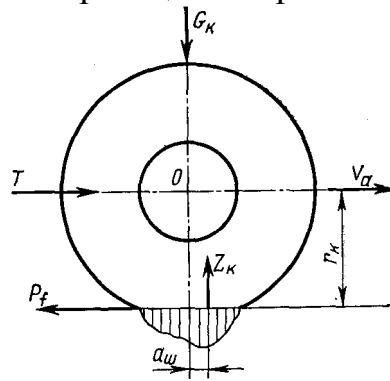


Рис. 1.6. Качение колеса по твердой дороге

При движении на колесо действуют следующие силы: вертикальная нагрузка G_k , реакция Z_k , толкающая сила T и сила сопротивления качению P_f . Равнодействующая элементарных нормальных реакций Z_k , равная по величине вертикальной нагрузке G_k , при качении колеса сдвигается вперед на расстояние $a_{ш}$, в результате чего создается момент, противодействующий качению колеса: $M_f = Z_k a_{ш}$. Кроме этого момента на колесо действует еще момент от пары сил T и P_f . Плечо этой пары сил, т. е. расстояние от точки O до поверхности контакта с дорогой, является радиусом качения колеса r_k . Для поддержания равномерного вращения колеса момент пары сил T и P_f должен быть равен моменту сопротивления качению колеса M_f , откуда следует, что $M_f = P_f r_k$.

Следовательно, величину силы сопротивления качению P_f можно найти из условия равновесия системы $Z_k a_{ш} = P_f r_k$, откуда

$$P_f = Z_k a_{ш} / r_k.$$

Отношение $a_{ш}/r_k$ обозначается буквой f и называется коэффициентом сопротивления качению, характеризующим потери энергии, связанные с качением колеса. Силы сопротивления качению ведомых P_{f1} и ведущих P_{f2} колес различны, однако для упрощения расчетов принято, что $P_{f1} \approx P_{f2}$.

Сила сопротивления качению колесной машины, имеющей вес G_a , при движении по горизонтальной дороге равна

$$P_f = G_a f,$$

где G_a – вес машины, Н; f – коэффициент сопротивления качению.

Сопротивление качению гусеничной машины складывается из внутренних сопротивлений гусеничного движителя и внешних сопротивлений, возникающих вследствие деформации почвы под действием нагрузок, передаваемых на гусеницы опорными катками.

Внутреннее сопротивление гусеничного движителя выразится отношением

$$M_T / r_k,$$

где M_T – момент сопротивления на ведущих колесах гусеничного движителя,

Нм; r – теоретический радиус ведущих колес гусеничного движителя, м.

Равнодействующая R нормальных реакций почвы на первое звено гусеничной машины называется лобовым сопротивлением (рис. 1.7), которое приложено в точке A деформируемого участка почвы и находится под некоторым углом к поверхности пути. Равнодействующая R раскладывается на две составляющие: вертикальную Z_n и касательную X_n . При этом сила Z_n в тяговый баланс трактора не входит и суммируется с вертикальными реакциями почвы, а составляющая X_n является основным внешним сопротивлением при движении гусеничного движителя.

Следовательно, общее сопротивление качению P_f' гусеничной машины при установившемся движении по горизонтальной дороге имеет вид

$$P_f' = M_r/r_k + X_n.$$

Отношение силы P_f к весу трактора $G_{тр}$ представляет собой коэффициент сопротивления качению

$$f = P_f/G_{тр} = M_r/(G_{тр} r_k) + X_n/G_{тр}.$$

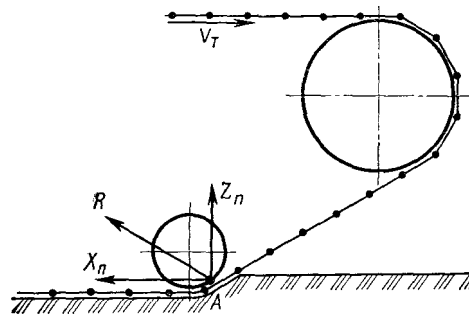


Рис. 1.7. Качение гусеничного движителя по дороге

Сила сопротивления подъему.

При движении колесной машины на подъемах и спусках она испытывает дополнительное сопротивление, которое зависит от крутизны подъема.

Подъем дороги оценивается двояко: углом α в градусах или величиной уклона $i_{под}$, представляющего собой отношение превышения H к заложению S дороги, т. е. $H/S = \text{tg } \alpha = i_{под}$

Вес машины G_a (рис. 1.8), преодолевающей продольный подъем, разлагается на две составляющие: параллельную дороге $G_a \sin \alpha$ и нормальную к ней $G_a \cos \alpha$. Силу $G_a \sin \alpha$ называют силой сопротивления подъему и обозначают P_h .

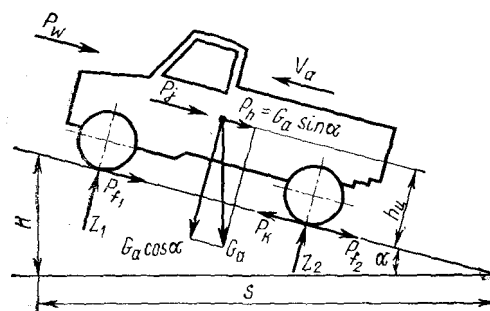


Рис. 1.8. Силы, действующие на автомобиль во время движения

В связи с тем, что углы подъема автомобильных дорог сравнительно

невелики и часто не превышают $\alpha = 5 \div 7^\circ$ и $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$, можно записать $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha \approx i_{\text{под}}$.

Тогда сила сопротивления подъему

$$P_h = G_a \sin \alpha = G_a \operatorname{tg} \alpha = G_a i_{\text{под}}$$

При движении машины на подъем $i_{\text{под}}$ будет положительным, а при движении на спуск – отрицательным.

Сила суммарного сопротивления дороги.

При движении машины на подъем сила сопротивления качению примет вид

$$P_f = f G_a \cos \alpha.$$

Коэффициенты f и $i_{\text{под}}$ в совокупности характеризуют качество дороги, поэтому сила суммарного сопротивления дороги P_ψ есть сумма сил сопротивления качению и подъема:

$$P_\psi = P_f \pm P_h.$$

Знак плюс берется при движении на подъем, знак минус – при движении под уклон. Подставив значения сил P_f и P_h в формулу суммарного сопротивления дороги, получим

$$P_\psi = f G_a \cos \alpha \pm G_a \sin \alpha = G_a (f \cos \alpha \pm \sin \alpha).$$

Выражение в скобках называется коэффициентом суммарного сопротивления дороги и обозначается буквой ψ :

$$\psi = f \cos \alpha \pm \sin \alpha.$$

При малых углах подъема дороги значение тригонометрической функции $\cos \alpha$ близко к единице, а функция $\sin \alpha \approx i_{\text{под}}$, отсюда можно принять, что $\psi = f \pm i_{\text{под}}$, тогда $P_\psi = G_a \psi$.

Сила сопротивления воздушной среды

При движении транспортного средства со скоростью более 40 км/ч сила сопротивления воздушной среды становится настолько заметной, что ее приходится учитывать. Суммарная сила сопротивления воздушной среды P_w складывается из силы лобового сопротивления, вызванного разностью давления воздуха перед машиной и сзади нее; силы сопротивления, создаваемой выступающими частями машины (подножки, крылья и др.), силы сопротивления, возникающей при прохождении воздуха через радиатор и подкапотное пространство; силы трения наружной поверхности машины о близлежащие слои воздуха и силы сопротивления, вызванной разностью давлений сверху и снизу машины.

Силу P_w определяют по формуле, полученной опытным путем:

$$P_w = K_w F_a v_a^2,$$

где K_w – коэффициент сопротивления воздуха; F_a – лобовая площадь машины, м²; v_a – скорость движения машины, м/с.

Произведение $K_w F_a$ принято называть фактором обтекаемости

$$W_a = K_w F_a,$$

который определяет зависимость силы сопротивления воздушной среды от размеров автомобиля и его формы.

Лобовая площадь грузового автомобиля определится по формуле

$$F_{\text{гр}} = HB,$$

где H – наибольшая высота автомобиля, м; B – колея автомобиля, м.

Ввиду малой скорости движения колесных и гусеничных тракторных

агрегатов силой P_w для них можно пренебречь.

Суммарная сила сопротивления разгону

Сила, которую нужно приложить к автомобилю, чтобы сообщить ему поступательное ускоренное движение, зависит от его массы и ускорения:

$$P_n = m_a j_a = G_a j_a / g,$$

где m_a – масса автомобиля, кг; j_a – ускорение автомобиля, м/с²; G_a – сила тяжести автомобиля, Н; g – ускорение силы тяжести ($g = 9,81$ м/с²).

При разгоне автомобиля часть тяговой силы затрачивается на ускорение вращающихся деталей. Энергия, затрачиваемая на разгон автомобиля и раскручивание колес, маховика, шестерен коробки передач и дифференциала, больше энергии, необходимой для разгона автомобиля, все детали которого движутся только поступательно. Это положение учитывается коэффициентом учета вращающихся масс

$$\delta_a = (P_n + P_v) / P_n = 1 + P_v / P_n,$$

где P_n – сила, необходимая для разгона поступательно движущейся массы, Н; P_v – сила, необходимая для разгона вращающихся масс, Н.

Коэффициент δ_a учета вращающихся масс в общем виде учитывает вращение массы маховика двигателя и колес автомобиля, так как влияние остальных вращающихся масс весьма мало. Тогда сила, преодолеваемая автомобилем при разгоне, может быть выражена как суммарная сила сопротивления разгону:

$$P_j = m_a j_a \delta_a = G_a j_a \delta_a / g,$$

где δ_a – коэффициент учета вращающихся масс.

При разгоне тела, вращающегося вокруг какой-либо оси, необходимый крутящий момент

$$M = I \varepsilon,$$

где I – момент инерции тела относительно той же оси, Нмс²; ε – угловое ускорение тела, 1/с². Тогда M_m , затрачиваемый на разгон маховика двигателя, составит

$$M_m = I_m \varepsilon_m$$

Сила (Н), необходимая для разгона маховика, приведенная к оси колес, составит

$$P' = I_m \varepsilon_m i_k i_0 \eta_{тр} / r_k$$

где $I_m \varepsilon_m$ – крутящий момент, затрачиваемый на разгон маховика, Нм, i_k – передаточное число коробки передач; i_0 – передаточное число главной передачи; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; r_k – радиус качения колеса, м.

Сила (Н), затрачиваемая на ускорение вращения колес автомобиля:

$$P'' = \sum I_k \varepsilon_k / r_k$$

где $\sum I_k$ – сумма моментов инерции всех колес автомобиля, Нмс²; ε_k – угловое ускорение колес, 1/с².

Следовательно, суммарную силу (Н), затрачиваемую на разгон вращающихся масс, можно определить по формуле

$$P_v = P' + P'' = (I_m \varepsilon_m i_k i_0 \eta_{тр} + \sum I_k \varepsilon_k) / r_k.$$

Ускорение поступательно движущегося автомобиля можно выразить через угловое ускорение колес и их радиус, тогда сила (Н), затрачиваемая на поступательное движение:

$$P_{\pi} = G_a j_a / g = G_a \varepsilon_k r_k / g.$$

Угловое ускорение маховика (E)_М можно выразить через угловое ускорение колес:

$$\varepsilon_M = \varepsilon_k i_k i_0,$$

тогда сила (H), затрачиваемая на разгон вращающихся масс, приведенная к оси колес, составит

$$P_{\pi} = (I_M \varepsilon_k i_k^2 i_0^2 \eta_{тр} + \sum I_k \varepsilon_k) / r_k.$$

Из формул определим коэффициент учета вращающихся масс как отношение приведенной массы к поступательно движущейся:

$$\delta_a = 1 + P_{\pi} / P_{\pi} = 1 + [(I_M \varepsilon_k i_k^2 i_0^2 \eta_{тр} + \sum I_k \varepsilon_k) g] / (G_a \varepsilon_k r_k^2).$$

Сократив угловое ускорение колес, получим:

$$\delta_a = 1 + (I_M i_k^2 i_0^2 \eta_{тр} + \sum I_k) / (m_a r_k^2).$$

Тогда суммарная сила сопротивления разгону выразится уравнением

$$P_j = m_a j_a \delta_a = m_a j_a [1 + (I_M i_k^2 i_0^2 \eta_{тр} + \sum I_k) / (m_a r_k^2)].$$

Если значения моментов инерции неизвестны, то для грузовых автомобилей коэффициент учета вращающихся масс приближенно определяется по эмпирической формуле

$$\delta_a = 1,05 + 0,07 i_k^2.$$

В общем случае движения колесного или гусеничного трактора сила инерции $P_{j\text{тр}}$ приложена в центре тяжести машины. Величина этой силы равна произведению массы трактора $m_{\text{тр}}$ на ускорение $j_{\text{тр}}$ прямолинейного поступательного движения, т.е. $P_{j\text{тр}} = -m_{\text{тр}} j_{\text{тр}}$ и направлена противоположно ускорению трактора. У трактора, движущегося ускоренно, она направлена противоположно скорости.

При замедленном движении трактора направление силы инерции совпадает с направлением его движения, т.е. $P_{j\text{тр}} = m_{\text{тр}} j_{\text{тр}} = G_{\text{тр}} j_{\text{тр}} / g$.

Баланс мощности и сил

Наибольшее распространение получили: метод силового баланса, метод мощностного баланса, метод динамической характеристики.

Рассмотрим метод силового баланса. Переписав уравнение движения машины в виде $P_K = P_f + P_h + P_w + P_j$, получим уравнение силового баланса, которое можно решить графически. Для этого в системе координат $P_K - v_a$ строится тяговая характеристика автомобиля. В нижней части графика (рис.1.9) строится зависимость $P_{\psi} = f(v_a)$. При условии, что коэффициент суммарного сопротивления дороги ψ_a не зависит от скорости движения, графическим изображением P_{ψ} в функции скорости движения будет прямая линия, параллельная оси абсцисс.

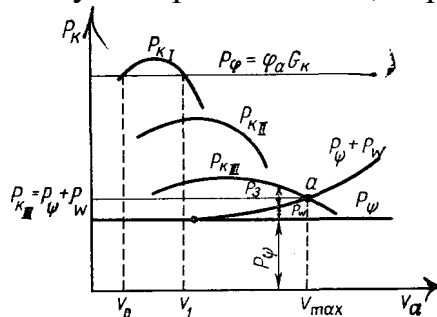


Рис. 1.9. Силовой баланс автомобиля

Сила сопротивления воздушной среды P_w находится в квадратичной зависимости от скорости движения автомобиля. Графическое изображение силы P_w представляет собой кривую, откладываемую вверх от линии P_ψ . График суммарного значения сил сопротивления $P_\psi + P_w$ определяет силу тяги, необходимую для движения автомобиля с постоянной скоростью. Если кривая тяговой силы P_k проходит выше кривой $P_\psi + P_w$, то отрезки P_z характеризуют собой нереализованный запас силы тяги, который можно использовать для преодоления повышенного сопротивления дороги или разгона автомобиля. Если кривая P_k проходит ниже кривой $P_\psi + P_w$, то развиваемой машиной силы тяги недостаточно для равномерного движения, т. е. машина движется замедленно. Пользуясь графиком тягового баланса, можно определить максимальную скорость движения машины v_{\max} , которая равна абсциссе точки пересечения a кривых P_k и $P_\psi + P_w$.

Если сила тяги P_k больше суммы сил сопротивления качению P_ψ и воздуха P_w , вместе взятых, то для установившегося движения необходимо уменьшить величину P_k . Это достигается уменьшением подачи смеси или топлива в двигатель.

Сила сцепления P_ψ ведущих колес представлена на графике тягового баланса в виде прямой, параллельной оси абсцисс. Буксование ведущих колес располагается в зоне, находящейся выше прямой $G_{к\psi a}$, так как при этом сохраняется условие, что $P_k > P_\psi$. Следовательно, на I передаче в интервале скоростей $v_0 - v_1$ ведущие колеса будут буксовать, вызывая потери энергии, повышенный износ резины и др. В зоне, находящейся ниже прямой $G_{к\psi a}$, сохраняется условие $P_k \leq P_\psi$, следовательно, при движении автомобиля на II и III передачах, а также на I передаче, но со скоростью, большей, чем v_1 , колеса буксовать не будут и возможно безостановочное движение машины.

Баланс мощностей автомобиля

Используя при анализе динамических свойств автомобиля сопоставление тяговой мощности N_k с мощностью, затрачиваемой на все виды дорожных сопротивлений движению, можно записать уравнение баланса мощностей (кВт) в следующем виде:

$$N_e \eta_{тр} = N_k = N_f + N_h + N_w + N_j.$$

Уравнение баланса мощностей показывает распределение мощности, развиваемой двигателем и подведенной к ведущим колесам. Для преодоления различных дорожных сопротивлений затрачиваемая на преодоление сопротивления качению мощность (кВт)

$$N_f = P_f v_a / 1000 = f_a G_a \cos \alpha v_a / 1000,$$

где P_f – сила сопротивления качению, Н; v – скорость движения, м/с.

Аналогично определяют и другие виды мощности:

мощность сопротивления подъему

$$N_h = P_h v_a / 1000 = (G_a \sin \alpha v_a) / 1000 = G_a i_{пол} v_a / 1000;$$

мощность сопротивления воздушной среде

$$N_w = P_w v_a / 1000 = K_w F_a v_a^3 / 1000;$$

где P_w – сила сопротивления воздушной среды, Н; F_a – лобовая площадь автомобиля, м²; K_w – коэффициент сопротивления воздуха, Нс²/м⁴;

мощность сопротивления разгону

$$N_j = P_j v_a / 1000 = G_a j_a \delta_a v_a / 1000 \text{ g,}$$

где P_j – сила сопротивления разгону, Н; j_a – ускорение автомобиля, м/с²; δ_a – коэффициент учета вращающихся масс.

Эффективная мощность N_e , развиваемая двигателем и подводимая к ведущим колесам, уменьшается на величину КПД $\eta_{тр}$. Следовательно, мощность на ведущих колесах $N_k = N_e \eta_{тр}$.

В развернутом виде с учетом приведенных выше формул

$$N_k = (f_a G \cos \alpha v_a) / 1000 + (G_a \sin \alpha v_a) / 1000 + (K_w F_a v_a^3) / 1000 + (G_a j_a \delta_a v) / 1000 \text{ g.}$$

Баланс мощностей, представленный в виде графика на рис. 1.10 (диаграмма движения автомобиля), позволяет определить возможность его движения с той или иной скоростью по дороге с заданным сопротивлением качению и углом подъема. Рассмотрим уравнение баланса мощностей. Кривые N_e строятся в $N_e - v_a$ координатах аналогично построению внешней скоростной характеристики.

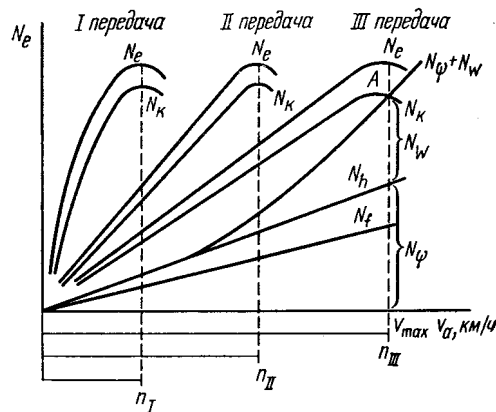


Рис. 1.10. Мощностной баланс автомобиля

Умножая ординаты точек этой кривой на величину КПД трансмиссии $\eta_{тр}$, получим мощность на ведущих колесах N_k . При условии, что коэффициент сопротивления качению $f_a = \text{const}$, графическая зависимость мощности N_f выразится наклонной прямой, проходящей через начало координат. Если угол подъема $i_{под}$ остается величиной постоянной, то мощность, затрачиваемая на подъем N_h , также выразится прямой, проходящей через начало координат.

Мощность (кВт), затраченная на преодоление сопротивления качению и подъему, называется суммарной мощностью ($N_\psi = N_f + N_h$)

$$N_\psi = P_\psi v_a / 1000 = G_a \psi_a v_a / 1000.$$

Вверх от суммарной N_ψ откладывается значение N_w , затрачиваемой на преодоление сопротивления воздушной среды. Отрезки ординат между осью абсцисс и линией N_ψ и кривой N_w представляют собой суммарную мощность, затрачиваемую на преодоление дорожного и воздушного сопротивлений. Проекция на ось абсцисс точки A определяет максимальную скорость движения при заданном сопротивлении и полной подаче топлива.

Степенью использования мощности двигателя U называется отношение мощности, необходимой для движения машины, к мощности, которую двигатель может развить при полностью открытой дроссельной заслонке или полной подаче топлива в цилиндр двигателя:

$$U = (N_f + N_h + N_w + N_j) / (N_e \eta_{тр}) = (N_\psi + N_w + N_j) / N_k.$$

Баланс мощностей трактора

Мощность, развиваемая тракторным двигателем, должна быть равна сумме мощностей, затрачиваемых на преодоление различных видов сопротивлений, возникающих при движении. Уравнение баланса мощностей без учета затрат мощности на буксование имеет вид

$$N_{eн} = N_f + N_h + N_j + N_{кр} + N_{тр},$$

где $N_{eн}$ – номинальная мощность, развиваемая двигателем; N_f – мощность, затрачиваемая на качение; N_h – мощность, затрачиваемая на преодоление подъема; N_j – мощность, затрачиваемая на разгон тракторного агрегата; $N_{кр}$ – полезная мощность на крюке; $N_{тр}$ – мощность, затраченная на потери в трансмиссии.

В зависимости от условий движения трактора мощности N_h и N_j могут иметь различные знаки. При движении на подъеме и разгоне машины они имеют положительное значение, а при спуске и торможении – отрицательное. При установившемся движении на горизонтальной дороге мощности N_h и N_j равны нулю.

Тяговые качества тракторов можно оценить, сравнивая их между собой по тяговому коэффициенту полезного действия: $\eta_T = N_{кр}/N_{eн}$. Кроме того, тяговый коэффициент полезного действия можно выразить в виде произведения

$$\eta_T = \eta_{тр} \eta_k \eta_\delta \eta_r,$$

где $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; η_k – потери на качение трактора; η_δ – потери на буксование; η_r – КПД шарниров ведущего участка гусеничной цепи.

Потери в трансмиссии трактора

$$\eta_{тр} = M_T / (M_{eн} i_{тр}),$$

где M_T – действующий момент ведущего колеса гусеничной цепи; $M_{eн}$ – крутящий момент двигателя; $i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии.

КПД, учитывающий потери на качение, определится по формуле

$$\eta_k = P_{кр} / P_k,$$

где $P_{кр}$ – сила тяги на крюке; P_k – касательная сила тяги.

Учет потерь, вызванных буксованием ведущих колес или гусениц, определится по формуле

$$\eta_\delta = v / v_T,$$

где v – действительная скорость движения трактора; v_T – теоретическая скорость движения трактора.

Потери, вызванные трением на ведущем участке гусеничной цепи, определяются из выражения

$$\eta_r = P_{кр} r_3 / M_T,$$

где r_3 – радиус качения; M_T – момент, затрачиваемый на трение в шарнирах ведущего участка гусеничной цепи.

Тяговый КПД является важным эксплуатационным показателем, который характеризует совершенство конструкции трактора. Среднее значение тягового КПД составляют для гусеничных тракторов 0,65–0,8, а для колесных 0,5–0,75.

Тяговый расчет автомобиля и трактора

Сила тяги на ведущих элементах машины

Развиваемый двигателем крутящий момент M_e передается через трансмиссию на ведущие колеса автомобиля.

Момент на ведущих колесах (Нм)

$$M_k = M_e i_k i_0 \eta_{тр},$$

где M_e – эффективный момент двигателя (Нм); i_k – передаточное число коробки передач; i_0 – передаточное число главной передачи; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии.

Действие момента M_k вызывает в зоне контакта колеса с дорогой касательную силу трения X_k , равную по величине тяговой силе P_k , которая движет автомобиль. Величина силы P_k зависит от момента на колесе M_k и радиуса качения колеса r_k (рис. 1.11).

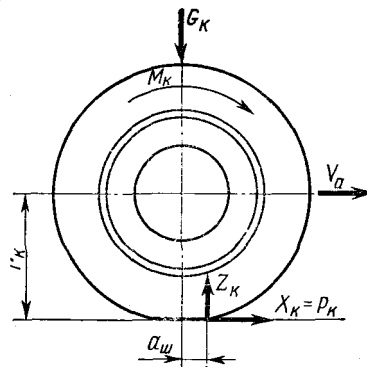


Рис. 1.11. Силы, действующие на ведущее колесо

Отношение

$$P_k = M_k / r_k = M_e i_k i_0 \eta_{тр} / r_k$$

называется тяговой силой.

Величина тяговой силы колесного трактора, так же как и у автомобиля, зависит от величины номинального крутящего момента $M_{ен}$, развиваемого двигателем в регуляторном режиме (зависимость крутящего момента от частоты).

Для колесного трактора величина тяговой силы (Н) определится из выражения

$$P'_k = M_{ен} \eta_{дк}^n \eta_{ц}^m i_{тр} / (r_o + kh),$$

где $M_{ен}$ – вращающий момент двигателя при номинальных оборотах, Нм; $\eta_{дк}^n$ – КПД одной пары конических шестерен; $\eta_{ц}^m$ – КПД одной пары цилиндрических шестерен; n и m – число пар, находящихся в зацеплении; $i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии; r_o – радиус стального обода колеса, м; k – коэффициент усадки; h – высота пневматической шины, м.

При установившемся движении гусеничного трактора к ведущим колесам гусеницы приложен крутящий момент M_k (рис. 1.12). В зоне контакта между гусеничными звеньями и дорогой возникает реакция P_k'' , направленная по движению трактора, называемая касательной силой тяги:

$$P_k'' = M_{ен} i_{тр} \eta_{тр} \eta_r / r_з,$$

где P_k'' – касательная сила тяги, Н; $\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии; η_r – КПД, учитывающий потери на трение в шарнирах ведущего участка гусеничного движителя, $r_з$ – радиус зацепления ведущего колеса гусеничного движителя.

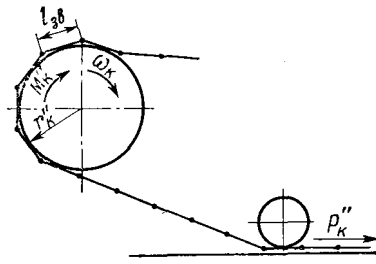


Рис. 1.12. Силы, действующие на ведущее колесо гусеничного движителя

Таким образом, для определения силы тяги необходимо знать крутящий момент двигателя $M_e (M_{en})$, передаточное число и КПД трансмиссии и радиус качения колеса (для колесных машин) или радиус зацепления ведущего колеса гусеничного движителя.

На колесах современных автомобилей и тракторов устанавливаются пневматические шины. В связи с тем, что шина имеет большую эластичность, радиус колеса может меняться под действием различных деформаций: радиальной (нормальной), поперечной (боковой), окружной (тангенциальной) и угловой. Деформация шины выражается в уменьшении расстояния от оси колеса до поверхности дороги. Ниже даны определения различных радиусов колес.

Статический радиус r_c – расстояние от дороги до оси неподвижного колеса, находящегося под действием вертикальной нагрузки. Величина r_c зависит от величины нагрузки и внутреннего давления в шине.

Динамический радиус r_d – расстояние от дороги до оси катящегося колеса. Величина r_d увеличивается с уменьшением вертикальной нагрузки на колесо и увеличением внутреннего давления в шине. С увеличением скорости движения под действием центробежных сил шина растягивается в радиальном направлении, и радиус увеличивается.

Радиус качения r_k – расстояние от дороги до оси катящегося колеса, нагруженного вертикальной нагрузкой, а также крутящим или тормозным моментом, при этом элементы шины подвергаются сжатию или растяжению и колесо при той же частоте вращения проходит больший или меньший путь, чем при свободном качении.

Радиус качения колеса r_k определяется измерением пути S_k , пройденного колесом за определенное число оборотов n_k :

$$r_k = S_k / (2\pi n_k).$$

При отсутствии проскальзывания колеса можно принять $r_k = r_d$ и определить его величину по приближенной формуле.

Для автомобиля

$$r_k \approx 0,0127d + 0,00085B',$$

где r_k – радиус качения колеса автомобиля, м; d – посадочный диаметр шины, дюймы; B' – ширина профиля, шины, мм.

Радиус качения колеса колесного трактора также можно определить по приближенной формуле

$$r'_k = r_o + kh,$$

где r_o – радиус стального обода колеса, м; k – коэффициент усадки шины; h – высота пневматической шины, м.

Под радиусом зацепления ведущих колес гусеничного движителя следует

понимать радиус окружности, длина которой $2\pi r_k''$ равна периметру многоугольника $l_{зв} z_k$, описанного вокруг ведущего колеса, с длиной стороны, равной шагу гусеничного звена (рис. 1.12):

$$r_k'' = z_k l_{зв} / (2\pi).$$

где z_k – число звеньев.

КПД трансмиссии. Развиваемая двигателем мощность N_e передается к движителям машины агрегатами трансмиссии, при этом часть мощности $N_{тр}$ затрачивается на преодоление трения между зубьями шестерен коробки передач, раздаточной коробки, ведущих мостов, в подшипниках и сальниках, а также на преодоление трения шестерен о масло, находящееся в агрегатах, и на его разбрызгивание. Поэтому мощность N_k , подводимая к движителю при равномерном движении машины, равна $N_k = N_e - N_{тр}$, следовательно, КПД трансмиссии колесной машины

$$\eta_{тр} = N_k / N_e = (N_e - N_{тр}) / N_e = 1 - N_{тр} / N_e,$$

где N_k – мощность на ведущих колесах, кВт; N_e – эффективная мощность двигателя, кВт; $N_{тр}$ – мощность, теряемая в трансмиссии на трение, кВт.

Величина мощности $N_{тр}$ зависит от конструкции трансмиссии, величины передаваемого крутящего момента, частоты вращения валов и т. д.

КПД трансмиссии гусеничных машин зависит от количества элементов кинематической цепи:

$$\eta_{тр} = \eta_n^n \eta_k^m,$$

где η_n^n и η_k^m – КПД одной пары цилиндрических и конических шестерен; n и m – количество пар соответствующих шестерен.

КПД трансмиссии не остается постоянным $\eta_{тр}$ остается величиной постоянной, после чего начинает уменьшаться в результате изнашивания деталей, нарушения их номинальных размеров и образования чрезмерных зазоров.

У машин с гидравлическими элементами в трансмиссии (гидромуфты, гидротрансформаторы) $\eta_{тр}$ равен произведению механического η_m и гидравлического η_g КПД, т. е. $\eta_{тр} = \eta_m \eta_g$.

Уравнение движения машины. Сила тяги по условиям сцепления движителя с дорогой

Уравнение движения автомобиля связывает силу тяги P_k с силами сопротивления его движению и позволяет определить характер движения машины в каждый момент времени.

На рис. 1.13, а показаны силы, которые действуют на автомобиль в общем случае равноускоренного прямолинейного движения. Сила тяжести G_a (рис. 1.13, а) приложена на высоте центра тяжести $h_{ц}$ машины и направлена вертикально вниз. Суммарная сила сопротивления разгону условно приложена на высоте центра тяжести и направлена противоположно ускорению j_a . Силы сопротивления качению передних и задних колес – P_{f1}, P_{f2} . Сила сопротивления воздушной среды – P_w .

Спроецировав все силы на ось, параллельную поверхности дороги, получим уравнение движения автомобиля при движении на подъеме:

$$P_k - P_f - P_h - P_w - P_j = 0, \text{ откуда } P_k = P_f + P_h + P_w + P_j.$$

Тяговая сила P_k на ведущих колесах автомобиля ограничивается силой сцепления шин с поверхностью дороги; качение ведущих колес без буксования

возможно при условии

$$P_k \leq P_\phi = G_{\text{сц}} \varphi_a,$$

где P_ϕ – сила сцепления колес с опорной поверхностью; $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес машины, приходящийся на ведущие колеса (для неполноприводных автомобилей и колесных тракторов $G_{\text{сц}}$ определяется с учетом распределения нормальных реакций от веса машины по осям); φ_a – коэффициент сцепления ведущих колес с опорной поверхностью.

Сила сцепления P_ϕ противодействует скольжению колес относительно дороги и зависит от силы трения, возникающей в месте контакта колеса с дорогой, от типа и состояния дороги, рисунка и степени износа протектора, давления воздуха в шине и т. д.

У автомобилей коэффициент сцепления φ_a колес автомобиля численно равен отношению реакций дороги при движении машины: горизонтальной X_k (рис. 1.13, б), вызывающей равномерное скольжение колеса, к нормальной реакции Z_k , т.е. $\varphi_a = X_k/Z_k$.

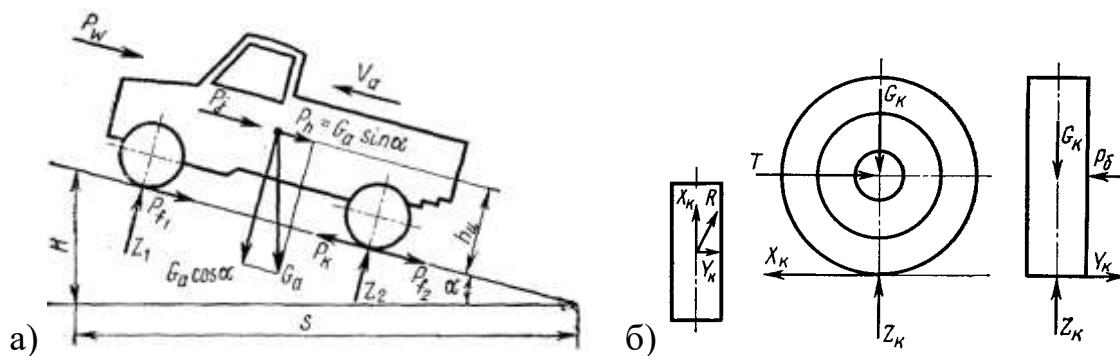


Рис. 1.13. Силы и реакции:

а – силы, действующие на автомобиль во время движения; б – реакции дороги, действующие на колесо автомобиля

Реакция Z_k возникает под действием силы G_k , а X_k – под действием силы T . Коэффициент сцепления колесных и гусеничных движителей с дорогой φ_r обычно определяют экспериментально, учитывая действие грунтозацепов:

$$\varphi_r = P_k/G_{\text{сц}},$$

где P_k – касательная сила тяги; $G_{\text{сц}}$ – сцепной вес транспортного средства.

Для гусеничных тракторов, полноприводных автомобилей и колесных тракторов сцепной вес $G_{\text{сц}}$ равен эксплуатационному весу машины $G_{\text{тр}}$.

В общем случае движения машины на подъем (уклон) сцепной вес равен $G_{\text{сц}} = G_{\text{тр}} \cos \alpha$, где α – угол уклона пути движения.

Тяговый баланс и сопротивление движению гусеничного трактора с прицепами

Скорость движения тракторов значительно ниже скорости движения автомобилей, поэтому для тяговых расчетов тракторов нет надобности пользоваться динамическими характеристиками, а можно исходить из их заводской технической характеристики.

В заводской характеристике трактора приводятся номер передачи, скорость движения v , км/ч, и тяговое усилие на крюке $P_{кр}$, даН (кгс), на указанной передаче при движении на горизонтальной площадке, равное

$$P_{кр} = P_r - \omega_r G_{тр},$$

где P_r – сила тяги, приложенная к гусеницам, даН (кгс); ω_r – основное удельное сопротивление движению при гусеничном ходе (величина, аналогичная коэффициенту качения пневмошин); для грунтовых дорог, сухих и ровных, $\omega_r = 0,05 + 0,08$, а для неровных и грязных $\omega_r = 0,08 \div 0,12$; $G_{тр}$ – вес трактора, даН (кгс).

Тяговое усилие трактора с прицепами на пневмоколесном ходу (рис. 1.14), например, при движении на подъем,

$$P_r = nQ_n (f \cos \alpha + \sin \alpha) + G_{тр} (\omega_r \cos \alpha + \sin \alpha),$$

где n – количество прицепов; Q_n – полный вес прицепа, даН (кгс); f – коэффициент качения.

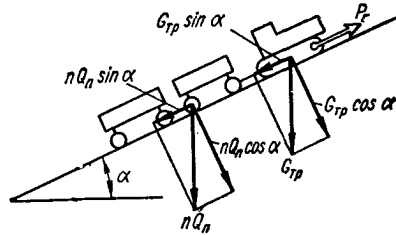


Рис. 1.14. Схема к расчету сопротивления движению тракторного поезда

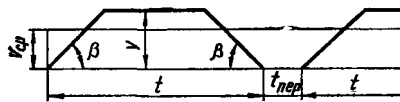


Рис. 1.15. Тахограмма движения тракторного поезда

Из формул получим

$$P_{кр} + \omega_r G_{тр} = nQ_n (f \cos \alpha + \sin \alpha) + G_{тр} (\omega_r \cos \alpha + \sin \alpha).$$

Отсюда сила тяги на крюке

$$P_{кр} = nQ_n (f \cos \alpha + \sin \alpha) + G_{тр} [\omega_r (\cos \alpha - 1) + \sin \alpha].$$

Зная необходимую величину $P_{кр}$, по технической характеристике трактора устанавливают на какой передаче будет двигаться тракторный поезд и какова будет его скорость.

Чтобы гусеницы не буксовали, должно соблюдаться условие

$$\varphi_1 G_{тр} \geq P_r.$$

Коэффициент сцепления гусениц φ_1 значительно выше, чем пневмоколес. Например, для грунтовых дорог $\varphi_1 = 0,8 \div 0,9$, а на разрыхленном грунте $\varphi_1 = 0,6 \div 0,7$.

Следовательно, по условиям сцепления из формул

$$\varphi_1 G_{тр} \geq P_{кр} + \omega_r G_{тр}$$

или

$$P_{кр} \leq (\varphi_1 - \omega_r) G_{тр}.$$

Тяговые расчеты тракторного транспорта

В условиях строительных площадок угол наклона дорог α не превышает $15\text{--}16^\circ$. Поэтому можно принимать $\cos \alpha \approx 1$, а $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$, что значительно упрощает формулы, приведенные выше. Сила тяги на крюке груженого поезда, идущего на подъем,

$$P_{кр}^{гр} = n(Q + G)(f + i) + G_{тр}i.$$

Сила тяги на крюке порожнего поезда, идущего под уклон,

$$P_{кр}^{пор} = nG(f - i) - G_{тр}i,$$

где G – вес порожнего прицепа, даН (кгс); $G_{\text{тр}}$ – вес трактора, даН (кгс).

Возможное количество прицепов в тракторном поезде определяют исходя из расчета движения груженого поезда на подъем, т. е

$$n = \frac{P_{\text{кр}}^{\text{гр}} - G_{\text{тр}} i}{(Q + G)(f + i)}.$$

Однако формула действительна только в том случае, если соблюдается неравенство, т. е. отсутствует буксование гусениц.

Расход топлива трактором (килограмм на 100 км) определяется примерно так же, как и для автомобиля.

Для груженого поезда, идущего на подъем,

$$A_{\text{т. г}} = \frac{g_e [G_{\text{тр}} (\omega + i) + n (Q + G) (f + i)]}{3600 \eta_{\text{т}}},$$

для порожнего поезда, идущего под уклон,

$$A_{\text{т. п}} = \frac{g_e [G_{\text{тр}} (\omega - i) + n G (f - i)]}{3600 \eta_{\text{т}}}.$$

Тяговые и динамические характеристики

Тяговая характеристика колесной машины

Тяговой характеристикой называется графическая зависимость тяговой силы в функции поступательной скорости движения машины. Тяговая характеристика строится по результатам стендовых или дорожных испытаний или по расчетным данным.

Поступательная скорость v_a (м/с) движения колесной машины зависит от угловой скорости ω_k ведущих колес и радиуса их качения r_k :

$$v_a = \omega_k r_k$$

Угловые скорости (рад/с) коленчатого вала ω_e и ведущих колес ω_k связаны равенством

$$\omega_e = \omega_k i_{\text{тр}} = \omega_k i_k i_n i_0,$$

где i_k, i_n, i_0 – передаточные числа основной и дополнительной коробок передач и главной передачи соответственно.

Следовательно, поступательная скорость (м/с) движения колесной машины определяется по формуле

$$v_a = \omega_e r_k / i_{\text{тр}}.$$

Развиваемый двигателем момент M_e передается через агрегаты трансмиссии и величина его будет изменяться пропорционально передаточным числам агрегатов. Момент, подводимый к полуосям (Нм):

$$M_k = M_e i_{\text{тр}} \eta_{\text{тр}}.$$

Следовательно, тяговая сила (Н) будет равна

$$P_k = M_e i_k i_n i_0 \eta_{\text{тр}} / r_k$$

и будет меняться во всем диапазоне угловой скорости ω_e коленчатого вала.

Для построения графика тяговой характеристики колесной машины (рис. 1.16, а) следует определить M_e для нескольких значений ω_e (от минимума до максимума). Для этих же значений ω_e определяют поступательную скорость v_a движения колесной машины при изменении передаточного числа i_k коробки передач. Число кривых тяговой силы P_k по оси ординат будет соответствовать числу ступеней в коробке передач. По оси абсцисс откладывают значения скорости поступательно движущейся машины.

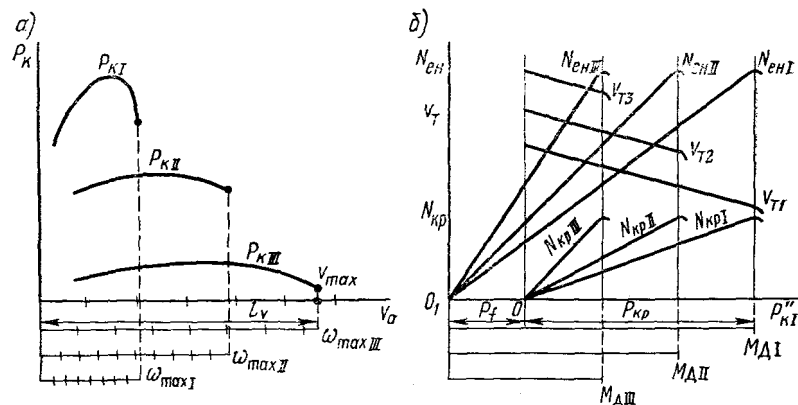


Рис. 1.16. Графики тяговой характеристики колесной (а) и гусеничной (б) машины

Вначале, задаваясь размерами графика, по значению максимальной скорости v_{max} на высшей передаче определяют длину l_v шкалы скорости. Такая же длина должна быть у отрезка шкалы угловой скорости двигателя, который помещается ниже оси абсцисс. При постоянной угловой скорости двигателя значение скорости колесной машины на различных передачах обратно пропорционально передаточным числам коробки передач: $v_I/v_{II} = i_{II}/i_I$, $v_{II}/v_{III} = i_{III}/i_{II}$ и т. д., поэтому размер деления шкалы угловой скорости двигателя, например, для первой передачи в i_I раз меньше размера деления шкалы для прямой передачи. Следовательно, масштаб скорости поступательного движения колесной машины будет общим для всех передач, а масштаб угловых скоростей двигателя будет различным для каждой передачи.

Кривые, образующие тяговую характеристику, строятся в зависимости от скорости движения для каждой передачи (I, II, III) отдельно.

Для гусеничных машин (тракторов) тяговая характеристика (рис. 1.16, б) строится по результатам испытаний. По оси абсцисс откладывается касательная сила тяги, развиваемая гусеничной машиной на первой передаче. Такой же длины под осью абсцисс откладывается значение момента $M_{дI}$, подводимого на движитель. С переходом на повышенную передачу скорость трактора возрастает, но изменяется и момент $M_{дII}$, предельное значение которого определяется длиной линии $M_{дII}$ и т. д.

Поступательная скорость движения гусеничной машины при отсутствии буксования и скольжения определяется аналогично скорости колесной машины, т. е.

$$v_{тр} = \omega_k'' r_k'',$$

где ω_k'' – угловая скорость ведущего колеса движителя, рад/с; r_k'' – радиус зацепления ведущих колес гусеничного движителя, м.

Дизельные двигатели, устанавливаемые на современных тракторах, оборудуются всережимными регуляторами частот вращения. Частота вращения двигателя $n_{ен}$, развиваемая в регуляторном режиме, называется номинальной. Мощность и вращающий момент при номинальной частоте вращения называется номинальной мощностью $N_{ен}$ и номинальным вращающим моментом $M_{ен}$. Вращающий момент, передаваемый на движитель, меняется в зависимости от общего передаточного числа трансмиссии.

Регулятор, уменьшая подачу топлива в цилиндры двигателя, понижает эффективную мощность; скоростные характеристики с регуляторной ветвью

называются регуляторными характеристиками двигателя.

Касательная сила тяги P_k при установившемся движении на горизонтальной дороге расходуется на сопротивление качению трактора P_f и полезную силу на крюке $P_{кр}$. Уравнение баланса сил при движении по горизонтальной дороге имеет вид $P_k = P_f + P_{кр}$, откуда можно получить величину силы тяги на крюке: $P_{кр} = P_k - P_f$

Тяговая характеристика трактора.

Тяговые качества гусеничного трактора отражены в его графической характеристике составляемой при испытании. На этой характеристике (рис. 1.17) зависимости от силы тяги на крюке $P_{кр}$ показываются на различных передачах для установившейся скорости v , для тяговой мощности $N_{кр}$, для часового расхода топлива q , для удельного расхода топлива q_e и для коэффициента буксования δ .

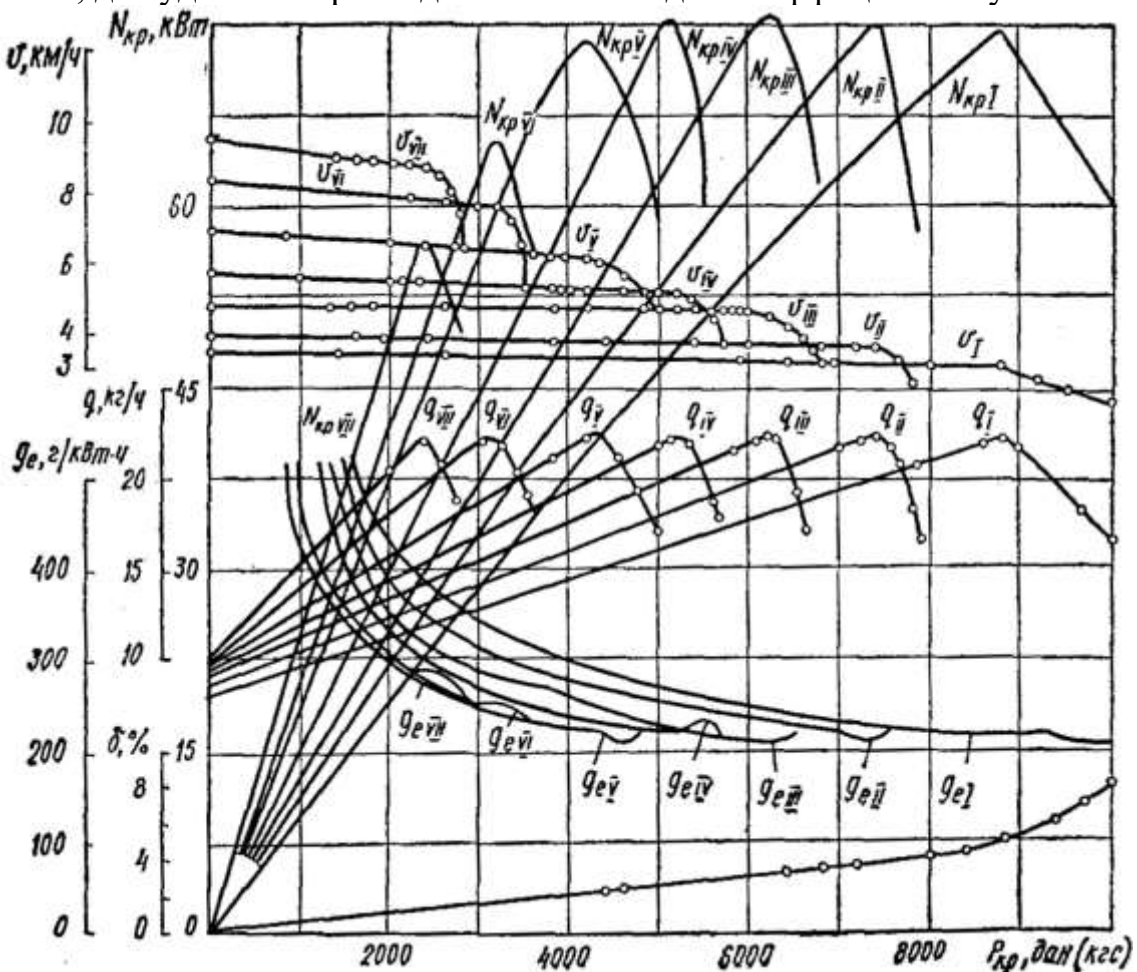


Рис. 1.17. Тяговая характеристика гусеничного трактора, полученная при испытаниях на твердом грунте (по Д. А. Чудакову)

Коэффициент буксования δ учитывает, что при движении трактора звенья гусеницы прогибаются, грунт деформируется и появляется проскальзывание. Этот коэффициент может при испытаниях определяться отношением частоты вращения ведущих колес при работе вхолостую n_b и под нагрузкой n_n

$$\delta = 1 - \frac{v_\phi}{v_r} = \frac{n_n}{n_b}. \quad (152)$$

Тяговая характеристика трактора, представленная на рис. 1.17, свидетельствует о высоких сцепных качествах данного трактора. Кривая буксования δ имеет почти на всем диапазоне тяговых усилий на крюке линейный характер, и на этом ее участке величина буксования не превышает 4%; только на

первой пониженной передаче при очень высоких тяговых усилиях буксование начало расти более интенсивно и величина его поднялась в конце характеристики до 8%.

На всех передачах в точках перегиба кривых тяговых мощностей $N_{кр}$ часовой расход топлива q одинаков и достигает максимального значения. При дальнейшем увеличении нагрузки на крюке он начинает убывать. Это показывает, что двигатель в указанных точках загружался на максимальную мощность. Таким образом, тяговые мощности трактора ограничивались на всех передачах мощностью двигателя.

Наибольшее значение тяговая мощность имеет на III передаче. По мере снижения номера передачи максимальная тяговая мощность несколько уменьшается. Примерно в такой же степени она убывает при переходе на две соседние более высокие передачи. На следующих передачах при скоростях движения свыше 7 км/ч начинается интенсивное снижение максимальной мощности, главным образом в результате роста потерь на качение трактора.

Максимальный тяговый КПД трактора имеет на разных передачах неодинаковые значения. Он может быть определен путем деления соответствующей максимальной тяговой мощности на максимальную мощность двигателя, так как на рассматриваемой характеристике максимальные тяговые мощности получаются на всех передачах при полной загрузке двигателя. При установленной максимальной мощности двигателя по характеристике, снятой перед тяговыми испытаниями, было подсчитано, что на первых четырех передачах максимальный тяговый КПД трактора лежит в пределах 73–76%; такие значения соответствуют обычным показателям гусеничных тракторов на твердых почвах. На шестой передаче максимальный тяговый КПД снизился до 65%, а на седьмой – до 57%.

По результатам тяговых испытаний определяется коэффициент запаса тягового усилия:

$$k_{тяг} = \frac{P_{кр. макс}}{P_{кр. N}},$$

представляющий собой отношение максимального тягового усилия на крюке $P_{кр. макс}$, развиваемого на данной передаче, к тяговому усилию $P_{кр. N}$, получаемому на той же передаче при максимальной тяговой мощности. Величина коэффициента запаса тягового усилия на рассматриваемой тяговой характеристике меняется в зависимости от номера передачи в пределах $k_{тяг} = 1,08 \div 1,16$.

При анализе тяговой характеристики топливная экономичность трактора оценивается по удельному расходу топлива на 1кВтч при наибольшей тяговой мощности и по характеру протекания кривых удельных расходов топлива. На рассматриваемой тяговой характеристике удельные расходы топлива при максимальной тяговой мощности имеют на пяти первых передачах почти одинаковые значения 225 – 235 г/кВтч. Такой расход свидетельствует о хорошей топливной экономичности двигателя и высоком КПД трактора. Кривые $g_c = f(P_{кр})$ имеют относительно пологий характер. Однако удельные расходы топлива возросли на 35 – 50% при уменьшении степени использования тяговой мощности от 100 до 50%. Это показывает, что недостаточная загрузка трактора отрицательно влияет на его топливную экономичность.

Тяговые, опорно-сцепные и геометрические параметры проходимости Общие требования к проходимости колесных и гусеничных машин

Способность автомобиля двигаться по плохим дорогам или в условиях бездорожья, а также преодолевать различные дорожные препятствия называется проходимостью. В зависимости от проходимости современные автомобили условно делятся на три группы. В основу классификации положена так называемая колесная формула, состоящая из двух цифр: первая цифра соответствует общему числу колес автомобиля, а вторая – числу ведущих колес. К первой группе относят автомобили ограниченной (нормальной) проходимости типа 4×2 , ко второй – автомобили повышенной проходимости типов 4×4 , 6×6 , к третьей – автомобили высокой проходимости 8×8 , рассчитанные преимущественно на внедорожную эксплуатацию, имеющие дополнительные устройства и особую компоновку, повышающие проходимость. Проходимость в основном определяется тяговыми и опорно-сцепными, геометрическими параметрами автомобиля, а также зависит от маневренности, устойчивости качества подвески и плавности хода машины.

Колесные тракторы, как тяговые машины, обладают лучшей проходимостью, чем автомобили нормальной и даже повышенной проходимости. Они, как правило, оборудуются колесами на пневматических шинах низкого давления и большого диаметра, в конструкцию дифференциала вводятся механизмы блокировки. Применяя автомобильную классификацию, можно отнести тракторы 4×2 к колесным машинам нормальной проходимости, а тракторы 4×4 – к колесным машинам, обладающим повышенной проходимостью.

Гусеничные тракторы общего назначения могут считаться машинами нормальной проходимости, а их специальные модификации, способные работать на грунтах с низкой несущей способностью, – к машинам высокой проходимости.

Требования к проходимости автомобиля

В зависимости от назначения автомобиля, сферы его применения и специфических условий работы требования, предъявляемые к его проходимости, должны дифференцироваться, так как они не могут быть одинаковыми для автомобилей всех типов. Для движения автомобиля по горизонтальной дороге необходимо, чтобы тяговое усилие на ведущих колесах P_k было бы больше силы сопротивления качению P_f и одновременно было бы меньше или равно силе сцепления шины с грунтом P_Φ .

При движении в тяжелых дорожных условиях значения величин P_f и P_Φ близки друг к другу, в связи с чем очень важно повысить силу сцепления \bar{P}_Φ , которая зависит от поверхностного трения шины и сцепления грунтозацепов (выступов) протектора с грунтом, и уменьшить силу \bar{P}_f , значение которой зависит в основном от степени деформации грунта шиной, что определяется значением удельного давления на грунт.

Уменьшение удельного давления на грунт в пределах контакта шины с дорогой можно достигнуть путем уменьшения внутреннего давления в шине, что способствует увеличению площади опорной поверхности, а также применением широкопрофильных или арочных шин с централизованной системой

регулирования давления воздуха. Давление в таких шинах обычно регулируется на ходу с места водителя. Шины с регулируемым давлением воздуха целесообразно применять на автомобилях, предназначенных для работы в широком диапазоне изменения дорожных условий. Недостатком широкопрофильных шин является повышенная интенсивность износа в зоне контакта и меньшая боковая устойчивость по сравнению со сдвоенными шинами. Применение арочных шин на ведущих колесах обычного автомобиля с колесной формулой 4×2 приравнивает его по проходимости тяговым качествам к полноприводным автомобилям. Следует иметь в виду, что развитые грунтозацепы у некоторых моделей арочных шин вызывают сильную вибрацию ходовой части и узлов трансмиссии автомобиля при движении по дорогам с асфальтобетонным покрытием.

С увеличением дорожных сопротивлений при движении автомобиля динамический фактор D должен быть достаточным для их преодоления. Управляемые колеса должны поворачиваться легко и свободно на достаточно большие углы при движении автомобиля по узким проездам и дорогам. Ходовая часть, система управления, трансмиссия и двигатель должны быть надежно защищены от проникновения в них воды, дорожной грязи и пыли. Различные приспособления в виде специальных лебедок самовытаскивания, цепей противоскольжения и т. д. существенно влияют на проходимость автомобиля.

Конструктивные особенности колесных машин, существенно влияющие на их проходимость в условиях плохих дорог или бездорожья, называются геометрическими параметрами проходимости. К ним относятся: радиусы продольной $R_{пр}$ и поперечной $R_{поп}$ проходимости, передний α_n и задний β_n углы проходимости, вертикальный дорожный просвет и показатели маневренности – ширина полосы движения на повороте и наименьший радиус поворота R_{min} .

Радиусы продольной и поперечной проходимости $R_{пр}$ и $R_{поп}$ (рис. 1.18) показывают очертание препятствия, которое, не задевая, может преодолеть колесная машина. Величины радиусов соответствуют окружностям, проведенным касательно к колесам и нижним точкам в средней части автомобиля. Чем меньше $R_{пр}$ и $R_{поп}$, тем лучше проходимость машины.

Передний и задний углы проходимости α_n и β_n характеризуют проходимость машины в момент въезда на препятствие или съезда с него. Углы проходимости образуются опорной поверхностью и плоскостями, касательными к колесам. Чем выше α_n и β_n , тем лучше проходимость машины.

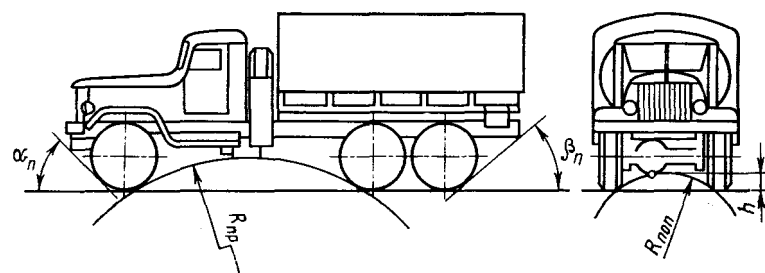


Рис. 1.18. Геометрические показатели проходимости автомобиля

Вертикальный дорожный просвет h представляет собой расстояние между нижними точками машины и плоскостью дороги. Вертикальные просветы

грузовых автомобилей обычной проходимости равны 240–300 мм и повышенной проходимости – 265 – 350 мм, а у специальных автомобилей высокой проходимости доходят до 400 мм и выше.

У промышленных тракторов и тракторов повышенной проходимости величина дорожного просвета в большинстве случаев превышает 400 мм. Для увеличения дорожного просвета применяют колеса большого диаметра и разнесенную главную передачу с бортовыми редукторами.

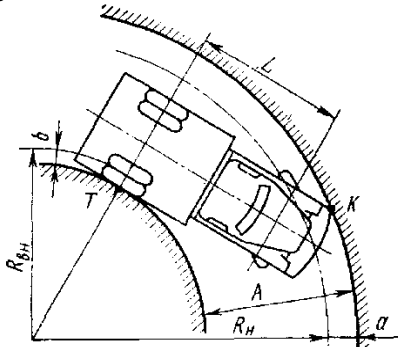


Рис. 1.19. Показатели маневренности автомобиля

Максимальная ширина полосы движения A (рис. 1.19) – наименьшая ширина пространства, необходимая для движения автомобиля или автопоезда. На повороте ширина полосы движения ограничивается траекториями двух точек K и T , описываемых наиболее выступающими частями машины. Показателями маневренности автомобиля являются минимальный радиус поворота наружного переднего колеса R_n , минимальный радиус поворота внутреннего заднего колеса $R_{вн}$ и наибольший выход отдельных частей за траекторию наружного R_n и внутреннего $R_{вн}$ радиусов (расстояния a и b).

Наибольшая ширина полосы движения $A = R_n - R_{вн} + a + b$.

У большинства автомобилей предельный угол управляемых колес приблизительно равен 30° . Следовательно, наименьший радиус поворота внешнего направляющего колеса (рис. 1.19) составит $R_{min} \approx 2L$. Уменьшение базы автомобиля увеличивает его маневренность, сокращает размеры площади, необходимой для маневрирования в стесненных условиях строительных площадок, карьеров и т. д.

Влияние конструктивных показателей машины на проходимость

Конструктивные особенности выпускаемых отечественной промышленностью колесных машин в большой степени влияют на проходимость. Изменение в конструкции машины величины дорожного просвета, изменение углов свеса, увеличение количества ведущих мостов, применение блокировки дифференциала, широкопрофильных и арочных шин и пневмокатков в значительной мере увеличивают проходимость.

Движение по пересеченной местности колесных машин типов 4×2 и 6×6 без отрыва колес от грунта ограничивается максимально допустимыми перекосами осей, которые зависят от типа применяемых подвесок. При независимой и балансирной подвесках эти перекосы больше, что способствует повышению проходимости, так как колеса лучше приспособляются к неровностям дороги.

Движение машины с колесной формулой 4×2 ставит в неодинаковые положения ведомые и ведущие колеса. Ведомые колеса значительно хуже

преодолевают вертикальные препятствия, чем ведущие, что объясняется тем, что ведущие колеса стремятся преодолеть препятствия, как бы вкатываясь на него, а ведомые колеса упираются в препятствие. На рис. 1.20 показаны схемы сил, действующих на ведомое и ведущее передние колеса машины при преодолении вертикального препятствия высотой h . На ведомое колесо (рис. 1.20, а) действуют: T – толкающая сила; R – реакция препятствия, которая раскладывается на силы Z и X – вертикальную и горизонтальную составляющие реакции.

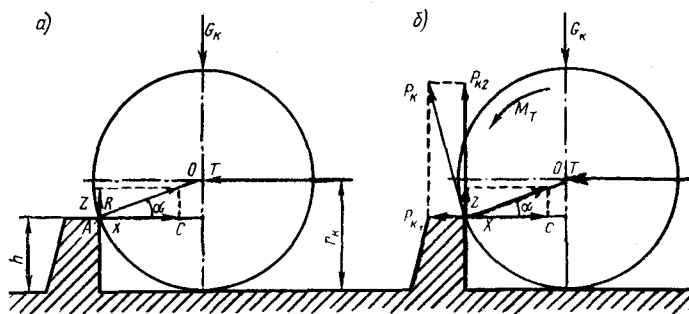


Рис. 1.20. Силы, действующие на ведомое (а) и ведущее (б) колеса при преодолении вертикального препятствия

Условие равновесия колеса выражается зависимостями $Z = G_k$; $X = T$.

Силы, действующие на колесо, связаны между собой равенствами: $Z = X \operatorname{tg} \alpha = T \operatorname{tg} \alpha$; $G_k = T \operatorname{tg} \alpha$, откуда $T = G_k / \operatorname{tg} \alpha$.

Из треугольника AOC определим $\operatorname{tg} \alpha = OC/AC = (r_k - h)/AC$, откуда

$$AC = \sqrt{AO^2 - OC^2} = \sqrt{r_k^2 - r_k^2 + 2r_k h - h^2} = \sqrt{2r_k h - h^2},$$

следовательно,

$$\operatorname{tg} \alpha = (r_k - h) / \sqrt{2r_k h - h^2}.$$

Таким образом,

$$T = G_k / \operatorname{tg} \alpha = G_k \sqrt{2r_k h - h^2} / (r_k - h).$$

Из формулы видно, что при $h = r_k$ сила T становится бесконечно большой и при наезде на препятствие ведомое колесо не сможет его преодолеть.

На переднее ведущее колесо кроме сил G_k и T действует момент M_k , вследствие чего появляется касательная сила тяги P_k (рис. 1.20, б). Разложим силу P_k на составляющие: P_{k1} – горизонтальную и P_{k2} – вертикальную. Под действием сил G_k и T возникают такие же реакции, как и при движении ведомого колеса реакции Z и X . Спроецировав все силы на вертикальную и горизонтальную оси, получим

$$T = X - P_{k1}, \quad G_k = Z + P_{k2}.$$

Возникновение дополнительной силы P_{k2} позволяет ведущему колесу преодолевать препятствие с высотой $h = r_k$, а сила P_{k1} уменьшает составляющую силы сопротивления движению X .

Образование колеи при движении по мягким грунтам сопровождается значительным сопротивлением ведомых и ведущих колес. Несовпадение колеи передних и задних колес также увеличивает сопротивление движению машин, особенно, если задние ведущие колеса оборудованы двумя скатами. Экспериментально установлено, что разница в ширине передней и задней колеи односкатных колес не должна превышать 25–32% ширины шины.

Опорно-тяговые показатели проходимости

При движении автомобиля (колесного трактора) по плохим дорогам и бездорожью увеличивается сила сопротивления качению P_f , для преодоления которой требуется сила тяги P_k , близкая по своему значению сцепной силе P_ϕ . Движение колесной машины при установившемся движении по горизонтальной дороге может быть выражено следующим условием: $P_f \leq P_k \leq P_\phi$, т. е. необходимо, чтобы сила тяги на ведущих колесах была бы больше силы сопротивления качения и одновременно была бы меньше или равна силе сцепления шины с грунтом.

Максимальная сила тяги, получаемая на колесах современных машин, ограничивается практически только сцепными возможностями колес. Следовательно, условие проходимости будет определяться сцепным весом машины с колесной формулой 4×2 , приходящимся на ведущие колеса. Считая, что скорость движения в условиях, близких к буксованию, невелика, можно принять $G_a f_a < G_2 \phi_a$ или $f_a / \phi_a = G_2 / G_a$, где G_2 – сцепной вес, приходящийся на ведущие колеса.

Отношение G_2 / G_a называется коэффициентом сцепного веса. Наибольшего значения этот коэффициент достигает у полноприводных машин с колесными формулами 4×4 , 6×6 , 8×8 , в состав трансмиссии которых устанавливается дополнительная раздаточная коробка с понижающими передачами $G_2 / G_a = 1$. Условие проходимости полноприводных колесных машин для движения по горизонтальной дороге может быть выражено неравенством $G_a f_a < G_a \phi_a$, откуда $f_a / \phi_a < 1$, а при движении на уклонах $G_a (f_a \pm i_{\text{под}}) < G_a \phi_a \cos \alpha$ или $(f_a \pm i_{\text{под}}) / (\phi_a \cos \alpha) < 1$.

Следовательно, автомобили или колесные тракторы со всеми ведущими колесами, имеющие большой коэффициент сцепного веса, обладают лучшей проходимостью.

Применение прицепов, которые увеличивают общий вес автомобильного или тракторного поезда, но не изменяют сцепного веса машины, существенно снижает их проходимость. На проходимость колесных машин существенно влияет установка межколесных или межосевых дифференциалов, позволяющих колесам или ведущим мостам вращаться с различными угловыми скоростями.

Принципиальным недостатком дифференциального привода является его отрицательное влияние на тяговые качества машины, когда ведущие колеса одного моста попадают в неодинаковые условия сцепления с дорогой. При этом одно из колес или один из ведущих мостов оказывается в состоянии плохого сцепления с грунтом, что ограничивает касательную силу тяги остальных колес. В этом случае величина силы тяги может оказаться недостаточной для преодоления дорожного сопротивления.

Рассмотрим действие межколесного дифференциала, устанавливаемого на ведущих мостах автомобилей и колесных тракторов. Дифференциал позволяет распределять крутящий момент между ведущими колесами следующим образом: $M_1 = 0,5(M + M_{\text{тр}})$ и $M_2 = 0,5(M - M_{\text{тр}})$, где M_1 – крутящий момент на колесе, имеющем меньшую частоту вращения, Нм; M_2 – крутящий момент на колесе, имеющем большую частоту вращения, Нм; M – крутящий момент на ведомой шестерне главной передачи, Нм; $M_{\text{тр}}$ – момент трения в дифференциале, возникающий вследствие относительного движения его элементов, Нм.

Трение в дифференциалах является в известной мере полезным, так как дает возможность передать большую величину крутящего момента на небуксующее

колесо, но в простых дифференциалах величина тяговой силы на небуксующем колесе будет больше, чем на буксующем, всего лишь на 4–6%. Вследствие этого касательная сила тяги по сцеплению ведущего моста будет ограничена минимальной сцепной силой одного из колес $P_{\varphi T} = 2P_{\varphi \min}$.

На некоторых автомобилях и почти на всех тракторах в настоящее время применяется принудительная блокировка дифференциала. Кратковременное выключение дифференциала из работы позволяет улучшить проходимость колесной машины, так как обе полуоси ведущих колес соединяются в единый вал и оба колеса вращаются с одинаковой угловой скоростью.

Блокировка дифференциала позволяет более полно использовать сцепные возможности обоих колес и таким образом повысить проходимость машины. В этом случае касательная сила тяги возрастет до максимального значения сцепной силы одного из колес:

$$P_{\varphi \text{ бл}} = P_{\varphi \min} + P_{\varphi \max},$$

где $P_{\varphi \min}$ – минимальная сила тяги по сцеплению 1-го колеса; $P_{\varphi \max}$ – максимальная сила тяги по сцеплению 2-го колеса, находящегося в лучших дорожных условиях; $P_{\varphi \text{ бл}}$ – сила тяги по сцеплению при заблокированном дифференциале.

Эффективность блокировки выразится отношением

$$\varepsilon_{\text{ бл}} = P_{\varphi \text{ бл}} / P_{\varphi T} = (P_{\varphi \min} + P_{\varphi \max}) / (2P_{\varphi \min}) = 0,5(1 + P_{\varphi \max} / P_{\varphi \min}).$$

Суммарная сила тяги колес при заблокированном дифференциале в реальных дорожных условиях увеличивается примерно на 20–25 %.

Сила тяги ведущих колес P_k , ограничиваемая сцепной силой P_{φ} , влияет на динамический фактор D_a , величина которого не может быть больше динамического фактора по сцеплению колес с дорогой D_{φ} :

$$\psi \leq D_a \leq D_{\varphi},$$

Динамический фактор по сцеплению

$$D_{\varphi} = \varphi_a G_2 \cos \alpha / G_a,$$

где α – угол подъема дороги, град; G_2 – сила тяжести, приходящаяся на ведущие колеса, Н; G_a – сила тяжести автомобиля с полной нагрузкой, Н.

Силу тяжести на ведущих колесах автомобиля можно повысить, сместив центр тяжести в сторону ведущей оси.

Для полноприводных автомобилей и колесных тракторов

$$D'_{\varphi} = \varphi_a G_a \cos \alpha / G_a = \varphi_a \cos \alpha,$$

где φ_a – коэффициент сцепления колеса с дорогой.

Устойчивость и управляемость

Поперечная устойчивость машины

Под устойчивостью колесной или гусеничной машины понимается ее способность двигаться в разнообразных условиях без опрокидывания и без бокового скольжения колес всех осей автомобиля или одной из них. В зависимости от направления опрокидывания и скольжения различают продольную и поперечную устойчивость. Более вероятна и более опасна потеря поперечной устойчивости, которая выражается в заносе или боковом опрокидывании машины.

Поперечная устойчивость машины – способность сохранять заданное движение без опрокидывания, сползания, заноса при движении на повороте, а

также при боковом перемещении и сползании на уклоне.

В первом случае автомобиль движется равномерно по кривой с постоянным углом поворота со скоростью v_a . При этом дорожное полотно поперечного уклона не имеет.

Автомобиль, совершающий поворот вокруг оси $O-O$ (рис. 1.21), подвергается воздействию центробежной силы $P_{ц}$, которая может вызвать опрокидывание или занос. Центробежная сила

$$P_{ц} = m_a v_a^2 / R = G_a v_a^2 / gR, \quad (7)$$

где m_a – масса автомобиля; R – радиус поворота.

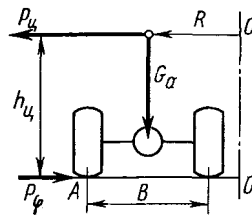


Рис. 1.21. Схема сил, действующих на автомобиль при повороте

В связи с тем, что в плоскости дороги действует сила P_{ϕ} сцепления колеса с дорогой, опрокидывание автомобиля произойдет относительно точки A , если $P_{\phi} > P_{ц}$. Начало опрокидывания возникает тогда, когда опрокидывающий момент $P_{ц} h_{ц}$ будет равен моменту, удерживающему $G_a B / 2$, т. е. $P_{ц} h_{ц} = G_a B / 2$, где $h_{ц}$ – высота центра тяжести машины; B – величина колеи машины, откуда

$$P_{ц} = G_a B / (2h_{ц}).$$

Подставив в данное уравнение значение $P_{ц}$ из зависимости, получим

$$G_a v_a^2 / (gR) = G_a B / (2h_{ц}).$$

Следовательно, максимальная (критическая) скорость движения автомобиля на повороте, при которой начнется опрокидывание:

$$v_{a \text{ кр}} = \sqrt{g R B / (2h_{ц})}.$$

Начало бокового скольжения может возникнуть тогда, когда сцепная сила P_{ϕ} станет меньше или равна силе центробежной $P_{ц}$, т. е.

$$P_{ц} \geq P_{\phi} = G_a \varphi.$$

Из уравнений можно определить максимальную (критическую) скорость $v'_{a \text{ кр}}$ движения автомобиля, при которой начнется боковое скольжение:

$$G_a \varphi = G_a v'_{a \text{ кр}} / (gR) \text{ и } v'_{a \text{ кр}} = \sqrt{\varphi_a R g}.$$

Поперечная устойчивость колесных и гусеничных машин характеризуется также величинами предельных углов косогоров α , при которых машины могут передвигаться, не опрокидываясь. Движение гусеничной машины по дороге с поперечным уклоном α рассматривается на рис. 1.22. Из условия равновесия машины относительно нижней боковой кромки левой гусеницы (точка O) получим

$$G_{тр} \sin \alpha h_{ц} - G_{тр} \cos \alpha \cdot 0,5 (B + b) = 0.$$

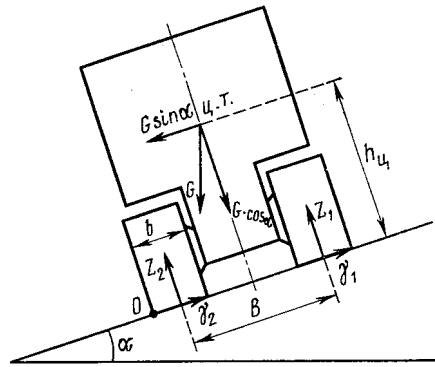


Рис. 1.22. Схема сил, действующих на трактор при движении на поперечном уклоне

Начало опрокидывания машины вокруг точки O произойдет в момент, когда $Z_1=0$. При этом

$$G_{\text{тр}} \sin \alpha h_{\text{ц}} = G_{\text{тр}} \cos \alpha \cdot 0,5 (B + b),$$

где B – величина колеи, м; b – ширина гусеницы, м.

Предельный угол α поперечного уклоне, при котором начнется опрокидывание, определяется по тангенсу этого угла:

$$\operatorname{tg} \alpha = [0,5 (B + b)] / h_{\text{ц}}.$$

Следовательно, чем больше B и b и меньше $h_{\text{ц}}$, тем устойчивее машина.

Опрокидыванию машины может предшествовать ее сползание, если соблюдается условие

$$P_{\varphi} = \gamma_1 + \gamma_2 < G_{\text{тр}} \sin \alpha,$$

где γ_1 и γ_2 – боковые реакции дороги на ходовые органы машины.

Возможность сползания трактора вследствие скольжения ходовой части по дороге характеризуется уравнением проекций всех сил на ось, параллельную поверхности дороги:

$$G_{\text{тр}} \sin \alpha = \gamma_1 + \gamma_2.$$

Наибольшее значение величин реакций $\gamma_1 + \gamma_2$ можно определить из выражения

$$\gamma_1 + \gamma_2 = G_{\text{тр}} \varphi_1 \cos \alpha,$$

где φ_1 – коэффициент, характеризующий боковое сцепление гусеничного движителя с дорогой.

Следовательно, условие, при котором трактор еще не будет сползать, имеет вид

$$G_{\text{тр}} \sin \alpha \leq G_{\text{тр}} \varphi_1 \cos \alpha,$$

откуда предельный угол, на котором не произойдет сползания, $\operatorname{tg} \alpha \leq \varphi_1$

Величина коэффициента сцепления φ_1 зависит от механических свойств дороги и конструкции ходовых органов. По действующим нормам безопасности углы поперечной статической устойчивости для колесных и гусеничных тракторов должны быть не менее 40° .

Продольная устойчивость машины

Под продольной устойчивостью машины подразумевается ее способность двигаться по уклону без опрокидывания вокруг осей, проходящих через точки опор передних или задних колес, или вокруг тех же осей переднего или заднего опорных катков гусеничного движителя с последующим опрокидыванием через тяговые или натяжные звездочки. Случай ускоренного движения автомобиля на

подъем, вследствие чего может быть потеря продольной устойчивости и опрокидывание машины вокруг задней оси O_2 , рассмотрен на рис. 1.23.

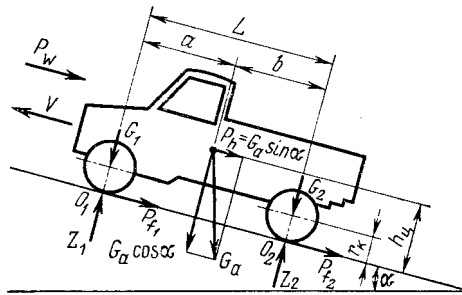


Рис. 1.23. Устойчивость автомобиля в продольной плоскости

Если пренебречь силами сопротивления воздушной среды P_w и сопротивления качению P_f , то в момент опрокидывания реакции Z_1 передних колес должны быть равны нулю. Тогда условием статического опрокидывания автомобиля вокруг оси O_2 без учета деформации подвески будет

$$G_a \sin \alpha h_{ц} > G_a \cos \alpha b.$$

Из этого соотношения определяется угол подъема α , при котором возможно опрокидывание автомобиля: $\operatorname{tg} \alpha = b/h_{ц}$.

Если $\operatorname{tg} \alpha > b/h_{ц}$, то опрокидывание неизбежно.

Учитывая, что максимальное значение угла подъема для современных автомобилей и колесных тракторов не превышает 45° ($\operatorname{tg} \alpha = 1$), формула примет вид: $h_{ц} > b$. Следовательно, во избежание продольного опрокидывания высота центра тяжести не может превышать расстояния от центра тяжести автомобиля до задней оси.

Приведенные зависимости не учитывают возможности буксования ведущих колес машины. Практически до начала опрокидывания наступает буксование колес при движении на подъеме, и машина сползает назад вследствие недостаточного сцепления колес с дорогой. При этом сила сцепления ведущих колес машины с колесной формулой 4×2 равна

$$P_{\varphi 2} = G_2 \varphi_a = Z_2 \varphi_a = G_a a \varphi_a \cos \alpha / L,$$

где G_2 – вес машины, приходящийся на ведущие колеса.

Приравняв эту силу составляющей, направленной параллельно дороге, $G_a \sin \alpha$, определим тангенс угла, при котором начнется сползание: $G_a \sin \alpha = G_a a \varphi_a \cos \alpha / L$, откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = a \varphi_a / L,$$

где a – расстояние от центра тяжести до передней оси машины; φ_a – коэффициент сцепления; L – база машины.

Для полноприводных автомобилей и колесных тракторов сцепная сила зависит от силы тяжести автомобиля (трактора) и коэффициента сцепления $P_{\varphi} = G_a \varphi_a$. Исходя из этого равенство сдвигающей и сцепной сил $G_a \varphi_a \cos \alpha = G_a \sin \alpha$ позволяет определить тангенс угла, при котором начнется продольное сползание полноприводной машины: $\operatorname{tg} \alpha = \varphi_a$.

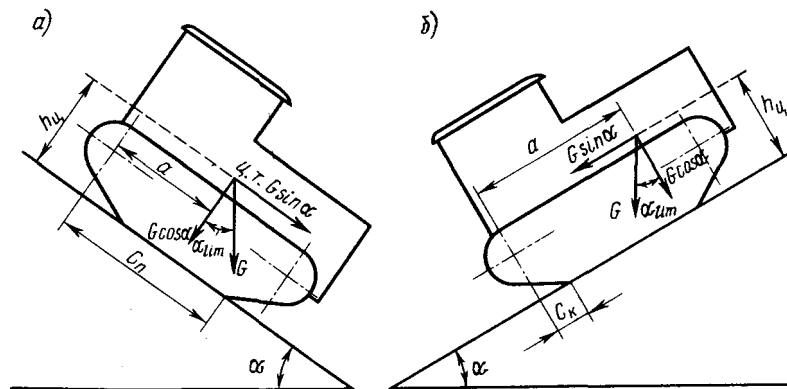


Рис. 1.24. Устойчивость трактора в продольной плоскости на уклоне (а), на подъеме (б)

Схема гусеничного трактора с полужесткой подвеской, находящегося на предельном уклоне, показана на рис. 1.24, а, а на подъеме – на рис. 1.24, б. При этом вектор силы тяжести $G_{тр}$ проходит через переднюю или заднюю кромку опорных поверхностей гусениц. Тогда предельный статический угол уклона и подъема составит соответственно

$$\operatorname{tg} \alpha_{lim} = (C_n - a) / h_u$$

и

$$\operatorname{tg} \alpha = (a - C_k) / h_u,$$

где C_n и C_k – соответственно расстояния передней и задней кромок опорных поверхностей гусениц до плоскости, проведенной через геометрическую ось ведущих колес.

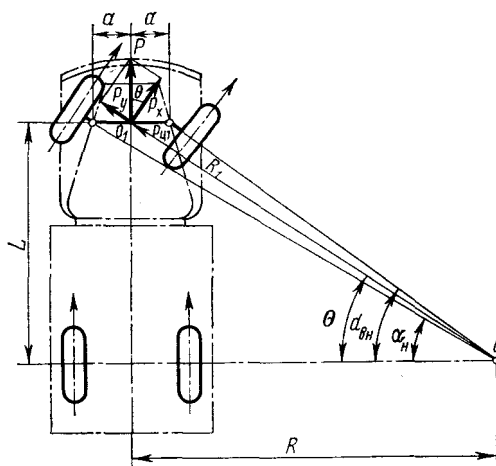


Рис. 1.25. Схема поворота автомобиля с передними управляемыми колесами

Если статические углы подъема и уклона будут больше значений, определяемых формулами, то это еще не означает аварийного опрокидывания трактора, так как, повернувшись относительно кромок, трактор сядет на наклонные задние или передние ветви гусениц. Для тракторов с полужесткой подвеской предельные статические углы α_{lim} находятся в пределах $\alpha_{lim} = 35 \div 45^\circ$.

Благодаря высоким сцепным качествам гусеничных тракторов их продольная устойчивость против сползания не ниже, чем против опрокидывания.

Устойчивость трактора

Результирующая нормальная реакция Y дороги (грунта), по которой движется трактор, обычно не совпадает с серединой опорной длины гусеницы, а смещена по отношению к ней. Точка приложения этой результирующей называется центром давления трактора $D_{ц}$, а продольное расстояние от середины опорной длины гусеницы называется смещением центра давления x_D .

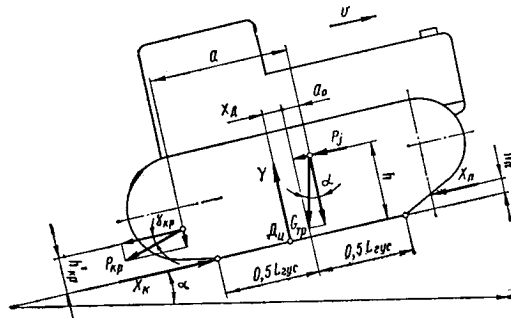


Рис. 1.26. Схема сил и реакций, действующих в продольной плоскости на гусеничный трактор в общем случае движения

На схеме рис. 1.26 приведен общий случай прямолинейного движения, когда гусеничный трактор с прицепом движется ускоренно на подъем, угол наклона которого к горизонту α . В этом случае на трактор действуют в продольно-вертикальной плоскости следующие внешние силы и реакции:

вес трактора $G_{тр}$; он разложен на две составляющие: параллельную поверхности пути $G_{тр} \sin \alpha$ и перпендикулярную этой поверхности $G_{тр} \cos \alpha$;

сила инерции P_i поступательно движущихся масс трактора;

тяговое усилие на крюке $P_{кр}$; сила $P_{кр}$ перенесена в условную точку прицепа и разложена на две составляющие: параллельную поверхности пути $P_{кр} \cos \gamma_{кр}$ $\alpha \approx P_{кр}$ и перпендикулярную этой поверхности $P_{кр} \sin \gamma_{кр}$;

реакции грунта, параллельные поверхности пути: толкающая сила x_k и составляющая лобового сопротивления x_n ;

реакция Y , нормальная к поверхности пути; она является результирующей всех нормальных реакций грунта, действующих на отдельные звенья гусениц, включая нормальную составляющую лобового сопротивления.

Точки приложения указанных сил и реакций и их направления показаны на схеме (рис. 1.26). Величина x_D смещения центра давления определяется из уравнения моментов действующих на трактор внешних сил и реакций относительно центра давления $D_{ц}$;

$$G_{тр} \cos \alpha (x_D + a_0) - (G_{тр} \sin \alpha + P_i) h - P_{кр} h_{кр} - x_n h_n - P_{кр} \sin \gamma_{кр} (a - a_0 - x_D) = 0,$$

где a – продольная координата центра тяжести трактора относительно геометрической оси ведущих колес гусениц; a_0 – продольный вынос центра тяжести трактора относительно середины опорной длины гусениц; a_0 – имеет положительное значение, если центр тяжести вынесен вперед, и отрицательное значение, если он вынесен назад; h и $h_{кр}$ – соответственно вертикальные координаты центра тяжести трактора и условной точки прицепа; h_n – плечо составляющей лобового сопротивления x_D .

Отсюда, пренебрегая величиной $x_n h_n$, ввиду малости плеча h_n , получим, что смещение центра давления

$$x_D = \frac{(G_{\text{тр}} \sin \alpha + P_f) h + P_{\text{кр}} (h'_{\text{кр}} + a \sin \gamma_{\text{кр}})}{G_{\text{тр}} \cos \alpha + P_{\text{кр}} \sin \gamma_{\text{кр}}} - a_0.$$

Предельный угол подъема α , на котором заторможенный гусеничный трактор без прицепов может стоять не опрокидываясь (рис. 1.27, а), характеризуется смещением центра давления D_c в заднюю кромку опорной поверхности гусениц, а продольный угол спуска (рис. 1.27, б) – смещением центра давления D_c в переднюю кромку.

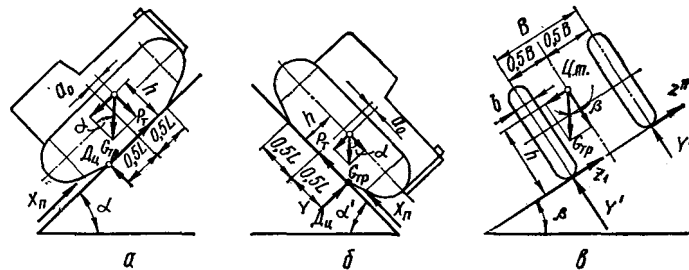


Рис. 1.27. Схема сил, действующих на гусеничный трактор при стоянке:
а – на подъеме; б – на спуске; в – на поперечном уклоне

Из уравнений равновесия относительно центра давления следует, что

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{0,5L + a_0}{h} ; \\ \operatorname{tg} \alpha' &= \frac{0,5L - a_0}{h} , \end{aligned} \right\}$$

где a_0 – продольное расстояние от центра тяжести трактора до середины опорных поверхностей гусениц; L – длина опорной поверхности гусениц.

Формула справедлива только для тракторов с полужесткой подвеской остова.

Предельные статические углы продольной устойчивости гусеничных тракторов с полужесткой подвеской остова составляют 35–45°, а для тракторов с эластичной подвеской 30–35°.

Предельный статический угол поперечного уклона β , на котором трактор может стоять, не опрокидываясь набок и не скользя вниз, находят из уравнения моментов относительно возможной оси опрокидывания (рис. 1.27, в):

$$G_{\text{тр}} \sin \beta h - \frac{B}{2} G_{\text{тр}} \cos \beta = 0,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{B}{2h},$$

где B – ширина колеи трактора.

Управляемость колесной машины

Управляемостью колесной машины называется совокупность свойств конструкции, обеспечивающих сохранение ее движения по траектории, заданной управляемыми колесами. Управляемость колесной машины зависит в основном от кинематической связи между управляемыми колесами, осуществляемой рулевой трапецией, увода колес, стабилизации и колебаний управляемых колес.

На рис. 1.25 показана схема поворота колесной машины при условии, что все колеса вращаются без бокового скольжения и без боковых деформаций шин. В этом случае мгновенный центр поворота (точка O) находится на пересечении перпендикуляров к направлению движения всех его колес. Передние управляемые колеса отклоняются от нейтрального положения на разные углы α_n

и $\alpha_{\text{вн}}$, так как при повороте машины они находятся на различных расстояниях от центра поворота. При этом должно соблюдаться условие

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{н}} - \operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = 2a/L.$$

Соблюдение этого условия обеспечивается рулевой трапецией, конструкция которой с достаточным приближением позволяет поворачивать управляемые колеса на неодинаковые углы при больших углах поворота, наиболее часто встречающихся в процессе эксплуатации машины. При малых углах поворота ($12-15^\circ$) оба колеса поворачиваются примерно на одинаковые углы, что позволяет использовать в расчетах средний угол поворота θ .

Если условие (12) не соблюдается, т. е. управляемые колеса поворачиваются на равные углы, то движение колесной машины при повороте будет сопровождаться боковым скольжением направляющих колес, затрудняющим поворот, повышающим износ шин и расход топлива.

В машинах повышенной проходимости, где управляемые колеса являются одновременно и ведущими, толкающие силы передних колес не дают боковых составляющих, стремящихся отклонить колеса от заданного направления. Этим обеспечивается лучшая управляемость на повороте машин с передними ведущими колесами.

Принципы выбора режима движения, плавность хода

Показатели плавности хода автомобиля

Неровности автомобильных дорог с интенсивной эксплуатацией возникают обычно на некоторых участках через один-два года после постройки дороги и бывают двух видов: микронеровности (высота 3 – 5 мм и длина 8 – 10 мм) и волны (высота 10 – 12 мм, длина 5 – 8 мм). Особенно ощутимыми вибрация и колебания становятся на дорогах с булыжным и гравийным покрытием, на поврежденных участках асфальтобетонных дорог и т. д. Способность автомобиля (трактора) двигаться с заданными эксплуатационными скоростями и поглощать возникающие колебания и вибрацию, вредно влияющие на здоровье водителя и пассажиров и сохранность грузов, называется плавностью хода машины.

Колебания автомобиля можно разделить на низкочастотные (приблизительно до 15–18 Гц) и высокочастотные (вибрации). С высокой частотой преимущественно колеблются неподрессоренные массы колес и мостов (осей), находящихся между рессорами и шинами, а с низкой – поддрессоренные массы (кузов).

Действие колебаний на организм человека зависит от их частоты, амплитуды, продолжительности действия и направления. Оптимальная частота колебаний для человека составляет 1,7 – 2,5 Гц. Одним из основных эксплуатационных требований, предъявляемых к современным автомобилям, является повышение плавности хода и улучшение комфортабельности (удобства) езды.

Оценка плавности хода машины производится по параметрам вертикальных и угловых колебаний кузова. Колебательные движения машины, действующие на человеческий организм, пока оцениваются субъективно. В настоящее время ведутся поиски единого параметра оценки плавности хода, который установит количественную связь между физиологическими воздействиями колебаний на

человеческий организм, характером этих колебаний и конструктивными особенностями машины.

Плавность хода машины представляет собой многомассовую колебательную систему, которая оценивается следующими измерителями: периодом колебаний или частотой, амплитудой, скоростью, ускорением колебаний и скоростью нарастания ускорений колебаний.

Период колебаний T (с) – это промежуток времени, за который колеблющееся тело (кузов) проходит ближайшие одинаковые положения (полное колебательное движение). О повторяемости колебаний можно судить по периоду T , измеряемому в секундах. Иногда в расчетах вместо периода колебаний используют угловую (циклическую) частоту колебаний $\omega = 1/T$ (Гц) или техническую частоту n , т. е. число колебаний в минуту (кол/мин):

$$n = 60/T.$$

Амплитуда колебаний z_{\max} (м) – наибольшее отклонение (перемещение) колеблющегося тела (кузова) от положения равновесия.

Скорость колебаний v_k (м/с) – первая производная перемещения по времени.

Ускорение колебаний i (м/с²) – вторая производная перемещения по времени, т. е. производная скорости по времени.

Скорость нарастания ускорений колебаний i' (м/с³) – третья производная перемещения по времени, т. е. производная ускорения колебаний по времени.

Существуют несколько норм оценок ощущений человеком плавности хода машины: приближенная шкала оценки ощущений по ускорениям, оценка ощущений по средней продолжительности их действия и т. д. Однако все виды оценочных ощущений могут служить лишь для приближенной оценки плавности хода, так как они основаны на сравнительно ограниченном статистическом материале, и, кроме того, колебания машины, воспринимаемые человеком, являются, как правило, случайными, имеют широкий частотный спектр, сложный по направлению действия. Нормы измерителей ощущений плавности хода, разработанные за последние годы, качественнее отвечают предъявляемым требованиям, но разработка еще далека до завершения. Связь между отдельными измерителями плавности хода машины может быть установлена путем рассмотрения гармонического колебания тела с одной степенью свободы (рис. 1.28) весом G , расположенного на пружине, имеющей жесткость c (Н/м).

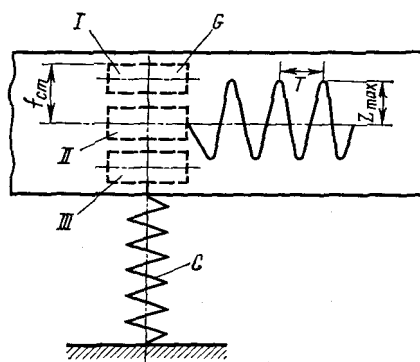


Рис. 1.28. Колебания тела с одной степенью

При свободном состоянии пружины тело занимало верхнее положение (положение I), а в состоянии равновесия системы пружина под действием силы

веса G приобрела статический прогиб $f_{ст}$ и тело заняло положение II

$$f_{ст} = G/c.$$

Выведем тело из состояния равновесия (положение III), сжав пружину и отпустив ее. Тело начнет колебаться в вертикальном направлении. Если колеблющееся тело связать с самописцем, то на бумажной ленте получится кривая колебаний этого тела. На этой ленте можно выделить две характерные величины: амплитуду z_{max} равную наибольшему отклонению тела от положения равновесия, и период T , равный промежутку времени между ближайшими одинаковыми положениями этого тела (например, крайними верхними).

Для данного случая дифференциальное уравнение колебательного движения

$$m = d^2z/dt^2 + cz = 0, \text{ решение которого } z = z_{max} \sin \sqrt{\frac{c}{m}} t,$$

где z_{max} – максимальная амплитуда, м; t – время колебания, с.

Величина $\sqrt{c/m}$ в уравнении есть угловая частота свободных колебаний ω (1/с), следовательно, формулу можно записать так:

$$z = z_{max} \sin \omega t.$$

Из этого уравнения можно установить следующую зависимость между отдельными измерителями плавности хода при гармоническом колебании:

скорость колебаний (м/с) $v_n = dz/dt = z_{max}\omega \cos \omega t$;

ускорение колебаний (м/с²) $j = d^2z/dt^2 = -z_{max}\omega^2 \sin \omega t$;

скорость нарастания ускорений (м/с³) $j' = d^3z/dt^3 = -z_{max}\omega^3 \cos \omega t$.

Связь между частотой ω (1/с) и числом колебаний в минуте n определяется из выражения

$$n = 60/T = 30 \omega/\pi = \frac{30}{\pi} \sqrt{c/m}.$$

Выразив жесткость c через статический прогиб $f_{ст}$, а также зная, что $m = G/g$, подставим их значения в формулу, тогда

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{g/f_{ст}} \approx 300/\sqrt{f_{ст}}.$$

Таким образом, чем больше статический прогиб подвески, тем меньше частота собственных колебаний, поэтому применение мягких подвесок приводит к уменьшению частоты собственных колебаний кузова и повышает комфортабельность передвижения в машине.

При рассмотрении колебаний автомобиля во время движения будем иметь в виду, что поддрессоренная часть машины (кузов), как свободное тело в пространстве, обладает шестью степенями свободы и совершает следующие колебательные движения (рис. 1.29):

линейные:

вдоль оси z – подпрыгивание

вдоль оси x – подергивание

вдоль оси y – пошатывание

угловые:

вокруг оси y – галопирование

вокруг оси x – покачивание

вокруг оси z – виляние (рыскание).

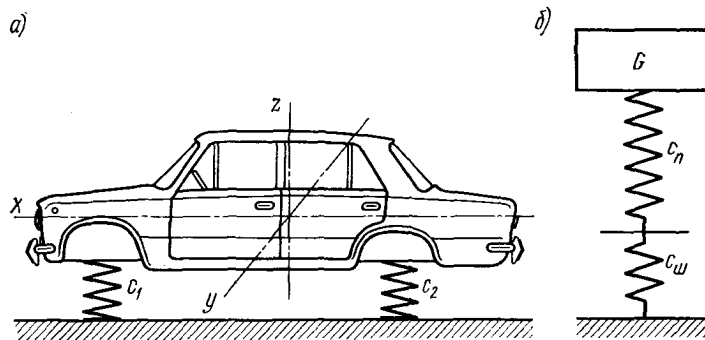


Рис. 1.29. Упрощенная схема колебательной системы автомобиля и определение приведенной жесткости подвески:
 а – упрощенная схема; б – схема для определения жесткости подвески

Для упрощения расчетов рассматриваем лишь линейные колебания в вертикальной плоскости вдоль оси z и угловые – вокруг оси y . Буквами c_1 и c_2 на рис. 1.29, а обозначены приведенные жесткости передней и задней подвесок, т. е. жесткости таких упругих элементов, прогиб которых равен суммарным прогибам подвесок и шин, воспринимающих ту же нагрузку. Для определения приведенной жесткости $c_{пр}$ рассмотрим расчетную схему на рис. 1.29, б, где изображен груз весом G , установленный на двух упругих элементах: подвеске и шине, жесткость которых равна соответственно c_n и $c_{ш}$. Под действием силы G упругая система деформируется на величину суммарного прогиба подвески и шины:

$$f_{сум} = f_n + f_{ш} = G/c_n + G/c_{ш},$$

где f_n – прогиб подвески; $f_{ш}$ – прогиб шины.

В то же время суммарный прогиб этой системы определяется по изменению положения колеса (m) $f_{сум} = G/c_{пр}$, следовательно,

$$G/c_{пр} = G/c_n + G/c_{ш}$$

Отсюда приведенная жесткость

$$c_{пр} = c_n c_{ш} / (c_n + c_{ш})$$

Жесткость передней или задней подвески современных автомобилей (20 – 60 кН/м) значительно ниже жесткости шин (200 – 450 кН/м), а масса неподрессоренных частей машины составляет всего 10 – 12% от поддрессоренной массы. В результате этого частота свободных колебаний неподрессоренной части значительно выше, чем у поддрессоренной. По этой причине колебания осей и колес сравнительно мало отражаются на колебаниях кузова и могут не учитываться, что вносит лишь небольшую погрешность в расчет.

Для уменьшения вертикальных колебаний используют мягкую подвеску, а для гашения колебаний устанавливают амортизаторы. Эффективность работы подвески и амортизаторов определяется коэффициентом затухания вертикальных колебаний h (1/с):

$$h = K_a / m_k$$

где K_a – коэффициент сопротивления амортизатора, характеризуемый в функции от скорости перемещения его движущихся деталей, Нс/м; m_k – поддрессоренная масса машины, приходящаяся на соответствующее колесо, Нс²/м.

Взаимосвязь коэффициента h с жесткостью подвески (частотой

собственных колебаний ω) учитывается относительным коэффициентом затухания вертикальных колебаний (безразмерный) $\psi = h/\omega$.

У современных автомобилей значения этого коэффициента лежат в пределах $\psi = 0,15 \div 0,3$.

Эффективность затухания вертикальных колебаний характеризуется интенсивностью убывания размахов смежных отклонений $A_1/A_2, A_1'/A_2'$ от положения равновесия или от отношения амплитуд $A_1/A_2, A_2/A_3, \dots$ последовательных периодов колебаний (рис. 1.30).

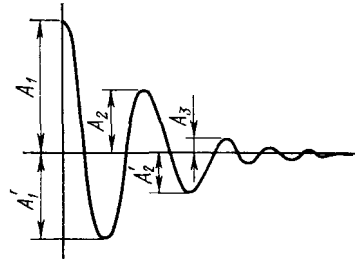


Рис. 1.30. Кривая вертикальных затухающих колебаний кузова автомобиля

Отношение, показывающее, во сколько раз уменьшается амплитуда собственных вертикальных колебаний за один период, называется декрементом вертикальных колебаний $d_k = A_1/A_2$

У колесных тракторов нет специальной упругой подвески и шины являются единственным упругим элементом, располагающимся непосредственно под осью колеса, поэтому под приведенной жесткостью подвески $c_{пр.тр}$ трактора следует понимать жесткость фиктивного упругого элемента, который, будучи расположен непосредственно под осью колеса, прогибался бы на величину $f_{п}$ под действием нагрузки G .

Влияние конструктивных факторов на плавность хода автомобиля

Большое влияние на плавность хода машины оказывают конструктивные особенности ее ходовой части. Применение независимой подвески передних колес позволяет получить отношение статических прогибов передней и задней подвесок, близкое к единице. В результате при наезде автомобиля на препятствие галопирования практически не происходит, так как кузов перемещается параллельно самому себе. Применение независимой подвески для задних ведущих колес значительно усложняет конструкцию привода колес и поэтому в автомобилях используется ограниченно.

Одним из способов повышения плавности хода является применение мягких подвесок, которые могут иметь большой статический прогиб. Однако применение таких подвесок связано с рядом трудностей из-за того, что при движении автомобиля по плохим дорогам и неровностям прогибы подвесок достигают чрезмерных величин и возможны удары об ограничители колебаний подвесок. Чрезмерный прогиб может вызвать поломку подвесок, снижает прочность автомобиля при частых ударах об ограничители и ухудшает плавность хода.

Широкое распространение на грузовых автомобилях получили подвески переменной жесткости, которые имеют два упругих элемента различной жесткости. В такой подвеске более мягкий элемент обеспечивает большой

прогиб, а более жесткий – вступает в работу, когда первый имеет прогиб, близкий к максимальному. В качестве упругого элемента применяются рессоры, пружины, пневматические упругие элементы и торсионы.

В настоящее время широкое распространение получили пружины, пневматические упругие элементы, реже – торсионы. Торсионы и пружины по сравнению с листовыми рессорами имеют меньшие массы, большую долговечность, практически не имеют внутреннего трения, просты в изготовлении и не нуждаются в уходе. Пневматическая подвеска обеспечивает высокую плавность хода, а также возможность регулирования в широких пределах жесткости подвески высоты кузова и гашения колебаний.

Гашение возникающих колебаний в подвесках современных автомобилей производится амортизаторами, которые оказывают существенное влияние на плавность хода. Применяемые в настоящее время гидравлические амортизаторы не дают накапливаться колебаниям масс автомобиля при частом воздействии неровностей дороги; они поглощают значительную часть энергии колебательного процесса, особенно если неровности являются периодическими с частотой возмущения, приближающейся к зоне резонанса.

Большое влияние на плавность хода автомобиля оказывают шины. Для улучшения плавности хода целесообразно иметь шины возможно меньшей жесткости. Уменьшение жесткости шин достигается снижением в них давления воздуха и увеличением ширины профиля.

Раздел II. Устройство основных узлов тягово-транспортных машин

Тема 2.1. Поршневые двигатели внутреннего сгорания

Основные понятия и определения, используемые при изучении ДВС

Прежде чем перейти к изучению рабочих процессов поршневых двигателей, приведем основные понятия и определения, используемые при изучении работы кривошипно-шатунного механизма двигателя. На рис. 2.1 показана схема поршневого двигателя. При движении поршня 2 в цилиндре 1 различают два его крайних положения: верхнюю мертвую точку (в.м.т) – при наибольшем удалении поршня от оси коленчатого вала, и нижнюю мертвую точку (н.м.т.) – при наименьшем удалении поршня от оси коленчатого вала. В крайних положениях скорость поршня равна нулю, так как в них меняется направление его движения. Расстояние между в.м.т и н.м.т. называется ходом поршня S .

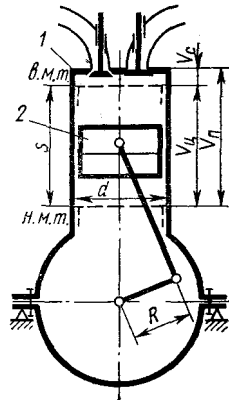


Рис. 2.1. Схема поршневого двигателя

Ход поршня равен удвоенному радиусу кривошипа коленчатого вала, т.е.
 $S = 2R$

Часть процесса работы двигателя, во время которого поршень перемещается от одной мертвой точки к другой, называется тактом.

Период, в течение которого в цилиндре происходит законченный процесс преобразования тепловой энергии в механическую работу, называется рабочим циклом двигателя. Рабочий цикл состоит как из основного (рабочего), так и вспомогательных тактов. Число тактов в поршневых двигателях обычно равно двум или четырем. Пространство, освобождаемое поршнем при движении от в.м.т. к н.м.т., называется рабочим объемом цилиндра V_n . Пространство, заключенное между головкой цилиндра и поршнем, находящимся в в.м.т., называется объемом камеры сгорания V_c .

Полный объем цилиндра V_n равен сумме рабочего объема цилиндра и объема камеры сгорания, т. е.

$$V_n = V_n + V_c.$$

Рабочий объем цилиндра, выраженный в литрах, называется литражом цилиндра.

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

$$V_n = iV_n = i\pi d^2 S / (4 \cdot 10^3),$$

где i – число цилиндров; d – диаметр поршня (цилиндра), м; S – ход поршня, м.

Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания называется степенью сжатия ε :

$$\varepsilon = V_n / V_c = (V_n + V_c) / V_c = V_n / V_c + 1.$$

Степень сжатия ε оказывает влияние на мощность и экономичность двигателя. Чем выше ε , тем мощнее и экономичнее двигатель.

Рабочий процесс четырехтактного двигателя

Рабочий цикл четырехтактного карбюраторного двигателя (рис. 2.2) состоит из четырех тактов.

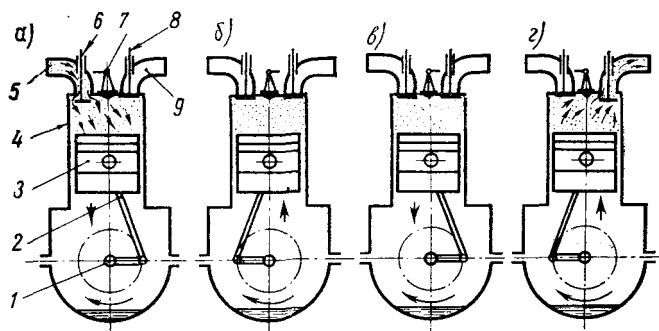


Рис. 2.2. Рабочий процесс четырехтактного карбюраторного двигателя

Первый такт – впуск горючей смеси (рис. 2.2, а). При движении поршня 3 от в.м.т. к н.м.т. давление в цилиндре 4 ниже давления окружающей среды и находится в пределах 0,07–0,095 МПа, благодаря чему горючая смесь засасывается через впускной трубопровод 5 в цилиндр двигателя. При этом впускной клапан 6 открыт, а выпускной 8 – закрыт. Температура смеси при впуске благодаря соприкосновению с нагретыми деталями двигателя и перемешиванию с остатками продуктов сгорания повышается до 70–120° С.

Второй такт – сжатие смеси (рис. 2.2, б). Поршень перемещается от н.м.т. к в.м.т., сжимая смесь при закрытых клапанах. Степень сжатия современных карбюраторных двигателей составляет 6–10. По мере уменьшения объема смеси давление и температура в цилиндре повышаются и при достижении поршнем в.м.т. достигают соответственно значений 0,8–1,5 МПа и 350–450° С. В этот момент между электродами свечи 7 проскакивает электрическая искра, воспламеняющая смесь.

Третий такт – сгорание рабочей смеси и расширение продуктов сгорания (рис. 2.2, в) – обычно называют рабочим ходом. Теплота, выделяющаяся при сгорании смеси, резко повышает температуру до 2000–2500° С и давление до 4–6 МПа. Под действием давления расширяющихся продуктов сгорания поршень перемещается от в.м.т. к н.м.т. и с помощью шатуна 2 вращает коленчатый вал 1, совершая при этом механическую работу. К концу такта давление и температура газов снижаются до 0,4–0,5 МПа и 900–1100° С соответственно.

Четвертый (заключительный) такт цикла – выпуск отработавших газов (рис. 2.2, г). Этот такт начинается при подходе поршня к н.м.т. в момент открытия выпускного клапана. Отработавшие газы под давлением 0,4–0,5 МПа начинают вытекать с большой скоростью из цилиндра в атмосферу. Далее поршень перемещается от н.м.т. к в.м.т. и через открытое отверстие выпускного клапана выталкивает продукты сгорания рабочей смеси в выпускной трубопровод 9. Среднее давление газов в этот период составляет 0,105–0,115 МПа, а температура – 700–850° С.

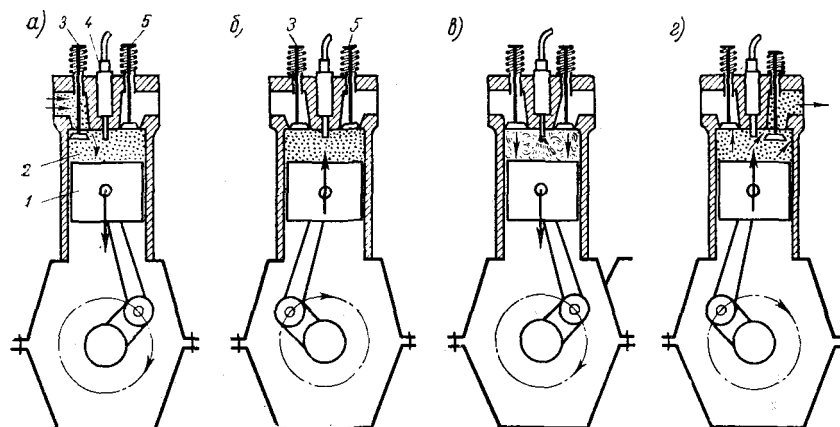


Рис. 2.3. Рабочий процесс четырехтактного дизеля

Рабочий процесс четырехтактного дизеля (рис. 2.3) протекает, в основном, аналогично описанному выше процессу в карбюраторном двигателе. Разница состоит в том, что во время такта впуска (рис. 2.3, а), когда поршень 1 движется к н. м.т., а впускной клапан 3 открыт, в цилиндр 2 поступает не горючая смесь, а атмосферный воздух, который, нагреваясь в процессе сжатия, воспламеняет топливо, впрыскиваемое в конце такта сжатия. Гидравлическое сопротивление впускного трубопровода дизеля меньше, чем у карбюраторного двигателя, из-за отсутствия карбюратора, что повышает давление воздуха в конце такта впуска до 0,08–0,095 МПа. Температура воздуха в цилиндре составляет 50–80° С.

Во время такта сжатия (рис. 2.3, б), когда впускной 3 и выпускной 5 клапаны закрыты, температура и давление воздуха в цилиндре значительно возрастают. Вследствие высокой степени сжатия ($\varepsilon=16-22$) давление и температура воздуха достигают значений 3–5 МПа и 550–700° С соответственно. В конце такта в цилиндр через форсунку 4 (рис. 2.3, в) впрыскивается топливо. В зависимости от формы камеры сгорания и типа форсунки давление впрыска находится в пределах 8–40 МПа.

Впрыснутое распыленное топливо, перемешиваясь со сжатым воздухом, самовоспламеняется и сгорает. При этом температура газов к концу сгорания повышается до 1800–2000° С, а давление – до 5–8 МПа. Под давлением газов, образующихся в результате сгорания топливо-воздушной смеси, поршень перемещается от в.м.т. к н.м.т., совершая механическую работу. Происходит такт расширения, или рабочий ход (рис. 2.3, в).

Во время четвертого такта – выпуска отработавших газов (рис. 2.3, г) – происходит выход в атмосферу из цилиндра продуктов сгорания. Температура выпуска равна 600–700° С, а давление газов – 0,105–0,11 МПа.

Рабочий процесс двухтактного двигателя

Полный цикл работы двухтактного двигателя совершается за два хода поршня или за один оборот коленчатого вала, при этом процессы газообмена в цилиндре совмещены со сжатием горючей смеси и рабочим ходом поршня, т. е. впуск горючей смеси (воздуха) и выпуск отработавших газов происходят без самостоятельных ходов поршня с помощью продувки цилиндра. Продувка цилиндра предусматривает использование потока поступающей свежей смеси (воздуха) для вытеснения из него продуктов сгорания. Эффективность работы двухтактных двигателей во многом зависит от качества продувки цилиндра, т. е. степени очистки цилиндра от отработавших газов. Существуют несколько

систем продувок: контурная, прямоточная и др. Контурная продувка применяется в двухтактных карбюраторных двигателях, которые обладают низкой экономичностью ввиду того, что в процессе продувки часть горючей смеси уносится вместе с отработавшими газами. Этот недостаток является причиной того, что указанный тип двигателей применяется только в качестве пусковых.

В двухтактных дизелях применяется прямоточная продувка, причем свежий заряд воздуха поступает в цилиндр принудительно, предварительно сжатый до давления 0,12–0,15 МПа в специальном продувочном насосе (нагнетателе) или компрессоре. Они более экономичны, так как в них продувка производится воздухом, и потери топлива при этом отсутствуют. Рабочий процесс двухтактного дизеля с прямоточной продувкой от нагнетателя показан на рис. 2.4.

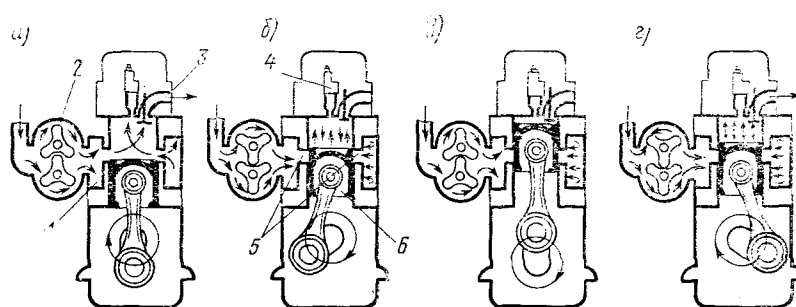


Рис. 2.4. Рабочий процесс двухтактного дизеля

Первый такт – продувка и сжатие (рис. 2.4, а, б). Поршень б движется от н.м.т к в.м.т. В начальный период такта (рис. 2.4, а) продувочные отверстия 5 (окна) открыты, и через них воздух под давлением поступает в цилиндр из воздушной камеры 1. В камеру воздух подается нагнетателем 2. В это время выпускной клапан 3 открыт, и воздух движется от продувочных отверстий вдоль оси цилиндра, вытесняя отработавшие газы, оставшиеся от предыдущего рабочего цикла. Продувка заканчивается, когда движущийся поршень (рис. 2.4, б) перекрывает продувочные отверстия и выпускной клапан закрывается. Поршень, продолжая двигаться к в.м.т., сжимает находящийся в цилиндре воздух. В конце сжатия давление воздуха достигает 4,5 МПа, а температура – 500–600° С. При подходе поршня к в.м.т. (рис. 2.4, в) через насос-форсунку 4 впрыскивается распыленное топливо, которое при соприкосновении со сжатым воздухом воспламеняется и сгорает. В результате сгорания рабочей смеси температура в цилиндре повышается до 1800° С, а давление увеличивается до 7–8 МПа.

Второй такт – расширение и выпуск отработавших газов (рис. 2.4, г). Поршень движется от в.м.т. к н.м.т. под действием расширяющихся продуктов сгорания, совершая при этом полезную механическую работу. Процесс расширения занимает более половины хода поршня. В конце расширения, когда давление газов достигает 0,4–0,5 МПа, открывается выпускной клапан и отработавшие газы выходят из цилиндра в атмосферу. Давление в цилиндре снижается до 0,11–0,12 МПа. Когда поршень открывает продувочные отверстия, через них в цилиндр начинает поступать свежий воздух, т. е. происходит

продувка цилиндра. После достижения поршнем н.м.т. рабочий цикл двигателя повторяется в такой же последовательности.

Их основные параметры и характеристики

Работа двигателя характеризуется тремя основными параметрами: мощностью, крутящим моментом и удельным расходом топлива. Различают индикаторную, эффективную и литровую мощность.

Индикаторной мощностью N_i (кВт) называется работа L_i , совершаемая газами внутри цилиндра в единицу времени:

$$N_i = \frac{2}{\tau} L_i n$$

где L_i – индикаторная работа, совершаемая газами в цилиндре за один цикл, кДж; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/с; τ – тактность двигателя – число ходов поршня за один цикл ($\tau=4$ для четырехтактного двигателя и $\tau=2$ для двухтактного).

Индикаторная работа определяется по площади индикаторной диаграммы, полученной при испытании двигателя, или по данным теплотехнического расчета:

$$L_i = p_i V_{\text{ц}}$$

где p_i – среднее индикаторное давление в цилиндре за время цикла, кПа; $V_{\text{ц}}$ – рабочий объем цилиндра двигателя, м³.

Для многоцилиндрового двигателя индикаторная мощность (кВт)

$$N_i = \frac{2}{\tau} p_i V_{\text{ц}} n i,$$

где i – число цилиндров двигателя.

С учетом того, что практически рабочий объем цилиндра измеряют в литрах, n – в об/мин и среднее индикаторное давление p_i – в МПа, перепишем формулу определения индикаторной мощности (кВт):

$$N_i = p_i i V_{\text{ц}} n / (30\tau)$$

Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре двигателя, не может быть полностью использована для выполнения полезной работы. Часть ее расходуется на преодоление трения между сопряженными деталями двигателя (цилиндр – поршень, коленчатый вал – подшипники), на привод вспомогательных механизмов (водяной и масляный насосы, вентилятор, генератор и др.), на процесс газообмена в цилиндре (впуск свежего заряда и выпуск отработавших газов). Мощность, равноценная этим потерям, называется мощностью механических потерь N_m . Величина N_m зависит от типа двигателя и условий его эксплуатации. На величину N_m оказывает влияние температура охлаждающей жидкости и масла в двигателе.

Разность между индикаторной мощностью двигателя N_i и мощностью механических потерь N_m представляет собой эффективную мощность двигателя N_e , т. е. мощность, которая может быть получена на коленчатом валу двигателя и использована для приведения в действие рабочего органа машины:

$$N_e = N_i - N_m$$

Механические потери двигателя более удобно оценивать по относительной величине, называемой механическим КПД двигателя η_m , представляющим собой отношение эффективной мощности N_e двигателя к индикаторной N_i

$$\eta_m = N_e / N_i = (N_i - N_m) / N_i = 1 - N_m / N_i$$

Величина η_m зависит от конструкции кривошипно-шатунного и газораспределительного механизмов, совершенства системы смазки и качества применяемого масла, степени сжатия, частоты вращения коленчатого вала, качества технического обслуживания и ремонта двигателя. Для автомобильных и тракторных двигателей

По $\eta_m = 0,75 \div 0,9$ аналогии с индикаторной эффективная мощность (кВт)

$$N_e = p_e i V_{ц} n / (30 \tau)$$

где $p_e = p_i - p_m$ – среднее эффективное давление, кПа; p_m – среднее давление механических потерь, кПа.

Обычно эффективную мощность двигателя определяют при его испытаниях на специальном тормозном стенде путем определения крутящего момента M_e и частоты вращения коленчатого вала n .

Литровая мощность двигателя $N_{л}$ (кВт/л) представляет собой эффективную мощность двигателя N_e , снимаемую с одного литра рабочего объема всех цилиндров двигателя ($V_{л} = i V_{ц}$):

$$N_{л} = N_e / V_{л} = p_e n i / (30 \tau)$$

Литровая мощность позволяет оценивать совершенство конструкции двигателя. Среднее значение литровых мощностей современных карбюраторных двигателей находится в пределах 26–37 кВт/л, а дизельных – 9–15 кВт/л.

Одним из основных показателей качества двигателя является его экономичность, которая определяется количеством топлива $G_{т}$ в килограммах, расходуемым двигателем за 1 ч работы. Параметрами, характеризующими экономичность работы двигателя, являются индикаторный и эффективный удельные расходы топлива.

Индикаторным удельным расходом топлива g_i [г/(кВтч)] называется количество топлива, расходуемого двигателем в течение часа работы на единицу индикаторной мощности:

$$g_i = 10^3 G_{т} / N_i$$

Аналогично определяется эффективный удельный расход топлива:

$$g_e = 10^3 G_{т} / N_e$$

Среднее значение g_e для карбюраторных двигателей 0,147–0,184 кг/(кВтч), для дизелей – 0,118–0,154 кг/(кВтч).

Кривошипно-шатунный механизм

С помощью кривошипно-шатунного механизма возвратно-поступательное движение поршня в цилиндре преобразуется во вращательное движение коленчатого вала. Механизм состоит из поршневой (поршень, поршневой палец, поршневые кольца, детали крепления) и шатунной (шатун, втулки, вкладыши) групп, коленчатого вала с маховиком и расположен внутри корпуса двигателя.

Поршневая группа

Поршневая группа вместе со стенками цилиндра и поверхностью камеры сгорания образует пространство, в котором происходят рабочие процессы двигателя. Группа должна обеспечивать герметичность этого пространства, хороший отвод тепла от него к стенкам цилиндра, возможно меньшие потери на трение и препятствовать проникновению масла из картера в камеру сгорания.

Поршень служит для восприятия усилия от давления расширяющихся газов и передачи его через шатун на коленчатый вал.

В двухтактных двигателях поршень выполняет также функции золотника механизма газораспределения.

При работе двигателя поршень движется с большой скоростью (10-35 м/с), находится под воздействием высоких давлений (4,5-8 МПа) и температур (до 2500°С), что предъявляет к нему повышенные требования в отношении прочности и жесткости. Поршень должен также обладать малой массой, хорошей теплопроводностью и износостойкостью. Для быстроходных двигателей, работающих под большими нагрузками, наиболее полно отвечают этим требованиям поршни, изготовленные из алюминиевых сплавов с повышенным содержанием кремния.

Поршни тихоходных двигателей изготавливаются из серого и ковкого чугуна. Все поршни подвергаются термической обработке (закалке и старению или только старению). В целях сокращения периода приработки сопряжения поршень – стенка цилиндра боковую поверхность поршня покрывают легкоплавкими металлами (оловом) с толщиной покрытия 0,005–0,002 мм.

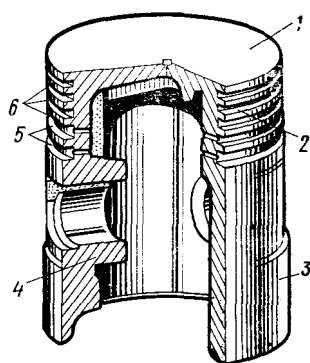


Рис. 2.5. Конструкция поршня

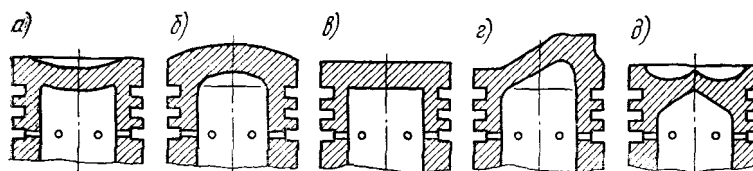


Рис. 2.6. Формы днища поршня

Поршень (рис. 2.5) состоит из головки 2 с днищем 1, канавок 5 и 6 для поршневых колец, направляющей части 3 и бобышек 4. Днище поршня может быть различной формы, зависящей от конструкции камеры сгорания и расположения клапанов, а в двухтактных двигателях – и от системы газораспределения. Вогнутое днище (рис. 2.6, а) создает форму камеры сгорания с наилучшими условиями горения рабочей смеси, однако при этом увеличивается поверхность, омываемая горячими газами, и возрастает возможность образования нагара. Кроме того, вогнутое днище имеет меньшую по сравнению с плоским прочность, его обработка при изготовлении поршня затруднена. Выпуклое днище (рис. 2.6, б) имеет повышенную прочность, позволяющую снизить массу поршня, однако при этом ухудшаются условия сгорания рабочей смеси и повышается нагрев днища. Плоское днище (рис. 2.6, в) просто в изготовлении и обеспечивает наименьший нагрев во время работы

двигателя. Такая форма днища наиболее распространена в карбюраторных двигателях. У дизелей днище поршня имеет сложную геометрическую форму (рис. 2.6, г, д), зависящую от степени сжатия способа смесеобразования, расположения форсунок и других факторов.

Головка поршня, включающая в себя часть боковой поверхности, где расположены канавки для поршневых колец, служит для обеспечения герметичности камеры сгорания и отвода тепла, воспринимаемого днищем.

Направляющая часть поршня (юбка) включает в себя часть боковой поверхности поршня от нижней кромки канавки под последнее поршневое кольцо до конца поршня. Юбка служит для направления движения поршня в цилиндре и передачи бокового давления на зеркало цилиндра. Длина направляющей части зависит от величины бокового давления и выбирается такой, чтобы получить допустимые удельные давления. Юбка поршня должна обеспечивать наименьшие зазоры между поршнем и стенкой цилиндра как в нагретом, так и в холодном состоянии последнего. Для предотвращения возникновения стуков и перекосов поршня в непрогретом двигателе и заедания поршня во время работы поршни из легких сплавов выполняют с разрезом П- или Т-образной формы или придают направляющей части поршня овальную форму, при этом размер вдоль оси пальца делается на 0,15–0,30 мм меньше размера в перпендикулярном направлении. У некоторых поршней юбка имеет косой разрез, который придает ей пружинящие свойства и позволяет уменьшить зазор между поршнем и цилиндром. Для уменьшения передачи теплоты от головки поршня к юбке между ними прорезается горизонтальная канавка. Для повышения прочности поршней из легких сплавов и уменьшения их расширения при нагреве в них заделывают специальные стальные вставки.

Поршневые кольца (рис. 2.7) служат для предотвращения прорыва газов из камеры сгорания в картер двигателя, для отвода тепла от головки поршня к стенкам цилиндра и предотвращения попадания масла в камеру сгорания из картера двигателя. Количество поршневых колец зависит от величины давления газов в цилиндре и быстроходности двигателя. Наименьшее число колец (2-4-4) бывает у высокооборотных карбюраторных двигателей, наибольшее (до 7) – у малооборотных мощных двухтактных двигателей. Поршневые кольца подразделяются на компрессионные (газоуплотнительные) А и маслосъемные Б. Компрессионные кольца предназначены для создания уплотнения полости цилиндра путем плотного прилегания к стенкам цилиндра и к стенкам канавок в поршне. Такое прилегание обеспечивается их упругостью, а также давлением газов, проникающих за кольца.

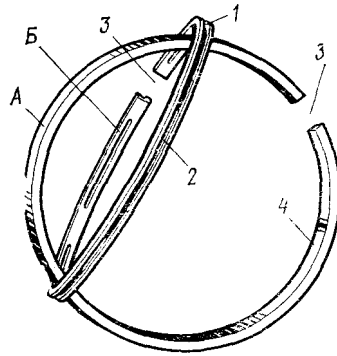


Рис. 2.7. Поршневые кольца:

А – компрессионное; Б – маслосъемное; 1 – канавка; 2 – прорезь; 3 – замок; 4 – выточка

Конструкция компрессионных колец должна обеспечивать необходимое уплотнение, уменьшение напряжения смятия на торцах колец, наименьший износ, она определяется формой поперечного сечения колец и формой замка. Компрессионные кольца имеют различное сечение. Кольца прямоугольного сечения (рис. 2.8, а) просты в изготовлении, но период их приработки весьма длителен.

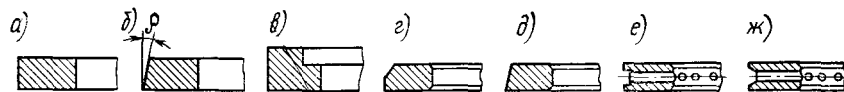


Рис. 2.8. Форма сечения компрессионных и маслосъемных колец

При применении колец с трапецеидальным сечением (рис. 2.8, б) предотвращается возможность их застревания в канавках и пригорания. Фасонная форма сечения (рис. 2.8, в) позволяет кольцу при сжатии скручиваться и принимать коническую форму, в результате чего его боковая поверхность касается зеркала цилиндра узкой кромкой, что ускоряет приработку кольца и уменьшает расход масла. Маслосъемные кольца (рис. 2.8, г–ж) предназначены для регулирования подачи масла на боковую поверхность поршня и к компрессионным кольцам, снятия со стенок цилиндра излишков масла и направления его в картер двигателя. Наиболее распространены конические (рис. 2.8, г, д) и пластинчатые (рис. 2.8, е, ж) кольца.

Замок (вырез в поршневом кольце) по форме может быть прямым (рис. 2.9, а), косым (рис. 2.9, б, е) и ступенчатым (рис. 2.9, г).

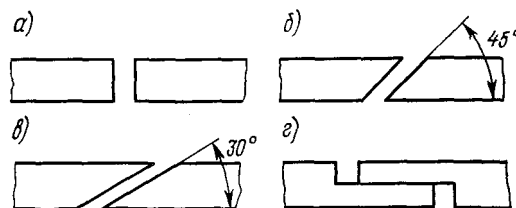


Рис. 2.9. Замки поршневых колец

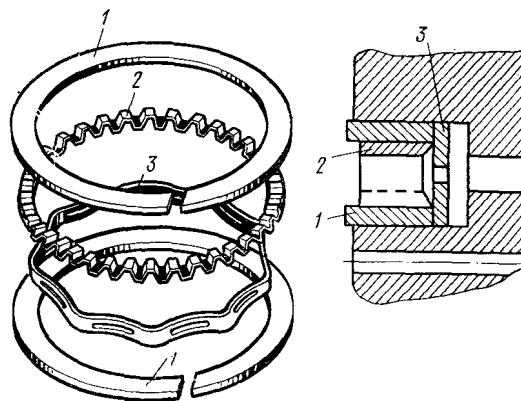


Рис. 2.10. Маслоъемное кольцо

Наибольшее распространение получили кольца с прямым замком, который наиболее прост в изготовлении.

На ряде двигателей (ЗИЛ, ЯМЗ) получили распространение составные маслоъемные кольца (рис. 2.10), состоящие из двух стальных кольцевых дисков 1 и двух расширителей—осевого 2 и радиального 3.

Поршневые кольца изготавливаются из стали и легированных чугунов с присадками хрома, никеля, меди, вольфрама, молибдена. Рабочие поверхности колец покрываются пористым хромом или подвергаются электролитическому лужению, оксидированию, фосфатированию, что повышает износостойкость и антикоррозийность, а также ускоряет приработку поверхностей.

Поршневой палец служит для шарнирного соединения поршня с шатуном. Поршневой палец работает в условиях знакопеременной ударной нагрузки при высокой температуре и неблагоприятных условиях жидкостного трения, поэтому должен обладать высокой прочностью, малой массой, повышенной износостойкостью рабочей поверхности, хорошей сопротивляемостью ударной нагрузке. Материалом для поршневых пальцев служат углеродистые или легированные стали, которые подвергаются термической обработке. Наружная поверхность пальцев шлифуется и полируется.

Поршневой палец изготавливается в виде полого цилиндра. Конструкция поршневого пальца зависит от типа его сопряжения с бобышками поршня и верхней головкой шатуна. По этому признаку различают поршневые пальцы: закрепленные в головке шатуна и вращающиеся в бобышках поршня (рис. 2.11, а), закрепленные в бобышках поршня и вращающиеся в головке шатуна; свободно вращающиеся как в головке шатуна, так и в бобышках поршня – плавающие пальцы (рис. 2.11, б, в). Наибольшее распространение получили плавающие пальцы, так как они незначительно и равномерно изнашиваются по длине и по окружности, удобны при монтаже.

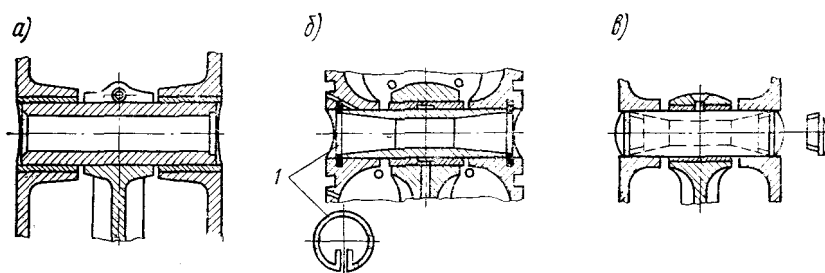


Рис. 2.11-26. Способы крепления поршневых пальцев

Для предотвращения осевого перемещения поршневого пальца плавающего типа применяют пружинные кольца 1 (рис. 2.11, б) или заглушки 2 (рис. 2.11, в).

Шатунная группа

Шатунная группа служит связующим звеном между поршневой группой и коленчатым валом и преобразует возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. В состав шатунной группы входят шатун, втулки, вкладыши, болты или шпильки с гайками. Во время работы двигателя шатунная группа совершает сложное движение и подвергается воздействию переменных по величине и направлению сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся деталей. Детали группы должны быть достаточно прочными и жесткими при небольшой конструктивной массе.

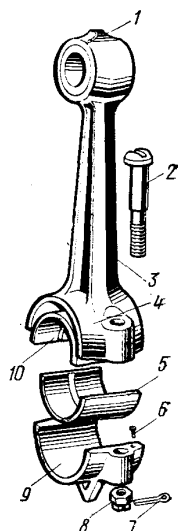


Рис. 2.12. Шатун

Шатун (рис. 2.12) состоит из верхней головки 1, стержня 3 и нижней головки 4. Верхняя головка шатуна неразъемная. Ее конструкция зависит от способа крепления поршневого пальца и условий его смазки. При применении плавающего пальца его подшипником является бронзовая или латунная втулка, запрессованная в верхнюю головку. Смазка втулки верхней головки шатуна автомобильных двигателей производится разбрызгиванием. Смазка под давлением применяется только в двигателях, работающих с повышенной нагрузкой на поршневые пальцы.

Стержень шатуна симметричен относительно продольной оси и обычно имеет двутавровое сечение, что обеспечивает высокую прочность и жесткость при относительно малой массе.

Нижняя головка шатуна обычно изготавливается разъемной. Она должна обладать высокой жесткостью, иметь наименьший габарит, определяющий контуры картера, и массу. Съемная часть 9 головки (крышка) крепится к телу шатуна болтами 2. Болты закрепляются гайками 8 и шпильками 7. Для увеличения прочности и жесткости крышки выполняются с ребрами и утолщениями различной формы. Шатуны штампуются из углеродистых и легированных сталей с последующей механической и термической обработкой. Шатунные болты и гайки изготавливаются из высококачественных легированных

сталей. В нижней головке шатуна устанавливаются подшипники скольжения, представляющие собой тонкостенные биметаллические вкладыши, верхняя 10 и нижняя 5 половины которых взаимозаменяемы. Штифты 6, входящие в канавки шатуна и нижней крышки, предохраняют вкладыши от проворачивания и осевых перемещений. В последнее время применяются трехслойные вкладыши, у которых поверх стального основания нанесен медно-никелевый подслои, в свою очередь покрытый сплавом СОС-6-6. Такие вкладыши более износостойки.

У V-образных двигателей шатуны противоположных цилиндров бывают трех типов: нижняя головка одного шатуна (главного) 1 (рис. 2.13, а) установлена на шейке вала; головка этого шатуна имеет специальные уши, с которыми с помощью пальца 2 соединен второй (прицепной) шатун 3; один из шатунов 5 (рис. 2.13, б) имеет вильчатую нижнюю головку, в развилину которой входит другой шатун 4; нижние головки обоих шатунов установлены рядом (рис. 2.13, в) на общей шейке, в этом случае один ряд цилиндров несколько сдвигается относительно другого вдоль оси вала.

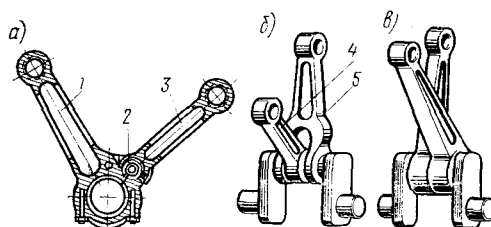


Рис. 2.13. Шатуны V-образных двигателей:

а – сочлененный; б – центральный; в – крепление двух шатунов на одной шейке

Коленчатый вал

Коленчатый вал воспринимает нагрузки от сил давления газов и сил инерции возвратно-поступательно движущихся и вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма и передает крутящий момент на силовую передачу, а также различным агрегатам и вспомогательным механизмам. Коленчатый вал должен быть прочным, жестким, износостойким при относительно малой массе, простым по конструкции, изготовленным с высокой точностью.

Коленчатый вал автотракторного двигателя (рис. 2.14) состоит из коренных 2 и шатунных 3 шеек, щек 7 с противовесами 8, носка 1 (переднего конца) и хвостовика (заднего конца). На носке вала устанавливают маслоотражательное устройство, храповик для запуска двигателя вручную, шестерню привода газораспределения, шкив привода вентилятора и в некоторых случаях – гаситель крутильных колебаний. Опорами коленчатого вала являются коренные подшипники. Корпус каждого подшипника состоит из двух частей: верхней половины, выполненной в картере, и нижней 10 – съемной крышки, которая крепится к картеру болтами и шплинтуется.

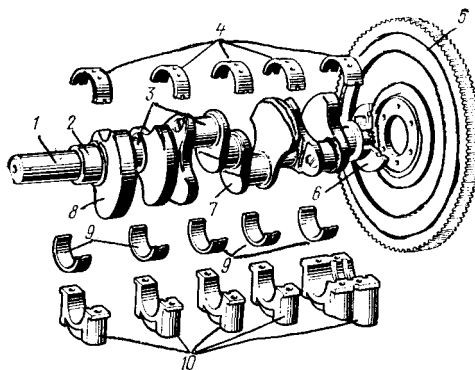


Рис. 2.14. Коленчатый вал

В качестве коренных подшипников главным образом применяют подшипники скольжения, снабженные тонкостенными вкладышами 4 и 9, прилегающими к коренным шейкам вала постоянного диаметра.

Для предотвращения осевого перемещения коленчатого вала один из коренных подшипников делается упорным. При этом осевые усилия воспринимаются упорными шайбами. По числу опор коленчатые валы подразделяются на полноопорные (число коренных шеек на единицу больше, чем шатунных) и неполноопорные. Полноопорные валы применяются в дизелях, карбюраторных V-образных двигателях и в двигателях с большими нагрузками на опоры. Неполноопорные валы чаще всего применяются на карбюраторных рядных двигателях с небольшими давлениями сгорающих газов.

Шатунные шейки 3 коленчатого вала предназначены для соединения вала с нижними головками шатунов. Для уменьшения сил инерции вращающихся масс размеры шатунных шеек стремятся по возможности уменьшить.

Во многих двигателях шатунные шейки полые. Щеки 7 коленчатого вала служат для соединения коренных и шатунных шеек. Они могут быть прямоугольной, овальной и круглой формы. В автотракторных двигателях наиболее распространены овальные щеки, обеспечивающие высокую жесткость при изгибе и кручении. Противовесы 8 служат для разгрузки коренных подшипников от центробежных сил инерции. Противовесы обычно изготавливаются как одно целое со щеками и имеют форму неполного сектора или сегмента. Хвостовик коленчатого вала имеет фланец 6 для установки маховика 5 с зубчатым венцом.

Маховик предназначен для обеспечения равномерного вращения коленчатого вала, облегчения пуска двигателя и вывода поршней из в. м. т. Коленчатые валы изготавливают ковкой (штамповкой) или литьем из высоколегированных сталей с повышенными пределами текучести и прочности или из высокопрочного чугуна.

Под действием последовательно чередующихся рабочих ходов в цилиндрах двигателя крутящий момент на коленчатом валу периодически изменяется, в связи с чем коленчатый вал, вращаясь, одновременно закручивается или раскручивается относительно своей оси, т. е. совершает крутильные колебания. При совпадении частоты крутильных колебаний с частотой собственных колебаний вала может возникнуть явление резонанса, приводящее к разрушению вала, поэтому на коленчатом валу некоторых двигателей устанавливаются специальные устройства – гасители крутильных колебаний. Наиболее

распространены два типа гасителей – маятниковые антивибраторы и гасители колебаний сухого трения (демпферы), основанные на поглощении энергии колебаний силами трения.

Гаситель колебаний сухого трения (рис. 2.15) состоит из двух фланцев 3 и 6 и крепится к шкиву 4 с помощью болтов. Маховички 1 и 7 связаны с фланцами 3 и 6 посредством резиновых прослоек 2 и 5, привулканизированных как к маховичкам, так и к фланцам. При возникновении крутильных колебаний коленчатого вала, а следовательно, и фланцев 3 и 6 маховички 1 и 7 будут поворачиваться относительно корпуса. При этом возникает трение в резине. В результате гаситель будет поглощать энергию колебаний и содействовать их затуханию, чем предохранит вал от разрушения.

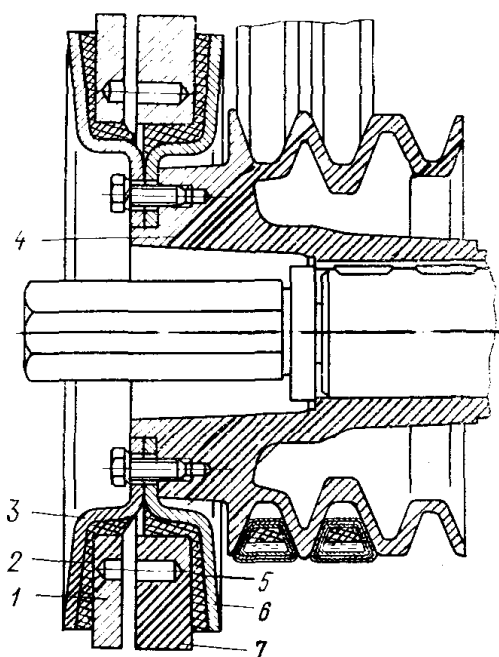


Рис. 2.15. Гаситель крутильных колебаний

Механизм газораспределения

Механизм газораспределения обеспечивает своевременное соединение цилиндров двигателя с впускными трубопроводами для наполнения их горючей смесью (карбюраторные двигатели) или воздухом (дизели) при такте впуска и с выпускными трубопроводами для очистки цилиндров от отработавших газов при такте выпуска. Газораспределение бывает трех типов: клапанное, золотниковое и комбинированное.

Клапанный механизм газораспределения получил наибольшее распространение в четырехтактных двигателях, как наиболее простой, надежный и долговечный, обеспечивающий хорошее наполнение и очистку цилиндров. Клапанный механизм применяется также в некоторых двухтактных двигателях в комбинации с золотниковым управлением на впуске.

Золотниковый механизм используется обычно в двухтактных карбюраторных двигателях, причем золотником служит поршень. При комбинированном (клапанно-щелевом) механизме, применяемом в двухтактных дизелях с прямоточной продувкой, выпуск отработавших газов производится с

помощью клапанов, а впуск воздуха и продувка цилиндра осуществляются через окна, открываемые и закрываемые поршнем.

Устройство и работа механизмов клапанного газораспределения

Различают два типа механизмов клапанного газораспределения: с верхним расположением клапанов (в головке цилиндров) и с нижним (боковым) расположением клапанов (в блок-картере).

Верхнее расположение клапанов дает возможность придать камере сгорания наиболее компактную форму с малой поверхностью охлаждения, повысить степень сжатия, снизить сопротивление при впуске. Это способствует уменьшению потерь тепла и увеличению индикаторного КПД двигателя, позволяет достичь высокой топливной экономичности двигателя и повысить его мощность. Недостатками верхнего расположения клапанов являются сложность конструкции и повышенная стоимость изготовления.

При нижнем расположении клапанов (применяется только в карбюраторных и газовых двигателях) механизм газораспределения значительно упрощается, высота головки блока цилиндров и, следовательно, всего двигателя уменьшается. Вместе с тем вследствие большой протяженности камеры сгорания и длинного пути пламени повышается склонность двигателя к детонации и ограничивается возможность применения повышенной степени сжатия для увеличения мощности и экономичности двигателя.

Газораспределительный механизм с верхним расположением клапанов (рис. 2.16, а) состоит из распределительного вала с кулачками 18; толкателя 17, перемещающегося в отверстии блока цилиндров 16; штанги 15; коромысла 11, установленного на оси 14; клапана 6, на который надет маслоотражательный колпачок 1; направляющий втулки 7; пружины 10 с деталями крепления (сухарь 4, втулка 3, тарелка 2, опорная шайба 9). Работа механизма газораспределения с верхними клапанами происходит следующим образом. При вращении распределительного вала кулачок, набегая на толкатель, заставляет последний со штангой 15 перемещаться вверх. Штанга, нажимая на регулировочный болт 13, поворачивает коромысло 11 вокруг своей оси. При этом клапан 6 опускается, сжимая пружину 10, его головка отходит от седла 5 и соединяет цилиндр с впускным или выпускным трубопроводами, проходящими в головке 8 блока цилиндров.

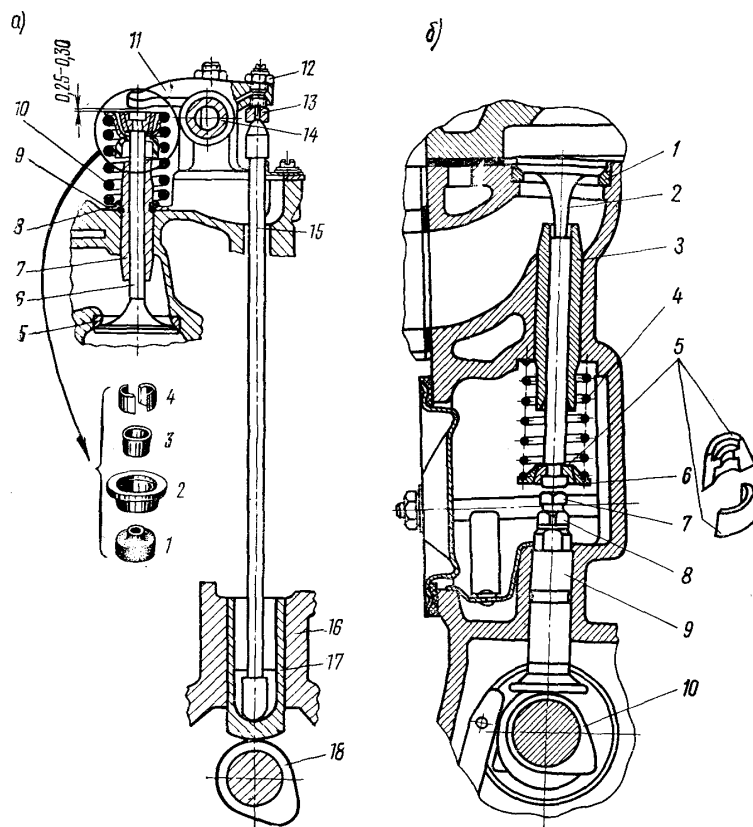


Рис. 2.16. Механизмы газораспределения

После того как кулачок выйдет из-под толкателя, клапанный механизм под действием пружины возвращается в исходное положение. Положение болта 13 фиксируется гайкой 12.

Газораспределительный механизм с нижним расположением клапанов (рис. 2.16, б) состоит из распределительного вала с кулачками 10, толкателя 9, регулировочного болта 7, пружины 4, клапана 2 и направляющей втулки 3. Положение регулировочного болта в толкателе фиксируется контргайкой 8. Пружина на клапане крепится с помощью тарелки 6 и сухаря 5. Работа механизма происходит аналогично описанному выше механизму с верхним расположением клапанов. При вращении распределительного вала кулачок набегаёт на толкатель и приподнимает его, заставляя пружину сжиматься. При этом регулировочный болт нажимает на клапан, головка которого отходит от седла 1 и открывает отверстие для впуска в цилиндр горючей смеси или выпуска отработавших газов. Отверстие закрывается клапаном под действием пружины после того, как кулачок выходит из-под толкателя.

Фазы газораспределения

В соответствии с рассмотренными выше теоретическими циклами двигателей внутреннего сгорания открытие и закрытие органов газораспределения (клапанов, окон) должно происходить, когда поршень находится в в. м. т. и н. м. т. В действительных же циклах выпуск горючей смеси (воздуха) или выпуск отработавших газов происходит с некоторым опережением или запаздыванием по отношению к этим точкам. Моменты открытия и закрытия клапанов, выраженные в градусах поворота коленчатого вала относительно мертвых точек, называются фазами газораспределения. Графически фазы газораспределения можно представить в виде круговой диаграммы газораспределения (рис. 2.17). Как видно из диаграммы, открытие впускных клапанов автотракторных двигателей происходит за $10\text{--}20^\circ$ до в. м. т., т. е. раньше, чем закроется отверстие выпускного клапана. Это необходимо для того, чтобы избежать излишнего разрежения в цилиндре и возрастания насосных потерь двигателя. Кроме того, опережение открытия впускного клапана при запаздывании закрытия выпускного клапана улучшает продувку камеры сгорания и очистку ее от остаточных газов с использованием инерционного напора горючей смеси, что особенно важно для быстроходных двигателей. Угол поворота коленчатого вала, при котором одновременно открыты впускной и выпускной клапаны, называется углом перекрытия клапанов. Обычно угол перекрытия равен $20\text{--}40^\circ$.

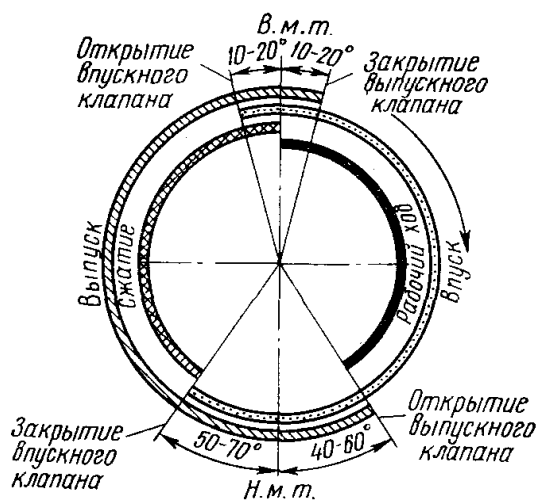


Рис. 2.17. Диаграмма газораспределения

Запаздывание закрытия впускного клапана (на $50\text{--}70^\circ$ после н.м.т.) позволяет улучшить наполнение цилиндра. Если оставить впускной клапан открытым после н.м.т., то в цилиндр будет продолжать поступать воздух (смесь) до тех пор, пока не будет использована полностью инерция потока воздуха (смеси), движущегося во впускном трубопроводе. Преждевременное открытие выпускного клапана (за $40\text{--}60^\circ$ поворота коленчатого вала до н.м.т.) позволяет выпускать отработавшие газы под собственным давлением ($0,35\text{--}0,4$ МПа), что уменьшает сопротивление движению поршня в период выпуска. Запаздывание закрытия выпускного клапана ($10\text{--}20^\circ$ поворота коленчатого вала после в.м.т.) обеспечивает достаточные проходные сечения для выпуска газов, а также улучшает очистку камеры сгорания от отработавших газов. Фазы

газораспределения для каждого двигателя подбирают опытным путем. Величины опережения открытия и запаздывания закрытия клапанов у высокооборотных двигателей больше, чем у тихоходных.

Детали клапанного механизма газораспределения

Клапаны. Они предназначены для периодического открытия и закрытия впускных и выпускных отверстий в цилиндрах и надежного их уплотнения. Клапаны работают в тяжелых условиях, подвергаясь воздействию высоких температур, давлению газов, сил упругости пружин и сил инерции деталей механизма. Наиболее тяжелым периодом работы является выпуск отработавших газов, во время которого нагрев клапанов достигает 600–850°C. Современные четырехтактные двигатели имеют в каждом цилиндре два клапана – один впускной и один выпускной.

Клапан состоит из стержня 2 и головки 1 (рис. 2.18, а), соединенных между собой переходом плавной формы, способствующим уменьшению сопротивления движению газов при открытом положении клапана. Головка клапана является частью поверхности камеры сгорания, а ее форма определяет прочность рабочей поверхности клапана, его жесткость, массу и обтекаемость. Головка может быть плоской (тарельчатой), выпуклой и тюльпанообразной. Плоский клапан (рис. 2.18, а) применяется только в карбюраторных двигателях, тюльпанообразный (рис. 2.18, в) – в качестве впускных клапанов двигателя повышенной мощности с верхним расположением клапанов, выпуклый (рис. 2.18, б) – для выпускных клапанов дизелей.

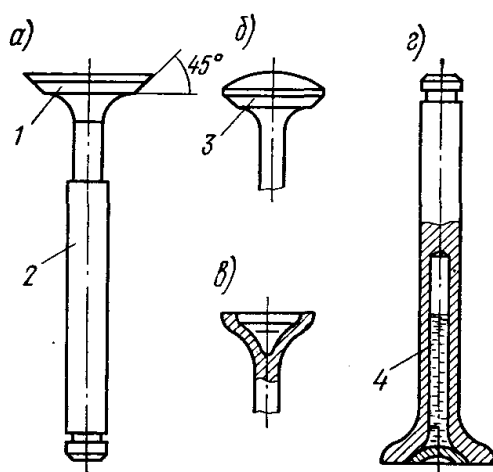


Рис. 2.18. Клапан

Головка клапана имеет рабочую поверхность, предназначенную для закрытия впускных или выпускных отверстий. Для плотного прилегания головки клапана его рабочая поверхность делается конической. Угол рабочей фаски 3 клапанов обычно делается равным 45°, в ряде двигателей (ЗИЛ) у впускных клапанов он составляет 30°.

Стержень клапана имеет цилиндрическую форму и служит для направления движения клапана. Диаметр стержня зависит от величины передаваемых нагрузок, а длина – от расположения клапана. На конце стержня клапана крепится тарелка пружины.

Для лучшего охлаждения головки выпускных клапанов иногда стержень 2 изготавливается полым. Внутренняя полость 4 (рис. 2.18, г) такого стержня

заполняется на 50–60% металлическим натрием, который при работе двигателя расплавляется и интенсивно отводит тепло от головки. Для увеличения срока службы выпускные клапаны в некоторых двигателях (ЗИЛ-130 и др.) поворачиваются специальным механизмом (рис. 2.19).

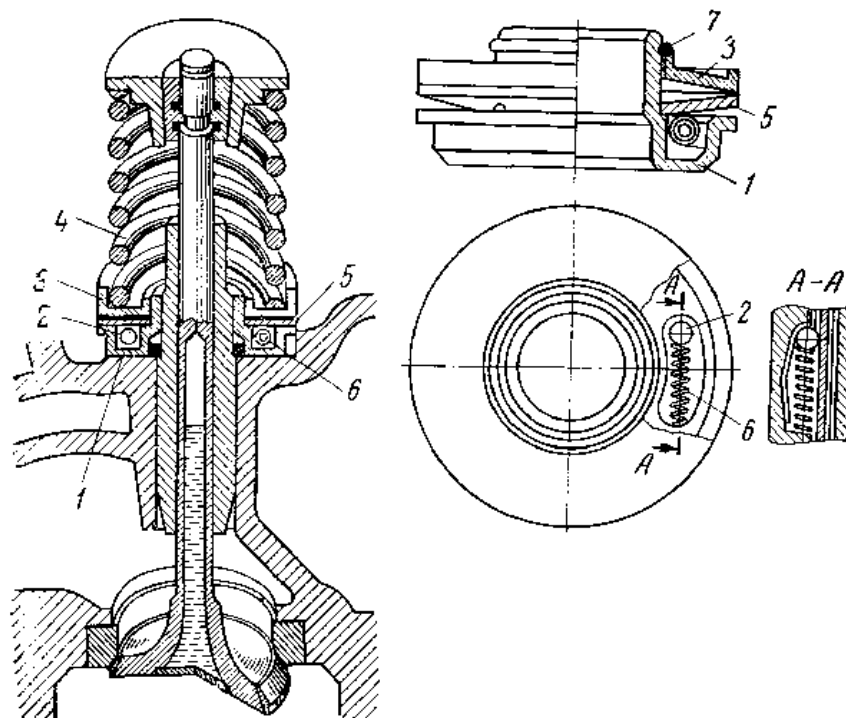


Рис. 2.19. Механизм вращения выпускного клапана

Механизм состоит из неподвижного корпуса 1, установленного в специальном гнезде головки блока цилиндров, пяти шариков 2 и их возвратных пружин 6, расположенных в наклонных углублениях корпуса, выполненных по дуге; конической дисковой пружины 5; упорной шайбы 3, на которую действует клапанная пружина 4, и замочного кольца 7. Упорная шайба и дисковая пружина надеты на выступ корпуса 1 с зазором.

Механизм работает следующим образом. При закрытом клапане усилие пружины 4 через упорную шайбу 3, закрепленную замочным кольцом 7, передается на наружную кромку пружины 5, опирающейся внутренней кромкой в заплечик корпуса 1. Во время открытия клапана усилие клапанной пружины увеличивается; под действием возросшего усилия дисковая пружина распрямляется, между внутренней кромкой пружины и заплечиком корпуса появляется зазор. Усилие пружины начинает передаваться на шарики 2. Шарики, перекатываясь по углублениям, поворачивают дисковую пружину и упорную шайбу 3, а вместе с ними клапанную пружину и клапан относительно его первоначального положения. Во время закрытия клапана усилие клапанной пружины уменьшается, прогиб дисковой пружины возрастает, она упирается в заплечик корпуса, освобождая шарики, которые под действием пружин 6 возвращаются в исходное положение, подготавливая механизм к новому повороту. Клапан, совершая одновременно возвратно-поступательное и вращательное движение, препятствует образованию нагара на его рабочей поверхности и улучшает условие трения стержня клапана в отверстии

направляющей втулки. Частота вращения выпускного клапана около 30 об/мин (при 3200 об/мин коленчатого вала).

Клапаны могут изготавливаться штамповкой на горизонтальноковочных машинах или свариваться с помощью стыковой сварки при изготовлении головок и стержней из различных материалов. В этом случае головки выпускных клапанов изготавливают из кремнехромистых, кремнехромоникелевых и других высоколегированных жаро- и коррозионностойких сталей 40X9, 17X18H9, а стержни – из сталей повышенной износостойкости. Для повышения износостойкости выпускных клапанов на уплотнительные фаски наплавляют слой твердого сплава толщиной до 2 мм. Выпускные клапаны изготавливаются из хромистой или хромоникелевой стали.

Клапанные гнезда (седла клапанов) предназначены для удлинения срока службы опорной поверхности, на которую садится клапан (блок-картера при нижнем расположении клапанов или головки блока цилиндров при верхнем расположении клапанов). Для выпускных клапанов обычно седла делают вставными в виде круглых фасонных колец. Седла изготавливаются из жаростойких чугунов, легированных сталей, металлокерамики, алюминиевой бронзы.

Направляющие втулки служат для устранения перекосов клапана при посадке на гнездо и для отвода тепла от клапанов. Втулки всегда делаются вставными, что упрощает ремонт. Осевое перемещение втулок ограничивается опорными поясками или упругими кольцами. Втулки изготавливаются из бронзы, перлитного чугуна или металлокерамических сплавов.

Клапанные пружины должны обеспечивать достаточное прижатие клапана к седлу, воспринимать инерционные нагрузки, возникающие при движении деталей механизма газораспределения. Наиболее распространены винтовые пружины с постоянным или переменным шагом витка. Переменный шаг витка предотвращает возникновение резонансных колебаний. В некоторых двигателях (КДМ-100, ЯМЗ- 236) на каждый клапан устанавливаются две пружины (одна внутри другой) с разным направлением навивки. Это позволяет уменьшить длину клапана, предотвращает явление резонанса и повышает надежность работы механизма газораспределения. Пружины изготавливаются преимущественно из высокоуглеродистых марганцовистых, кремнемарганцовистых и хромоникелеванадиевых сталей.

Толкатели предназначены для передачи усилия от кулачков вала к стержням клапанов или штангам и восприятия боковых усилий, возникающих при вращении кулачка. Толкатели бывают тарельчатые (рис. 2.20, а), цилиндрические (рис. 2.20, б), роликовые и гидравлические.

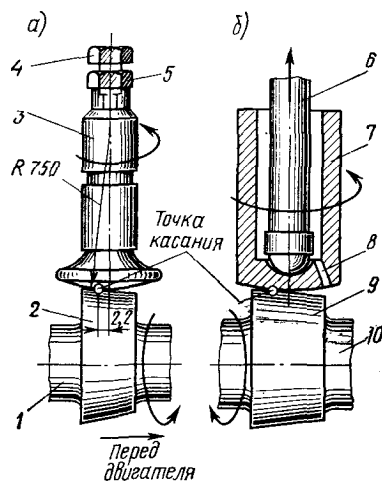


Рис. 2.20. Тарельчатый (а) и цилиндрический (б) толкатели

Тарельчатые толкатели получили распространение на двигателях с нижним расположением клапанов. Трущаяся поверхность толкателя 3 в месте соприкосновения с кулачком 2 распределительного вала 1 имеет сферическую форму, что уменьшает трение. В торец толкателя ввернут регулировочный болт 4 с контргайкой 5. Изменением положения болта по высоте меняется зазор между клапаном и толкателем. Для более равномерного износа тарелки толкателя его ось смещают относительно оси кулачка (при плоской опорной поверхности толкателя) или кулачок делается коническим (при сферической опорной поверхности толкателя). При этом толкатель одновременно совершает поступательное и вращательное движения.

Цилиндрические толкатели применяют на двигателях с верхним расположением клапанов. Внутри пустотелого цилиндрического толкателя 7, опирающегося на кулачок 9 вала 10, размещена штанга 6. Слив масла из внутренней полости толкателя производится через отверстие 8.

Роликовые толкатели применяют для уменьшения износа трущихся поверхностей и потерь на трение в механизме газораспределения. Однако значительная масса, большой износ оси ролика и сложность изготовления роликовых толкателей ограничивают их применение.

Гидравлические толкатели применяются в быстроходных двигателях легковых автомобилей.

Толкатели изготавливаются из легированных сталей. В некоторых двигателях толкатели делают из отбеливающих чугунов.

Штанги и коромысла являются кинематическими элементами механизма газораспределения при верхнем расположении клапанов. Штанга передает усилие от толкателя к коромыслу. Штанги бывают сплошные и трубчатые; изготавливаются из стали или дюралюминия. Коромысло служит для передачи усилия от штанги к стержню клапана и представляет собой двуплечий рычаг, один конец которого соединяется со штангой, а второй опирается на стержень клапана. Ось коромысла обычно неподвижна, а коромысло вращается на оси на втулке или на игольчатых подшипниках. Коромысла, как правило, имеют плечи разной длины. Плечо, обращенное к клапану, всегда бывает в полтора-два раза больше плеча со стороны штанги. Благодаря этому удастся обеспечить необходимую высоту подъема клапанов при значительно меньших перемещениях

толкателей и штанг, т. е. снизить величину их ускорения и сил инерции. Коромысла отливают из чугуна и стали методом точного литья или штампуют из стали марки 45.

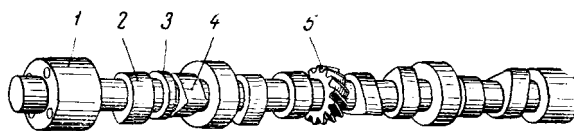


Рис. 2.21. Распределительный вал

Распределительный вал (рис. 2.21) служит для управления движением клапанов. Вал имеет опорные шейки 1, впускные 2 и выпускные 4 кулачки, эксцентрик 3 для привода топливного насоса и шестерню 5 привода масляного насоса и распределителя зажигания. Размещение кулачков определяется расположением клапанов, заданными фазами газораспределения и порядком работы двигателя. Распределительный вал устанавливается в подшипниках блок-картера или в специальном корпусе на головке блока цилиндров (при верхнем расположении вала). Число подшипников распределительного вала обычно равно числу подшипников коленчатого вала. Подшипниками опорных шеек являются чугунные или бронзовые втулки, тонкостенные сталебаббитовые втулки или втулки из биметаллической ленты. Распределительный вал приводится в движение от коленчатого вала с помощью зубчатой (рис. 2.22, а) или цепной (рис. 2.22, б) передачи.

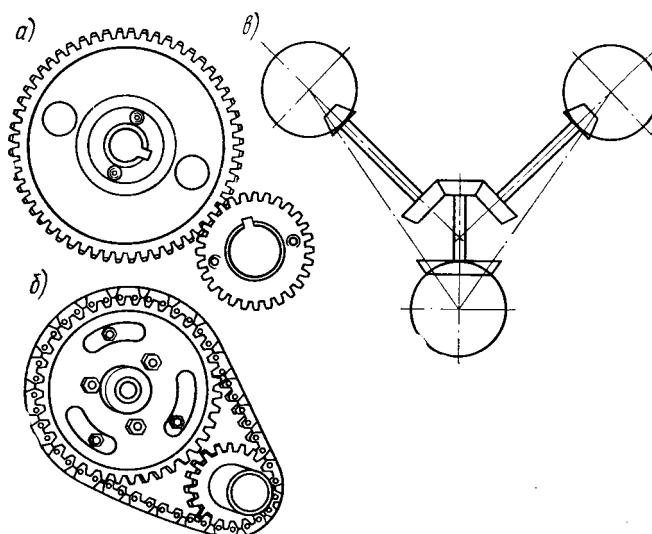


Рис. 2.22. Передачи, применяемые для привода распределительного вала

Схема привода распределительных валов на V-образном двигателе показана на рис. 2.22, в. От осевого перемещения распределительный вал удерживается обычно упорным фланцем. На характер работы механизма газораспределения во многом влияет профиль кулачка, обычно выполняемый выпуклым, что обеспечивает наилучшее наполнение цилиндров при небольших инерционных силах.

Распределительный вал изготавливается из углеродистых или легированных сталей, а также из специального чугуна. Кулачки и шейки стальных

распределительных валов подвергаются цементации с последующей закалкой или поверхностной закалке, а чугуновых – отбеливанию.

Система охлаждения

Назначение и классификация систем охлаждения

Сгорание рабочей смеси в цилиндрах сопровождается выделением теплоты, что вызывает интенсивный нагрев деталей двигателя. Перегрев любого двигателя в лучшем случае приводит к понижению развиваемой мощности, но обычно эксплуатация перегретого двигателя выводит его из строя.

Переохлаждение двигателя также нежелательно, поскольку резко увеличивается износ цилиндров и поршневых колец из-за того, что несгоревшее топливо в жидком виде смывает смазку со стенок цилиндра, проникает в картер и разжижает смазку. В дизелях, кроме того, происходит засмоление поршней, поршневых колец и выпускных клапанов.

Следовательно, система охлаждения двигателя должна поддерживать оптимальный тепловой режим, обеспечивающий его наибольшую мощность, высокую экономичность и долговечность.

В настоящее время используют жидкостную и воздушную системы охлаждения двигателей. Наибольшее распространение на автотракторных двигателях получила жидкостная система охлаждения. Воздушное охлаждение обычно применяют на двигателях небольшой мощности.

Жидкостная система охлаждения

В жидкостной системе охлаждения избыточное тепло отводится от стенок цилиндров и камеры сгорания жидкостью, заполняющей рубашку охлаждения блока и головки цилиндров. Циркулируя в системе, нагретая жидкость поступает в теплообменный аппарат (радиатор), где отдает полученное тепло окружающему воздуху. Отечественные автотракторные двигатели имеют закрытую (без непосредственного сообщения с атмосферой) жидкостную систему охлаждения с принудительной циркуляцией жидкости под действием водяного насоса.

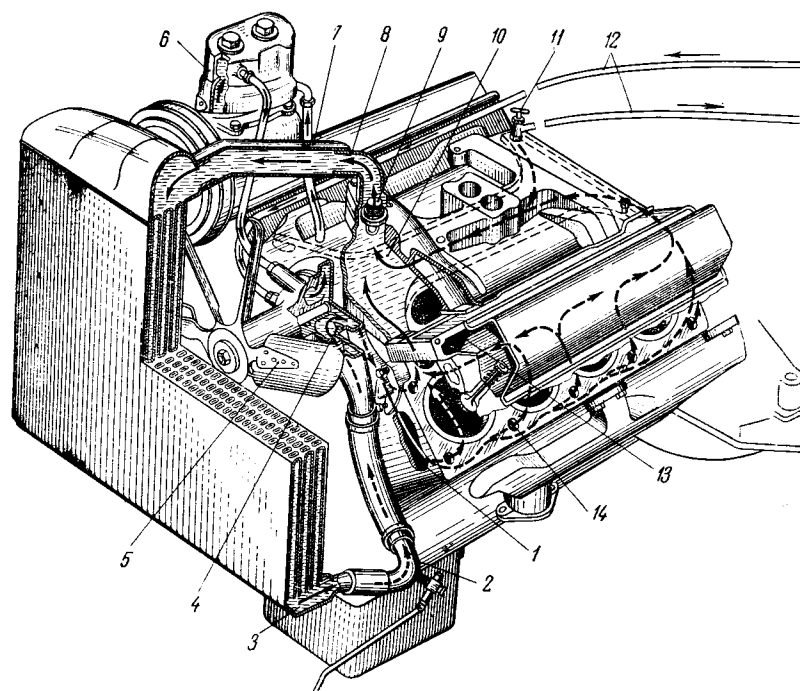


Рис. 2.23. Закрытая система жидкостного охлаждения

Устройство такой системы охлаждения показано на рис. 2.23, Охлажденная жидкость из нижнего резервуара 3 радиатора через патрубков 2 и резиновые шланги поступает к центробежному насосу 4, а затем – в водяную рубашку 1 блока цилиндров, омывая наружные поверхности гильз цилиндров. Через отверстие 14 жидкость поступает в водяную рубашку 13 головки блока, где охлаждает гнезда клапанов, затем проходит в полость впускного коллектора и подогревает горючую смесь, поступающую в цилиндры двигателя. Далее через патрубок 10, открытый клапан термостата 9 и патрубок 8 жидкость поступает в верхний резервуар радиатора. Под действием потока воздуха, усиливаемого вентилятором 5, жидкость в радиаторе охлаждается и проходит в нижний резервуар. После этого процесс циркуляции повторяется.

Термостат 9, установленный в верхнем патрубке, пропускает воду в радиатор только при нагреве ее до 70°C и выше. При более низкой температуре вода из полости впускного коллектора, минуя радиатор, поступает через шланг 7 в водяную полость компрессора 6, насос 4 и в рубашки охлаждения цилиндров. Благодаря этому прогрев двигателя ускоряется. Когда температура жидкости достигает необходимой величины, клапан термостата открывается, и вода проходит в радиатор. Обогрев кабины водителя осуществляется движением жидкости по шлангам 12 через кран 11.

Элементы жидкостной системы охлаждения

Водяной насос предназначен для обеспечения циркуляции жидкости в системе. Обычно в системах охлаждения устанавливают малогабаритные насосы центробежного типа высокой производительности (до 13 тыс. л/ч), создающие давление на линии нагнетания от 0,05 до 0,2 МПа. Насосы этого типа просты, надежны, дешевы в изготовлении. У большинства моделей двигателей водяной насос установлен на одном валу с вентилятором и приводится в действие от коленчатого вала посредством клиноременной передачи.

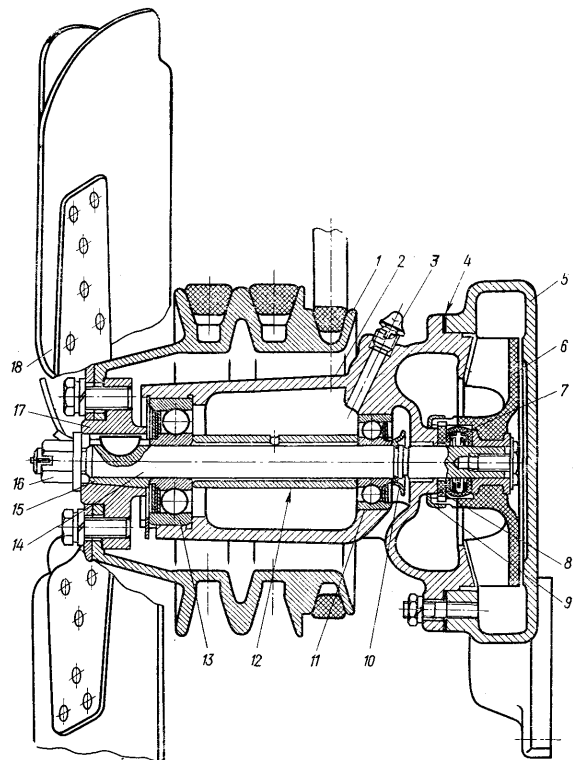


Рис. 2.24. Водяной насос и вентилятор двигателя

Устройство такого насоса показано на рис. 2.24. Вал 14 насоса вращается в подшипниках 11 и 13. Подшипники установлены в корпусе 2 с помощью втулки 12. Полость между подшипниками заполняют смазкой через масленку 3. На валу 14 установлен отражатель 10, препятствующий проникновению жидкости в полость подшипников. На заднем конце вала 14 установлена крыльчатка 6 насоса, которая вращается в корпусе 5. Соединение корпусов 2 и 5 уплотнено прокладкой 4. Место выхода заднего конца вала из корпуса подшипников уплотнено самоподвижным сальником, в обойме 9 которого установлена графитизированная текстолитовая шайба 8. Через резиновый уплотнитель 7 и пружину шайба 8 прижимается к торцу корпуса 2. При работе насоса охлаждающая жидкость поступает по подводящему патрубку из нижнего резервуара радиатора внутрь корпуса 5. При вращении крыльчатки 6 жидкость отбрасывается к стенкам корпуса и через выходной канал движется в рубашку охлаждения двигателя.

Вентилятор предназначен для создания воздушного потока, проходящего через радиатор, что увеличивает интенсивность охлаждения жидкости. Лопasti 18 вентилятора (рис. 2.24) крепятся на ступице 17, которая установлена на переднем конце вала 14, с помощью разрезной втулки 15, шпонки и гайки 16. К ступице крепится также шкив 1 клиноременной передачи. В автотракторных двигателях обычно применяют четырех-, шестилопастные вентиляторы осевого типа. Вентилятор устанавливается за радиатором перед двигателем. В целях уменьшения вибрации и шума лопасти устанавливаются крестообразно, попарно под углами 70 или 110°. Лопasti штампуются из листовой стали толщиной 1,25–1,8 мм, располагаются они радиально или под некоторым углом. Наиболее выгоднейший угол атаки для плоских лопастей – 40–45°, а для выпуклых – около 35°.

Радиатор служит для охлаждения жидкости, поступающей из рубашки охлаждения. Радиатор (рис. 2.25) состоит из верхнего 4 и нижнего 1 резервуаров и сердцевины 2 с трубками 7. В резервуарах имеются патрубки 6 и 9, соединяемые с патрубками двигателя. В верхнем резервуаре расположена наливная горловина 5 (через которую в радиатор заливается жидкость), закрываемая пробкой. В горловину впаяна пароотводная трубка 8, которая отводит пар из системы в случае закипания жидкости, предотвращая увеличение давления в системе. В пробке наливной горловины устанавливается паровоздушный клапан, соединяющий радиатор с атмосферой при повышении избыточного давления в нем до 0,03 МПа или возникновении разрежения, равного 0,002–0,01 МПа. Каркас 3 радиатора образуется жесткими боковинами и нижней пластиной. Сердцевина радиатора может быть трубчато-пластинчатой, трубчато-ленточной и пластинчатой. Радиатор вмонтирован в раму на пружинах или резиновых подушках 10, уменьшающих вибрации и смягчающих ударные нагрузки, возникающие при движении машины.

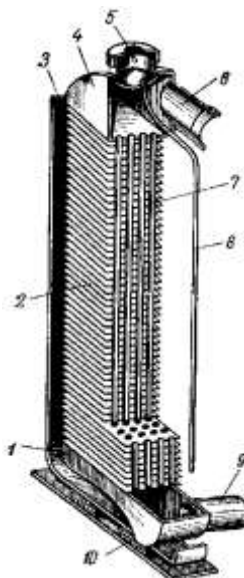


Рис. 2.25. Радиатор

Рубашка охлаждения представляет собой сеть каналов внутри блока и головки цилиндров, по которым движется охлаждающая жидкость, поступающая к цилиндрам через окна в стенках этих каналов. Скорость движения жидкости в рубашке колеблется в пределах 0,5–1,0 м/с. Перепуск жидкости осуществляется через отверстия в блоке и головке цилиндров, причем эти отверстия расположены в наиболее нагретых частях головки.

Термостат предназначен для ускорения прогрева охлаждающей жидкости при запуске двигателя и поддержания постоянной (70– 95° С) температуры жидкости в системе независимо от нагрузки двигателя и температуры окружающей среды. Термостаты бывают двух типов – жидкостные и с твердым наполнителем.

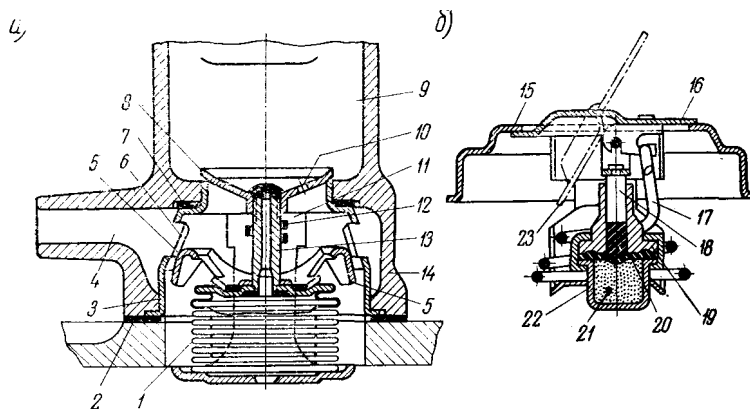


Рис. 2.26. Термостаты

Жидкостный термостат (рис. 2.26, а) имеет корпус 3 с окнами 6, гофрированный цилиндр 1 с основным клапаном 8 и вспомогательным клапаном 5 на штоке 13. В нижней части цилиндр с помощью кронштейна 11 жестко прикреплен к корпусу. Шток установлен в направляющей 12. Для выхода воздуха при заливке системы служит отверстие 10. Термостат устанавливается в выходном патрубке 14 системы охлаждения. Плотность соединения обеспечивается прокладками 2 и 7. Внутри гофрированного цилиндра залита легкокипящая жидкость. При работе непрогретого двигателя основной клапан 8 перекрывает канал 9, и жидкость по перепускному каналу 4 через окна 6 поступает к насосу, а от него – к рубашке цилиндров. Нагрев системы охлаждения сопровождается интенсивным испарением жидкости в цилиндре. Под давлением паров жидкости цилиндр удлиняется, клапаны 5 и 8 приподнимаются, частично перекрывая перепускной канал 4 и открывая канал 9. При этом охлаждающая жидкость начинает поступать как через перепускной канал 4 к рубашке цилиндров, так и через канал 9 к радиатору. При температуре охлаждающей жидкости 80–95 °С клапаны 5 и 8 поднимаются до отказа, перекрывая перепускной канал 4 и открывая канал 9. При этом жидкость циркулирует только через радиатор. Недостатком жидкостного термостата является его зависимость от давления в системе охлаждения, что вызывает значительные колебания температуры открытия клапана. Этому недостатка не имеет термостат с твердым наполнителем (термоклапан).

Термоклапан состоит из медного баллона 22 (рис. 2.26, б), наполненного твердым кристаллическим веществом 21 – смесью церезина (нефтяного воска) с медным порошком. Активная масса прикрыта крышкой 19 с резиновой мембраной 20. На мембрану опирается шток 18, шарнирно соединенный с клапаном 16, который прижимается пружиной 17 к горловине 15 водяного патрубка. При нагревании активная масса плавится, увеличиваясь в объеме. Возникающее давление перемещает мембрану 20 и шток 18 вверх, при этом клапан 16 устанавливается в положение 23, и вода поступает в радиатор. Дополнительное регулирование температурного режима в системе охлаждения производится с помощью шторок и решеток из поворачивающихся пластин (жалюзи). Жалюзи устанавливаются перед радиатором и регулируются вручную или автоматически.

Система воздушного охлаждения

В системе воздушного охлаждения избыточное тепло отводится от наружной поверхности двигателя направленным потоком воздуха. Основными элементами системы воздушного охлаждения являются осевой вентилятор 1 (рис. 2.27) с направляющим аппаратом 2, направляющий кожух (дефлектор) 3, отражатели 6 и 7, привод вентилятора, охлаждающие ребра цилиндров 4 и головок 5 цилиндров.

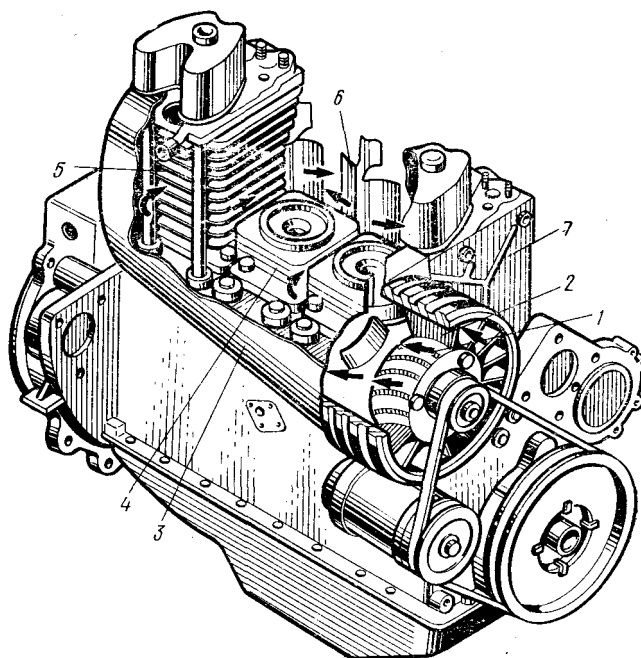


Рис. 2.27. Система воздушного охлаждения

При работе двигателя воздух поступает к вентилятору через направляющий аппарат, а затем нагнетается под кожух. От кожуха воздушный поток с большой скоростью направлен подается к цилиндрам и головкам, проходит между ребрами и охлаждает нагретые узлы.

Двигатели воздушного охлаждения по сравнению с двигателями жидкостного охлаждения имеют меньшие габариты и массу на единицу мощности, проще в обслуживании, у них отсутствует опасность разрушения от замерзания, однако температурный режим большинства основных деталей двигателя напряженный, среднее эффективное давление и литровая мощность ниже. Двигатели воздушного охлаждения имеют повышенный шум.

Система смазки

Назначение и классификация систем смазки

Система смазки предназначена для подачи смазочных материалов к трущимся поверхностям деталей двигателя с целью уменьшения трения и износа, для охлаждения деталей, очистки их от нагара и продуктов износа, защиты от коррозии. Кроме того, смазка способствует герметичности соединения цилиндра с поршнем. Наименьшее трение и износ поверхностей будут при жидкостном трении, поэтому конструктивные формы сопряженных деталей двигателя и системы их смазки должны быть таковы, чтобы обеспечивать в наибольшей степени жидкостное трение. Условия смазки отдельных

деталей двигателя различны. Некоторые детали (шатунные и коренные подшипники коленчатого вала) находятся под воздействием больших нагрузок, но при сравнительно низкой температуре (100-150° С) и поэтому допускают жидкостное трение. Другие детали (поршни, гильзы, выпускные клапаны) находятся под воздействием не только значительных нагрузок, но и высоких температур (до 1000° С), что не позволяет обеспечить жидкостное трение из-за возможности возникновения нагарообразования. Поэтому указанные детали работают в условиях полужидкостного и даже сухого трения.

В зависимости от способа подачи масла к узлам трения различают следующие типы систем смазки: 1) разбрызгиванием, 2) под давлением, 3) комбинированную.

При системе смазки **разбрызгиванием** масло, находящееся в картере, во время вращения коленчатого вала разбрызгивается нижними головками шатунов. Частицы масла, дробясь на мельчайшие капельки или в виде масляного тумана, попадают на места смазки либо непосредственно, либо по каналам, подведенным к местам сопряжения. Смазка разбрызгиванием наиболее проста, но ее интенсивность уменьшается по мере снижения уровня масла в картере и снижения частоты вращения коленчатого вала. Кроме того, отсутствие направленной циркуляции масла не позволяет очищать масло от примесей путем пропуска его через фильтр. Система смазки разбрызгиванием применяется только в пусковых двигателях, работающих непродолжительное время.

Система смазки **под давлением** обеспечивает непрерывную подачу масла к поверхности трения с помощью насоса. При этом виде смазки к трущимся поверхностям подается необходимое количество масла и обеспечивается его интенсивная циркуляция. Недостатком системы смазки под давлением является ее чрезмерная конструктивная сложность. Наиболее распространена в современных двигателях **комбинированная** система смазки, при которой наиболее нагруженные поверхности (коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, подшипники распределительного вала и т. п.) смазываются маслом под давлением, а менее нагруженные – разбрызгиванием.

Комбинированная система смазки

Комбинированные системы смазки в зависимости от места нахождения основного количества масла подразделяются на системы: с мокрым картером (картер заполнен маслом) и с сухим картером (картер без масла). Во втором случае масло находится в специальных баках, расположенных внутри картера или вне его. Система смазки **с сухим картером** применяется в высокооборотных двигателях вследствие сильного пенообразования масла, если оно находится в картере, а также в двигателях, которые устанавливаются на машинах, рассчитанных на работу при больших углах подъема. В большинстве автотракторных двигателей применяется комбинированная система смазки **с мокрым картером**, устройство и работа которой показана на рис. 2.28.

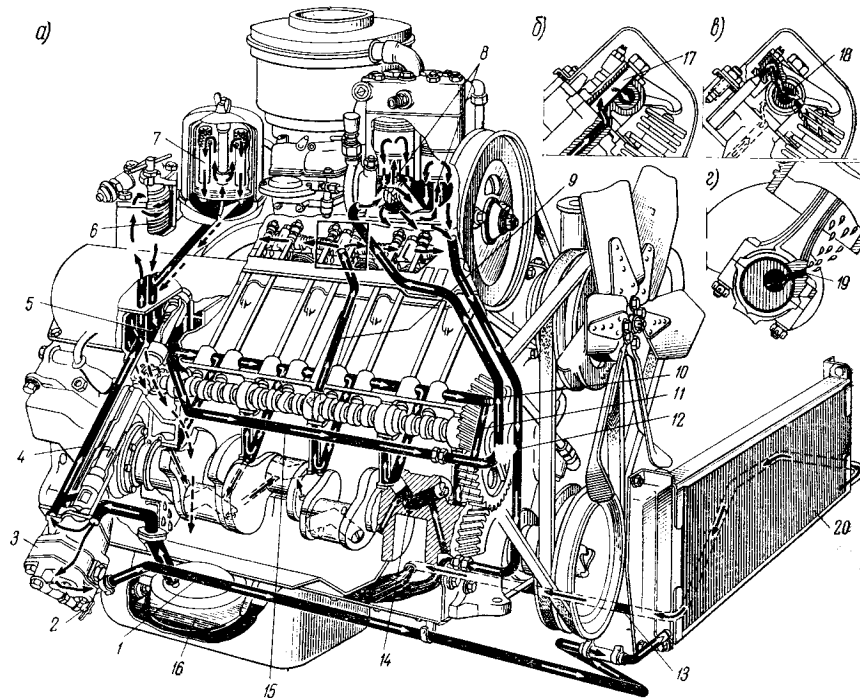


Рис. 2.28. Комбинированная система смазки двигателя:
 а – общий вид; б – узел подвода масла к валу коромысел; в – узел смазки втулки и пятки коромысла и наконечника штока; г – шатунный подшипник в момент впрыска масла на стенки цилиндра

Циркуляция масла в системе создается двухсекционным шестеренчатым насосом 3, в который масло поступает из картера через маслоприемник 16. Верхняя секция насоса подает масло через канал 4 в корпус масляных фильтров. Весь поток масла проходит через фильтр грубой очистки 6, где очищается от механических примесей. Далее часть потока масла (20-25%) направляется в фильтр тонкой очистки 7, где очищается от мельчайших примесей и сливается в поддон картера. Основной же поток масла из фильтра грубой очистки направляется в распределительную камеру 5, откуда поступает в два магистральных канала 10 и 15, идущих вдоль блока цилиндров.

Правый магистральный канал 15 предназначен для подвода масла к правому ряду толкателей клапанов и смазки компрессора 8, после чего масло по трубке 12 сливается в поддон картера. Левый магистральный канал служит для смазки левого ряда толкателей клапанов и коренных подшипников коленчатого вала. От коренных подшипников масло, очищенное в ловушках 14, по каналам подводится к подшипникам распределительного вала и по сверлениям в коленчатом валу – к шатунным подшипникам. В теле шатунов имеются отверстия 19. В момент совмещения отверстий 19 со сверлениями в шейках коленчатого вала масло выпрыскивается на стенки цилиндров. Масло, снимаемое со стенок цилиндров маслоъемными кольцами, смазывает поршневые пальцы, после чего отводится внутрь поршня.

Для смазки втулок коромысел в средней шейке распределительного вала выполнено сверление, которое периодически соединяется с каналом 9 подвода масла к средней стойке осей коромысел 17, далее масло поступает во внутреннюю полость оси 18 коромысел и затем к соответствующим втулкам

коромысел, сферическим опорам штанг, клапанам и механизмам поворота клапанов. По каналам 11 и сверлению в передней шейке распределительного вала масло поступает к упорному фланцу и далее на распределительные шестерни. Нижняя секция насоса через кран 2 и канал 1 подает масло в масляный радиатор 20, откуда охлажденное масло по трубопроводу 13 поступает в картер двигателя. При включенном масляном радиаторе температура масла в картере не превышает 80–90° С.

Таким образом, в рассмотренной системе смазки под давлением смазываются коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, подшипники распределительного вала, опоры валика привода прерывателя-распределителя и валика масляного насоса, толкатели и втулки коромысел и компрессор. Остальные детали двигателя смазываются разбрызгиванием или при движении масла самотеком.

Основные элементы системы смазки

Масляный насос предназначен для подачи масла под давлением к трущимся деталям и к приборам очистки и охлаждения масла. Наиболее распространены в автотракторных двигателях одно- и двухсекционные шестеренчатые насосы с внешним зацеплением шестерен. Они отличаются простотой устройства, малыми габаритами, надежностью работы и равномерностью подачи масла.

Односекционный шестеренчатый насос (рис. 2.29) состоит из ведущей 5 и ведомой 2 шестерен, расположенных в корпусе 4. Ведущая шестерня закреплена с помощью шпонки на валу, который вращается от распределительного вала. Ведомая шестерня свободно вращается на оси, запрессованной в корпусе. При работе насоса масло проходит в полость корпуса по трубопроводу 6, захватывается зубьями шестерен и поступает в трубопровод 3 под давлением (рис. 2.29, а). Для предохранения системы смазки от чрезмерного повышения в ней давления масла в насосе установлен редуцирующий клапан 1, который регулируется на давление 0,25–0,3 МПа. При срабатывании клапана масло вновь перекачивается во всасывающую полость насоса (рис. 2.29, б).

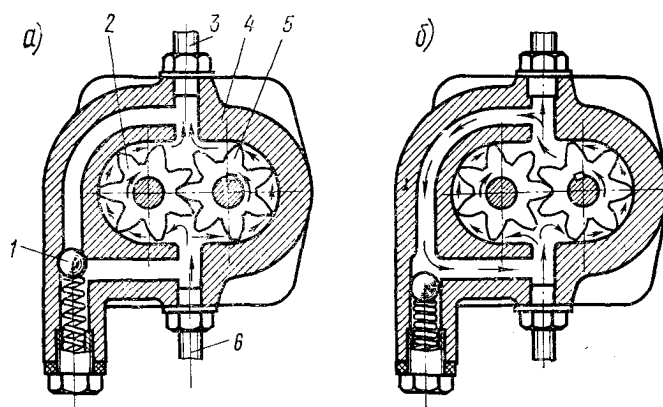


Рис. 2.29. Схема работы шестеренчатого насоса при допустимом (а) и при повышенном (б) давлении в системе

Двухсекционные насосы имеют две секции, в каждой из которых расположена пара шестерен. Устройство и работа каждой секции не отличаются от устройства и работы односекционного насоса. Двухсекционные насосы применяются в том случае, когда в системе смазки установлены масляный

радиатор и фильтр центробежной очистки масла. В этом случае основная (верхняя) секция подает масло в систему смазки, а дополнительная (нижняя) – в масляный радиатор (ЯМЗ, ЗИЛ-130) или в фильтр центробежной очистки масла (ГАЗ-53А и ГАЗ-66).

Масляные фильтры очищают масло от посторонних примесей и осадков. Фильтры могут быть разделены на две группы – фильтры грубой очистки и фильтры тонкой очистки. Фильтры грубой очистки очищают масло от крупных частиц (0,04–0,07 мм) механических примесей. Они устанавливаются между масляным насосом и магистральными каналами и через них пропускается весь поток масла. Фильтры грубой очистки должны обладать высокой пропускной способностью, т. е. малым сопротивлением фильтрующего элемента, который выполняется пластинчато-щелевым или ленточно-щелевым.

Пластинчато-щелевой фильтр состоит из корпуса 1 (рис. 2.30, а), фильтрующего элемента, отстойника 8, спускной пробки 9 и перепускного клапана. Фильтрующий элемент состоит из большого числа фильтрующих стальных пластин (дисков) 4 толщиной 0,35 мм, чередующихся с промежуточными пластинами (звездочками) 6 толщиной 0,08 мм. Эти пластины надеваются на стержень 10 прямоугольного сечения и сжимаются с помощью гайки и контргайки. Нижняя пластина надета на три стержня 11 и стойку 5 квадратного сечения, которые ввернуты в корпус 1 фильтра. На стойку 5 надеваются также очищающие пластины 7 толщиной 0,06 мм, которые входят в зазоры между фильтрующими пластинами. При повороте стержня 10 за рукоятку 12 пластины 7 очищают зазоры от накопившейся грязи и сбрасывают ее в отстойник, откуда она удаляется через сливную пробку 9.

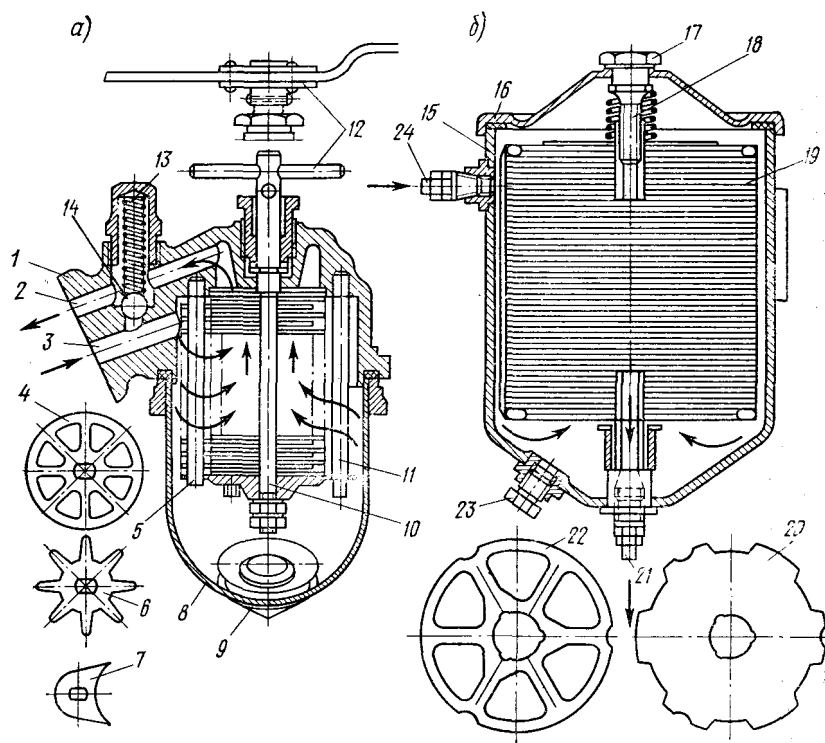


Рис. 2.30. Масляные фильтры:
а – фильтр грубой очистки; б – фильтр тонкой очистки

Масло, нагнетаемое насосом, поступает по каналу 3 внутрь фильтра, проходя между зазорами фильтрующего элемента, очищается от механических примесей и по каналу 2 поступает в систему смазки. Каналы 2 и 3 соединены между собой отверстием, в котором размещен шарик 14 перепускного клапана. При повышенной вязкости или загрязненности масла давление в канале 3 значительно повышается. Под его действием шарик 14 отжимает пружину 13 и пропускает масло в главную масляную магистраль, минуя фильтр.

Фильтры тонкой очистки масла очищают масло от мельчайших примесей (до 0,01 мм) и смол. Устанавливаются они параллельно главной масляной магистрали и, обладая высоким сопротивлением фильтрующего элемента, пропускают 10–15% масла подаваемого насосом.

Такой фильтр состоит из корпуса 15 (рис. 2.30, б), одновременно являющегося отстойником, крышки 16, фильтрующего элемента 19, надетого на центральную трубу 18, в которой имеются калиброванные отверстия. Крышка прижимается к корпусу болтом 17, который ввертывается в трубу 18. Для слива отстоя в корпусе имеется отверстие с пробкой 23. Фильтрующий элемент состоит из набора фигурных картонных дисков 20 и пластин 22. Сверху и снизу фильтрующий элемент закрывается металлическими крышками и стягивается планками. При работе двигателя масло поступает в фильтр через маслопровод 24 и стекает по стенкам вниз, где крупные частицы осаждаются. Далее масло проходит сквозь фильтрующий элемент и через калиброванные отверстия в трубе 18 выходит по маслопроводу 21 в поддон картера.

В последнее время в качестве фильтров тонкой очистки широко применяются центробежные фильтры (центрифуги), ротор которых вращается с частотой 6000–7000 об/мин. Фильтр центробежной очистки масла с реактивным приводом (рис. 2.31) состоит из корпуса 9, в который ввернута ось 4 ротора 8 с колпаком 5 и прокладкой 6, и кожуха 2, укрепленного на оси гайкой-барашком 1. Ротор свободно вращается на оси на двух бронзовых втулках и упорном подшипнике 11. Под фланец кожуха 2 поставлена резиновая прокладка 7. В оси 4 имеются отверстия для прохода масла внутрь ротора. В верхней части корпуса ротора установлен сетчатый фильтр 3, а в нижней – ввернуты два жиклера 10, выходные отверстия которых направлены по касательной в противоположные стороны. Масло очищается под действием центробежных сил, возникающих при вращении ротора. Из насоса масло поступает в полую ось 4 ротора и через отверстия в оси и каналы ротора попадает в его полость под колпаком 5. Затем масло поступает через сетчатый фильтр 3 в кольцевой колодец и с большой скоростью выбрасывается через жиклеры 10, создавая реактивный момент к приводя ротор во вращение. При вращении ротора частицы, загрязняющие масло, отбрасываются к стенкам колпака ротора, образуя на них осадок. Очищенное масло протекает через сетку, колодец и жиклеры. Центробежный масляный фильтр включается в систему смазки параллельно при наличии фильтра грубой очистки и последовательно при его отсутствии.

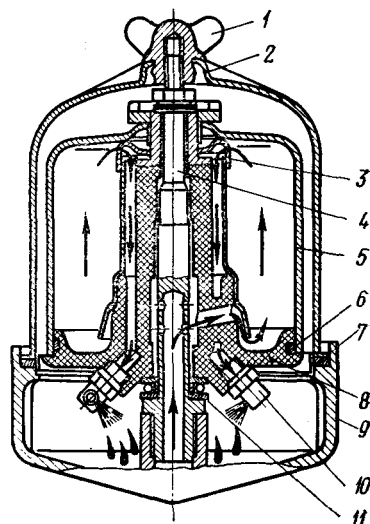


Рис. 2.31. Фильтр центробежной очистки масла

Маслоприемник предназначен для забора масла из поддона двигателя. Различают плавающие и неподвижные маслоприемники. Наибольшее распространение получили неподвижные маслоприемники, расположенные в нижней части поддона. Маслоприемник является также первичным фильтром, так как масло поступает из поддона через фильтрующую сетку.

Масляный радиатор предназначен для охлаждения масла при повышенных температурах окружающего воздуха и при перегрузках двигателя. Масляные радиаторы бывают водомасляные и воздушно-масляные. Наиболее распространены воздушно-масляные радиаторы, более надежные в эксплуатации. Устанавливаются они обычно перед радиатором системы охлаждения двигателя. Включаются и отключаются радиаторы краном или клапаном-термостатом.

Контрольными приборами являются манометр и термометр. При системе смазки с мокрым картером уровень масла измеряется с помощью специального измерительного стержня.

Смазочные материалы, применяемые в автотракторных двигателях

К смазочным материалам автотракторных двигателей относятся моторные масла и консистентные смазки. Они должны обладать стабильной вязкостью при изменениях температур, высокой маслянистостью, стойкостью при высоких температурах, характеризуемой температурой вспышки, подвижностью при отрицательных температурах, определяемой температурой застывания, термоокислительной стабильностью, антикоррозионными свойствами, отсутствием механических примесей и воды, стабильностью состава при транспортировке и хранении.

Для улучшения смазочных качеств применяемых в двигателях масел к ним добавляют специальные жидкости – присадки, составляющие 2,5–3,5% объема масла. Присадки бывают функциональные (улучшающие одно свойство масла) и многофункциональные. К первому виду относятся вязкостные (повышают вязкость масла); депрессорные (снижают температуру застывания масла); противокоррозионные (создают защитную пленку на поверхностях трения); антиокислительные (уменьшают окисляемость масла); моющие (смывающие нагар).

Маркируются моторные масла в зависимости от их вязкости и эксплуатационных свойств. Так, например, в обозначении М-10В2 буква М указывает, что масло моторное, цифра 10 означает уровень вязкости масла в мм²/с при 100° С, а буква В с индексом 2 указывает на то, что масло предназначено для среднефорсированных дизелей.

Если масло предназначено для применения как в карбюраторных двигателях, так и в дизелях, то буква, обозначающая область его применения, цифрового индекса не имеет (например, М-10В).

Все выпускаемые и вновь разрабатываемые моторные масла должны маркироваться в зависимости от области применения в соответствии с классификацией, приведенной ниже.

Группы масел	Область применения
А	Нефорсированные карбюраторные двигатели и дизели
Б	Б ₁ Малофорсированные карбюраторные двигатели
	Б ₂ Малофорсированные дизели
В	В ₁ Среднефорсированные карбюраторные двигатели
	В ₂ Среднефорсированные дизели
Г	Г ₁ Высокофорсированные карбюраторные двигатели
	Г ₂ Высокофорсированные дизели

Система питания карбюраторных двигателей

Система питания карбюраторных двигателей предназначена для приготовления топливо-воздушной смеси требуемого состава и качества, подачи ее к цилиндрам двигателя и отвода из них отработавших газов.

Система питания карбюраторных двигателей состоит из топливного бака 1 (рис. 2.32), фильтра-отстойника 4, топливного насоса 5, карбюратора 7, впускного 9, и выпускного 12 трубопроводов, глушителя отработавших газов 13, воздухоочистителя 14. Топливо заливается в бак через горловину 2. При работе двигателя топливо из бака подается насосом через фильтр-отстойник по топливопроводам 3 и 6 в карбюратор. В карбюраторе топливо, истекая через распылитель 17, подхватывается потоком воздуха, проходящим через диффузор 16, распыляется, перемешивается с воздухом и образует горючую смесь. Во время такта впуска горючая смесь поступает через впускной клапан 10 в цилиндр двигателя. Отработавшие газы удаляются в атмосферу через выпускной клапан 11, выпускной трубопровод 12 и глушитель 13. Регулирование количества поступающего воздуха производится воздушной 15, а поступающей в цилиндры горючей смеси – дроссельной 8 заслонками.

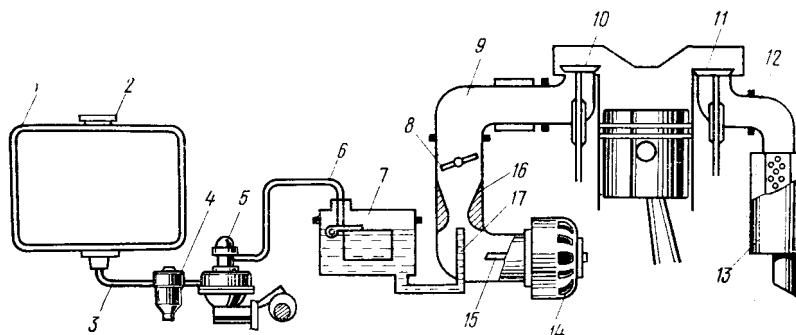


Рис. 2.32. Схема системы питания карбюраторного двигателя

Устройство элементарного карбюратора

Как говорилось выше, карбюратор предназначен для приготовления горючей смеси из паров жидкого топлива и воздуха. На автотракторных двигателях применяются карбюраторы пульверизационного типа, в которых истечение топлива происходит под действием разрежения в диффузоре. Различают карбюраторы с восходящим, горизонтальным и нисходящим (падающим) воздушными потоками. Наиболее распространены карбюраторы с падающим воздушным потоком, у которых воздух движется сверху вниз, так как они дают возможность удобнее установить воздухоочиститель, улучшить наполнение цилиндров за счет сокращения впускного трубопровода и упростить обслуживание при эксплуатации.

Элементарный карбюратор (рис. 2.33) состоит из поплавковой 10 и смесительной 1 камер и воздушного патрубка 4. Поплавковая камера, соединенная балансирующим отверстием 7 с атмосферой, имеет поплавок 9 и запорную иглу 8, которые предназначены для поддержания постоянного уровня топлива в распылителе 12. Снижение уровня топлива в поплавковой камере заставляет запорную иглу открыть отверстие гнезда 5, и топливо начнет поступать по трубопроводу 6. Смесительная камера представляет собой участок патрубка карбюратора от наиболее узкой части (горловины) диффузора 3 до оси дроссельной заслонки 2. Диффузор – вставной патрубков изменяющегося сечения, представляющий собой сначала суживающийся, а затем расширяющийся конус, – предназначен для увеличения скорости движения воздушного потока и создания разрежения около распылителя. Выходное отверстие (устье) распылителя расположено по оси диффузора несколько выше (до 6 мм) уровня топлива в поплавковой камере, поэтому топливо не вытекает из распылителя при неработающем двигателе.

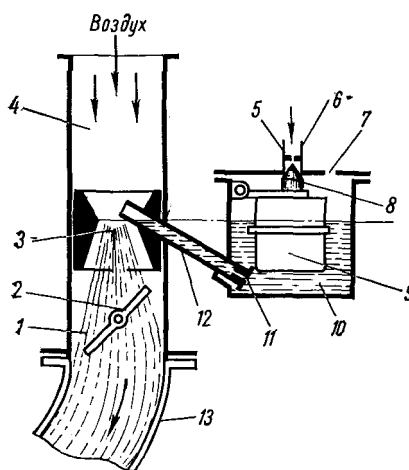


Рис. 2.33. Схема работы простейшего карбюратора

На конце канала распылителя, соединяющего поплавковую и смесительную камеры, расположен жиклер 11 – латунная пробка с калиброванным отверстием малого диаметра. Жиклер служит для дозирования количества топлива, поступающего в смесительную камеру. Пропускная способность жиклера

зависит от диаметра отверстия, длины канала и качества его обработки. Воздушный патрубок карбюратора соединяется с воздухоочистителем, а фланцем смесительной камеры карбюратор крепится к впускному трубопроводу 13.

Работа элементарного карбюратора происходит следующим образом.

Во время такта впуска в цилиндре двигателя образуется разрежение. Под действием перепада давлений атмосферный воздух через воздухоочиститель поступает в воздушный патрубок карбюратора. При движении воздуха через диффузор его скорость увеличивается (до 100 м/с), а давление падает. Вследствие разности давлений в поплавковой камере и горловине диффузора топливо начинает вытекать со скоростью 4–5 м/с и, попадая в воздушный поток, распыливается на мельчайшие частицы, испаряется, перемешивается с воздухом и образует горючую смесь, поступающую в цилиндр. Поворачивая дроссельную заслонку, можно увеличивать или уменьшать количество подаваемой в цилиндры горючей смеси, а следовательно, изменять мощность и крутящий момент двигателя.

В современных карбюраторах имеются специальные системы и устройства, обеспечивающие оптимальный состав горючей смеси на каждом режиме работы двигателя. К ним относятся главная дозирующая система, пусковое устройство, система холостого хода, экономайзер и ускорительный насос.

Главная дозирующая система карбюратора

Главная дозирующая система карбюратора должна обеспечить оптимальный состав смеси на большинстве режимов малых и средних нагрузок двигателя. В современных карбюраторах это достигается совместным действием главного и компенсационного жиклеров, пневматическим торможением топлива, регулированием разрежения в диффузоре и регулируемым сечением жиклера.

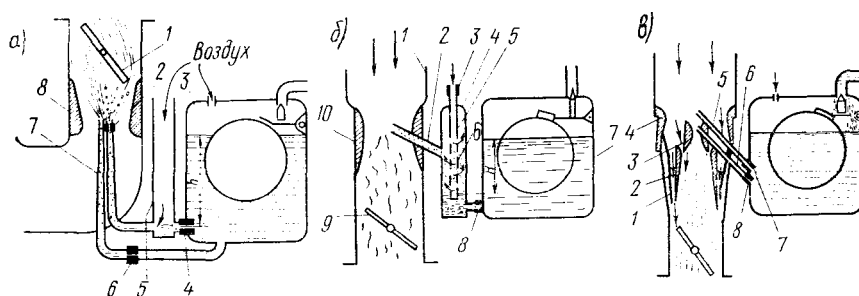


Рис. 2.34. Главная дозирующая система:

- а – с компенсационным жиклером; б – с пневматическим торможением топлива; в – с регулированием разрежения в диффузоре

При первом способе карбюратор в отличие от элементарного имеет два жиклера (рис. 2.34, а): главный 6 и компенсационный 4, соединенный с компенсационным колодцем 5. Колодец в верхней части сообщается с атмосферой. Главный жиклер с распылителем 7 работает, как и в элементарном карбюраторе, в зависимости от разрежения в диффузоре 8. Компенсационный же – только под действием напора h , равного высоте уровня топлива в поплавковой камере 3 над компенсационным жиклером. От разрежения в диффузоре его работа не зависит.

Во время работы двигателя на малых нагрузках (дроссель 1 прикрыт) количество топлива, подаваемое главным жиклером, уменьшается, а компенсационным – неизменно, что позволяет получить обогащенную смесь. Переход на средние и большие нагрузки сопровождается открытием дроссельной заслонки. При этом главный жиклер увеличивает подачу топлива через распылитель 7. Истечение через распылитель 2 компенсационного жиклера превысит его приток из поплавковой камеры, и уровень топлива в колодце понизится. Как только топливо из колодца будет полностью израсходовано, в распылитель 2 будет поступать воздушно-топливная эмульсия. Следовательно, с увеличением разрежения в диффузоре главный жиклер будет обогащать смесь, а компенсационный – обеднять ее. Совместная работа обоих жиклеров обеспечит получение обедненной смеси.

Второй способ – пневматическое торможение топлива – получил наибольшее распространение ввиду лучшего распыления топлива в воздушном потоке и перемешивания его с воздухом. В этом случае топливо из поплавковой камеры 7 (рис. 2.34, б) поступает в распылитель 2 через жиклер 8 по эмульсионному колодцу 4, в котором установлена гильза 5 с калиброванным воздушным отверстием 3. Когда двигатель не работает, топливо в поплавковой камере, распылителе и гильзе находится на одинаковом уровне. При работе Двигателя по мере открытия дроссельной заслонки 9 в диффузоре 10 возникает разрежение, и начинается истечение топлива. По мере увеличения воздушного потока в патрубке 1 уровень топлива в гильзе начинает понижаться, так как пропускная способность выходного отверстия распылителя больше, чем жиклера. Когда топливо в гильзе будет полностью израсходовано и через калиброванное отверстие 6 начнет поступать воздух, из распылителя в смесительную камеру карбюратора начнет поступать эмульсия, состоящая из бензина и воздуха. Поступающий в гильзу воздух уменьшает разрежение у жиклера. Результатом этого является торможение поступающего из жиклера топлива, что необходимо для получения обедненной смеси при работе двигателя на средних нагрузках.

При третьем способе – регулировании разрежения в диффузоре – применяют карбюратор, в смесительной камере которого установлены три диффузора: большой 4 (рис. 2.34, в), средний 2 и малый 3. К большому диффузору прикреплены верхние края упругих стальных пластин 1, которые перекрывают щель между средним диффузором и воздушным патрубком. Нижние края пластин прижимаются к среднему диффузору. В малом диффузоре расположен распылитель 6 главного жиклера 8, а в большом – распылитель 5 дополнительного жиклера 7. Следовательно, главный жиклер подает топливо в зависимости от разрежения в малом диффузоре, а дополнительный – от разрежения в большом.

При небольшом разрежении топливо поступает через главный жиклер в малый диффузор, а дополнительный жиклер не работает ввиду малой скорости воздушного потока в большом диффузоре. По мере увеличения разрежения воздушный поток будет отжимать нижние края пластин 1 к патрубку и все большая часть воздуха будет проходить между большим и средним диффузорами. С уменьшением количества воздуха, проходящего через малый диффузор, количество топлива, поступающего через главный жиклер, начнет

ускоренно уменьшаться, обедняя приготавливаемую смесь. Одновременно с этим из распылителя 5 дополнительного жиклера начинает интенсивно поступать топливо, обогащая получаемую смесь. Таким образом с увеличением разрежения главный жиклер обедняет горючую смесь, а дополнительный – обогащает ее. При правильном подборе сечений жиклеров и пластин 1 в таком карбюраторе может приготавливаться горючая смесь наивыгоднейшего состава.

При регулируемом сечении жиклера подача топлива изменяется путем движения в жиклере дозирующей иглы, которая связана системой рычагов с дроссельной заслонкой. Подбором профиля дозирующей иглы и величины жиклера можно получить смесь требуемого состава.

Пусковое устройство и система холостого хода

Пусковое устройство (рис. 2.35) служит для обогащения горючей смеси при пуске и прогреве холодного двигателя. При пуске двигателя частота вращения коленчатого вала мала, поэтому разрежение в диффузоре невелико. Для обеспечения требуемого в этом случае обогащения горючей смеси применяют воздушную заслонку 1, установленную во входном патрубке 2 карбюратора. При пуске двигателя воздушная заслонка прикрывается, что повышает разрежение в диффузоре. В результате смесь обогащается за счет интенсивного истечения топлива из распылителей главной дозирующей системы и системы холостого хода.

Воздух для образования горючей смеси поступает через щели у кромки воздушной заслонки.

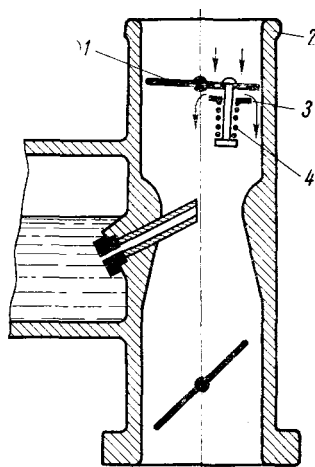


Рис. 2.35. Схема пускового устройства карбюратора

Пуск двигателя сопровождается резким увеличением разрежения в диффузоре, при этом возникает возможность переобогащения горючей смеси, в результате которого двигатель может заглохнуть. Для предотвращения чрезмерного обогащения смеси на воздушной заслонке устанавливается автоматический клапан 3, удерживаемый в закрытом положении пружиной 4. При резком увеличении разрежения в диффузоре клапан открывается, и в смесительную камеру дополнительно поступает воздух, уменьшающий переобогащение смеси. По мере прогрева двигателя воздушная заслонка все более приоткрывается и по окончании прогрева будет открыта полностью.

Система холостого хода обеспечивает устойчивую работу двигателя без нагрузки (стоянка автомобиля). В этом случае дроссельная заслонка почти

прикрыта, разрежение в диффузоре весьма незначительно и истечение топлива из главной дозирующей системы прекращается. Для подачи горючей смеси в цилиндры при этом режиме работы двигателя используют разрежение, возникающее в полости карбюратора за дроссельной заслонкой 4 (рис. 2.36). При этом топливо из поплавковой камеры проходит через главный жиклер 1, жиклер холостого хода 12 и каналы 11, 10 и 8. При движении топлива по каналу 8 туда же через воздушный жиклер 9 поступает воздух. Образующаяся эмульсия через выходное отверстие 5 поступает во впускной трубопровод.

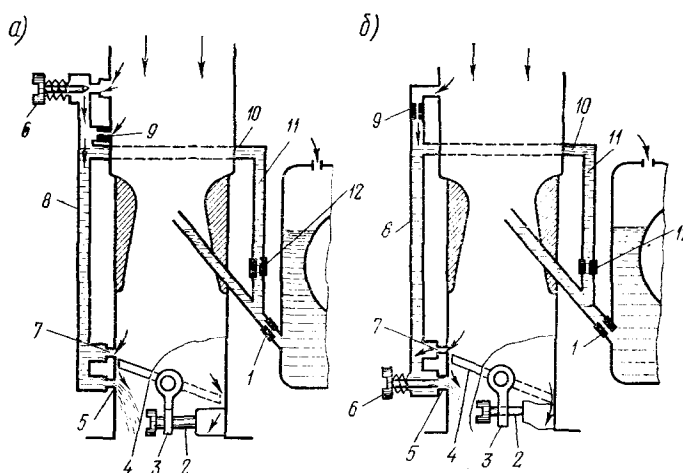


Рис. 2.36. Схема системы холостого хода карбюратора:

- а – регулирование качества смеси изменением количества воздуха; б – регулирование качества смеси изменением количества эмульсии

При незначительном открывании дроссельной заслонки отверстие 7 оказывается в зоне разрежения под дроссельной заслонкой и из него наряду с отверстием 5 начнет тоже поступать эмульсия. Это обеспечивает возможность плавного перехода от холостого хода к работе на малых нагрузках. Количество поступающей в цилиндры горючей смеси при работе двигателя на холостом ходу регулируется винтом 2, при вращении которого рычаг 3 изменяет положение дроссельной заслонки. Качество смеси можно регулировать двумя способами: изменением количества воздуха, поступающего через отверстие, прикрываемое винтом 6 (рис. 2.36, а), или количеством эмульсии, протекающей через отверстие 5 (рис. 2.36, б), проходное сечение которого регулируется винтом 6.

Экономайзер и ускорительный насос

Экономайзер (обогащатель) предназначен для обогащения горючей смеси при переходе работы двигателя на режим максимальной мощности путем подачи дополнительного количества топлива в смесительную камеру. Экономайзеры выполняются как с вакуумным, так и с механическим приводом. На рис. 2.37 показана схема экономайзера с вакуумным приводом, получившего широкое распространение. Он состоит из жиклера 12 и клапана 9, который прижимается к седлу пружиной 11. Открывается клапан нажатием стержня 4, имеющего на верхнем конце поршень 5, расположенный в цилиндре 6. Верхняя часть цилиндра соединена каналом 10 с задрессельным пространством, а нижняя – каналом 3 с воздушным патрубком.

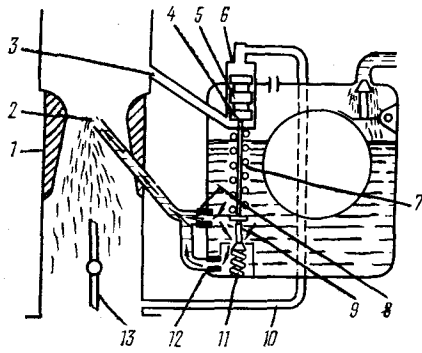


Рис. 2.37. Схема экономайзера с вакуумным приводом

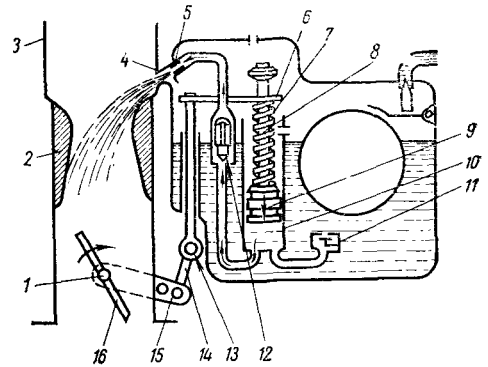


Рис. 2.38. Схема ускорительного насоса с механическим приводом

При работе двигателя на малых и средних нагрузках дроссельная заслонка закрыта, разрежение за ней, а следовательно, в канале 10 и над поршнем выше, чем в смесительной камере и под поршнем. Поэтому поршень находится в верхнем положении, несмотря на противодействие пружины 7. Клапан 9 закрыт, и жиклер 12 экономайзера не работает. Топливо поступает в смесительную камеру 1 только через главный жиклер 8, рассчитанный на обедненную смесь с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,1 \div 1,15$. При переходе на наибольшую нагрузку дроссельная заслонка 13 открывается на значительный угол, разрежение за ней и поршнем 5 уменьшается и пружина 11 заставляет поршень опуститься вниз и открыть клапан 9 экономайзера. При этом топливо будет поступать в распылитель 2 через главный жиклер 8 и жиклер 12 экономайзера. Расход горючего увеличится в пределах, рассчитанных на обогащенную смесь для получения максимальной мощности.

Ускорительный насос служит для быстрой подачи дополнительного количества топлива при резком изменении режима работы двигателя (увеличение частоты вращения коленчатого вала или нагрузки). Он может иметь механический или пневматический привод. На рис. 2.38 показана схема ускорительного насоса с наиболее распространенным механическим приводом. При закрытой дроссельной заслонке 16, расположенной на оси 1, поршень 9 находится в верхнем положении, и цилиндр 10 через впускной клапан 11 заполняется топливом. Нагнетательный клапан 12 при этом закрыт. При резком открытии дроссельной заслонки рычаг 15 через поводок 14 и тягу 13 опускает пластину 6 вниз. При этом пружина 7, установленная на стержне 8, сжимается, и поршень под ее действием движется вниз и давит на топливо в цилиндре. Под давлением топлива впускной клапан закрывается, а нагнетательный открывается, и дополнительные порции топлива впрыскиваются через жиклер 5 в смесительную камеру 3 выше диффузора 2.

Для выравнивания давления воздуха в полости поплавковой камеры и у жиклера 5 служит канал 4, благодаря которому предотвращается подсос топлива через систему ускорительного насоса в смесительную камеру, когда насос не работает. Кроме того, в верхней части цилиндра 10 имеется отверстие для перепуска топлива, просачивающегося между поршнем и стенкой цилиндра в поплавковую камеру при закрытии дроссельной заслонки.

Устройство и работа карбюратора

На современных двигателях преимущественно устанавливаются многокамерные карбюраторы с падающим потоком. В качестве примера рассмотрим карбюратор К-88А, устанавливаемый на двигателях Московского автомобильного завода им. И. А. Лихачева. Карбюратор – двухкамерный, обе смесительные камеры работают параллельно и каждая из них обеспечивает питание определенных цилиндров секций блока, на всех режимах работы двигателя. Карбюратор имеет главную дозирующую систему с пневматическим торможением топлива, регулирующую систему холостого хода, экономайзеры с пневматическим и механическим приводом и пневмо-центробежный ограничитель частоты вращения. Поплавковая камера, патрубок с воздушной заслонкой, экономайзер и ускорительный насос – общие для обеих смесительных камер, а системы холостого хода и главные дозирующие системы – отдельные.

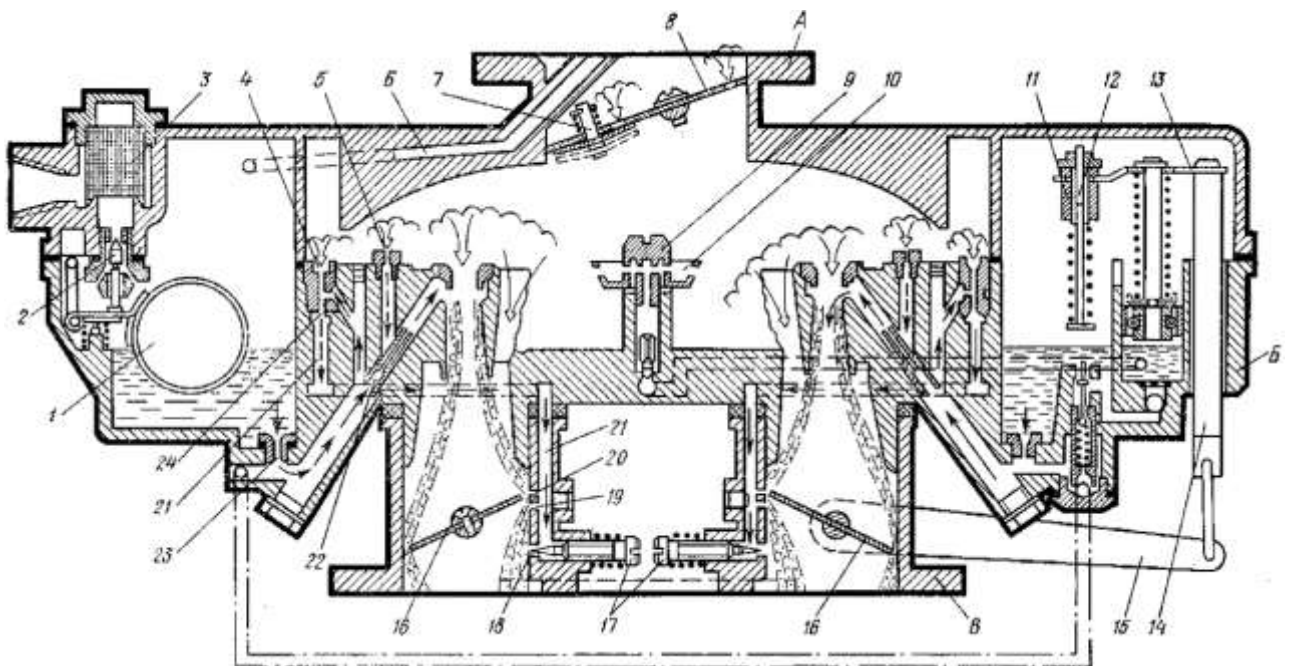


Рис. 2.39, а. Схема работы карбюратора при пуске двигателя

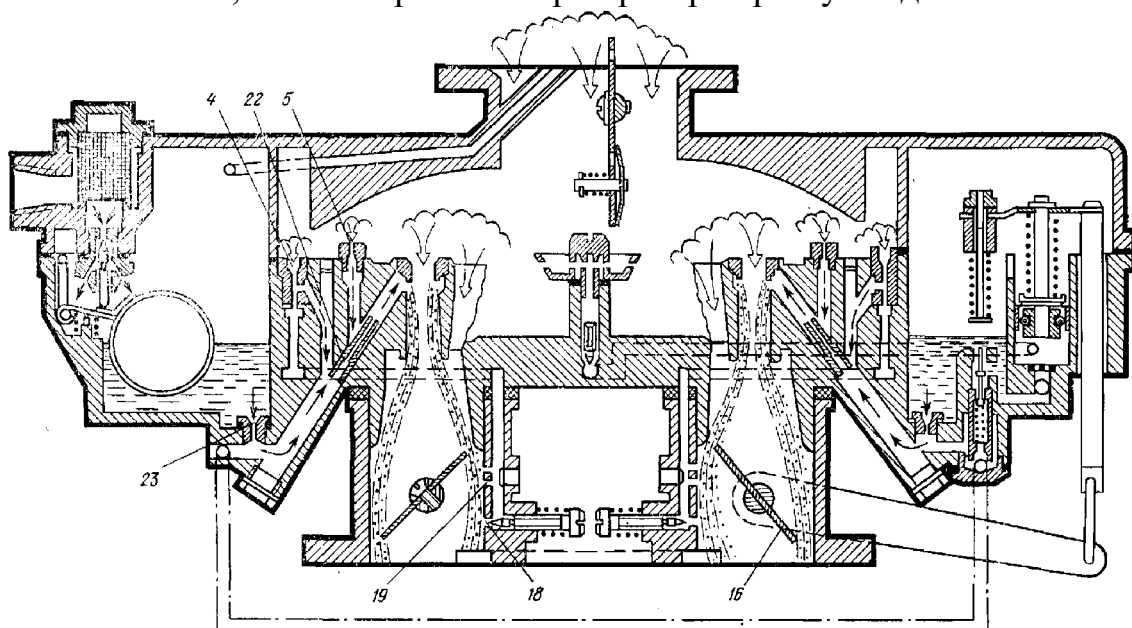


Рис. 2.39, б. Схема работы карбюратора при средних нагрузках двигателя

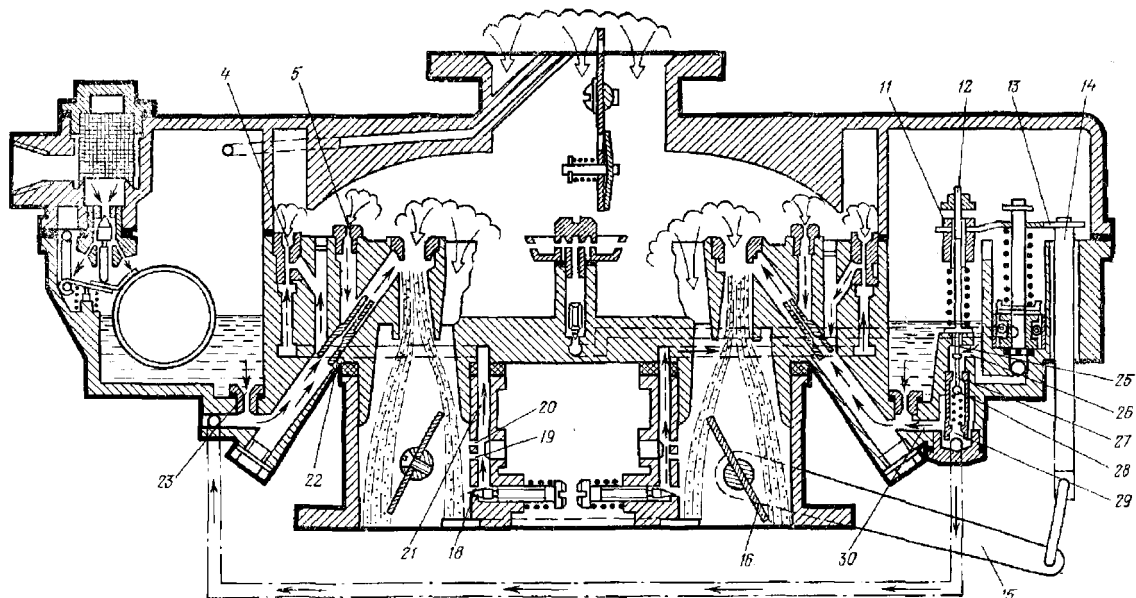


Рис. 2.39в. Схема работы карбюратора при включении экономайзера

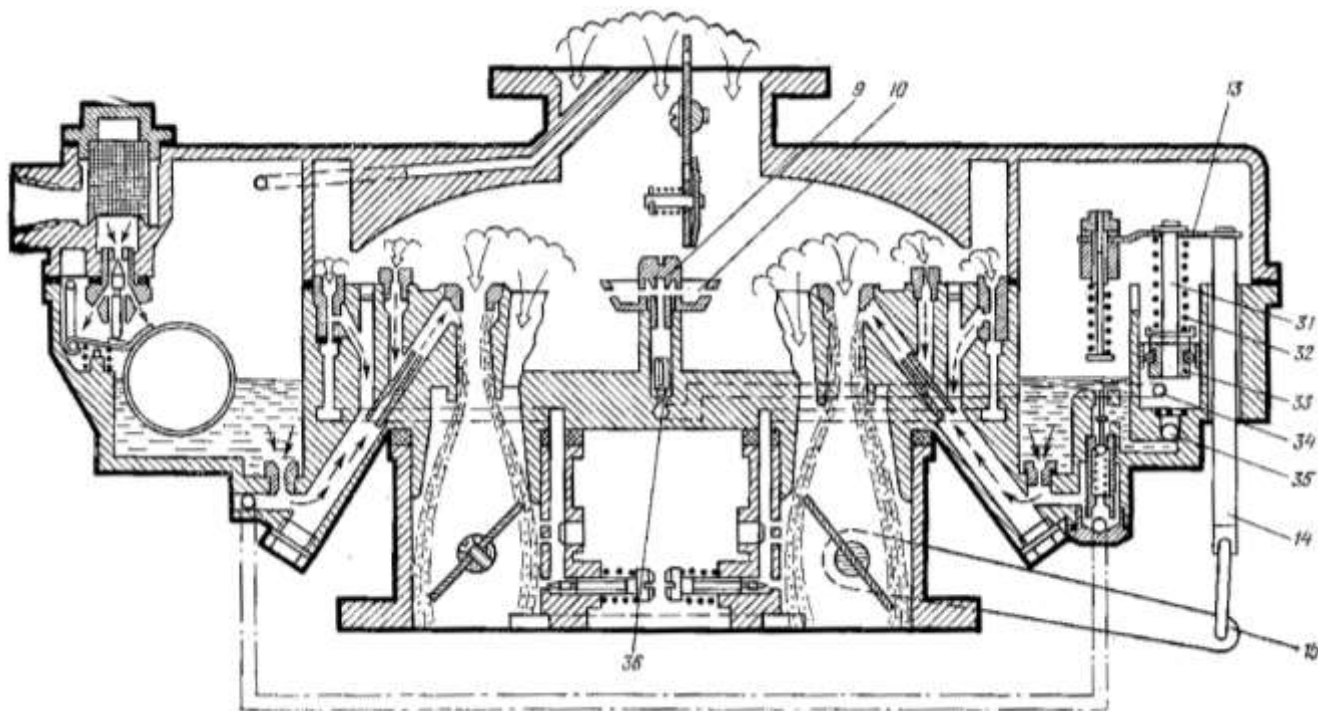


Рис. 2.39, г. Схема работы карбюратора при резком открытии дроссельной заслонки

Карбюратор состоит из трех основных разъемных частей: верхняя часть А (рис. 2.39, а – 2.39, г) состоит из воздушного патрубка и крышки поплавковой камеры, средняя часть Б включает в себя поплавковую и две смесительные камеры, которые являются корпусом карбюратора. Нижняя часть В, включающая смесительные патрубки с дроссельными заслонками, отлита из чугуна и присоединена к корпусу карбюратора на толстой теплоизоляционной прокладке, препятствующей проходу тепла от впускного трубопровода.

В верхней части карбюратора размещены воздушная заслонка 8, общая для обеих смесительных камер, на которой установлен автоматический клапан 7, сетчатый топливный фильтр 3, игольчатый клапан 2 подачи топлива и

балансировочный канал 6 поплавковой камеры, обеспечивающий неизменность состава горючей смеси при засорении воздухоочистителя.

В средней части карбюратора находятся поплавки 1, воздушный жиклер 5, поршень 33, пружина 32 и шток 31 ускорительного насоса, клапан 28 и жиклер 29 экономайзера, двойные диффузоры, топливные жиклеры: главные 23, холостого хода 24, полной мощности 22. Нижняя часть карбюратора состоит из двух смесительных патрубков. В каждом установлены дроссельная заслонка 16 и винт 17 регулировки системы холостого хода. Заслонки расположены на одной оси, которая посредством рычага 15 и тяги 14 связана с ускорительным насосом.

Работа карбюратора на различных режимах работы происходит следующим образом.

При пуске холодного двигателя и его прогревании (рис. 2.39, а) воздушная заслонка 8 прикрывается, а дроссельные заслонки 16 через систему рычагов и тяг приоткрываются. В смесительных камерах создается большое разрежение, и при проворачивании коленчатого вала топливо через жиклеры – главные 23 и холостого хода 24 поступает в канал 21 и далее через жиклер 22 полной мощности в малые диффузоры. Там топливо эмульсируется воздухом, поступающим через жиклеры 4 и 5. Обогащенная смесь из смесительных камер поступает в задрроссельное пространство. Сюда же поступает эмульсия из каналов 21 через регулируемые отверстия 18 и 19 системы холостого хода, что обеспечивает приготовление богатой горючей смеси. Дополнительно смесь перед пуском двигателя обогащается с помощью ускорительного насоса путем резкого нажатия (один-два раза) на педаль управления дроссельными заслонками. Переобогащение смеси после запуска двигателя предотвращается клапаном 7 на воздушной заслонке 8.

При работе двигателя на холостом ходу воздушная заслонка 8 открыта полностью, а дроссельные 16 лишь приоткрыты. При этом скорость движения воздуха и разрежение в диффузорах незначительны для истечения топлива из кольцевых щелей малых диффузоров и питание двигателя происходит от системы холостого хода. Под действием разрежения в задрроссельном пространстве, которое передается через отверстия 18, 19 и 20 в каналы 21, топливо из поплавковой камеры подается в главные жиклеры 23 и жиклеры 24 холостого хода и далее в каналы 21, где перемешивается с воздухом, поступающим через воздушный жиклер 4 холостого хода. Образующая эмульсия через отверстия 18, 19, 20 поступает в смесительные камеры, где смешивается с основным потоком воздуха, проходящим в зазоры между стенками смесительных камер и кромками дроссельных заслонок, и образует горючую смесь, состав которой регулируется винтом 17.

Наличие двух отверстий 18 и 19 обеспечивает устойчивую работу двигателя на холостом ходу и плавный переход на режим работы под нагрузкой.

При работе двигателя на малых и средних нагрузках (рис. 2.39, б) дроссельные заслонки 16 открываются, разрежение у отверстий 18 и 19 падает. Возрастает скорость движения воздуха в большом и малом диффузорах. Разрежение в малых диффузорах становится достаточным для начала работы главной дозирующей системы. Топливо начинает поступать через главные жиклеры 23, а затем и жиклеры 22 полной мощности, по пути смешиваясь с воздухом, поступающим через воздушные жиклеры 4 и 5. Образовавшаяся

эмульсия поступает через кольцевые щели в малых диффузорах в смесительную камеру. По мере увеличения открытия дроссельных заслонок и расхода топлива воздух начинает поступать в распылитель перед жиклером 22 через воздушные жиклеры 4 и 5 во все большем количестве и снижает разрежение у жиклера 22 полной мощности. Этим достигается торможение истечения топлива, а следовательно, поддерживается требуемый состав горючей смеси при изменении нагрузки или частоты вращения коленчатого вала.

При работе двигателя на полных нагрузках (рис. 2.39, в), когда дроссельные заслонки открыты полностью или почти полностью, топливо в смесительную камеру подается главной дозирующей системой и экономайзером. При этом в цилиндры двигателя подается обогащенная горючая смесь. Экономайзер включается в работу при отходе дроссельных заслонок 16 от стенок смесительных камер не менее чем на 9 мм.

Рычаг 15 через тягу 14, планку 13 и шток 12 перемещает толкатель 25 по направляющей 11. При этом клапан 28 отходит от седла 27, и дополнительное количество топлива через отверстие 26, жиклер 29 экономайзера и топливный канал 30 поступает к жиклерам 22 полной мощности. Смесь максимально обогатится, и двигатель разовьет полную мощность. Проходные сечения жиклеров 23 и 29 подобраны с учетом получения от двигателя максимальной мощности.

При резком открытии дроссельных заслонок (рис. 2.39, г) горючая смесь обогащается с помощью ускорительного насоса, привод которого объединен с механическим приводом клапана экономайзера. В этом случае движение рычага 15, тяги 14 и планки 13 заставит сжиматься пружину 32 ускорительного насоса и опускаться шток 31 и поршень 33. Вследствие образовавшегося под поршнем давления шариковый клапан 35 закрывается, а игольчатый клапан 36 открывается, и топливо, двигаясь по каналу 34, впрыскивается через полый винт 9 и распылитель 10 в смесительную камеру, кратковременно обогащая горючую смесь. Пружина 32 способствует плавному опусканию поршня 33 в колодце. Этим достигается затяжной впрыск топлива и устраняется чрезмерное и резкое давление поршня на топливо и, следовательно, торможение при открытии дроссельной заслонки.

При малых нагрузках и чрезмерной подаче топлива частота вращения коленчатого вала может оказаться выше допустимой, что приведет к значительной перегрузке деталей кривошипно-шатунного механизма и их повышенному износу. Ограничение частоты вращения коленчатого вала двигателя достигается путем автоматического прикрытия дроссельных заслонок с помощью специального устройства – ограничителя максимальной частоты вращения вала. Ограничители бывают двух типов – пневматические и пневмоцентробежные. Наиболее распространены пневмоцентробежные ограничители, позволяющие ограничивать частоту вращения вала в более узких пределах.

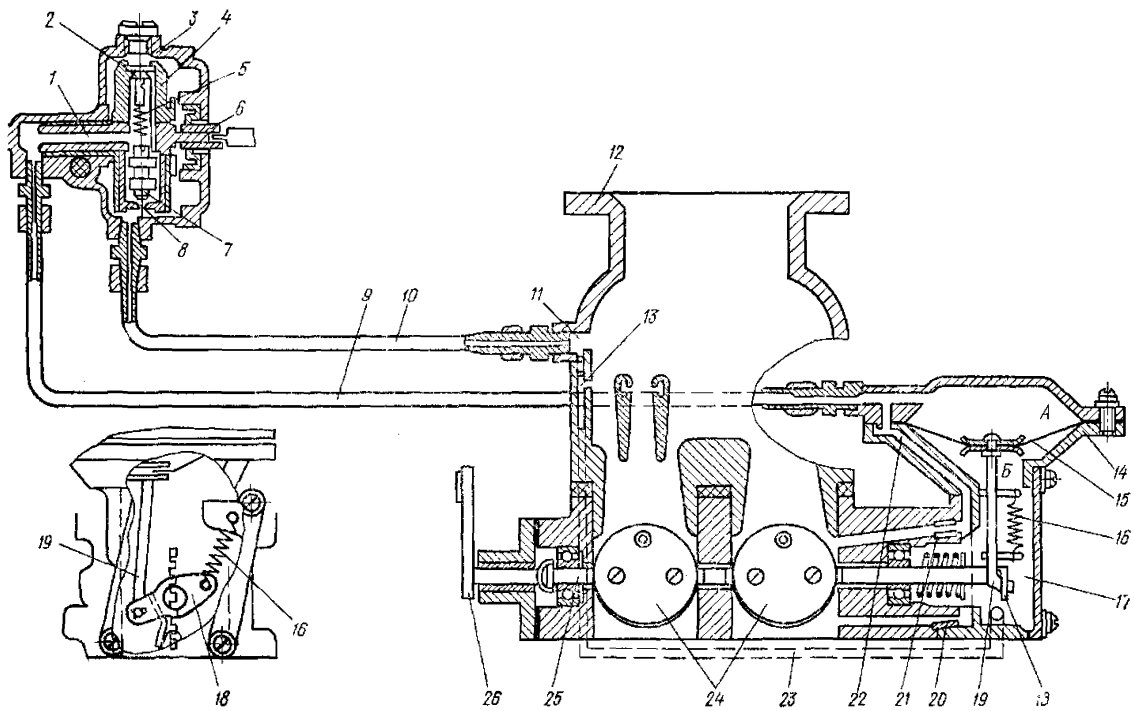


Рис. 2.40. Схема пневмоцентробежного ограничителя максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя

Пневмоцентробежный ограничитель состоит из центробежного датчика, укрепленного на крышке картера распределительных шестерен двигателя, и диафрагменного исполнительного механизма, связанного приводом с дроссельной заслонкой. Датчик состоит из корпуса 3 (рис. 2.40) и ротора 4 с клапаном 7. Ротор приводится во вращение валиком 6 от распределительного вала двигателя. Клапан расположен против отверстия (седла клапана) 8 и соединен с помощью пружины 5 с регулировочным винтом 2, ввернутым в ротор. Внутри валика 6 имеется канал 1, который трубкой 9 соединен с полостью А над диафрагмой, а через отверстие 8 трубкой 10 соединен с воздушным патрубком карбюратора.

Диафрагменный исполнительный механизм состоит из корпуса 14, диафрагмы 15 и крышек. Диафрагма через шток 19, рычаг 18 и валик 25 соединена с рычагом 26 привода дроссельных заслонок.

Полости Б и 17 соединены с воздушным патрубком 12 карбюратора каналом 23 и отверстием 13. С патрубком 12 посредством трубки 10 и отверстия 11 сообщается полость корпуса 3 датчика.

При допустимой частоте вращения коленчатого вала (не более 3200 об/мин) ротор 4 датчика не развивает достаточной центробежной силы, и клапан 7, удерживаемый пружиной 5, не закрывает отверстия 8. Полость А сообщена с воздушным патрубком карбюратора и одновременно через канал 22 и жиклеры 21 и 20 – со смесительной камерой. Поскольку полость Б также сообщается каналом 23 с патрубком карбюратора, то давление по обе стороны диафрагмы одинаково, и механизм не оказывает влияние на положение дроссельных заслонок 24; ими управляют рычагом 26, связанным с педалью в кабине водителя.

Когда частота вращения коленчатого вала достигнет предельно допустимой величины, клапан 7 вращающегося ротора 4 под действием центробежной силы

преодолеет натяжение пружины 5 и закроет отверстие в седле; поступление воздуха из патрубка 12 в полость А прекратится, создавая в ней разрежение. Давление воздуха, поступающего по каналу 23 в полость Б, прогнет диафрагму 15 вверх, преодолевая сопротивление пружины 16, и прикроет дроссельные заслонки. Количество горючей смеси, поступающей в цилиндры, при этом уменьшится, и частота вращения коленчатого вала снизится. Частота вращения вала, при которой начинает действовать ограничитель, зависит от силы натяжения пружины 5 и регулируется винтом 2.

Приборы системы питания

В состав системы питания входят следующие группы приборов: а) приборы подачи топлива к карбюратору – топливный бак, фильтр-отстойник, топливный насос и топливопроводы; б) приборы подачи воздуха – воздухоочиститель и впускной трубопровод; в) приборы выпуска отработавших газов – выпускной трубопровод, глушитель шума выпуска.

Топливный бак предназначен для хранения горючего, достаточного для непрерывной работы двигателя с полной нагрузкой в течение 10–12 ч. Бак изготавливается из тонкой листовой стали. Для придания баку жесткости и уменьшения колебаний в нем топлива внутри устанавливаются перегородки. В верхней части бака имеются заливная горловина и отверстие с установленным в нем датчиком указателя уровня топлива, а в нижней – спускная пробка или кран. Заливная горловина закрывается герметичной крышкой с паровоздушным клапаном, который обеспечивает соединение бака с атмосферой при возникновении разрежения 0,002–0,004 МПа или при повышении давления до 0,11–0,12 МПа.

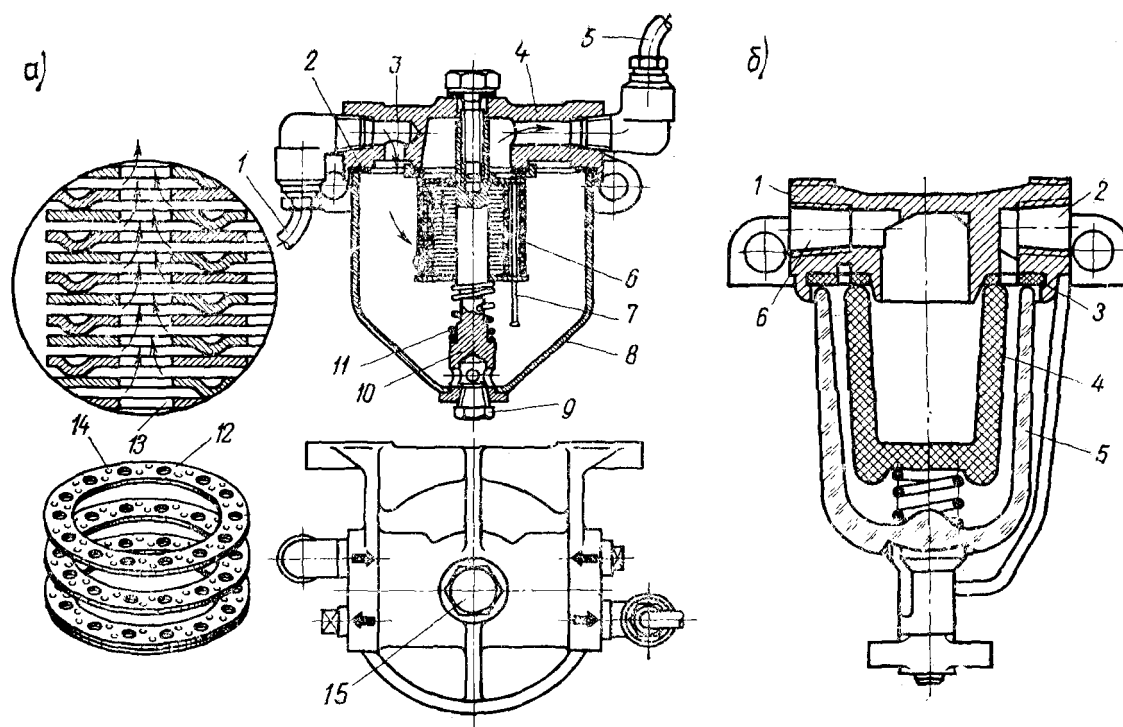


Рис. 2.41. Фильтры-отстойники:

а – с пластинчатым фильтрующим элементом; б – тонкой очистки

Фильтр-отстойник предназначен для очистки бензина от механических примесей и воды и состоит из корпуса 8 (рис. 2.41, а), крышки 4 и фильтрующего

элемента 6. Топливо поступает из бака через трубку 1, штуцер 2 и отверстие 3 в крышке. Фильтрующий элемент 6 установлен на стержне 10 и состоит из большого числа латунных или алюминиевых пластин 12 толщиной 0,14 мм, которые имеют выступы 14 высотой 0,05 мм. Все пластины собраны на стойках 7 и прижимаются одна к другой пружиной 11. Благодаря выступам между пластинами образуются щели, через которые частицы крупнее 0,05 мм не проходят. Топливо проходит в каналы между фильтрующими пластинами и по отверстиям 13 каждой пластины проходит в выходное отверстие крышки и далее по трубке 5 к топливному насосу. Отстой из фильтра выпускается через отверстие, закрываемое пробкой 9. Корпус крепится болтом 15.

Фильтр тонкой очистки (рис. 2.41, б) состоит из корпуса 1, стакана-отстойника 5 и фильтрующего элемента 4. Стакан поджимается к корпусу специальным устройством, а фильтрующий элемент – пружиной. Герметичность обеспечивается прокладкой 3. Подаваемое насосом топливо поступает через впускное отверстие 2 в полость между стаканом и фильтрующим элементом. Пройдя через пористую керамику фильтрующего элемента, топливо входит в его внутреннюю полость очищенным от механических примесей и направляется через отверстие 6 в карбюратор.

Топливный насос предназначен для подачи топлива из бака в поплавковую камеру карбюратора. Наиболее распространены на карбюраторных двигателях диафрагменные насосы, приводимые в действие от распределительного вала.

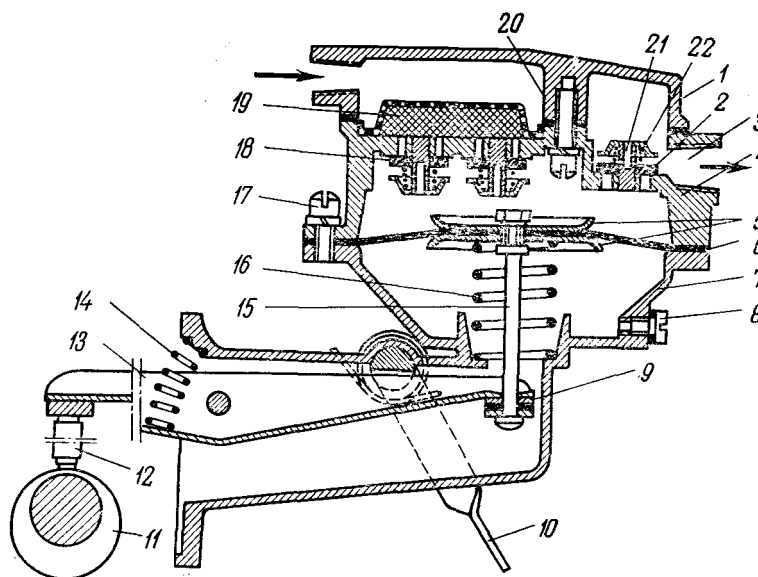


Рис. 2.42. Топливный насос

Диафрагменный насос (рис. 2.42) состоит из крышки 1, клапанной головки 4 и корпуса 7 с пробкой 8, соединенных винтами 17. Между корпусом и головкой закреплена диафрагма 6, средняя часть которой соединена со стержнем 15 с помощью двух шайб 5. Стержень связан с коромыслом 13. Под действием пружины 14 коромысло упирается в штангу 12, нижний конец которой соприкасается с кулачком 11 распределительного вала. Между корпусом насоса и диафрагмой установлена пружина 16. В головке насоса установлены клапаны из топливомаслостойкой резины: два впускных 18 и один выпускной 2. Стержень 21 каждого клапана запрессован в клапанную головку и имеет тарелку. Между

тарелкой и клапаном установлена пружина 22. В крышке 1 имеется перегородка 20, разделяющая ее на две полости – впускную и выпускную.

При вращении кулачка распределительного вала штанга поднимается и поворачивает коромысло 13, оттягивая вниз диафрагму через шайбы 9 и стержень 15. Впускные клапаны 18 открываются, а выпускной 2 закрывается. Бензин поступает через сетчатый фильтр 19 из бака в полость над диафрагмой. Когда кулачок опускается, диафрагма под действием пружины 16 идет вверх, давление над ней возрастает, впускные клапаны закрываются, а выпускной – открывается и пропускает бензин через выпускное отверстие 3 и трубопровод в карбюратор. При неработающем двигателе топливо в карбюратор подается вручную с помощью рычага 10 ручной подкачки.

Топливопроводы предназначены для соединения приборов системы подачи топлива и обеспечения герметичности системы. Они изготавливаются из медных или латунных трубок и соединяются с помощью штуцеров и накидных гаек.

Воздухоочиститель (воздушный фильтр) предназначен для очистки воздуха, поступающего в карбюратор, от пыли и других примесей.

По способу очистки воздухоочистители разделяют на инерционные, фильтрующие и комбинированные. Наиболее распространены комбинированные воздухоочистители с неразборными фильтрующими элементами, сочетающие инерционный и фильтрующий способы очистки и улавливающие до 45% пыли. Примером служит инерционно-масляный воздухоочиститель с двухступенчатой очисткой воздуха. Воздухоочиститель (рис. 2.43) состоит из корпуса 10 с центральным патрубком 1, отражателя 3 с кольцевыми щелями 11, кожуха 5 с крышкой 6, внутри которого размещен капроновый фильтрующий элемент 4. Все детали стягиваются гайкой-барашком 8 на шпильке 7. В нижнюю часть корпуса заливается масло 2 того же сорта, что применяется для смазки двигателя.

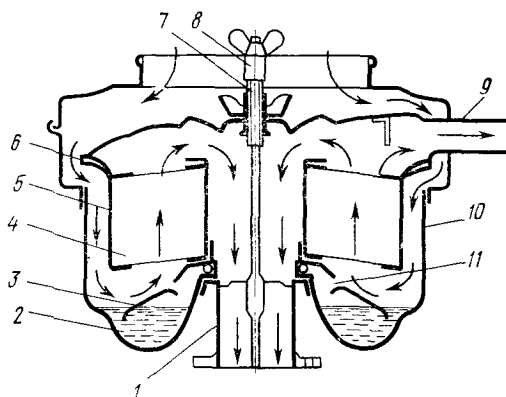


Рис. 2.43. Воздушный фильтр

Очистка воздуха происходит следующим образом. Поступая в очиститель благодаря разрежению во впускном трубопроводе карбюратора, воздух проходит в кольцевую щель между корпусом и кожухом и входит в соприкосновение с поверхностью масла. Затем, ударяясь о поверхность отражателя, воздух вместе с частицами масла резко меняет направление движения и поступает в фильтрующий элемент. При изменении направления движения воздуха происходит первая (инерционная) очистка его от наиболее

тяжелых частиц пыли, которые не успевают изменить направление движения и оседают на поверхность масла.

Окончательная очистка воздуха происходит в фильтрующем элементе, где задерживаются мельчайшие частицы пыли и воды. В фильтрующий элемент вместе с воздухом поступают частицы масла, которые, пропитывая его, повышают эффективность очистки. Избытки масла через кольцевые щели 11 в наклонной плоскости отражателя стекают в масляную ванну, смывая пыль осевшую на стенках. Очищенный воздух поступает по патрубку 1 в карбюратор, а по патрубку 9 в компрессор.

В настоящее время все более широкое применение находят воздухоочистители с картонными фильтрующими элементами благодаря высокой их эффективности очистки воздуха, низкому начальному аэродинамическому сопротивлению и широким компоновочным возможностям.

Впускной трубопровод предназначен для равномерного распределения горючей смеси по цилиндрам двигателя. Он изготавливается из чугуна или алюминиевого сплава и имеет фланец для крепления к карбюратору. Для равномерного распределения горючей смеси трубопровод делается симметричным относительно карбюратора. Для подогрева горючей смеси средняя часть трубопровода выполняется с двойными стенками, между которыми проходят отработавшие газы или подогретая вода из системы охлаждения.

Выпускной трубопровод служит для отвода отработавших газов из цилиндров двигателя и выполняется из чугуна в виде отливки, общей с впускным трубопроводом или отдельной (ЗИЛ-130, ГАЗ- 53А) от нее. Обычно выпускной трубопровод крепится на металлоасбестовой прокладке одной стороной к выпускным каналам, располагающимся или в блоке цилиндров, или в головке двигателя, а другой—к приемной трубе, по которой отработавшие газы отводятся в глушитель.

Глушитель шума выпуска отработавших газов служит для уменьшения их скорости и давления при выходе в атмосферу и гашения пламени и искр. Снижение скорости и давления газов производится следующими способами: многократным изменением направления газового потока, расчленением потока на мелкие струи, пропуском газов из малого объема в большой и охлаждением газов. В современных двигателях применяются все эти способы глушения шума выпуска, однако при прохождении газов через глушитель ухудшается наполнение цилиндров свежей смесью, что приводит к потере части мощности двигателя (5-7%).

Система питания газовых двигателей

Одним из путей уменьшения загрязненности атмосферы отработавшими газами является переход автомобилей на питание горючим газом. Газ в сжатом или сжиженном виде хранится в небольших по весу и объему баллонах. Преимуществами газовых карбюраторных двигателей по сравнению с бензиновыми являются простота смесеобразования, большая устойчивость работы двигателя, меньшее отложение нагара, бездымный выхлоп, уменьшенный износ основных узлов двигателя. Однако при работе газового двигателя теряется мощность из-за меньшей теплотворной способности газоздушной смеси и ухудшения наполнения цилиндров смесью. Чтобы избежать этого,

степень сжатия в цилиндрах повышается до 8–9. Работа карбюраторного двигателя на газе принципиально не отличается от работы на бензине, поэтому газовые двигатели выпускаются универсальными – они могут работать как на газе, так и на бензине.

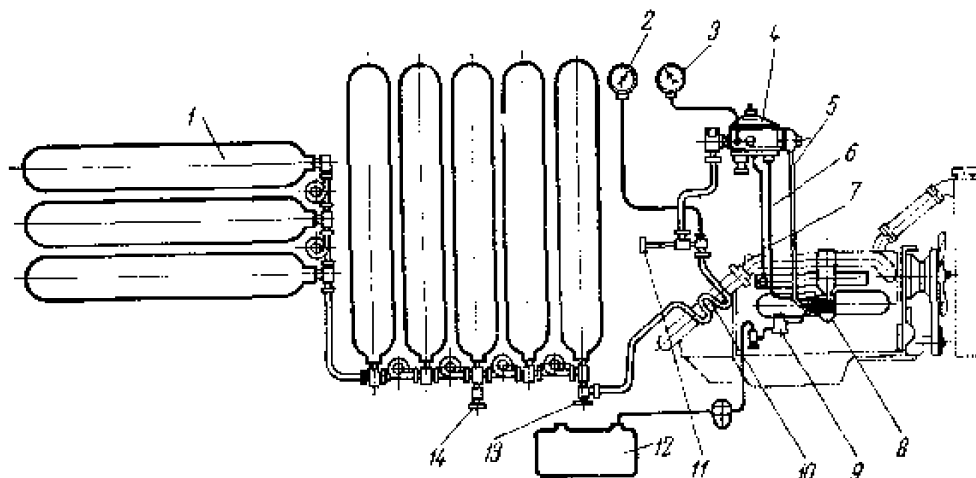


Рис. 2.44. Схема системы питания газового двигателя

Газобаллонная установка двигателя, работающего на сжатом газе, состоит из батареи баллонов 1 для газа (рис. 2.44), подогревателя газа 10, газового редуктора 4, карбюратора-смесителя 8, газопроводов, арматуры и манометров 2 и 3 соответственно высокого и низкого давления. При работе двигателя сжатый газ из баллонов через запорный вентиль 13 поступает в подогреватель газа 10, где обогревается теплоносителем из системы охлаждения. Из подогревателя газ через магистральный вентиль 11 и фильтр поступает в двухступенчатый редуктор 4, где его давление снижается до 0,1 МПа. Из редуктора по трубке 5 газ поступает в карбюратор-смеситель, где перемешивается с воздухом. Образовавшаяся смесь поступает во впускной трубопровод 6 и далее в цилиндры двигателя. Трубка 7 соединяет разгрузочное отверстие редуктора с впускным трубопроводом двигателя. Батарея баллонов присоединяется к резервуарам газораздаточной станции с помощью наполнительного вентиля 14. Для работы газового двигателя на бензине имеются топливный бак 12 и топливный насос 9.

Система питания дизелей

Системы подачи топлива дизелей

Система питания дизеля предназначена для подачи, очистки и точного дозирования топлива, поступающего в цилиндр под давлением, а также для очистки и подачи в цилиндр воздуха и отвода отработавших газов.

Топливо в дизелях подается по двум наиболее распространенным схемам: 1) с разделенной топливоподающей аппаратурой, когда топливо от отдельного насоса высокого давления подается по топливопроводам к форсункам; 2) с топливоподающей аппаратурой неразделенного типа, когда топливный насос высокого давления и форсунка объединены в один прибор – насос-форсунку.

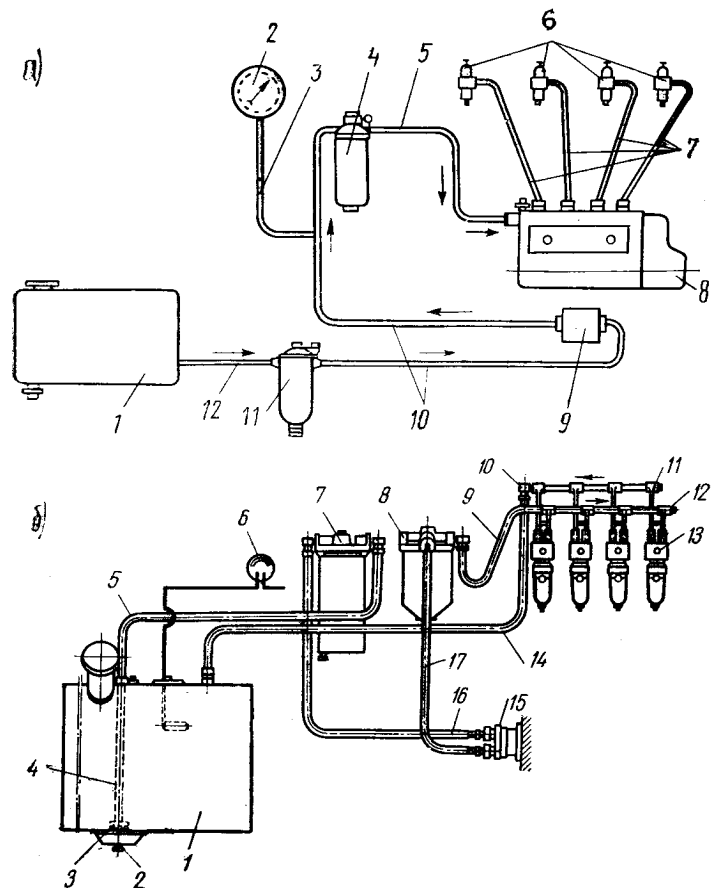


Рис. 2.45. Схема системы питания дизельных двигателей: а – с разделенной топливоподающей аппаратурой; б – с топливоподающей аппаратурой неразделенного типа

При первой схеме система подачи топлива (рис. 2.45, а) состоит из топливного бака 1, фильтра грубой очистки топлива 11, подкачивающего насоса 9, фильтра тонкой очистки 4, насоса высокого давления 8, форсунок 6, манометра 2 и топливопроводов 12, 10, 5, 3 низкого и высокого 7 давления. Из бака топливо через фильтр грубой очистки поступает к подкачивающему насосу, подающему его под небольшим давлением через фильтр тонкой очистки к насосу высокого давления. Последний предназначен для дозирования и подачи топлива под высоким давлением к форсункам, установленным в головках цилиндров. Через форсунки распыленное топливо поступает в камеры сгорания.

При второй схеме система подачи топлива (рис. 2.45, б) состоит из топливного бака 1 с пробкой 2 и указателем уровня топлива 6, фильтров грубой 7 и тонкой 8 очистки топлива, подкачивающего насоса 15, насосов-форсунок 13 (по числу цилиндров) и топливопроводов 5, 9, 14, 16 и 17 низкого давления. Из бака 1 топливо через сетку 3, трубку 4 и фильтр 7 грубой очистки поступает в подкачивающий насос 15, который подает его через фильтр тонкой очистки 8 и топливоподающую магистраль 12 к насосам-форсункам 13. В связи с тем, что насосы-форсунки распыливают в цилиндрах только часть подводимого к ним топлива, излишек его поступает обратно в бак через отводящую магистраль 11 и топливопровод 14. Для поддержания в отводящей магистрали постоянного давления (0,12-0,3 МПа) имеется калиброванное отверстие 10. Преимуществом системы питания дизелей с помощью насосов-форсунок является отсутствие топливопроводов высокого давления. Кроме того, непрерывная циркуляция

топлива через насосы-форсунки с возвратом излишков топлива в бак улучшает охлаждение и очистку насосов, обеспечивает удаление попавшего в систему воздуха и подогрев топлива в баке.

Основные приборы системы питания

Топливный бак устроен подобно баку карбюраторного двигателя и рассчитан на 10–12 ч непрерывной работы машины под нагрузкой. В некоторых конструкциях предусмотрен подогрев топлива горячей водой из системы охлаждения или отработавшими газами, циркулирующими через помещенные в баке змеевики.

Топливные фильтры предназначены для очистки дизельного топлива от механических примесей и воды. Топливо очищается двумя последовательно включенными фильтрами грубой и тонкой очистки. Фильтрующие элементы фильтров грубой очистки изготавливаются сетчатыми, пластинчато- и ленточно-щелевыми. Конструкция фильтров грубой очистки дизелей аналогична фильтрам грубой очистки, описанным в § __. Фильтры тонкой очистки отделяют от топлива мелкие твердые частицы. Фильтрующие элементы тонкой очистки изготавливаются из минеральной ваты или хлопчатобумажной нити.

Топливоподкачивающие насосы предназначены для подачи топлива из бака в насос высокого давления. Рабочее давление подкачивающих насосов обычно составляет 0,12–0,16 МПа. Насосы могут быть поршневые, шестеренчатые, диафрагменные и коловратные. В дизелях широко применяются поршневые насосы, приводящиеся в действие от кулачкового вала насоса высокого давления.

Топливопроводы предназначены для соединения отдельных элементов топливной системы и делятся на топливопроводы низкого и высокого давления. Топливопроводы высокого давления соединяют топливный насос высокого давления с форсунками. Давление в них достигает 50–60 МПа, поэтому они изготавливаются из цельнотянутых стальных труб внутренним диаметром 1,5–2,5 мм и толщиной стенок 2–2,5 мм. Топливопроводы низкого давления соединяют между собой все остальные элементы топливной системы. Для топливопроводов низкого давления применяют сварные стальные трубки с внутренним диаметром 6–10 мм и толщиной стенок 1 – 1,5 мм. В последнее время проводятся работы по замене стальных трубок пластмассовыми.

Топливные насосы высокого давления служат для подачи в каждый цилиндр дизеля через форсунки одинаковых порций топлива под давлением до 50 МПа. Топливо подается в строго определенные моменты, обеспечивающие наилучшие условия смесеобразования и сгорания.

В автотракторных дизелях применяются насосы плунжерного типа, в которых необходимое давление создается работой плунжерной пары. Наибольшее распространение получили многоплунжерные насосы с золотниковым регулированием цикловой подачи топлива и постоянным ходом плунжера.

На рис. 2.46 показано устройство секции такого насоса. Она состоит из гильзы 11, плунжера 8, пружины 6 плунжера, нагнетательного клапана 15 с седлом 16 и пружины 13, штуцера 14, толкателя 3 с роликом 2 и регулировочным болтом 4, поворотной втулки 23. Гильза 11 – это пустотелый цилиндр, в верхней части которого расположены два сквозных отверстия:

впускное 18 и перепускное 9, соединяемые с каналами 19 и 10 соответственно. Впускное отверстие расположено выше перепускного. Гильза устанавливается в головке 12 насоса и фиксируется от проворачивания стопорным винтом 7. На гильзе установлена свободно вращающаяся поворотная втулка 23.

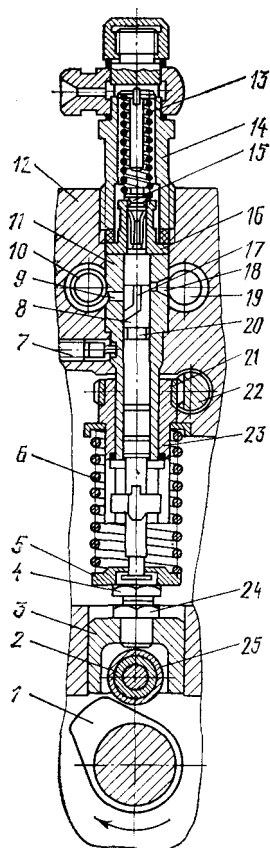


Рис. 2.46. Секция топливного насоса высокого давления дизеля

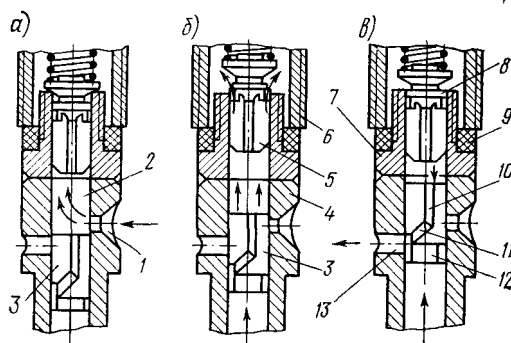


Рис. 2.47. Схема работы секции топливного насоса

Плунжер 8 служит для подачи топлива под давлением к форсунке и одновременно является золотником для регулирования количества подаваемого топлива в зависимости от нагрузки дизеля. В верхней части цилиндрической поверхности плунжера имеются кольцевая выточка 20 и вертикальный паз 17, имеющий с одной стороны спиральную канавку с тщательно обработанной кромкой для регулирования количества подаваемого в цилиндр топлива. Плунжер имеет кольцевые выточки для распределения смазки по трущимся поверхностям плунжера и гильзы. На выступ в нижней части плунжера установлена тарелка 5. Нагнетательный клапан 15 предназначен для периодического соединения подплунжерного пространства насоса с форсункой, откуда топливо впрыскивается в цилиндр дизеля. Клапан имеет коническую

запорную фаску и цилиндрический разгрузочный пояс. Седло 16 клапана установлено на торце гильзы и прижимается к ней с помощью штуцера 14, ввернутого в головку насоса. Толкатель 3 служит для передачи движения от кулачка 1 к плунжеру. В верхнюю часть толкателя ввернут регулировочный болт 4, в нижней запрессована ось ролика 25. Болт 4 служит для регулировки длины толкателя и с его помощью устанавливают момент начала подачи топлива. Положение болта фиксируется контргайкой 24. Поворотная втулка 23 обеспечивает поворот плунжера вокруг продольной оси, необходимый для регулирования подачи топлива при изменении режима работы дизеля. Втулка имеет пазы, в которые двумя направляющими выступами входит плунжер. На втулке закреплен зубчатый венец 21, который находится в зацеплении с рейкой 22 топливного насоса.

Рабочий процесс секции топливного насоса высокого давления состоит из трех последовательных этапов: впуска топлива, нагнетания (начала подачи) топлива и конца подачи (перепуска) топлива.

При впуске топлива плунжер 3 (рис. 2.47, а) движется вниз, последовательно открывая впускное 1 и перепускное 13 отверстия. Под действием подкачивающего насоса топливо через отверстие 1 подается внутрь гильзы 4, заполняя надплунжерное пространство 2 и кольцевую проточку 12 по продольному пазу 10 и отсечной винтовой кромке 11 (рис. 2.47, в). При подъеме плунжера (рис. 2.47, б) топливо вначале вытесняется через отверстия 1 и 13 в топливоподводящий канал. Далее, когда плунжер перекроет эти отверстия, топливо начинает сжиматься в надплунжерном пространстве. При достижении давления 1–1,8 МПа нагнетательный клапан 5 поднимается вверх, сжимает пружину и пропускает топливо через штуцер 6 к форсунке. Дальнейшее движение плунжера вверх повышает давление до 16,5 МПа, при котором игла форсунки, приподнимаясь, пропускает топливо в камеру сгорания. Впрыск топлива в камеру сгорания продолжается до тех пор, пока винтовая кромка 11 плунжера не откроет перепускное отверстие 13 (рис. 2.47, в), соединяющее надплунжерное пространство 2 с топливоотводящим каналом. Ввиду резкого снижения давления в пространстве 2 нагнетательный клапан 5 возвращается под действием пружины в исходное положение. Быстрая посадка иглы в седло 7 (отсечка подачи топлива) обеспечивается нагнетательным клапаном, имеющим разгрузочный пояс 8, который при посадке клапана на седло способствует увеличению объема пространства за ним. При этом резко снижается давление в топливопроводе между клапаном и форсункой, что предотвращает подтекание топлива в камеру сгорания. Между седлом и гильзой установлена прокладка 9.

Количество подаваемого топлива регулируется изменением величины активного хода плунжера, т. е. хода, в течение которого подается топливо к форсунке.

Форсунка предназначена для впрыска в цилиндр тонкораспыленного топлива и равномерного распределения его по всему пространству камеры сгорания. Различают закрытые и открытые форсунки. В закрытых форсунках камера сгорания сообщается с внутренней полостью форсунки только при подаче топлива, в остальное время выходное отверстие форсунки закрывается специальным устройством (запорной иглой). Отверстие открывается автоматически под давлением топлива, создаваемым насосом (гидравлическое

управление иглой). Такой тип форсунок преимущественно распространен на автотракторных дизелях. Форсунка состоит из корпуса 4 (рис. 2.48), к которому с помощью накидной гайки 3 крепится распылитель 1. Отверстие распылителя постоянно закрыто запорной иглой 2. Внутри корпуса проходит штанга 5, на верхнем конце которой закреплена тарелка 6. Пружина 7, опираясь одним концом в винт 8, закрепленный в стакане 9, а другим в тарелку 6, плотно прижимает иглу к отверстию распылителя. Натяжение пружины регулируется винтом 8 с контргайкой 10, которые сверху закрыты колпачком 11. Внутри корпуса проходит трубка 12, на ее конце закреплен штуцер 13, к которому подсоединяется трубопровод 14. В корпусе имеется наклонный канал 15, который соединяется с кольцевой выточкой 16 распылителя. Отсюда по каналу 17 топливо проходит в кольцевую полость А, расположенную под утолщенной частью иглы, и давит на нижний конус иглы.

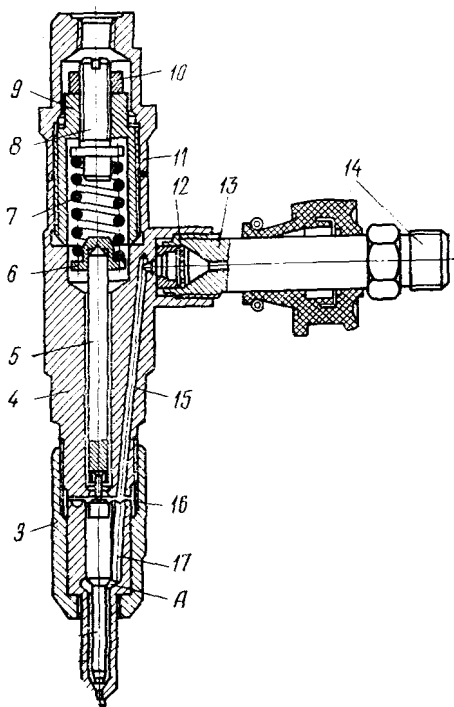


Рис. 2.48. Форсунка закрытого типа

Топливо подводится к форсунке по трубопроводу 14 через штуцер 13 с сетчатым фильтром 12 и поступает по наклонному каналу 15 в кольцевую выточку 16 распылителя. Отсюда по каналу 17 топливо проходит в кольцевую полость А, расположенную под утолщенной частью иглы, и давит на нижний конус иглы. Входное отверстие распылителя открывается в тот момент, когда давление в полости Л и на нижнем конце иглы превысит давление пружины.

Тогда топливо вспрыскивается в камеру сгорания. Достоинством закрытых форсунок являются хорошее распыление топлива как при большой, так и при малой частоте вращения коленчатого вала дизеля, а также отсутствие подтекания топлива в цилиндр.

У открытых форсунок запорное устройство отсутствует, и распыливающее отверстие открыто постоянно. Давление впрыска топлива и качество распыла у них не регулируется, что приводит к плохому распыливанию топлива при малой частоте вращения коленчатого вала вследствие резкого уменьшения давления впрыска. Кроме того, подтекание топлива через форсунку в цилиндр может привести к интенсивному нагарообразованию и снижению мощности двигателя. Эти недостатки препятствуют широкому применению открытых форсунок.

Регуляторы частоты вращения коленчатого вала

В процессе эксплуатации дизелей нагрузки на них постоянно меняются. Если при этом сохраняется постоянная подача топлива, то изменение нагрузки вызывает изменение частоты вращения коленчатого вала. Для автоматического поддержания скоростного режима двигателя путем изменения количества подаваемого в цилиндры топлива устанавливаются специальные механизмы – регуляторы частоты вращения. Регулятор не допускает превышения максимально допустимой частоты вращения вала, обусловленной его прочностью, и обеспечивает минимально устойчивую частоту вращения ненагруженного двигателя, препятствуя его самопроизвольной остановке. На автотракторных дизелях устанавливаются центробежные регуляторы частоты вращения коленчатого вала, в которых количество подаваемого в цилиндры топлива изменяется под действием центробежной силы вращающихся масс (грузиков или шариков). По принципу действия различают двух- и всережимные регуляторы.

Двухрежимные регуляторы ставятся на двухтактных дизелях и ограничивают наибольшую частоту вращения коленчатого вала до 35 с^{-1} , а устойчивую частоту вращения при холостом ходе поддерживают в пределах $7\text{--}8 \text{ с}^{-1}$. На четырехтактных дизелях применяют **всережимные** регуляторы, которые ограничивают наибольшую частоту вращения коленчатого вала (36 с^{-1}) и обеспечивают устойчивую работу дизеля на малой частоте вращения холостого хода ($8\text{--}10 \text{ с}^{-1}$), сохраняя любой заданный скоростной режим в промежуточном диапазоне.

В качестве примера рассмотрим конструкцию и принцип действия всережимного центробежного регулятора (рис. 2.49). От кулачкового вала 1 насоса высокого давления зубчатые колеса 5 и 6 передают вращение на валик крестовины 7 грузов. При вращении этого валика грузы 8 расходятся и действуют на рейку 11 топливного насоса через ролики, муфту 4, упорный подшипник 3, ось 2 пяты, систему рычагов 14, 13 и 10. При снижении нагрузки на двигатель и неизменной подаче топлива частота вращения коленчатого вала возрастает. Грузы регулятора под действием центробежных сил расходятся и, действуя через систему рычагов на рейку, перемещают ее в сторону уменьшения подачи топлива до тех пор, пока не наступит равновесие между усилиями, развиваемыми грузами, и усилием пружины 9. При падении частоты вращения вала грузики регулятора сходятся, и рейка под действием пружины перемещается в сторону увеличения подачи топлива.

Необходимый скоростной режим работы двигателя устанавливается с помощью рычага 12, связанного тягами с педалью акселератора. При нажатии на педаль рычаг 12 поворачивается на некоторый угол влево и натяжение пружины 9 увеличится, при этом рейка перемещается в сторону увеличения подачи топлива до тех пор, пока центробежная сила грузов не уравнивает силу натяжения пружины. Если нагрузка дизеля превышает номинальную (перегрузка дизеля), происходит дальнейшее снижение частоты вращения вала регулятора. Чтобы увеличить подачу топлива при перегрузке двигателя, имеется специальное устройство – корректор подачи топлива, связанное с механизмом регулятора. Действие корректора основано на создании возможности

дополнительного продвижения рейки насоса высокого давления в сторону увеличения подачи топлива.

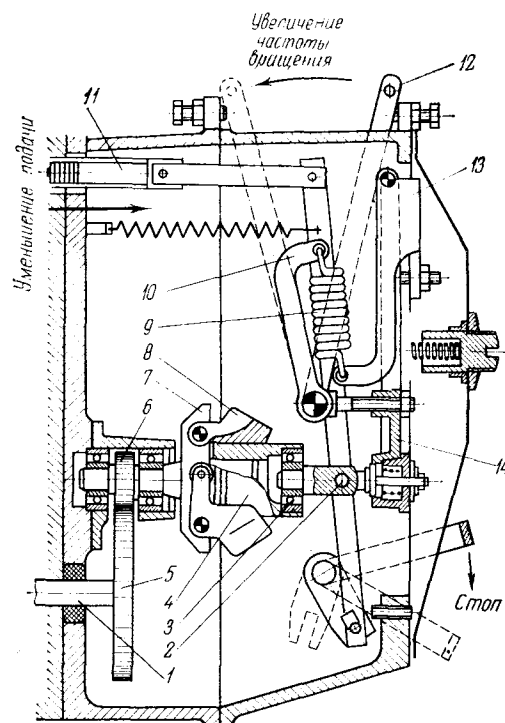


Рис. 2.49. Всережимный центробежный регулятор

Система зажигания

Система батарейного зажигания

Система батарейного зажигания обеспечивает воспламенение рабочей смеси в карбюраторных и газовых двигателях электрической искрой, возникающей при разряде между электродами свечи зажигания. Ток высокого напряжения (не менее 12 кВ), необходимый для создания искрового разряда, получают от приборов системы зажигания.

Батарейное зажигание нашло широкое применение на автомобильных двигателях, зажигание от магнето – на пусковых двигателях тракторных дизелей.

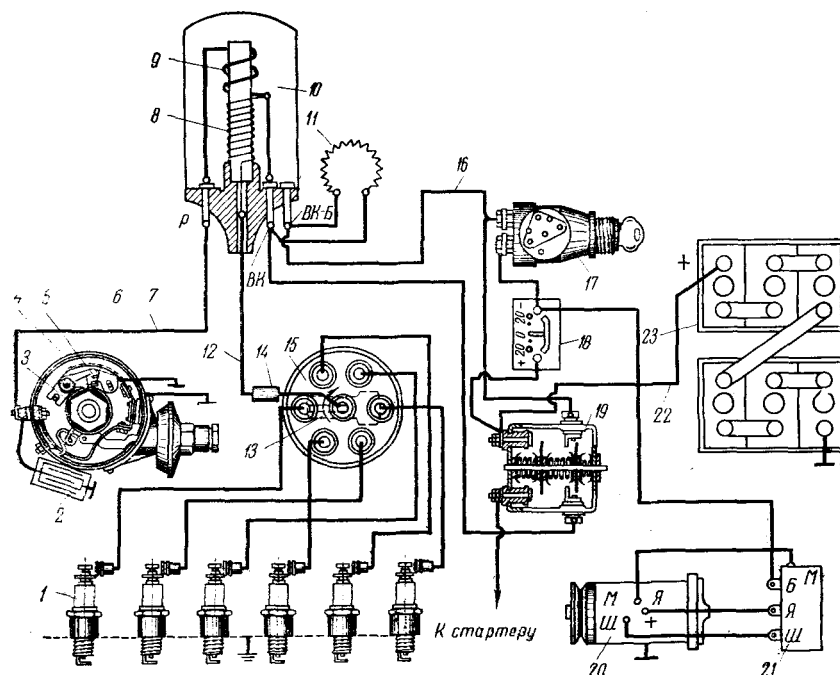


Рис. 2.50. Схема батарейного зажигания

Элементы системы батарейного зажигания. Система состоит из следующих элементов (рис. 2.50): источников тока низкого напряжения – аккумуляторной батареи 23 и генератора постоянного тока 20, выключателя зажигания 17, катушки зажигания 10, распределителя 15 тока высокого напряжения, прерывателя 4 тока низкого напряжения с конденсатором 2, свечей 1, амперметра 18, реле-регулятора 21, проводов высокого 12 и низкого 7, 16 и 22 напряжения. Электроприборы образуют две цепи: низкого и высокого напряжения. В цепь низкого напряжения кроме источников тока входят прерыватель 4, первичная 9 обмотка катушки зажигания с добавочным сопротивлением 11 и выключатель зажигания 17. Цепь высокого напряжения состоит из вторичной 8 обмотки катушки зажигания, распределителя 15 и свечей зажигания 1.

Батарейная система зажигания имеет однопроводное соединение источников тока с потребителями. Вторым проводом служит масса – все соединяемые между собой металлические части машины. У современных автомобилей к массе присоединяются отрицательные клеммы источников тока. При работе системы от аккумуляторной батареи (пуск двигателя и работа на малых оборотах) ток низкого напряжения идет от положительной клеммы батареи 23 через клемму выключателя 19 стартера, амперметр 18, замок зажигания 17, добавочное сопротивление 11, первичную обмотку индукционной катушки 9, подвижный 5 и неподвижный 6 контакты прерывателя на массу и отрицательную клемму батареи.

При работе системы от генератора (работа двигателя под нагрузкой) ток низкого напряжения от положительной клеммы генератора через реле-регулятор 21, амперметр, замок зажигания, добавочное сопротивление, первичную обмотку индукционной катушки и контакты прерывателя идет на массу и отрицательную клемму генератора.

Ток высокого напряжения возникает в системе батарейного зажигания при периодическом замыкании и размыкании контактов прерывателя кулачком 3. При этом в первичной обмотке индукционной катушки получается прерывистый

ток, который создает меняющееся магнитное поле. Во вторичной обмотке индуцируется ток высокого напряжения (12-24 кВ), который по проводу 12 через подавительное сопротивление радиопомех 14, центральный контакт, ротор 13 и боковой контакт распределителя 15 проходит в виде искры через электроды свечи и воспламеняет рабочую смесь в цилиндре.

Напряжение во вторичной обмотке зависит от величины тока в первичной обмотке и быстроты его исчезновения. Чем быстрее исчезает ток в первичной обмотке при размыкании, тем выше напряжение во вторичной обмотке. Искрение в контактах прерывателя при размыкании уменьшает быстроту исчезновения тока и резко снижает вторичное напряжение. Для уменьшения искрения параллельно контактам прерывателя включается конденсатор.

С увеличением числа цилиндров и частоты вращения коленчатого вала двигателя уменьшается продолжительность времени замыкания контактов прерывателя. Так как для нарастания тока в первичной цепи до максимального значения требуется некоторое время, то при определенной частоте вращения коленчатого вала ток в первичной цепи не сможет достигать требуемого значения, и напряжение во вторичной обмотке понизится. Для предотвращения этого явления в цепь низкого напряжения вводится дополнительное сопротивление (резистор). Резистор изготавливается из материалов, увеличивающих свое электрическое сопротивление с повышением температуры. Когда двигатель работает на малых частотах вращения, время замыкания контактов прерывателя достаточно велико, поэтому ток в первичной цепи достигает наибольшего значения и вызывает нагрев резистора, в результате чего увеличивается общее сопротивление первичной цепи. Ввиду этого ограничивается ток первичной обмотки и искрение контактов прерывателя снижается. С увеличением частоты вращения вала ток в первичной цепи не успевает достигнуть максимального значения, поэтому сопротивление резистора и всей цепи уменьшается. Это позволяет поддерживать напряжение в цепи высокого напряжения в пределах, достаточных для надежного воспламенения рабочей смеси. При пуске двигателя стартером резистор замыкается накоротко, что способствует получению более интенсивных разрядов между электродами свечей зажигания и облегчает запуск двигателя.

Приборы системы батарейного зажигания. Свеча зажигания предназначена для образования электрической искры, которой воспламеняется рабочая смесь в цилиндрах двигателя. Свеча (рис. 2.51) имеет стержень 8 с центральным электродом 1, отделенным от массы керамическим изолятором 7, и боковой электрод 2, соединенный с массой. Электроды свечи изготавливаются из никель-марганцевого сплава, изоляторы – из уралита, кристаллокорунда. Ток высокого напряжения подводится к центральному электроду и, пробивая воздушный промежуток (0,6-0,8 мм), переходит на боковой электрод. Свечи ввертываются в головку блока с помощью резьбы на нижней части 5 корпуса. Верхняя часть 6 корпуса завальцована на изоляторе. Уплотнение изолятора в корпусе достигается шайбой 3. Между корпусом и изолятором устанавливается медная шайба 4, способствующая отводу тепла от свечи и предотвращению утечки газов из цилиндра.

Провод высокого напряжения соединяется со свечой специальным наконечником: корпусом 14 с подавительным сопротивлением 11 радиопомех.

Подавительные сопротивления устанавливаются как в середине, так и на концах проводов, подводимых к свечам. Между подавительным сопротивлением и клеммой 13 расположена пружина 12. Контакт 10 и стопорная пружина 9 позволяет надежно укрепить корпус 14 на стержне 8 центрального электрода.

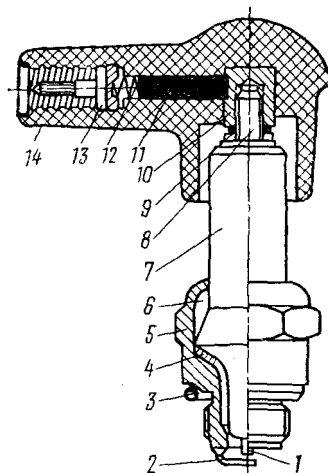


Рис. 2.51. Свеча зажигания

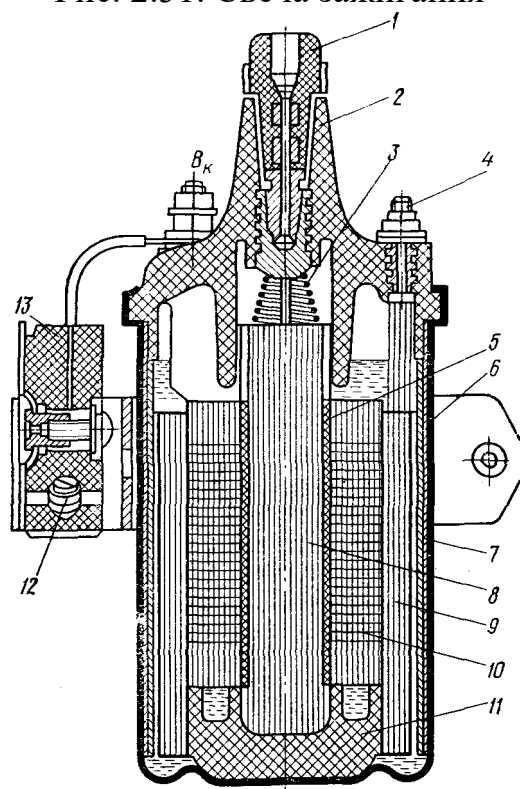


Рис. 2.52. Катушка зажигания

Катушка зажигания предназначена для преобразования тока низкого напряжения в ток высокого напряжения. Катушка зажигания состоит из сердечника 8 (рис. 2.52), набранного из отдельных пластин электротехнической стали, первичной 9 обмотки, состоящей из небольшого (250-400) числа витков, и вторичной 10 обмотки, состоящей из 19-26 тыс. витков медной проволоки, кольцевого магнитопровода 7, служащего для усиления магнитного потока, пронизывающего вторичную обмотку, фарфорового изолятора 11 и пружины 3, прижимающей вторичную обмотку. Все детали катушки помещены в стальной кожух 6, закрытый карболитовой крышкой 2. Вторичная обмотка наматывается

на изоляционную трубку 5, надетую на сердечник. Поверх вторичной обмотки надета катушка первичной обмотки, концы которой соединены с зажимами 4 и клеммами низкого напряжения Вк. Один конец вторичной обмотки соединен с первичной обмоткой, а второй – с центральной клеммой 1. Последовательно с первичной обмоткой соединено добавочное сопротивление (резистор) 12, представляющее собой проволочную спираль, расположенную в изоляторе 13.

Выключатель зажигания предназначен для включения и выключения цепи низкого напряжения. Он установлен на щитке приборов и имеет замок с индивидуальным ключом.

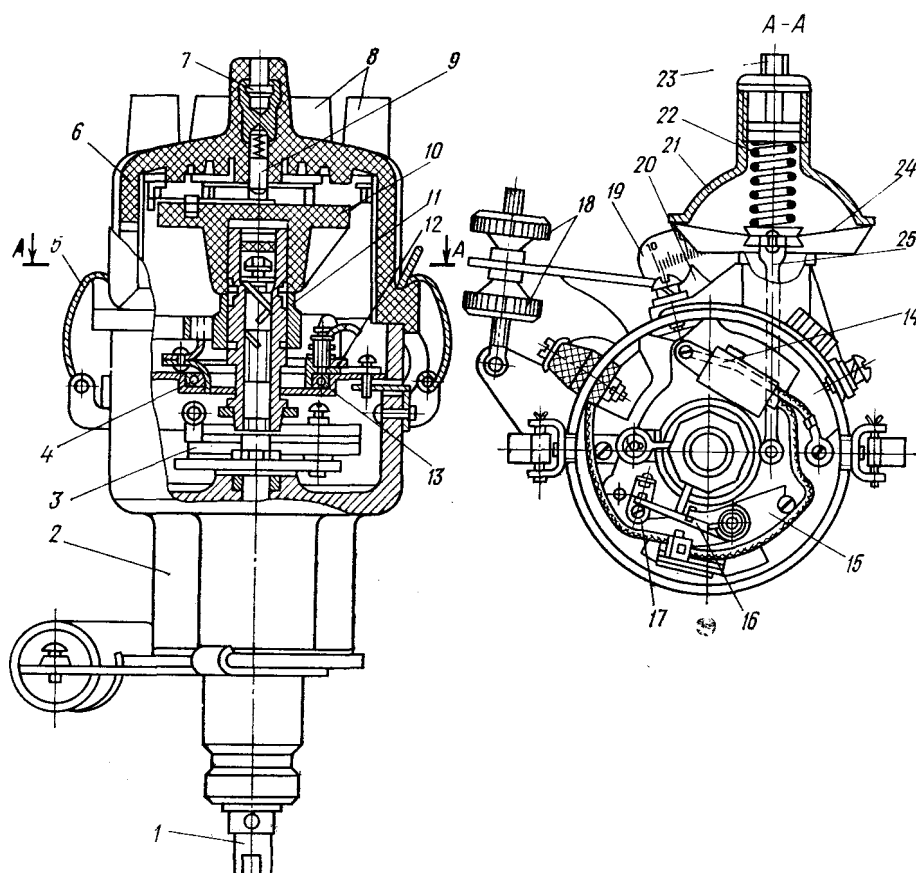


Рис. 2.53. Прерыватель-распределитель

Прерыватель-распределитель (рис. 2.53) предназначен для периодического размыкания тока низкого напряжения в первичной обмотке катушки зажигания и распределения возникающего во вторичной обмотке катушки тока высокого напряжения по свечам. Он состоит из прерывателя тока низкого напряжения, конденсатора, распределителя тока высокого напряжения, центробежного и вакуумного регуляторов опережения зажигания и октан-корректора.

Прерыватель служит для периодического прерывания тока низкого напряжения в первичной обмотке катушки зажигания. Он состоит из корпуса 2, внутри которого расположены неподвижный 4 и подвижный 12 диски, и кулачковой шайбы 11, закрепленной на приводном валике 1. Подвижный диск 12 установлен на шарикоподшипнике 13, запрессованном в неподвижном диске. На диске 12 размещены пластина 17 неподвижного контакта и рычажок 16 с подвижным контактом, установленный на оси. Подвижный контакт прижимается к неподвижному пластинчатой пружиной. Неподвижный контакт соединен с

массой, а подвижный изолирован от нее. Контакты прерывателя изготавливаются из вольфрама. Кулачковая шайба 11 имеет выступы, число которых равно числу цилиндров двигателя. Валик 1 получает вращение от распределительного вала двигателя.

Прерыватель работает следующим образом. При вращении валика выступы кулачковой шайбы 11 поочередно набегают на пятку рычажка 16 с подвижным контактом и размыкают контакты прерывателя, включенного последовательно в цепь первичной обмотки катушки зажигания. Зазор между контактами в разомкнутом состоянии должен быть в пределах 0,35–0,45 мм. Он регулируется поворотом пластины 17 неподвижного контакта относительно подвижного диска с помощью эксцентрика 15.

Конденсатор 14 служит для поглощения тока самоиндукции и предотвращения обгорания контактов прерывателя при размыкании первичной цепи. Конденсатор закреплен на корпусе 2 и включен параллельно контактам прерывателя. Емкость конденсатора 0,17–0,25 мкФ.

Распределитель служит для распределения тока высокого напряжения по свечам зажигания. Он состоит из ротора 10 и крышки 6. Карболитовый ротор установлен на валике 1 и вращается вместе с ним. К ротору приклепана латунная разносная пластина. В карболитовую крышку 6 вмонтированы латунные центральный 7 и боковые 8 электроды (контакты). В отверстие центрального 7 контакта вставлена пружина, прижимающая угольный контакт 9 к разносной пластине ротора. Сверху в отверстия центрального 7 и боковых 8 контактов вставлены наконечники проводов высокого напряжения. К корпусу крышка крепится пружинными защелками 5. Ток высокого напряжения из вторичной обмотки катушки зажигания поступает к центральному контакту 7. При вращении валика 1 закрепленный на нем ротор 10 с токоразносной пластиной поочередно соединяет центральный контакт 7 с боковыми 8 через воздушный промежуток в 0,2–0,8 мм. Боковые контакты соединены проводами со свечами зажигания.

Эффективность процесса сгорания рабочей смеси, как говорилось ранее, во многом зависит от момента ее воспламенения. Обычно смесь воспламеняется до прихода поршня в в.м.т. Угол, на который повернется коленчатый вал с момента воспламенения смеси до в.м.т., называется углом опережения зажигания. Угол опережения зажигания, обеспечивающий на заданном режиме работы двигателя наибольшую мощность и наименьший удельный расход топлива, называется оптимальным. Оптимальный угол опережения зажигания для различных двигателей колеблется в пределах 25–45° и зависит от частоты вращения вала, нагрузки, сорта топлива и других факторов.

При эксплуатации двигателей с внешним смесеобразованием нагрузка на них и частота вращения коленчатого вала периодически меняются, что вызывает необходимость соответственно изменять и величину угла опережения зажигания смеси. Для этого служат установленные в прерывателе-распределителе вакуумный и центробежный регуляторы, а также октан-корректор.

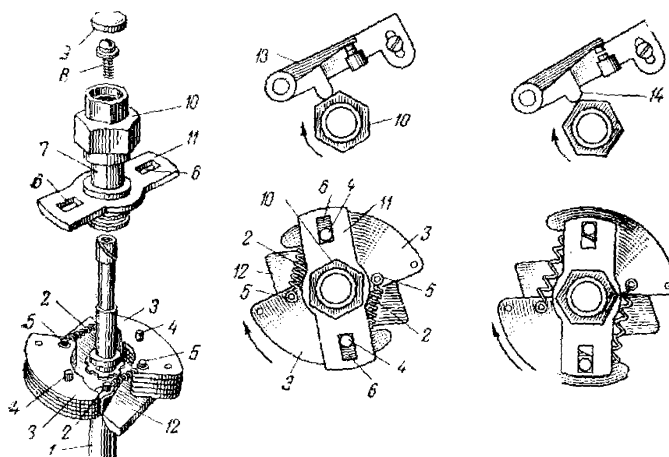


Рис. 2.54. Центробежный регулятор опережения зажигания

Центробежный регулятор 3 (см. рис. 2.53) служит для изменения угла опережения зажигания в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. На валике 1 (рис. 2.54) прерывателя-распределителя закреплена пластина 12, на которую на осях 5 установлены грузики 3. Кулачковая муфта 10 напрессована на втулку 7, которая свободно посажена на верхний конец валика и жестко соединена с траверсой 11. Число граней муфты 10 равно числу цилиндров двигателя. От осевого перемещения втулку удерживает винт 8, закрытый заглушкой 9. При вращении валика 1 с пластиной 12 и грузиками 3 движение передается через штифты 4 и прорези 6 на траверсу 11, втулку 7 и кулачковую муфту 10.

По мере увеличения частоты вращения коленчатого вала грузики регулятора под действием центробежных сил преодолевают натяжение пружин 2 и расходятся. Штифты грузиков поворачивают траверсу 11, а вместе с ней втулку 7 и муфту 10 по направлению вращения валика распределителя. Выступы кулачка будут раньше набегать на колодку 14 подвижного контакта 13, размыкая контакты прерывателя, что увеличивает угол опережения зажигания. При снижении частоты вращения коленчатого вала угол опережения зажигания уменьшается, так как из-за уменьшения центробежных сил грузики 3 сходятся под действием пружин 2.

Вакуумный регулятор предназначен для изменения угла опережения зажигания в зависимости от нагрузки двигателя – степени открытия дроссельной заслонки. Вакуумный регулятор крепится снаружи к корпусу прерывателя-распределителя. Регулятор (см. рис. 2.53) состоит из корпуса 21, пружины 22, диафрагмы 24, соединенной с помощью тяги 25 с подвижным диском 12 прерывателя. Полость корпуса 21 с помощью трубки 23 сообщается со смесительной камерой карбюратора. Следовательно, на диафрагму действуют с одной стороны атмосферное давление, а с другой – разрежение в смесительной камере карбюратора.

При большой нагрузке двигателя дроссельная заслонка карбюратора открыта почти полностью, поэтому разрежение в смесительной камере карбюратора и соединенной с ней полости регулятора незначительно, и пружина 22 удерживает тягу 25 и подвижной диск 12 прерывателя в положении, соответствующем позднему зажиганию. При снижении нагрузки на двигатель дроссельная заслонка прикрывается, разрежение в смесительной камере

карбюратора и соединенной с ней полости регулятора возрастает. Под действием атмосферного давления диафрагма 24 прогибается в сторону пружины 22, заставляя ее сжиматься, тяга 25 поворачивает подвижной диск 12 против направления вращения кулачка распределителя, и угол опережения зажигания увеличивается. Изменение регулировки опережения зажигания вакуумным регулятором по кулачку составляет от 0 до 10° при разрежении в пределах 0,01–0,033 МПа.

Октан-корректор предназначен для ручного изменения угла опережения зажигания в зависимости от детонационной стойкости бензина. С помощью октан-корректора можно изменять опережение зажигания в пределах $\pm 12^\circ$. Угол изменяется с помощью гаек 18 (см. рис. 2.53) и измеряется по шкале 19 стрелкой 20.

В последнее время на автотракторных двигателях начинает устанавливаться батарейная система зажигания с применением полупроводниковых приборов – транзисторная система зажигания. В контактно-транзисторных системах зажигания полупроводниковые приборы используются в качестве усилителя, включенного между первичной обмоткой катушки зажигания и прерывателем, с тем чтобы уменьшить ток в момент размыкания его контактов и одновременно увеличить ток в первичной обмотке катушки.

Совершенствование транзисторных систем зажигания идет по пути замены прерывателя импульсным генератором с полупроводниковым усилителем (бесконтактно-транзисторные системы). При этом ток в первичной цепи катушки зажигания получается прерывистым, а отсутствие контактов повышает надежность системы зажигания.

Система зажигания от магнето

Система применяется для воспламенения рабочей смеси в цилиндрах карбюраторных двигателей тракторов и состоит из магнето, свечей зажигания и проводов высокого напряжения. Основным элементом системы является магнето – магнитоэлектрическая машина, состоящая из генератора переменного тока низкого напряжения с прерывателем и трансформатора тока высокого напряжения с распределителем.

Наибольшее распространение получили системы магнето с вращающимся магнитом и неподвижными обмотками (рис. 2.55). В этом случае постоянный магнит 14 вращается между полюсными наконечниками П-образного магнитопровода 13. В верхней части магнитопровода размещен сердечник трансформатора 12 с первичной 11 и вторичной 10 обмотками, образующими трансформатор тока высокого напряжения. Один конец первичной обмотки присоединен к сердечнику, т. е. к «массе», а другой – к неподвижному контакту 4 прерывателя.

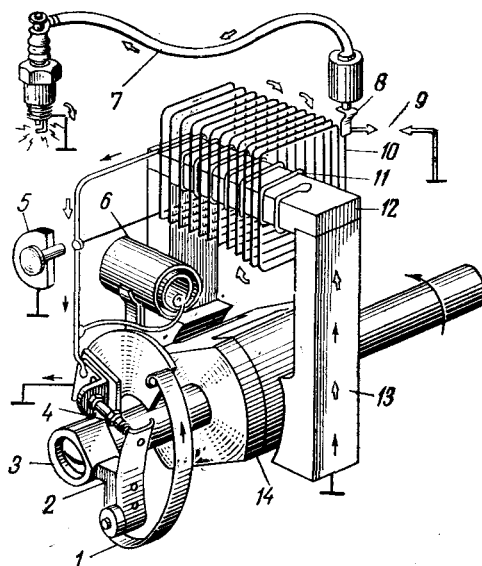


Рис. 2.55. Схема зажигания от магнето

Вторичная обмотка одним концом соединена с первичной обмоткой и через нее с «массой», а другим с зажимом 8 свечи зажигания. Магнит 14 приводится во вращение от коленчатого вала двигателя. На одном валу с магнитом установлен кулачок 3 прерывателя. Параллельно контактам прерывателя подключен конденсатор 6, уменьшающий искрение в контактах прерывателя и повышающий напряжение во вторичной обмотке.

При вращении магнита в сердечнике магнитопровода создается магнитный поток, изменяющийся по величине и направлению. При пересечении им витков первичной обмотки в ней индуцируется ток низкого напряжения (12-15 В), который проходит через неподвижный 4 и подвижный 2 контакты прерывателя, соединенные пружиной 1, и через магнитопровод 13 на второй конец первичной обмотки. Когда ток в первичной обмотке достигает наибольшей величины (2-3 А), кулачок прерывателя размыкает цепь, и исчезающий магнитный поток индуцирует во вторичной обмотке ток высокого напряжения (до 24 кВ), который через зажим 8 и провод 7 подается к свече. Для предохранения изоляции вторичной обмотки от пробивания током высокого напряжения предусмотрен воздушный зазор 9, сопротивление которого выше, чем искрового. Для выключения зажигания и остановки двигателя есть выключатель 5.

Источники питания электроэнергии

В качестве источников питания электроэнергией на автотракторных двигателях используются аккумуляторные батареи и генераторы постоянного или переменного тока.

Аккумуляторная батарея представляет собой электрохимическое устройство, в котором электрическая энергия, поступающая в процессе зарядки от внешнего источника, затрачивается на образование химических соединений, а в процессе разрядки происходит превращение химической энергии в электрическую. Она предназначена для питания потребителей электроэнергией при пуске двигателя, работе его на малой частоте вращения и после остановки.

Наиболее распространены свинцово-кислотные аккумуляторные батареи стартерного типа, надежные в работе, но имеющие большие габариты, массу и дорогие в изготовлении. Обычно аккумуляторная батарея, состоит из трех или

шести отдельных аккумуляторов, соединяемых последовательно. Каждый аккумулятор развивает э. д. с. до 2,2 В.

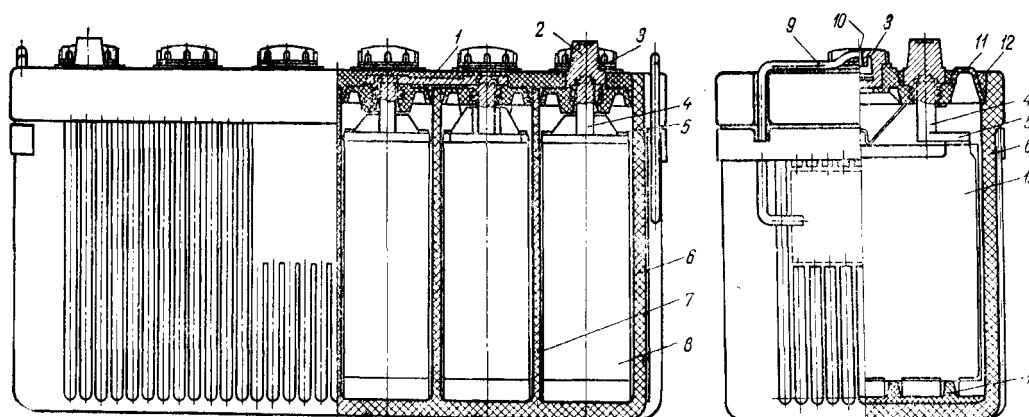


Рис. 2.56. Аккумуляторная батарея

Аккумуляторы размещены в корпусе 6 (рис. 2.56), разделенном перегородками 7 на отделения 8. Каждый аккумулятор состоит из блока положительных и отрицательных пластин 13, установленных на опорных призмах 14, сепараторов и крышки 11 с пробкой 3. В отделении находится электролит (раствор химически чистой серной кислоты в дистиллированной воде), залитый через наливное отверстие в крышке. Пластины отливаются в виде решетки из сплава, содержащего 94% свинца и 6% сурьмы. Для увеличения емкости аккумулятора ячейки решеток заполняют активной массой, приготовленной из свинцового порошка и раствора серной кислоты для отрицательных пластин и из свинцового сурика и раствора серной кислоты – для положительных пластин. Активная масса участвует в химической реакции, протекающей в аккумуляторе. Одноименные пластины соединяются между собой баретками 5 в полублоки положительных и отрицательных пластин, причем каждая положительная пластина располагается между двумя отрицательными. Во избежание короткого замыкания между разноименными пластинами устанавливаются сепараторы – изоляционные прокладки, изготовленные из древесины, стекловолокна или микропористого эбонита. Одноименные полублоки связаны между собой с помощью штырей 4 и перемычек 1. Крайние штыри батареи выведены наружу в виде клемм 2.

Сверху батарея закрывается пластмассовой крышкой 11. Места соединения крышки и корпуса уплотняют асбестом и заливают битумной мастикой 12. Крышка имеет отверстия для заливки электролита. Отверстия закрываются пробками 3 на резьбе. Пробки имеют вентиляционные отверстия 10 для выхода газов. Аккумуляторная батарея переносится с помощью ручки 9.

Генератор – электрическая машина, преобразующая механическую энергию двигателя в электрическую. Генератор служит для питания потребителей электрической энергией и зарядки аккумуляторной батареи при определенной частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Привод генератора осуществляется от коленчатого вала двигателя клиноременной передачей, имеющей постоянное передаточное число, поэтому частота вращения генератора зависит от скоростного режима работы двигателя. Частота вращения вала тракторных двигателей изменяется в отношении 1:3,5, а

автомобильных – 1:8, поэтому для поддержания на клеммах генератора напряжения в заданных пределах устанавливают специальные устройства – реле-регуляторы. По принципу действия и устройству генераторы бывают постоянного и переменного тока. На автомобилях и тракторах обычно устанавливаются 12- или 24-вольтовые генераторы мощностью 150–3500 Вт.

Генератор постоянного тока состоит из корпуса 5 (рис. 2.57) с полюсами и обмоткой возбуждения 7, якоря 6 с обмоткой и коллектором 3, крышек 4 и 11. На задней крышке 4 расположены щетки 14 с щеткодержателями 12 на пружинах 13. Они закрыты защитной лентой, закрепленной винтом 15. Вал якоря установлен в шарикоподшипниках 2 и 9. Передний подшипник закрыт крышкой 1. Задний подшипник 9 смазывается через масленку 8. Охлаждается генератор во время работы с помощью шкива-вентилятора 10.

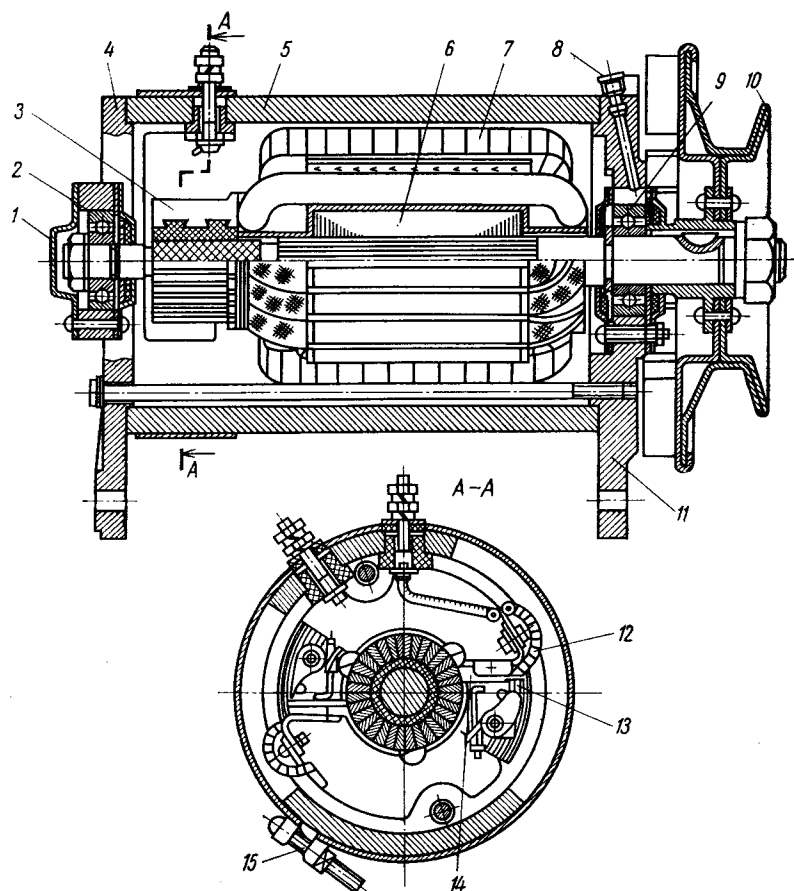


Рис. 2.57. Генератор постоянного тока

Реле-регулятор – специальное устройство, устанавливаемое с генераторами постоянного тока, предназначено для автоматического включения и выключения генератора, поддержания постоянного напряжения на клеммах генератора и защиты его от перегрузки. Реле-регулятор (рис. 2.58), состоящий из трех электромагнитных приборов – реле обратного тока РОТ, регулятора напряжения РН, ограничителя тока ОТ, включен в цепь генератор – аккумуляторная батарея.

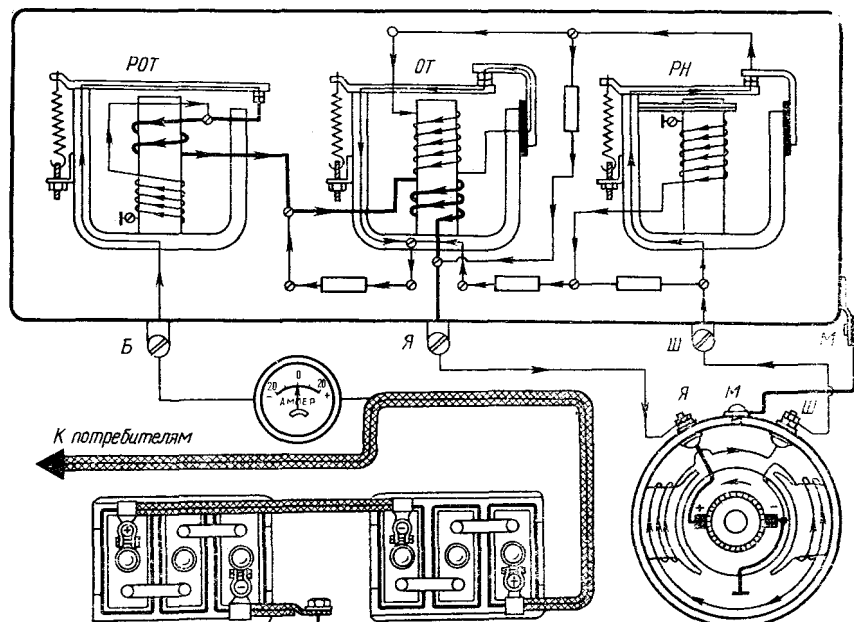


Рис. 2.58. Схема реле-регулятора

Реле обратного тока предназначено для предотвращения разрядки батареи. Оно автоматически отключает генератор от батареи при уменьшении напряжения на зажимах генератора. Регулятор напряжения предназначен для поддержания постоянного напряжения на зажимах генератора при изменении частоты вращения коленчатого вала. Ограничитель тока предназначен для предотвращения повышения силы тока сверх допустимого для данного генератора предела, что могло бы привести к перегреву обмоток генератора.

Все приборы реле-регулятора расположены на общей панели и герметически закрыты крышкой. На панели закреплены три изолированные клеммы: Б (батарея), Я (якорь) и Ш (шунт). Клемма Б соединена с аккумуляторной батареей через амперметр, клемма Я – с обмоткой якоря генератора, клемма Ш – с шунтовой обмоткой генератора. Корпус реле-регулятора соединен с корпусом генератора.

Увеличение мощности потребителей электрической энергии на автомобилях и тракторах привело к такому росту размеров и массы генераторов постоянного тока, что размещать их на двигателях стало затруднительно, поэтому широкое распространение получили генераторы переменного тока. Такие генераторы проще по конструкции, имеют меньшие габариты и массу при той же мощности, более длительный срок эксплуатации, способны заряжать аккумуляторную батарею на малой частоте вращения холостого хода двигателя. Современные генераторы переменного тока имеют преимущественно электромагнитное возбуждение.

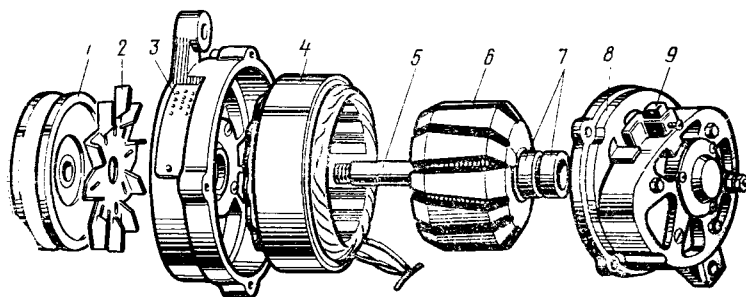


Рис. 2.59. Генератор переменного тока

Генератор переменного тока (рис. 2.59) представляет собой трехфазную синхронную электрическую машину, состоящую из статора 4, ротора 6, передней 3 и задней 8 крышек, вентилятора 2 и приводного шкива 1. Обмотка возбуждения расположена на стальной втулке, которая жестко закреплена на валу 5. Концы обмотки припаяны к контактным кольцам 7, напрессованным на изоляционную втулку вала ротора. Вал вращается в двух шарикоподшипниках, помещенных в передней и задней крышках. Внутри задней крышки расположен полупроводниковый выпрямитель и щеткодержатель 9 со щетками и пружинами. Вентилятор 2 служит для обдува и охлаждения генератора. Установочная мощность генераторов переменного тока составляет 200–1000 Вт.

Переменный ток, полученный в генераторе, подается к выпрямителю, где преобразуется в постоянный, и далее направляется к потребителям и на зарядку аккумуляторной батареи. Для автотракторных генераторов переменного тока применяются полупроводниковые выпрямители – селеновые и кремниевые. Наиболее распространены кремниевые выпрямители ввиду высокой теплоустойчивости, долговечности, небольших размеров.

Свойство полупроводниковых выпрямителей пропускать ток только в одном направлении позволяет отказаться от реле обратного тока, что упрощает конструкцию реле-регулятора. Для генераторов переменного тока большой мощности применяются контактно-транзисторные и бесконтактно-транзисторные регуляторы напряжения, которые предотвращают подгорание и износ контактов, наблюдающиеся у вибрационных регуляторов напряжения.

Система пуска

Типы пусковых устройств

Система пуска предназначена для быстрого и надежного запуска двигателя внутреннего сгорания путем сообщения коленчатому валу скорости, обеспечивающей нормальное протекание рабочего процесса. Частота вращения коленчатого вала, обеспечивающая пуск двигателя, называется пусковой частотой вращения. Для карбюраторных двигателей она равна 5–8 с⁻¹, для дизелей – 21 – 42с⁻¹.

Для вращения коленчатого вала в момент пуска необходимо приложить большой крутящий момент для преодоления сопротивлений сжимаемой смеси (воздуха), трения движущихся частей двигателя, разгона их от состояния покоя до пусковой частоты вращения.

Пуск двигателя осуществляется с помощью пусковых устройств, которые делятся на основные, предназначенные для прокручивания коленчатого вала, и вспомогательные, облегчающие пуск.

Существуют следующие способы пуска автотракторных двигателей: пуск от руки, пуск электрическим стартером и пуск вспомогательным карбюраторным двигателем.

Пуск от руки осуществляется за счет мускульной силы человека. При этом коленчатый вал двигателя проворачивается с помощью рукоятки, сцепляемой с храповиком коленчатого вала, или с помощью шнура, наматываемого на маховик. Пуск от руки может применяться для карбюраторных двигателей мощностью 35–45 кВт и дизелей мощностью 18–22 кВт.

Пуск электрическим стартером получил наибольшее распространение на всех автомобильных двигателях, многих автотракторных дизелях и пусковых двигателях дизелей. Стартер представляет собой электрический двигатель постоянного тока последовательного возбуждения с механизмом привода и включающим устройством. Питается стартер от аккумуляторной батареи.

Включающее устройство предназначено для включения электрической цепи стартера при пуске двигателя и выключения ее после пуска. Включающие устройства могут быть с непосредственным (механическим) и дистанционным (электромагнитным) управлением. При непосредственном управлении ввод шестерни стартера в зацепление ее с зубчатым венцом маховика, а также замыкание электрической цепи стартера осуществляется с помощью электроконтактного устройства, действующего при нажатии на педаль стартера. Такое управление стартером применяется на тракторах, самоходных шасси и др., где стартер и аккумуляторная батарея расположены вблизи от места водителя. При дистанционном управлении электрическая цепь стартера замыкается с помощью специального реле, что позволяет избежать сложной системы привода при значительном удалении места водителя от двигателя. Такое управление стартером применяется на большинстве автомобилей.

Механизм привода стартера может быть механическим и электромагнитным. При механическом приводе шестерня стартера вводится в зацепление с зубчатым венцом маховика с помощью рычажного устройства, включаемого водителем. Для предотвращения повреждения стартера после запуска двигателя шестерня стартера устанавливается на муфте свободного хода роликового или фрикционного типа. При электромагнитном приводе шестерня стартера вводится в сцепление с зубчатым венцом маховика с помощью специального электромагнита, что предотвращает возможность включения стартера при работающем двигателе. Мощность стартера зависит от типа, мощности и размеров двигателя и колеблется от 0,3 до 15 кВт.

Основными частями стартера с дистанционным управлением является стальной цилиндрический корпус 26 (рис. 2.60) с четырьмя полюсными сердечниками 23, обмоткой возбуждения 25, якорь 24, в пазах которого уложена обмотка 22, коллектор 27 и щетки 29, укрепленные на передней крышке 30. Обмотка возбуждения стартера включена последовательно в обмотку якоря. Вал 28 якоря вращается в бронзовых втулках. С валом якоря связана шестерня 17, вводимая в зацепление с зубчатым венцом маховика при пуске двигателя. Шестерня вводится в зацепление принудительно рычагом 10 в момент включения стартера.

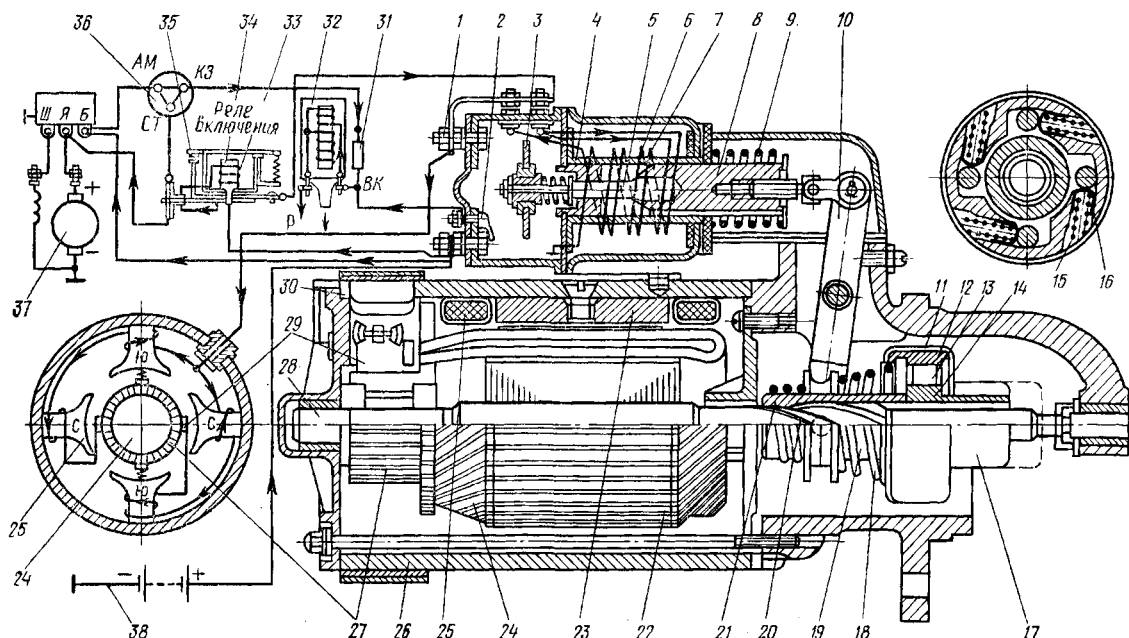


Рис. 2.60. Стартер с дистанционным управлением и его электрическая схема

При повороте ключа КЗ выключателя зажигания 36 включаются зажигание и стартер СТ. В этом случае ток от аккумуляторной батареи 38 поступает в обмотку 33 реле включения. Сердечник 34 реле при этом намагничивается и замыкает контакты 35, включив тем самым втягивающую 6 и удерживающую 7 обмотки тягового реле. При прохождении тока по обмоткам 6 и 7 якорь 8 втягивается внутрь втулки 4. При этом связанный с якорем рычаг 10 включения через муфту 19 включения и пружину 18 введет шестерню 17 в зацепление с венцом маховика. Вход зубьев шестерни в венец маховика облегчается тем, что втулка 21, перемещаясь по винтообразной нарезке 20 вала якоря, сообщает шестерне 17 кроме поступательного еще и вращательное движение. Когда шестерня войдет в зацепление, контактное кольцо 3, связанное с якорем через шток 5, замкнет контакты 1 тягового реле и включит стартер. Одновременно контактное кольцо прижмется к упругому контакту 2, и ток от аккумуляторной батареи пойдет в первичную обмотку катушки 32 зажигания через зажим ВК, минуя вариатор 31. При замыкании контактов тягового реле втягивающая обмотка 6 закорачивается, после чего якорь реле удерживается только одной обмоткой 7. Магнитное поле, создаваемое этой обмоткой, оказывается достаточным для удержания стартера во включенном состоянии.

После пуска двигателя якорь стартера разобщается с венцом маховика муфтой свободного хода 11. Муфта состоит из наружной обоймы 12 с втулкой 21 и внутренней обоймы 14 с шестерней 17. Наружная обойма имеет четыре клиновидных паза, в которых размещены ролики 13. С помощью пружины 15 через толкатель 16 ролики 13 отжимаются в узкую часть пазов и заклиниваются между обоймами, благодаря чему при вращении якоря против часовой стрелки шестерня передает крутящий момент на венец маховика. Когда двигатель запущен, частота вращения внутренней обоймы превысит частоту вращения наружной. При этом сила трения, преодолев сопротивление пружины, выведет ролики в широкую часть пазов. Обоймы муфты будут разобщены и якорь

стартера будет предохранен от разноса. После выключения стартера якорь тягового реле, а вместе с ним и все детали привода возвращаются пружиной 9 в исходное положение.

После запуска двигателя стартер выключится автоматически благодаря тому, что обмотка 33 реле включения соединена с «массой» через якорь генератора 37, и генератор в этом случае пошлет в обмотку реле ток, идущий навстречу току от аккумуляторной батареи. Сердечник реле размагнитится, его контакты разомкнутся и цепь обмотки тягового реле будет разомкнута.

Пуск с помощью вспомогательного карбюраторного двигателя широко применяется у тракторных дизелей. Чаще всего в качестве пусковых применяют двухтактные карбюраторные двигатели с жидкостным охлаждением. Механизм передачи вращения от вала пускового двигателя к валу дизеля состоит из муфты сцепления, редуктора и автоматической муфты выключения. Редуктор (обычно двухступенчатый) служит для прокручивания вала двигателя с пониженной частотой вращения при особо неблагоприятных условиях. В этом случае процесс запуска двигателя состоит из двух этапов – подготовительного с пониженной частотой вращения и окончательного – с пусковой частотой вращения. Автоматическая муфта выключения имеет назначение и устройство, аналогичные муфтам свободного хода стартера.

Устройства для облегчения пуска двигателей

Для облегчения пуска двигателей в холодную погоду при безгаражном содержании применяются различные способы и устройства, которые в зависимости от их назначения можно разделить на следующие основные группы:

способы и средства, облегчающие проворачивание коленчатого вала двигателя (к ним относятся декомпрессирование двигателя, применение маловязких масел, разжижение масла и подогрев двигателя);

способы и средства, облегчающие воспламенение топлива в цилиндрах двигателя (к ним относятся подогрев поступающего в цилиндры воздуха с помощью свечей накаливания и легковоспламеняющихся жидкостей и другие средства).

Декомпрессирование двигателя осуществляется специальным декомпрессионным механизмом, обеспечивающим при запуске лишь частичное открытие впускных или выпускных клапанов или тех и иных одновременно. При этом уменьшается сопротивление проворачиванию коленчатого вала в начале пуска.

Общий подогрев двигателя производится с помощью специальных подогревателей: жидкостных – для двигателей с жидкостным охлаждением и воздушных – для двигателей с воздушным охлаждением. Поступающий в цилиндры дизеля воздух может подогреваться электрическими спиралями, устанавливаемыми во впускном коллекторе, свечами накаливания, устанавливаемыми во всех головках цилиндров, а также электрофакельными подогревателями.

Топлива, применяемые для ДВС и их свойства.

В двигателях внутреннего сгорания применяют жидкое и газообразное топливо.

В карбюраторных двигателях основным видом топлива является бензин –

жидкость, получаемая при переработке нефти (температуры разгонки 55–200° С) и обладающая высокой теплотворностью. При полном сгорании 1 кг бензина выделяется 10 500 ккал.

Одним из основных показателей качества бензина является испаряемость, т.е. способность переходить из жидкого в газообразное состояние. В соответствии с ГОСТом об испаряемости бензина можно судить по температурам, при которых испаряется 10, 50, 90 и 100% объема топлива. Для бензинов испарение фракций происходит при температурах от 35–55 до 200° С.

Детонационная стойкость бензина определяется его способностью обеспечить оптимальную скорость горения рабочей смеси при максимальной степени сжатия. При чрезмерно высокой скорости сгорания смеси процесс принимает взрывной характер, т. е. происходит детонационное сгорание, во время которого возникают резкие стуки, перегрев и даже разрушение основных деталей кривошипно-шатунного механизма. На возникновение детонационного сгорания влияют такие факторы, как размер цилиндров, форма камеры сгорания и размещение в ней свечи зажигания, материал головки цилиндров и поршня, частота вращения коленчатого вала, степень нагарообразования и др. Кроме того, оно зависит от химической структуры топлива.

Детонационная стойкость бензинов характеризуется октановым числом (ОЧ), которое в сравнении с эталонным топливом численно равно процентному содержанию (по объему) изооктана (iC_8H_{18}), обладающего детонационной стойкостью, равной 100, в смеси с гептаном (nC_7H_{16}), имеющим нулевую стойкость к детонации. Чем больше процентное содержание гептана в смеси с изооктаном, тем меньше степень сжатия, при которой возможна нормальная работа двигателя. Октановое число топлива определяется в специальном двигателе при строго установленных условиях испытания путем изменения степени сжатия. Так, если испытуемое топливо начинает детонировать при той же степени сжатия, что и смесь эталонного топлива, содержащая 76% изооктана и 24% гептана, то октановое число топлива равно 76. Октановое число автомобильных бензинов находится в пределах 66–85.

Для повышения детонационной стойкости низкооктанового бензина применяют специальные присадки – тетраэтилсвинец или марганцовистые (0,244–0,5 г/кг). Этилированные бензины ядовиты и согласно ГОСТу должны иметь специальную окраску (А-76 – желтую, АИ-93 – оранжево-красную, АИ-98 – синюю). Работа автомобилей в городах и районах с большой плотностью населения на этилированном бензине запрещена.

В бензине не должно быть кислот и щелочей, которые могут вызвать коррозию металлических частей двигателя, бензобаков, бензопроводов и карбюратора. В бензине не должно быть механических примесей и воды. Механические примеси засоряют фильтры, трубопроводы, каналы карбюратора.

Термоокислительная стабильность бензина характеризуется стойкостью против нагарообразования, происходящего из-за наличия в топливе смол. Смолы особенно интенсивно образуются при длительном хранении бензина в негерметичной посуде под воздействием солнечного света и воздуха. Нагар снижает мощность и экономичность двигателя.

Бензин должен сохранять свои качества и состав при хранении и транспортировке. Автомобильные бензины маркируются буквой «А» с

цифровым индексом, указывающим октановое число.

Автотракторные дизели работают на дизельном топливе, представляющим собой, как и бензин, продукт переработки нефти, но с более высокими температурами разгонки (200-350° С). Теплотворность дизельного топлива равна 10 150 ккал/кг.

Учитывая особенности рабочего процесса в дизелях, к топливу для этих двигателей кроме изложенных в общей части параграфа предъявляются следующие специфические требования: высокая способность к самовоспламенению, оптимальная вязкость и низкая температура застывания.

Способность дизельного топлива к самовоспламенению оценивается минимально возможным периодом задержки самовоспламенения, зависящим в значительной мере от физико-химических свойств топлива. Способность к самовоспламенению дизельного топлива оценивается цетановым числом (ЦЧ), которое численно равно процентному содержанию (по объему) цетана ($C_{16}H_{34}$), обладающего наибольшей воспламеняемостью (ЦЧ-100) в смеси с (альфа)-метилнафталином ($C_{10}H_7CH_3$), обладающим наименьшей воспламеняемостью (ЦЧ = 0). Чем выше ЦЧ, тем выше самовоспламеняемость топлива. Обычно дизельное топливо имеет цетановое число 40–60.

Вязкость (внутреннее трение) дизельного топлива – один из основных показателей его качества, она зависит от фракционного состава и температуры топлива. При недостаточной вязкости топлива увеличивается износ топливной аппаратуры, при чрезмерной – ухудшается фильтрация топлива и его распыливание форсункой.

Широкое применение дизельных двигателей в различных климатических условиях привело к необходимости классифицировать топливо по величине температуры застывания. Согласно ГОСТам установлены три марки дизельного топлива, отличающиеся друг от друга температурой застывания: Л и ДЛ – летнее, используемое при температурах воздуха выше 0° С; ДЗ и ЗС – зимнее, используемое при температурах воздуха от 0 до –30° С; А и ДА – арктическое, используемое при температурах ниже –30° С.

Тема 2.2. Трансмиссии тягово-транспортных машин

Назначение и типы силовых передач (трансмиссий)

При движении автомобиля или работе трактора с навесным (прицепным) оборудованием возникают сопротивления, величина которых непрерывно изменяется. Это связано с изменением сопротивления дороги или почвы качению колес (гусениц), степенью загрузки рабочих органов машин, с изменением профиля дороги (подъемы и уклоны). Соответственно этому требуется изменение величины передаваемого крутящего момента на ведущие колеса (гусеницы). Однако автотракторные двигатели внутреннего сгорания допускают автоматическое регулирование крутящего момента в весьма ограниченных пределах (15–20% от номинального значения), что недостаточно, поэтому возникает необходимость применения силовой передачи. По характеру регулирования крутящего момента силовые передачи разделяются на ступенчатые и бесступенчатые.

Ступенчатые механические передачи состоят из ряда зубчатых передач различных типов. Крутящий момент изменяют путем изменения передаточного

отношения находящихся в зацеплении шестерен коробки передач. При этом крутящий момент меняется ступенчато через интервалы, кратные передаточным числам. Этот вид передач имеет высокий КПД, прост в изготовлении и эксплуатации, однако громоздок и тяжел. Управление машиной при ступенчатых передачах сложно, неполностью также используется при них мощность двигателя.

Бесступенчатые передачи позволяют непрерывно и автоматически изменять крутящий момент на ведущих колесах (звездочках) автомобиля (трактора) в зависимости от внешних сопротивлений движению без изменения степени загрузки двигателя. Бесступенчатые передачи значительно облегчают труд водителя, обеспечивают получение высоких тягово-динамических качеств, повышает долговечность двигателя и деталей передачи. Недостаток бесступенчатых передач – более низкий КПД, сложность конструкции и эксплуатации, высокая стоимость изготовления.

Ступенчатые силовые передачи

Наиболее распространенная схема ступенчатой передачи двухосного автомобиля с задней ведущей осью (ГАЗ-53А, ЗИЛ-130, МАЗ-500А) состоит из сцепления 1 (рис. 2.61, а), коробки передач карданной передачи 3 и заднего ведущего моста 4, включающего в себя главную передачу, дифференциал и полуоси ведущих колес. Двухосные автомобили повышенной проходимости с приводом на обе оси (ГАЗ-66) имеют силовую передачу, включающую в себя кроме перечисленных элементов раздаточную коробку 5 (рис. 2.61, б), совмещенную в некоторых моделях с дополнительной коробкой скоростей, карданную передачу 6 к переднему ведущему мосту, передний ведущий мост 7 с карданными шарнирами 8 привода управляемых передних колес. Трехосные автомобили повышенной проходимости с приводом на все рей (ЗИЛ-131, КраЗ-255Б) имеют в силовой передаче еще один задний ведущий мост 10 (рис. 2.61, в) с карданной передачей 9 к нему от раздаточной коробки 5 или от первого заднего моста 4 (рис. 2.61, г).

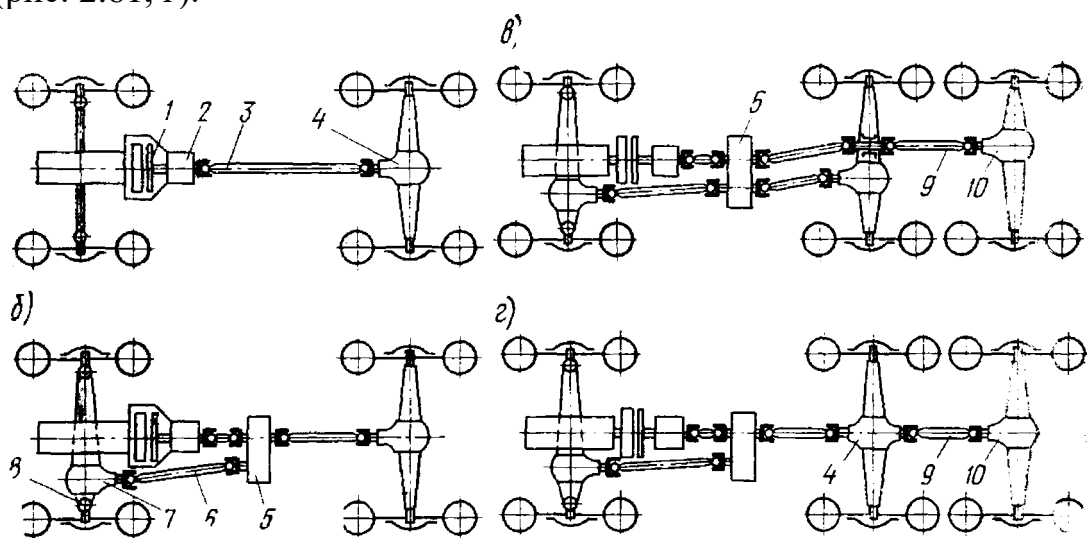


Рис. 2.61. Схемы ступенчатых силовых передач автомобилей:

а – двухосного с задней ведущей осью; б – двухосного с приводом на обе оси; в и г – трехосного с приводом на все оси

Ступенчатые силовые передачи колесных тракторов во многом сходны с силовыми передачами автомобилей и определяются типом и назначением машины. На рис. 2.62 показана схема силовой передачи колесного трактора с приводом от двигателя 1 на обе оси. Трансмиссия состоит из сцепления 2, коробки передач 3, раздаточной коробки 9, карданных передач 8 и 10, центральных передач 4 и 11, дифференциалов 5 и 12, конечных передач 6 и 13, передних 14 и задних 7 ведущих колес.

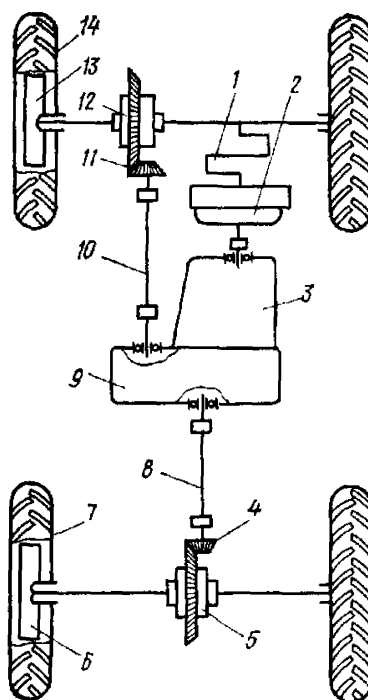


Рис. 2.62. Схема силовой передачи колесного трактора с приводом на обе оси

Схема силовой передачи гусеничного трактора определяется типом механизма поворота. При наличии рулевых муфт поворота (рис. 2.63, а) трансмиссия состоит из сцепления 2, коробки передач 3, центральной передачи 4, механизмов поворота 5, конечных передач 6, связанных с ведущими звездочками 7, которые перематывают гусеницы 8. На некоторых гусеничных тракторах (Т-150) поворот машины осуществляется с помощью коробки передач. В этом случае трансмиссия гусеничного трактора (рис. 2.63, б) состоит из сцепления 2, коробки передач 3 с двумя ведомыми валами, на которых размещены тормоза 10; двух карданных передач 9, двух центральных передач 4, каждая из которых соединена с конечной передачей 6 и звездочкой 7 одной из гусениц 8. Конструкция коробки передач позволяет изменять скорость каждой гусеницы или совсем останавливать одну из них. В обоих случаях крутящий момент на трансмиссию передается от двигателя 1.

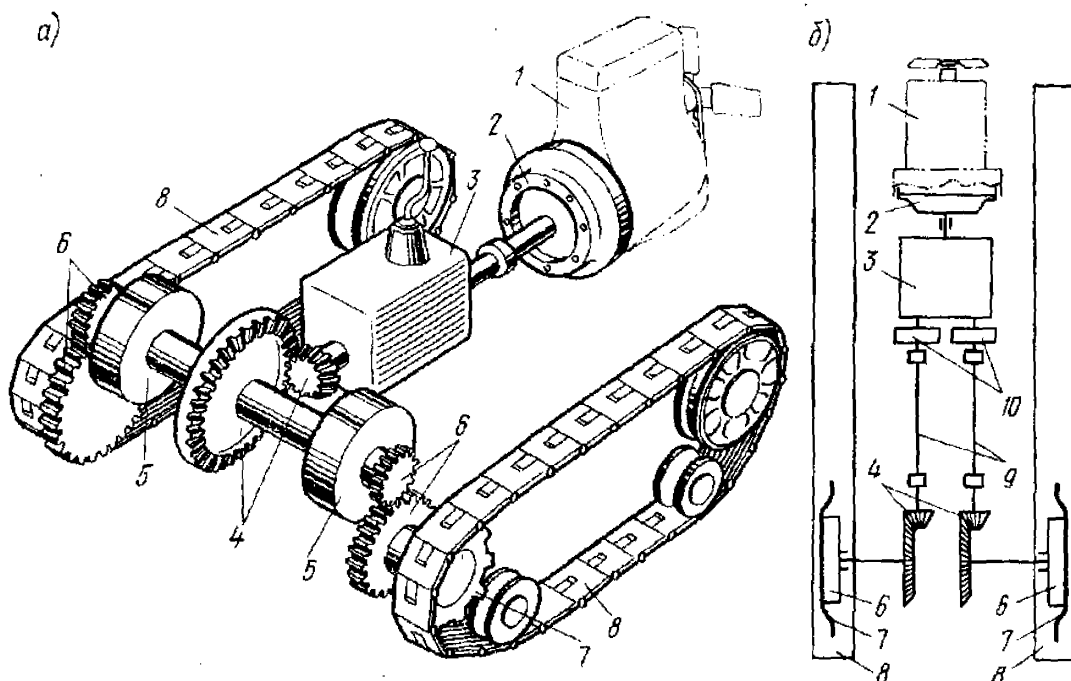


Рис. 2.63. Схемы силовой передачи гусеничных тракторов:
 а – с механизмом поворота в виде рулевых муфт; б – с механизмом поворота,
 размещенным в коробке передач

Бесступенчатые силовые передачи

Наиболее распространенными типами бесступенчатых силовых передач автомобилей и тракторов являются гидромеханические и электромеханические.

Гидромеханическая трансмиссия является комбинированной и состоит из гидротрансформатора и механической трансмиссии, которая состоит из ступенчатой коробки передач, карданной передачи и ведущего моста. Ступенчатая коробка передач может быть с неподвижными валами или планетарной. Управление коробкой, как правило, автоматизированное.

Гидротрансформатор представляет собой гидродинамический бесступенчатый преобразователь крутящего момента. Он состоит из двух лопастных колес – насосного 1 (рис. 2.64), жестко через корпус 6 связанного с коленчатым валом 5 двигателя, и турбинного 2, соединенного с первичным валом 7 коробки передач, а также расположенного между ними направляющего аппарата – реактора 3, установленного на его пустотелый вал 8 с помощью муфты свободного хода 4. Корпус 6 заполнен рабочей жидкостью (маловязким маслом). Во избежание потерь энергии, связанных с циркуляцией рабочей жидкости между насосом и турбиной, их колеса и реактор максимально сближены, им придана форма, обеспечивающая непрерывный круг циркуляции жидкости без каких-либо промежуточных устройств.

При вращении коленчатого вала двигателя лопатки насосного колеса увлекают жидкость, заставляя ее перемещаться от внутренних краев к внешним. Под действием центробежной силы жидкость поступает на лопатки турбинного колеса, заставляя его вращаться вместе с первичным валом коробки передач. С лопаток турбинного колеса жидкость попадает на лопатки колеса реактора, где изменяет направление движения и попадает вновь на насосное колесо. Образуется непрерывный круг циркуляции жидкости во внутренней полости рабочих

колес. При попадании жидкости на лопатки неподвижного колеса реактора на них возникает реактивный момент, воздействующий на турбинное колесо дополнительно к моменту, передаваемому от насосного колеса. Следовательно, наличие колеса-реактора позволяет получать на турбинном колесе момент, отличный от того, который передается двигателем. Чем выше скорость насосного колеса по сравнению с турбинным, тем больший реактивный момент передается от колеса-реактора турбинному колесу, вследствие чего увеличивается крутящий момент на его валу. Это свойство гидротрансформатора автоматически изменять соотношение моментов на валах насосного и турбинного колес в зависимости от частоты вращения является его основной особенностью.

Таким образом, если момент сопротивления на валу турбинного колеса выше момента подводимого к насосному колесу, жидкость, воздействуя на колесо-реактор, вызывает заклинивание его обгонной муфтой. При этом возникает реактивный момент, передающийся на турбинное колесо дополнительно к моменту от насосного колеса. Величина этого момента увеличивается пропорционально увеличению нагрузки на валу турбинного колеса. Если же момент на валу турбинного колеса становится меньше момента, развиваемого насосным колесом, то изменяется направление движения потока жидкости на колесе-реакторе. При этом ролики обгонной муфты расклиниваются, и колесо-реактор начинает вращаться совместно с турбинным колесом с одинаковой частотой, т. е. трансформация крутящего момента отсутствует, а гидротрансформатор выполняет роль гидравлической муфты.

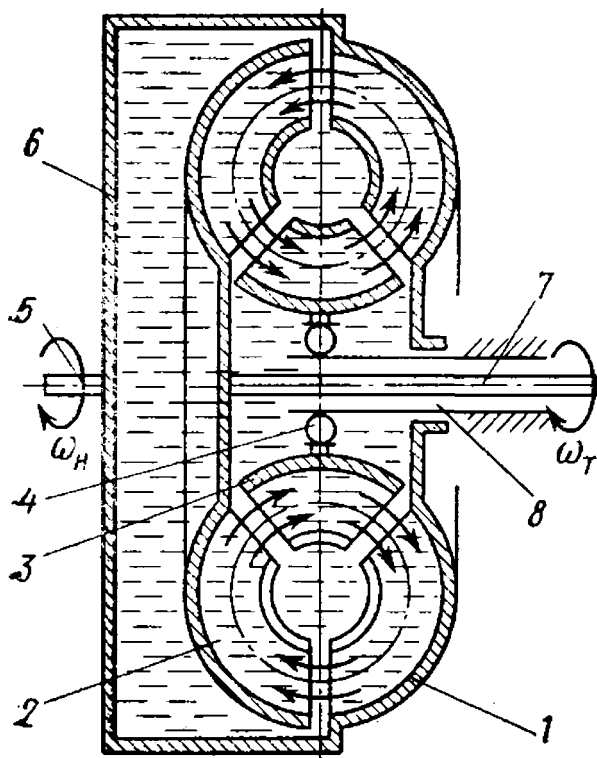


Рис. 2.64. Схема гидротрансформатора

Основными параметрами гидротрансформатора являются коэффициент трансформации и КПД. Коэффициент трансформации равен отношению крутящих моментов на валах турбинного и насосного колес соответственно, т. е.

$$K_{\text{тр}} = M_{\text{т}}/M_{\text{н}}.$$

Гидравлические потери, возникшие при передаче мощности от ведущего к ведомому валу, оценивает КПД гидротрансформатора

$$\eta_{\text{гг}} = N_{\text{т}}/N_{\text{н}}.$$

К достоинствам гидромеханической трансмиссии следует отнести плавное автоматическое изменение величины передаваемого момента в зависимости от нагрузки, что уменьшает число переключений передач и утомляемость водителя, улучшает приемистость и проходимость машины вследствие непрерывной передачи крутящего момента, повышает долговечность двигателя и трансмиссии в результате уменьшения крутильных колебаний и динамических нагрузок в трансмиссии, снижает вероятность остановки двигателя при резком увеличении нагрузки. В то же время этот тип трансмиссии имеет по сравнению со ступенчатой механической значительно меньший КПД, что ухудшает топливную экономичность машины; более сложную конструкцию и большую массу. Небольшой коэффициент трансформации $K_{\text{тр}} = 2,5 \div 3$ требует усложнения конструкции одноступенчатого (трехэлементного) гидротрансформатора. Кроме того, наличие гидротрансформатора не позволяет отключать ведущий вал от ведомого и двигаться машине задним ходом.

Электромеханическая трансмиссия представляет собой силовую передачу, в которой отдельные агрегаты (сцепление, коробка передач и др.) заменяются генератором и тяговым электродвигателем (или несколькими электродвигателями). Энергия в такой трансмиссии преобразуется дважды: механическая энергия двигателя преобразуется в связанном с ним генераторе в электрическую, а затем в тяговых электродвигателях, соединенных с ведущими колесами, электрическая энергия вновь преобразуется в механическую.

Существуют одно- и многодвигательные электромеханические трансмиссии. При одноприводной трансмиссии мощность тягового электродвигателя передается через агрегаты механической трансмиссии (карданная передача, ведущий мост) к ведущим колесам машины. В многоприводной электромеханической трансмиссии элементы механической трансмиссии почти отсутствуют, а электрическая энергия от генератора по проводам передается к тяговым электродвигателям, расположенным внутри ведущих колес и соединенным с ними шестеренчатыми редукторами (система «мотор-колесо»).

Электромеханические трансмиссии могут работать на постоянном и переменном токе. При использовании переменного тока трансмиссия компактнее и легче, однако не обеспечивает бесступенчатого изменения крутящего момента на ведущих колесах, поэтому шире практикуются электромеханические трансмиссии на постоянном токе.

Наиболее рациональна электромеханическая трансмиссия постоянного тока с приводом «мотор-колесо». Такие трансмиссии применяются в конструкциях двухосных тягачей большой мощности (свыше 400 кВт). На рис. 2.65, а показан такой тягач на четырех мотор-колесах. Мотор-колесо (рис. 2.65, б) состоит из

электродвигателя 7, корпус которого является несущим элементом (осью) для обода ведущего колеса с бескамерной шиной 5, и планетарного редуктора 6, передающего вращение от вала ротора электродвигателя ободу колеса. Стояночный тормоз 3 мотор-колеса, смонтированный на валу электродвигателя, автоматически включается при обесточивании обмоток электродвигателя. Корпус электродвигателя подвешен к несущей раме тягача на двух шарнирах 4, ими обеспечивается поворот мотор-колеса в плане относительно продольной оси машины вправо и влево. Таким образом, каждое колесо тягача является одновременно ведущим и управляемым, что определяет высокую маневренность и проходимость машины. Тяговые электродвигатели питаются током от генератора 2 (см. рис. 2.65, а), приводимого во вращение дизелем 1. Скорость движения регулируется изменением магнитного поля электродвигателей путем введения дополнительных сопротивлений в их обмотки возбуждения, а также применением различных схем соединения электродвигателей между собой. Тормозится машина посредством переключения электродвигателей мотор-колес на режим работы генераторов с погашением энергии реостатами. Трансмиссия «мотор-колесо» компактна, число механических узлов в ней сведено до минимума, что позволяет конструировать транспортные средства неограниченной грузоподъемности.

Применение электромеханической трансмиссии позволяет обеспечить бесступенчатое автоматическое изменение передаточного числа трансмиссии, что упрощает и облегчает управление машиной, повысить проходимость за счет плавного и непрерывного изменения тягового момента, повысить долговечность двигателя и трансмиссии благодаря уменьшению динамических нагрузок и отсутствию жесткой связи между двигателем и трансмиссией.

Недостатками электромеханических трансмиссий являются более низкий КПД по сравнению с механической ступенчатой трансмиссией, значительные габариты и масса, необходимость использования дефицитных материалов.

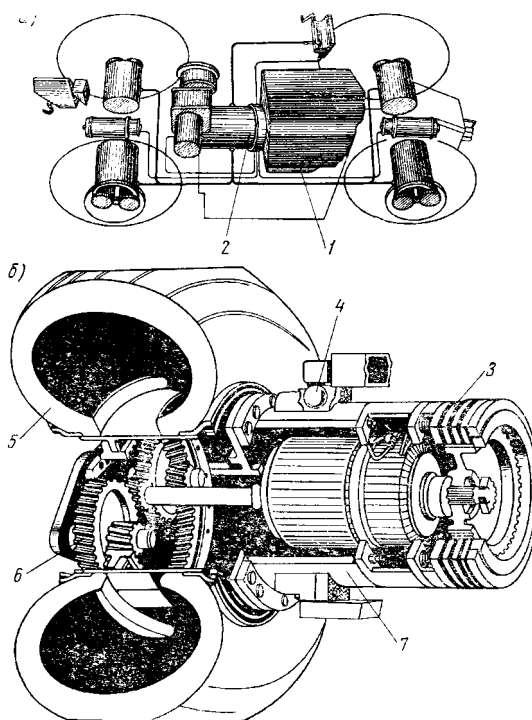


Рис. 2.65. Двухосный дизель-электрический тягач

Сцепление

Назначение и классификация сцеплений

Сцепление – это механизм, расположенный между двигателем и коробкой передач автомобиля и предназначенный для кратковременного отсоединения работающего двигателя от трансмиссии при переключении передач и торможении, а также для их плавного соединения при трогании машины с места после включения передачи. Кроме того, сцепление предохраняет трансмиссию от перегрузок, ограничивая передаваемый максимальный крутящий момент. Сцепления должны обеспечивать плавность и полноту включения, чистоту выключения, хороший отвод тепла от трущихся поверхностей, уравновешенность, простоту конструкции, удобство и легкость в управлении, простоту и доступность в обслуживании.

В зависимости от способа передачи крутящего момента сцепления подразделяются на фрикционные, гидравлические и электромагнитные. По форме и конструкции трущихся поверхностей фрикционные сцепления могут быть конусными (в автотракторном транспорте не применяют), дисковыми (наиболее распространены) и специальными (ленточными, колодочными и др.). Дисковые сцепления могут быть «сухими» (с сухими дисками) и «мокрыми» (с дисками, работающими в масле). По числу ведомых дисков сцепления бывают однодисковые, двухдисковые (применяются в машинах большой грузоподъемности) и многодисковые (применяются в автоматических коробках передач). На некоторых тракторах (МТЗ-80, Т-40М) применяются двухпоточные дисковые сцепления, у которых ведомые диски передают вращение не одному, а двум различным валам.

По способу создания силы, сжимающей диски, различают пружинные (с одной центральной или несколькими периферийными пружинами), центробежные (с центробежными грузиками) и электромагнитные сцепления. По типу привода сцепления могут быть с механическим, гидравлическим, пневматическим и электромагнитным приводами. Управление приводом осуществляется вручную или автоматически.

Наибольшее распространение на автомобилях и тракторах получили Фрикционные сцепления как достаточно надежные и наиболее простые и удобные в эксплуатации.

Фрикционное сцепление

Фрикционное сцепление представляет собой муфту, в которой крутящий момент передается за счет сил трения между трущимися поверхностями. Фрикционное сцепление состоит из ведущей и ведомой частей, нажимного механизма и механизма выключения. Ведущая часть сцепления воспринимает от маховика крутящий момент двигателя, а ведомая – передает его первичному валу коробки передач. Нажимной механизм обеспечивает плотное прижатие ведущей и ведомой частей сцепления для создания необходимого момента трения. Механизм выключения служит для управления сцеплением. Привод выключения сцеплением может быть механическим или гидравлическим. В некоторых конструкциях фрикционных сцеплений для облегчения выключения сцепления применяют пневматический усилитель.

На рис. 2.66 показаны схемы одно- и двухдискового сцеплений. Ведущая часть однодискового сцепления состоит из маховика 2 (рис. 2.66, а), связанного с коленчатым валом 1 двигателя, нажимного диска 4, кожуха 6 муфты и направляющих пальцев 17. Ведомая часть имеет ведомый диск 5, расположенный на валу 11 коробки передач, установленном в роликоподшипнике 18. Нажимной механизм состоит из пружин 16, установленных в кожухе. В механизм выключения сцепления входят пальцы 7, опоры 8 выключающих рычагов, отжимные рычаги 9, передвижная муфта 10, педаль 12, тяга 13, вилка 14 выключения, отжимная пружина 15. Все детали помещены внутри картера маховика и картера 5 муфты сцепления.

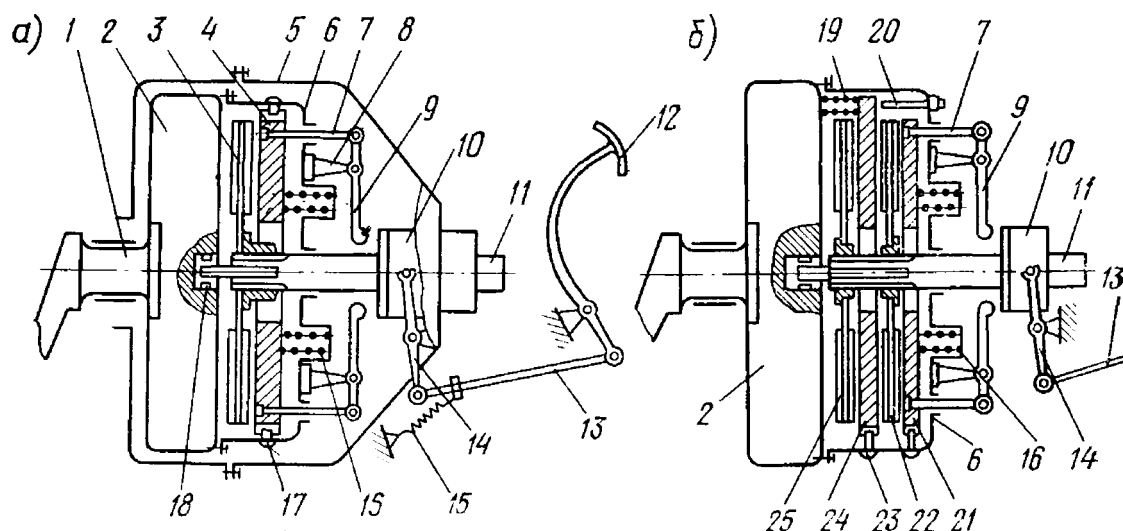


Рис. 2.66. Схемы фрикционных сцеплений:
а – однодисковое; б – двухдисковое

В двухдисковом сцеплении ведущая часть состоит из двух ведущих дисков 21 и 24 (рис. 2.66, б) с направляющими пальцами 23, а ведомая – из дисков 22 и 25. Для обеспечения необходимой «чистоты» выключения служат отжимная пружина 19 и регулировочный болт 20 промежуточного диска.

Для надежной работы фрикционного сцепления необходимо, чтобы момент трения, создаваемый им, был в 2–2,5 раза больше, чем $M_{кр}$ двигателя. Момент трения сцепления (Нм)

$$M_{фр} = \gamma M_{e \max} = \mu n R_{ср} P,$$

где γ – коэффициент запаса сцепления; $M_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н*м; μ – коэффициент трения рабочих поверхностей дисков; n – число поверхностей трения; $R_{ср}$ – средний радиус трения, м; P – сила сжатия поверхностей трения, Н.

Материалом ведущих дисков является обычно чугун, ведомых – сталь, облицованная фрикционными материалами. Для уменьшения момента инерции ведомых дисков их делают из тонкой листовой стали, пружинящие свойства которой позволяют повысить плавность включения и выключения муфты.

Наиболее распространены на автомобилях и тракторах однодисковые сухие фрикционные сцепления с механическим приводом управления. Такие сцепления надежны, износоустойчивы, просты по конструкции и дешевы в

изготовлении. Сцепление обычно располагается в картере 3 (рис. 2.67), закрепленном на блок-картере двигателя, и состоит из ведущей и ведомой частей, механизмов выключения и управления. Ведущая часть сцепления состоит из маховика 18, соединенного болтами с кожухом 5, и ведущего (нажимного) диска 1. Диск 1 связан с кожухом пружинными пластинами 2, через которые вращение от кожуха передается на диск; пластины 2 допускают также осевое перемещение диска 1 при выключении сцепления. Ведомая часть сцепления состоит из стального диска 14 с приклепанными к нему фрикционными накладками и ступицы 15, надетой на шлицы первичного вала 16 коробки передач. Диск 14 и ступица 15 соединены между собой через гаситель крутильных колебаний пружинами 17. Нажимной механизм сцепления включает в себя шестнадцать нажимных пружин 4, которые опираются на диск 1 через теплоизолирующие прокладки.

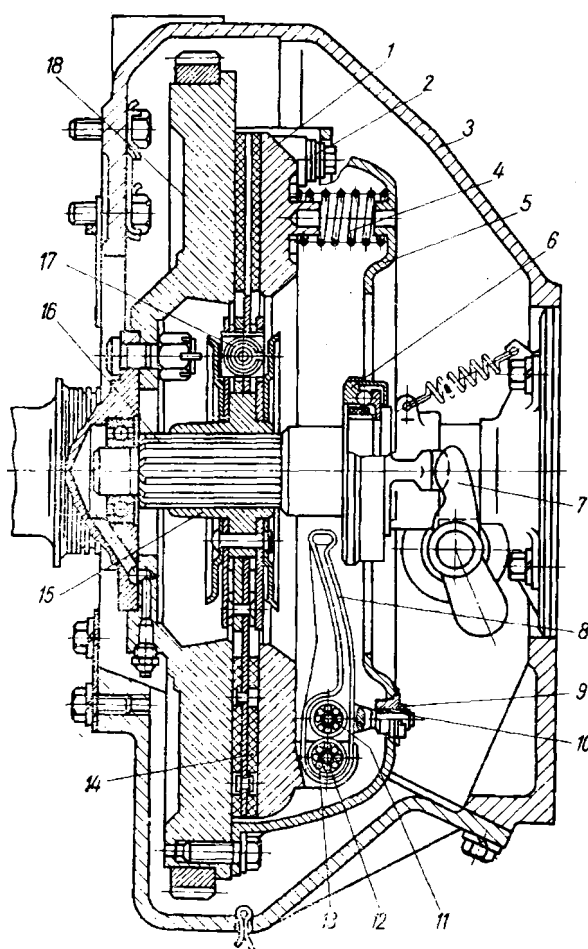


Рис. 2.67. Однодисковое автомобильное сцепление

Механизм выключения состоит из четырех рычагов 8, муфты 6, с упорным подшипником и вилки 7, охватывающей муфту. Выключающие рычаги 8 установлены на осях 11 вилок 10 и присоединяются к диску шарнирно с помощью игольчатых подшипников 13 и осей 12. Вилки 10 присоединяются к кожуху 5 сферическими регулировочными гайками 9 таким образом, что могут качаться при повороте выключающих рычагов. Против внутренних концов рычагов 8 на втулке установлена подвижно муфта 6, удерживаемая в исходном положении оттяжной пружиной.

Привод управления сцеплением состоит из педали 1 (рис. 2.68), закрепленной на валике 5. На этом же валике размещен рычаг 6, соединенный с рычагом 3 регулируемой тягой 4. При нажатии на педаль сцепления валик 5 поворачивается и рычагом 6 перемещает тягу 3 выключения сцепления. Перемещение тяги 3 влечет за собой поворот валика 2 свилкой 7 (см. рис. 2.67). Вилка 7, поворачиваясь, перемещает вперед муфту 6, которая нажимает на рычаги 8, заставляя их поворачиваться вокруг осей 11. Наружные концы рычагов отводят назад ведущий диск, преодолевая сопротивление пружин 4. Ведущий диск перестает нажимать на ведомый диск 14, и сцепление выключается. При отпуске педали муфта выключения отходит назад под действием пружин 4, и сцепление включается.

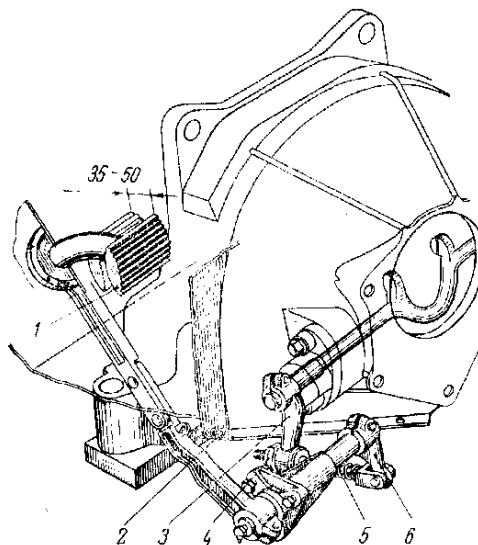


Рис. 2.68. Механический привод управления сцеплением

При гидравлическом приводе управления сцеплением, который применяется на всех легковых и некоторых грузовых (ГАЗ-66) автомобилях, педаль 1 (рис. 2.69) выключения сцепления соединена с толкателем 2 главного цилиндра, действующим на его поршень 4. При нажатии на педаль поршень, перемещаясь вперед, перекрывает компенсационное отверстие А, через которое сообщается рабочая полость цилиндра с бачком, и вытесняет рабочую жидкость по трубопроводу 5 из главного цилиндра 3 в рабочий 6. Под давлением жидкости поршень 7 рабочего цилиндра перемещается вправо и через толкатель 8 действует на вилку 9, которая отводит выжимной подшипник и выключает сцепление. Гидравлический привод управления сцеплением имеет более высокий КПД, чем механический привод, обеспечивает плавность включения сцепления, дает возможность осуществления дистанционного управления в машинах с задним расположением двигателя или с опрокидывающейся кабиной.

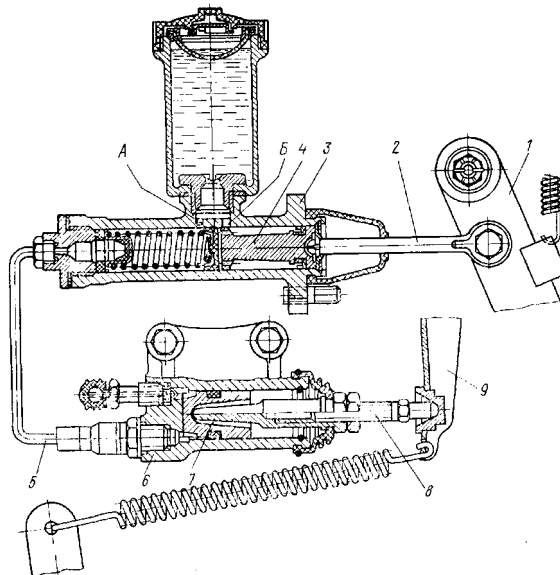


Рис. 2.69. Гидравлический привод управления сцеплением

В большегрузных автомобилях (МАЗ-500), имеющих механический привод сцепления, для облегчения управления иногда применяют пневматический усилитель. Схема такого усилителя приведена на рис. 2.70. Усилитель состоит из силового цилиндра 7 и клапана управления. В силовой цилиндр сжатый воздух подается из пневматической системы автомобиля. В рабочей полости силового цилиндра установлен поршень, шток 8 которого соединен с тягой 12 выключения сцепления. С этой же тягой соединена через узел 11 педаль 1. Узел 11 допускает свободное перемещение нижнего конца педали относительно тяги на величину Δ . Это необходимо для управления клапаном с помощью тяги 10 и рычага 9, связывающих шток 3 клапана управления с педалью 1. Клапан управления закреплен на штоке 8 силового цилиндра и включает в себя кроме штока 3 корпус 5 и пластинчатый затвор 4.

При отпущенной педали сцепления (рис. 2.70, а) все детали привода и усилителя под действием пружины 2 занимают исходное положение, при котором сцепление включено, а рабочая полость силового цилиндра через шланг 6 и полый шток 3 клапана сообщается с атмосферой. При нажатии на педаль (рис. 87, б) ее нижний конец смещается на величину Δ относительно тяги 12, и рычаг 9 поворачивается против часовой стрелки, перемещая влево рычаг 3. Рычаг, упираясь в пластинчатый затвор 4, передвигает его влево, открывая доступ сжатому воздуху из баллона через полости А и Б и шланг 6 в силовой цилиндр. Под действием давления p_1 сжатого воздуха (сила P_y) шток передает дополнительное усилие на тягу 12, облегчая выключение сцепления.

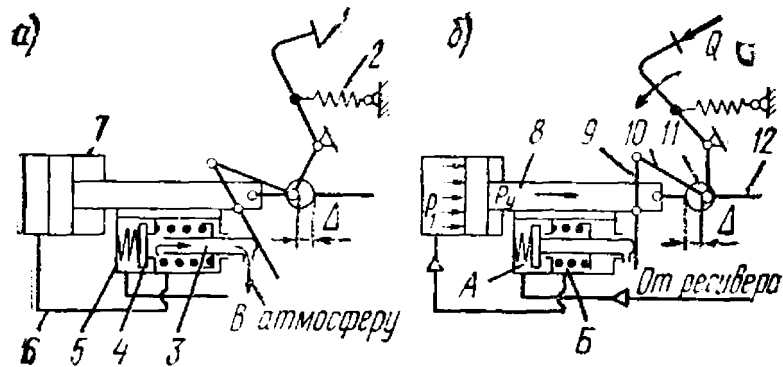


Рис. 2.70. Схема пневматического усилителя привода сцепления при отпущенной педали (а) и при нажатии на педаль (б)

Гидравлические и электромагнитные сцепления

Гидравлические сцепления. Гидравлическое сцепление является составным элементом гидромеханической силовой передачи, оно предназначено для плавной передачи крутящего момента двигателя к коробке передач и облегчения работы механического сцепления.

Устройство и работа гидравлического сцепления аналогичны рассмотренному выше устройству и работе гидротрансформаторов.

Машины, снабженные гидросцеплением, имеют возможность плавно набирать и снижать скорость передвижения при включенной передаче в различных условиях движения или при изменении подачи топлива в двигатель. Однако эффективное торможение двигателем возможно при движении машины со скоростью более 30 км/ч, что является недостатком гидросцепления. Другой недостаток гидросцепления – невозможность быстрого и полного отключения двигателя от трансмиссии, поэтому они могут применяться в машинах как дополнительное устройство, повышающее плавность трогания с места и разгона, долговечность трансмиссии и двигателя.

Электромагнитные сцепления. Электромагнитные сцепления подразделяются на фрикционные и порошковые (сухие и жидкостные). Электромагнитные фрикционные муфты принципиально не отличаются от механических, так как имеют в качестве рабочего органа фрикционные диски. Отличие заключается в конструкции нажимного механизма: вместо пружин или рычажных устройств диски сжимаются силами электромагнитного притяжения.

В электромагнитных сцеплениях с сухим ферронаполнителем (порошком из карбинольного железа или легированной стали) крутящий момент от ведущей части сцепления к ведомой передается намагниченными частицами порошка ферронаполнителя. Ведущая часть сцепления состоит из сердечника 2 (рис. 2.71), электромагнита с обмоткой возбуждения 3, расположенной на маховике 1 двигателя; ведомой частью сцепления является якорь 4, установленный на шлицах первичного вала 6 коробки передач. Между ведущей и ведомой частями сцепления существует радиальный зазор ($A = 0,64 \dots 0,8$ мм). Пространство зазора заполнено ферронаполнителем. Ток к обмотке возбуждения подводится с помощью щеток 7 и колец 5.

Если ток не проходит через обмотку возбуждения, ферронаполнитель при работающем двигателе под действием центробежных сил прижимается к ведущей части сцепления, образуя зазор с ведомой частью. При этом крутящий

момент двигателя не передается на трансмиссию. При прохождении тока по обмотке возбуждения создается магнитное поле, которое намагничивает частицы порошка ферронаполнителя. В результате они притягиваются друг к другу, образуя «жесткие нити», соединяющие ведущую и ведомую части. Величина крутящего момента, передаваемого муфтой сцепления, зависит от усилия притяжения частиц порошка и коэффициента трения между ними и поверхностями сцепления. При выключении тока порошок возвращается в первоначальное положение, и сцепление отключается. Жидкостные порошковые сцепления заполнены жидкой ферромагнитной смесью, состоящей из масла и мелкого железного порошка с размером частиц 5–10 мкм. Ведущий или ведомый элементы имеют обмотки возбуждения, питаемые от аккумуляторной батареи. При подаче тока в обмотку возбуждения под воздействием образовавшегося магнитного поля увеличивается вязкость ферромагнитной смеси, за счет чего передается крутящий момент от ведущего элемента к ведомому.

К достоинствам электромагнитных сцеплений относятся отсутствие износа рабочих поверхностей сердечника и якоря, отсутствие необходимости регулировки сцепления, плавная передача крутящего момента, а к недостаткам – повышенный момент инерции ведомого элемента.

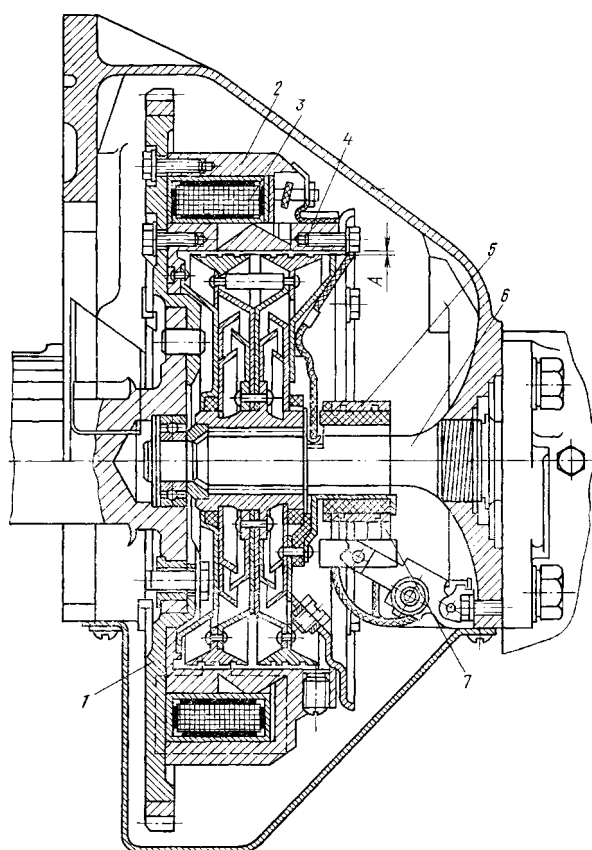


Рис. 2.71. Электромагнитное сцепление

Коробки передач раздаточные коробки и ходоуменьшители Ступенчатые коробки передач

Коробка передач автомобиля (трактора) служит для изменения крутящего момента по величине и направлению на ведущих колесах (звездочках), а также для отъединения работающего двигателя от силовой передачи во время стоянки машины или движения ее по инерции.

Наиболее распространены на отечественных автомобилях и тракторах ступенчатые механические коробки передач.

Ступенчатые коробки передач состоят из набора шестерен, которые входят в зацепление друг с другом в различных сочетаниях, образуя несколько передач (ступеней) с различными передаточными числами. К ступенчатым коробкам передач предъявляются следующие требования: высокий КПД, небольшие размеры и масса, удобство и легкость в управлении, простота и доступность в обслуживании, бесшумность в работе. Большое разнообразие условий работы и технологических процессов, выполняемых автомобилем и трактором, требует наличия достаточного числа передач, при которых машина работает с наибольшей производительностью и в наиболее экономичном режиме. Поэтому автомобильные коробки передач обычно имеют 3–5, а тракторные 8–16 ступеней переднего хода. Кроме того, в коробках передач предусматриваются передачи заднего хода: у автомобилей – одна, у тракторов – до шести и более. Большое число ступеней тракторных коробок передач (по сравнению с автомобильными) объясняется значительным разнообразием условий работы и технологических процессов трактора.

Ступенчатые коробки передач классифицируются, по перечисленным ниже основным признакам.

По кинематической схеме – на двухвальные, трехвальные, четырехвальные и составные. На автомобилях обычно устанавливают трехвальные коробки передач, на тракторах – составные.

По типу зубчатой передачи – на коробки с неподвижными осями валов (простые) и коробки с вращающимися осями валов (планетарные). Простые коробки передач проще и дешевле в изготовлении, они получили преимущественное распространение на автомобилях и тракторах. Планетарные коробки передач применяются в сочетании с гидротрансформатором в комбинированных трансмиссиях.

По способу зацепления шестерен коробки бывают с подвижными шестернями и с постоянным зацеплением шестерен. В автомобилях применяются коробки с обоими типами зацепления шестерен, на тракторах – коробки с подвижными шестернями.

По методу переключения передач различают коробки с переключением передач на ходу машины (под нагрузкой) и коробки с переключением передач при остановке машины (без нагрузки). Первый тип коробок применяется на автомобилях и тракторах, второй – только на тракторах. Переключение передач производится при подвижных шестернях (каретках) специальным механизмом управления, а при постоянном зацеплении шестерен – кулачковыми или зубчатыми муфтами. По числу передвижных элементов (кареток или муфт) коробки подразделяются на двух- и трехходовые.

По расположению валов коробки передач относительно продольной оси машины различают коробки с продольным и с поперечным расположением валов.

По монтажным качествам коробки передач бывают съемными, выполненными в виде самостоятельного агрегата, и несъемными, смонтированными в общем корпусе с другими механизмами. Съемные коробки

доступны в обслуживании, монтаже и демонтаже, несъемные – обладают компактностью, меньшими габаритами.

Наиболее распространенными автомобильными коробками передач являются трехвальные с тремя – пятью ступенями. В качестве примера рассмотрим устройство и работу коробки передач автомобиля ЗИЛ-130. Это пятиступенчатая, трехходовая коробка с пятью передачами вперед и одной назад. В корпусе 22 (рис. 2.72) размещены первичный 2, промежуточный 1 и вторичный 11 валы, а также ось 20 блока шестерен заднего хода. Первичный вал, выполненный заодно с шестерней 3, вращается в двух шарикоподшипниках. Передний подшипник установлен в выточке фланца коленчатого вала, задний – в стенке картера коробки передач. Промежуточный вал 1 установлен в стенках картера впереди на цилиндрическом роликоподшипнике, а сзади – на шариковом подшипнике, положение которого фиксируется стопорным кольцом. Заодно с промежуточным валом изготовлена шестерня 14 первой передачи. Закреплены на шпонках шестерни: приводная 21, четвертой 18, третьей 17 и второй 15 передач и заднего хода 16. Вторичный вал 11 установлен в двух опорах: впереди на роликоподшипнике, размещенном в выточке первичного вала, а сзади – на шариковом подшипнике, установленном в стенке картера коробки передач. На вторичном валу свободно установлены шестерни 8 второй, 6 третьей и 5 четвертой передач, входящие в постоянное зацепление с соответствующими шестернями промежуточного вала. Осевому перемещению этих шестерен препятствуют замочные кольца. Все шестерни постоянного зацепления – косозубые.

По шлицам вторичного вала перемещается шестерня 9 первой передачи и заднего хода. Для включения второй, третьей, четвертой и пятой передач на вторичном валу установлены синхронизаторы 7 и 4 инерционного типа. На заднем конце вала размещены червяк и шестерня 12 привода спидометра. На вторичном валу коробки передач закреплен стояночный тормоз 10. С правой стороны от промежуточного вала в приливах корпуса коробки передач закреплена неподвижная ось 20, на которой в двух роликовых подшипниках вращается блок шестерен 13 и 19 заднего хода.

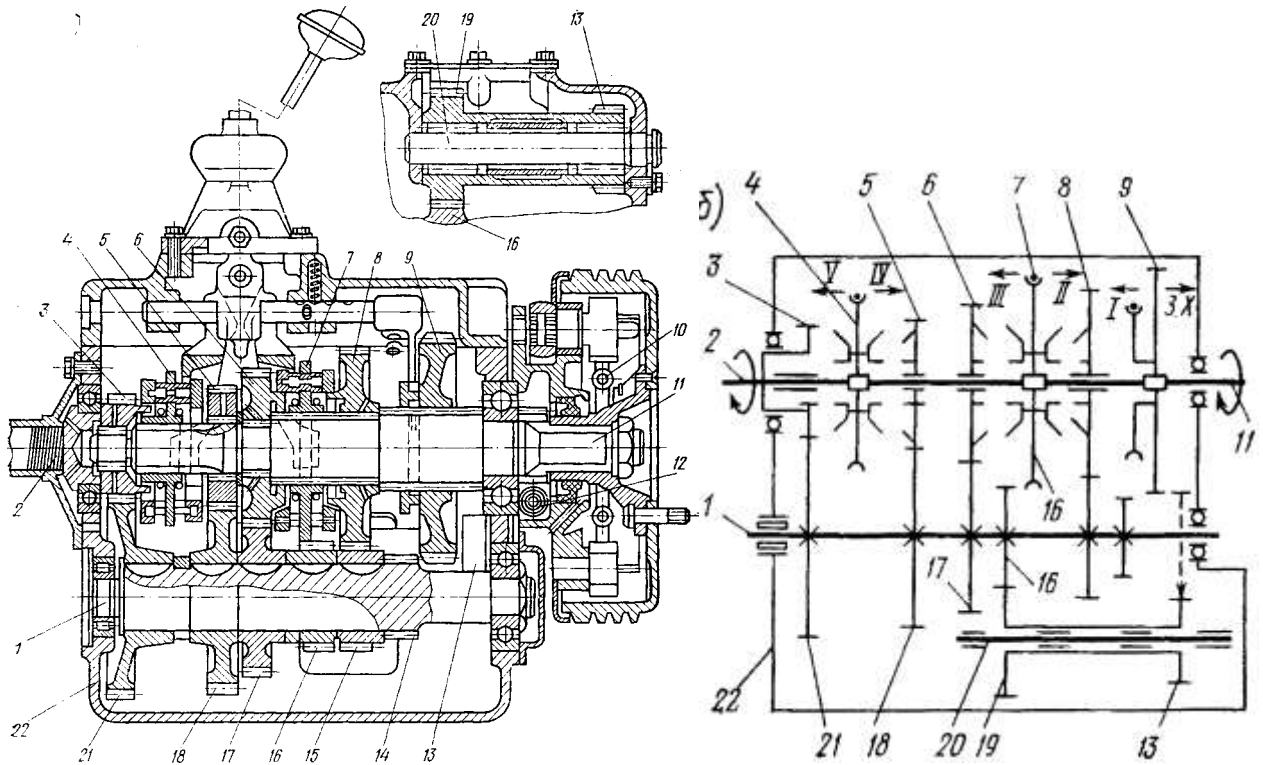


Рис. 2.72. Коробка передач автомобиля:

а – общий вид коробки передач; б – кинематическая схема коробки передач

Синхронизатор предназначен для бесшумного и безударного переключения передач путем выравнивания частот вращения соединяемых валов. Синхронизатор состоит из передвигной муфты 1 (рис. 2.73), двух бронзовых колец 3 с внутренними коническими отверстиями, блокирующих 2 и фиксирующих 6 пальцев. На торцах ступицы муфты имеются зубчатые венцы. Диск муфты входит в паз вилки переключения передач. В диске имеются шесть отверстий, края которых обработаны на конус.

В трех отверстиях диска установлены с зазором блокирующие пальцы 2, жестко соединяющие диск с кольцами. В остальные три отверстия диска вставлены полые фиксирующие пальцы 6, внутри которых размещены шарики 5 и пружины. Шарики прижимаются к скошенным торцам опор 4, запрессованным в кольцах. Благодаря наличию фиксирующих пальцев кольца могут иметь угловое перемещение относительно муфты. Муфта установлена свободно на шлицах ведомого вала.

При неработающем синхронизаторе фиксирующие пальцы прижимаются выточками к наружным стенкам отверстий диска и препятствуют перемещению дисков относительно муфты. Между кольцами и шестернями передач имеются зазоры. При включении передачи муфта, перемещаясь по шлицам, передвигает кольцо до соприкосновения с коническим выступом 7 шестерни включаемой передачи. Разница в частотах вращения кольца и включаемой шестерни приводит к повороту кольца относительно муфты. При этом скошенные поверхности опор фиксирующих пальцев перемещают шарики и сжимают пружины. Блокирующие пальцы средней частью упираются в стенки отверстий диска муфты, и ее дальнейшее перемещение в осевом направлении невозможно до тех пор, пока частоты вращения муфты и шестерни не уравниваются. После выравнивания частот вращения блокирующие пальцы не смогут удерживать

муфту, и зубья ее венца безударно войдут в зацепление с зубьями шестерни, т. е. передача будет включена.

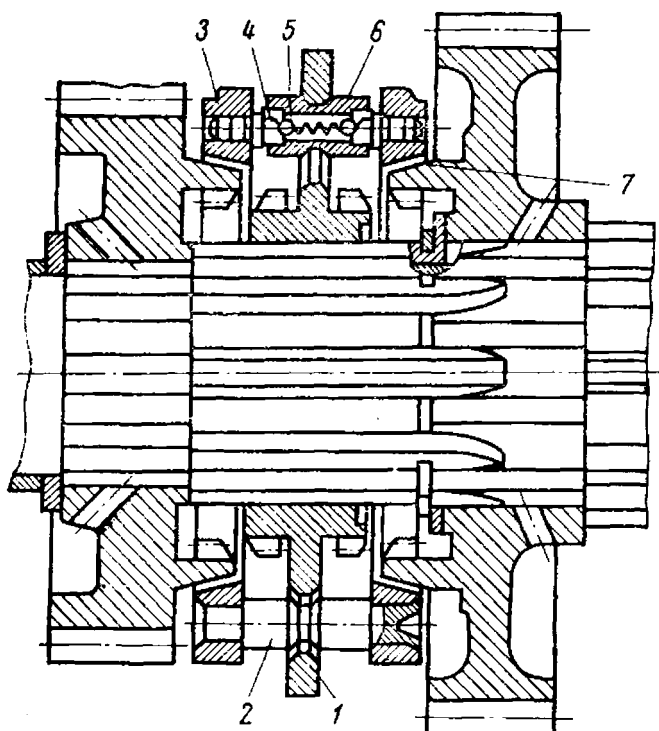


Рис. 2.73. Синхронизатор коробки передач автомобиля

Для включения первой передачи шестерню 9 (см. рис. 2.72, б) перемещают вперед до зацепления с шестерней 14 (см. рис. 2.72, а) промежуточного вала. При этом крутящий момент передается через шестерни 3–21–14–9 на вторичный вал коробки передач. При включении второй передачи в зацеплении участвуют шестерни 3–21–15–8, при включении третьей – шестерни 3–21–17–6, при включении четвертой – шестерни 3–21–18–5, при включении пятой (прямой) передачи первичный вал непосредственно соединяется синхронизатором 4 со вторичным валом.

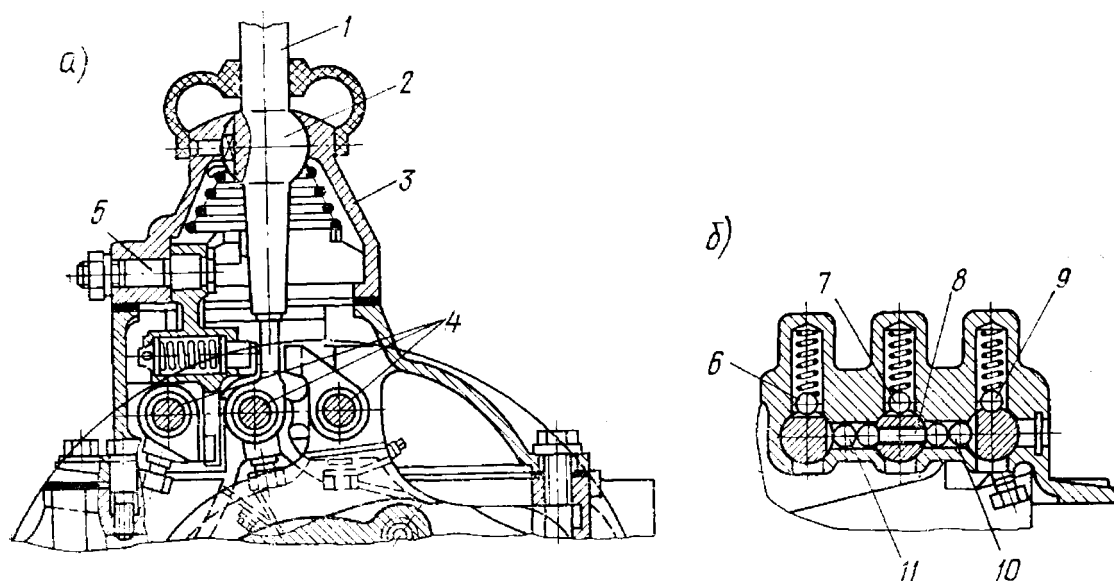


Рис. 2.74. Механизм переключения передач автомобиля

Для включения заднего хода (ЗХ) шестерню 9 перемещают назад до зацепления с малой шестерней 13 блока заднего хода. В этом случае крутящий момент через шестерни 3–21–16–19 и 13–9 передается на вторичный вал.

Управление коробкой передач осуществляется механизмом переключения. С его помощью обеспечивается включение шестерен на полную длину зуба, предотвращается одновременное включение двух или более передач и самовключение передачи при работе автомобиля. Механизм (рис. 2.74, а, б) состоит из рычага 1 переключения передач, трех ползунов 4, вилки переключения, фиксаторов 6, 7, 9, замочного устройства, состоящего из штифта 8 и двух пар шариков 10 и 11, и предохранителя включения заднего хода 5. Шаровая опора 2 рычага входит в сферическое гнездо крышки 3 и закрепляется пружиной и штифтом. При наклоне рычага вправо или влево его нижний конец входит в пазы вилки переключения, установленных на ползунах. Наклон рычага вперед или назад вызывает перемещение ползуна в противоположную сторону, поэтому вилка передвигает шестерню или муфту, включая одну из передач.

Точность установки шестерен при включении или выключении передач обеспечивается с помощью фиксаторов 6, 7 и 9, состоящих из шариков и пружин, расположенных вертикально в приливах крышки картера коробки передач. Шары входят в углубления ползунов 4. На каждом ползуне есть три углубления: крайние – для соответствующих передач, а среднее – для нейтрального положения. Предотвращение возможности одновременного включения двух передач достигается установкой замочного устройства. Когда один из ползунов перемещается, два других запираются шариками, входящими в боковые выемки ползунов. Для предотвращения случайного включения заднего хода или первой передачи применяют специальный упор 5. Переместить ползун в положение, соответствующее включению первой передачи или передачи заднего хода, можно только затратив дополнительное усилие на отжатие пружины упора 5.

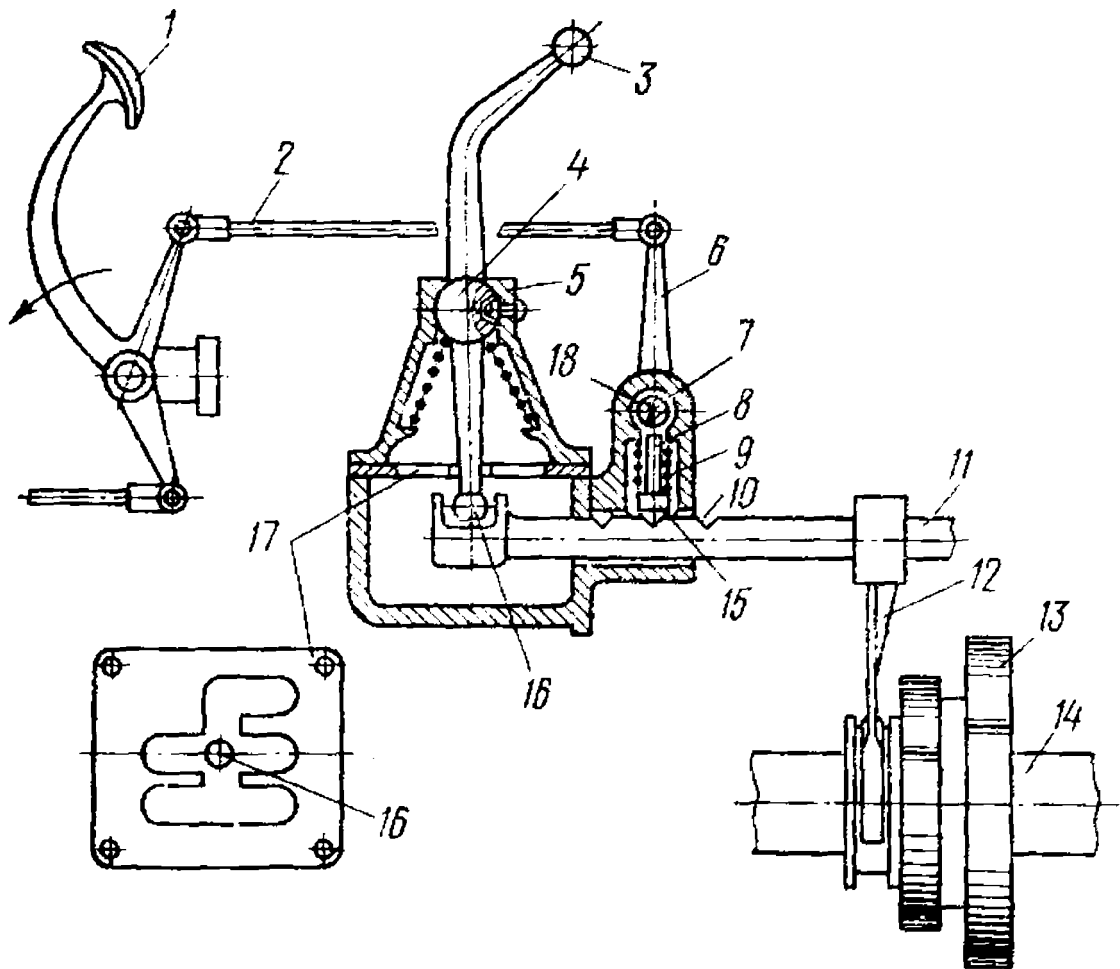


Рис. 2.75. Механизм переключения передач трактора

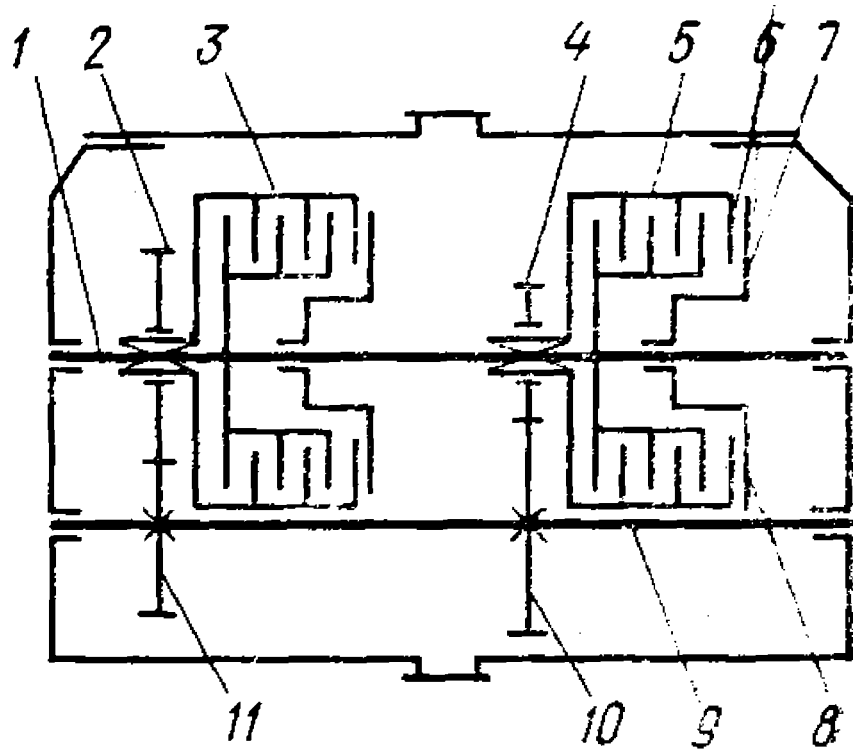


Рис. 2.76. Механизм переключения передач при движении трактора

Коробки передач большинства современных тракторов – составные, представляющие собой сочетание основной (двух- трех- или четырехвальной) коробки передач с одним или двумя редукторами для умножения числа ступеней передач. Конструктивно основные тракторные коробки передач сходны с соответствующими автомобильными. Умножительные редукторы могут размещаться как в одном корпусе с коробкой передач, так и в отдельном корпусе. Большинство тракторных коробок передач изготавливаются с подвижными шестернями, в которых передачи переключают специальным механизмом при остановленном тракторе. При этом подвижные шестерни (зубчатые муфты) вводятся в зацепление или выводятся из зацепления с соответствующими неподвижными шестернями.

На тракторах применяются механизмы переключения передач с качающимися рычагами. Рычаг 3 (рис. 2.75) шаровой опорой 4 крепится в крышке 5 коробки передач. Нижний конец 16 рычага входит в паз ползуна 11, на котором укреплена вилка 12. При перемещении рычага 3 вперед или назад ползун 11 перемещает вилку 12 вместе с подвижной шестерней 13, установленной на валу 14, вследствие чего включается или выключается соответствующая передача.

Для предотвращения самопроизвольного включения или выключения шестерен и обеспечения зацепления шестерен по всей длине зуба в механизме управления коробкой передач имеются фиксаторы 15. При включении передачи фиксаторы входят в один из пазов 10 ползуна и удерживаются в нем пружиной 9. Для вывода ползуна 11 и шестерни 13 из фиксированного положения водителю необходимо приложить усилие к рычагу 3. Для предотвращения одновременного включения двух передач в качестве замка применяется пластина 17 с фигурными вырезами, которые ограничивают перемещение рычага 3.

Чтобы переключение передач при включенном или неполностью выключенном постоянно замкнутом сцеплении было невозможным, коробка передач имеет блокировочное устройство, соединенное с педалью управления муфтой сцепления. При этом тяга 2 связывает педаль 1 с рычагом 6, жестко закрепленном на блокировочном валике 7. При включенной муфте сцепления верхняя часть стержня 8 фиксатора упирается в цилиндрическую поверхность валика 7, а нижняя находится в одном из пазов ползуна 11, обеспечивая его неподвижное положение. При нажатии на педаль 1 сцепления тяга 2 и рычаг 6 поворачивают валик 7 на определенный угол, и паз 18 окажется над стержнем фиксатора 15. При этом фиксатор освобождает ползун и входит в паз, обеспечивая переключение передач.

На современных тракторах все более широкое распространение получают коробки передач с шестернями постоянного зацепления, где передачи переключаются зубчатыми или фрикционными муфтами во время движения машины. Такие коробки передач установлены на тракторах Т-150, Т-150К и К 701. Схема переключения передач на ходу с помощью фрикционных муфт показана на рис. 2.76. Фрикционные муфты 3 и 5 состоят из ведущих и ведомых барабанов с установленными на них стальными или металлокерамическими дисками трения. Ведущие барабаны с дисками 8 неподвижно закреплены на шлицах первичного вала 1, а ведомые барабаны с дисками 6 неподвижно закреплены на ведущих шестернях 2 и 4, которые свободно вращаются на первичном валу. Эти шестерни находятся в постоянном зацеплении с

неподвижно закрепленными на вторичном валу 9 шестернями 10 и 11. Включение и выключение муфт производится нажимным диском 7 с помощью гидравлической системы управления. При движении трактора одна из муфт включена, а другая выключена. При перемене передачи соответствующая муфта выключается, а другая – включается.

Схема коробки передач с шестернями постоянного зацепления показана на рис. 2.77. В коробке установлены четыре вала: первичный 1, промежуточный 5, грузовой 9 и раздаточный 14, а также вал привода насосов.

Первичный вал 1 соединяется левым фланцем через полужесткую муфту с коленчатым валом двигателя, а правым фланцем через карданное соединение с фланцем фрикционного сцепления вала отбора мощности. На первичном валу размещены четыре многодисковые муфты IV, III, II и I сцепления. Ведущие части фрикционных муфт закреплены неподвижно на шлицах первичного вала, а ведомые, установленные на нем в подшипниках, соединены с шестернями, свободно вращающимися на этом же валу. Привод фрикционов – гидравлический.

Промежуточный вал 5 установлен на трех подшипниках: впереди и посередине – на роликовых, сзади – на шариковом. На шлицах вала 5 закреплены шестерни заднего хода 24, шестерни 25, 27, 3, 4 постоянного зацепления с шестернями первичного вала и шестерни 26, 2 постоянного зацепления с шестернями грузового вала 9.

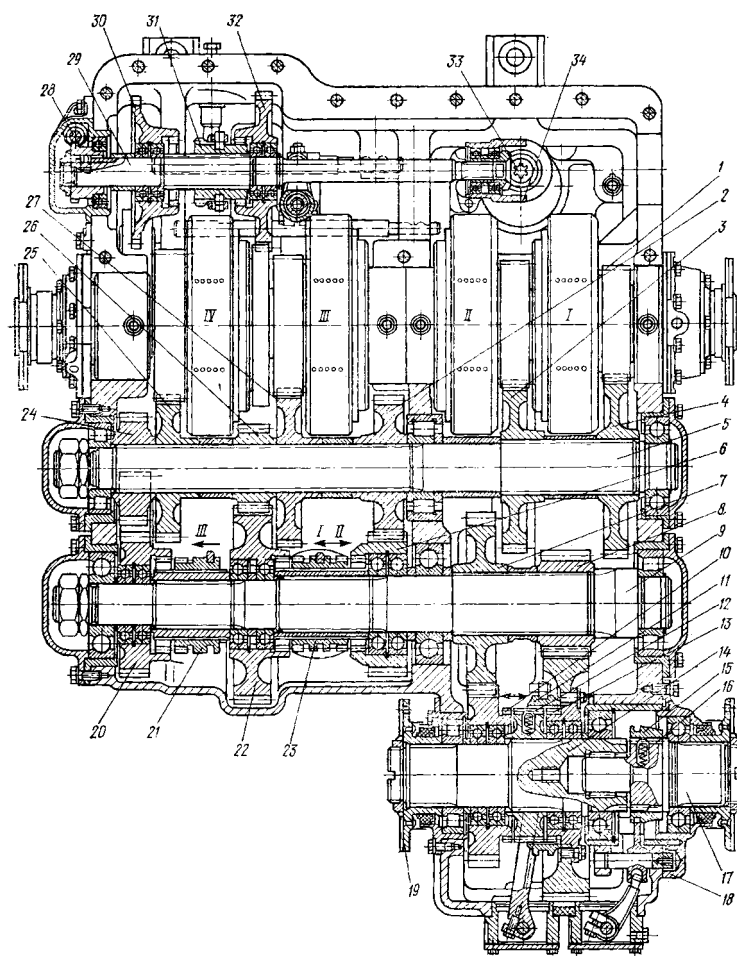


Рис. 2.77. Коробка передач трактора К-701

Грузовой вал 9 установлен на трех подшипниках: впереди и посередине на шариковых и сзади на цилиндрическом роликовом. На валу в шариковых подшипниках установлены шестерня заднего хода 20 и режимные шестерни 22 и 6 с наружными и внутренними зубцами, которые находятся в постоянном зацеплении с шестернями 26 и 2 промежуточного вала. На шлицах вала жестко расположены шестерни 7 и 8, находящиеся в постоянном зацеплении с шестернями 10 и 13 раздаточного вала. На валу размещены также зубчатые муфты заднего хода 21 и режимная 23. Муфта 23 может входить в зацепление с внутренними зубчатыми венцами шестерен 22 и 6, а муфта 21 – с шестерней 20. Для облегчения переключения зубчатых муфт 21 и 23 грузового вала на ведомых барабанах муфт первичного вала первой и четвертой передач установлены колодочные тормоза – синхронизаторы с гидравлическим приводом.

Раздаточный вал 14 вращается в двух подшипниках: переднем – роликовом и заднем – шариковом. Вал распределяет крутящий момент между передним и задним ведущими мостами трактора. В передней части вал имеет шлицы, на которых закреплен фланец 19 карданной передачи привода переднего моста. На валу помещены шестерни 10 и 13, находящиеся в постоянном зацеплении с шестернями 7 и 8 грузового вала. Между шестернями 10 и 13 на шлицах вала сидит зубчатая втулка 12 с установленной на ней режимной муфтой 11. Фиксатор втулки 12 может удерживать режимную муфту в зацеплении с шестерней 10 (повышенный режим) или шестерней 13 (пониженный режим).

В расточке вала 14 помещен игольчатый роликовый подшипник вала 17. Задней опорой вала 17 является шариковый подшипник, установленный в стакане 18. На зубцах вала 17 сидит муфта 15 с фиксатором 16 отключения заднего моста.

В верхней части коробки передач помещен вал 29 привода насосов. На валу установлены шестерни 30 и 32 с наружными и внутренними зубьями. Шестерня 30 находится в постоянном зацеплении с промежуточной шестерней заднего хода, а шестерня 32 – с шестерней первичного вала. Между шестернями 30 и 32 расположена скользящая муфта 31. Зацепление муфты с шестерней 32 соответствует рабочему режиму трактора. Зацепление муфты с шестерней 30 соответствует процессу буксировки трактора. От вала 29 через конический редуктор 34 и валик 33 получает вращение насос гидросистемы коробки передач и вал отбора мощности (ВОМ). Через червячную передачу 28 от вала привода насосов осуществляется привод тахоспидометра.

В некоторых тракторных коробках передач предусмотрено применение отдельного дополнительного набора шестерен – ходоуменьшителя, который устанавливается для получения особо пониженных технологических скоростей (0,014-0,087 м/с) при производстве мелиоративных, погрузочно-разгрузочных и других работ. По характеру регулирования крутящего момента ходоуменьшители могут быть ступенчатыми и бесступенчатыми.

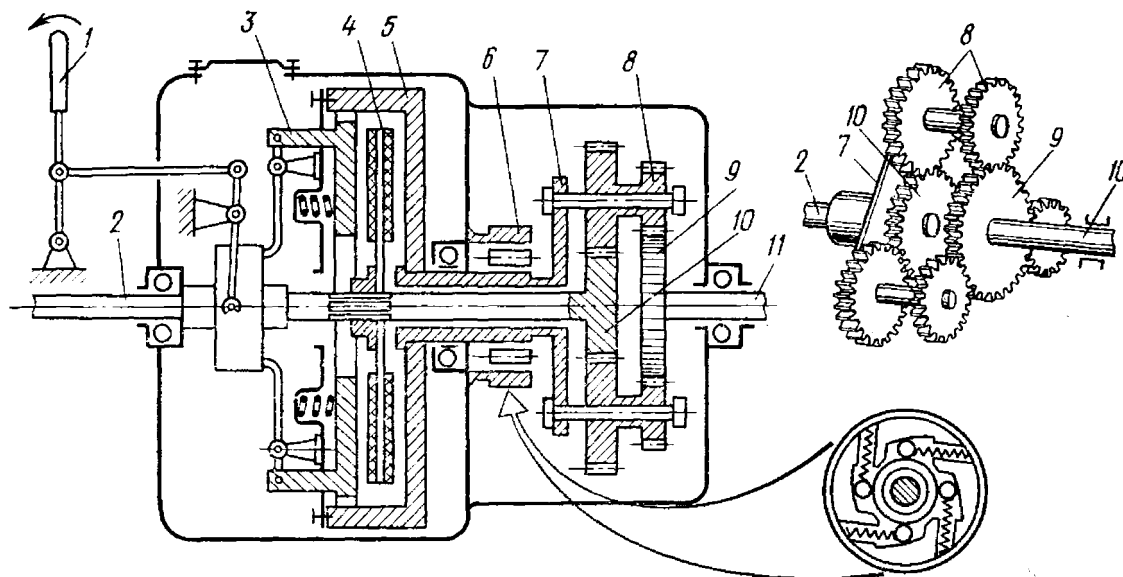


Рис. 2.78. Схема увеличителя крутящего момента трактора:
 1 – рычаг; 2 – ведущий вал; 3 – нажимной диск; 4 – ведущий диск; 5 – ведомый диск; 6 – муфта свободного хода; 7 – водило; 8 – сателлиты; 9 – ведомая шестерня; 10 – ведущая шестерня; 11 – ведомый вал

Преимущественное распространение получили ступенчатые хо-доуменьшители ввиду высокого КПД, простоты устройства и обслуживания.

В ряде случаев для кратковременного повышения тягового усилия трактора во время работы на основных передачах применяют увеличитель крутящего момента (УКМ), располагаемый перед первичным валом коробки передач. УКМ представляет собой планетарный редуктор, управляемый фрикционным сцеплением и роликовой муфтой свободного хода. Схема УКМ показана на рис. 2.78.

Раздаточные коробки

Раздаточные коробки устанавливаются на автомобилях и колесных тракторах с несколькими ведущими мостами и служат для включения и выключения переднего ведущего моста и распределения крутящего момента от коробки передач между ведущими мостами. Раздаточные коробки могут также выполнять функции дополнительных коробок передач, увеличивая общее передаточное число силовой передачи. На автомобилях устанавливают двухступенчатые раздаточные коробки, на тракторах – одно- и двухступенчатые. При наличии двухступенчатой раздаточной коробки удваивается общее число передач и увеличивается передаточное число трансмиссии, что позволяет эффективно использовать автомобиль (трактор) в самых разнообразных дорожных условиях.

В автомобилях раздаточная коробка устанавливается за коробкой передач и соединяется с ней промежуточным карданным валом, на тракторах привод к раздаточной коробке осуществляется через промежуточную шестерню, установленную в корпусе коробки передач.

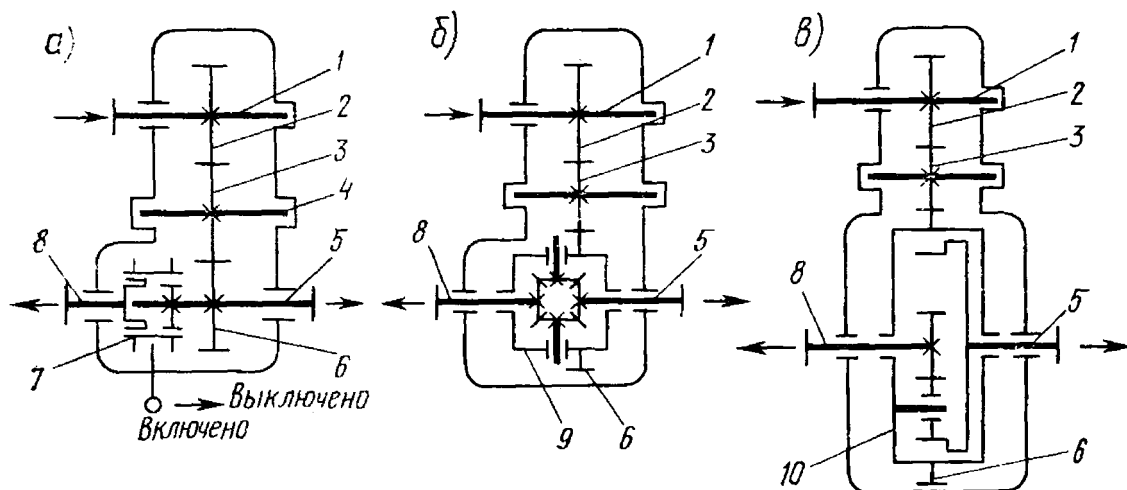


Рис. 2.79. Схемы раздаточных коробок:

а – с заблокированным приводом; б, в – с дифференцированным приводом; 1 – ведущий вал; 2 – ведущая шестерня; 3 – промежуточная шестерня; 4 – промежуточный вал; 5 – вал привода заднего моста; 6 – ведомая шестерня; 7 – муфта включения; 8 – вал привода переднего колеса; 9 – симметричный дифференциал; 10 – несимметричный дифференциал

Раздаточные коробки могут быть с заблокированным (рис. 2.79 а) и дифференциальным (рис. 2.79, б, в) приводами. Блокированный привод раздаточной коробки обуславливает вращение колес ведущих мостов с одинаковой угловой частотой. Недостаток такого привода – ухудшение условий движения машины на поворотах, когда колеса ведущих мостов имеют неодинаковые радиусы качения. Этот недостаток устраняется при установке в раздаточной коробке межосевого дифференциала, обеспечивающего распределение крутящего момента между ведущими мостами. Межосевой дифференциал может быть симметричным (рис. 2.79, б), распределяющим поровну крутящий момент между ведущими мостами, или несимметричным (рис. 2.79, в), когда крутящий момент разносится в зависимости от распределения вертикальной нагрузки между мостами. Несимметричный дифференциал представляет собой планетарную передачу.

На рис. 2.80 показано устройство автомобильной раздаточной двухступенчатой коробки с прямой и понижающей передачами и заблокированным приводом. Первичный вал 11 коробки с помощью фланца 1 соединен карданной передачей со вторичным валом коробки передач. Первичный вал вращается в шариковом и роликовом подшипниках, а остальные (вал 4 привода заднего моста, промежуточный вал 6 и вал 8 привода переднего моста) вращаются в шарикоподшипниках. Включение передач производится перемещением шестерни 2 по шлицам первичного вала и введением ее в зацепление с внутренним зубчатым венцом шестерни 3 или с шестерней 10 промежуточного вала. В первом случае крутящий момент передается непосредственно с первичного вала на вал заднего моста (прямая передача), во втором – при одновременном зацеплении шестерен 7 и 3 включается пониженная передача ($i = 1,96$) и на вал привода заднего моста передается увеличенный крутящий момент. Пониженная передача включается только после полной остановки автомобиля и включения переднего моста.

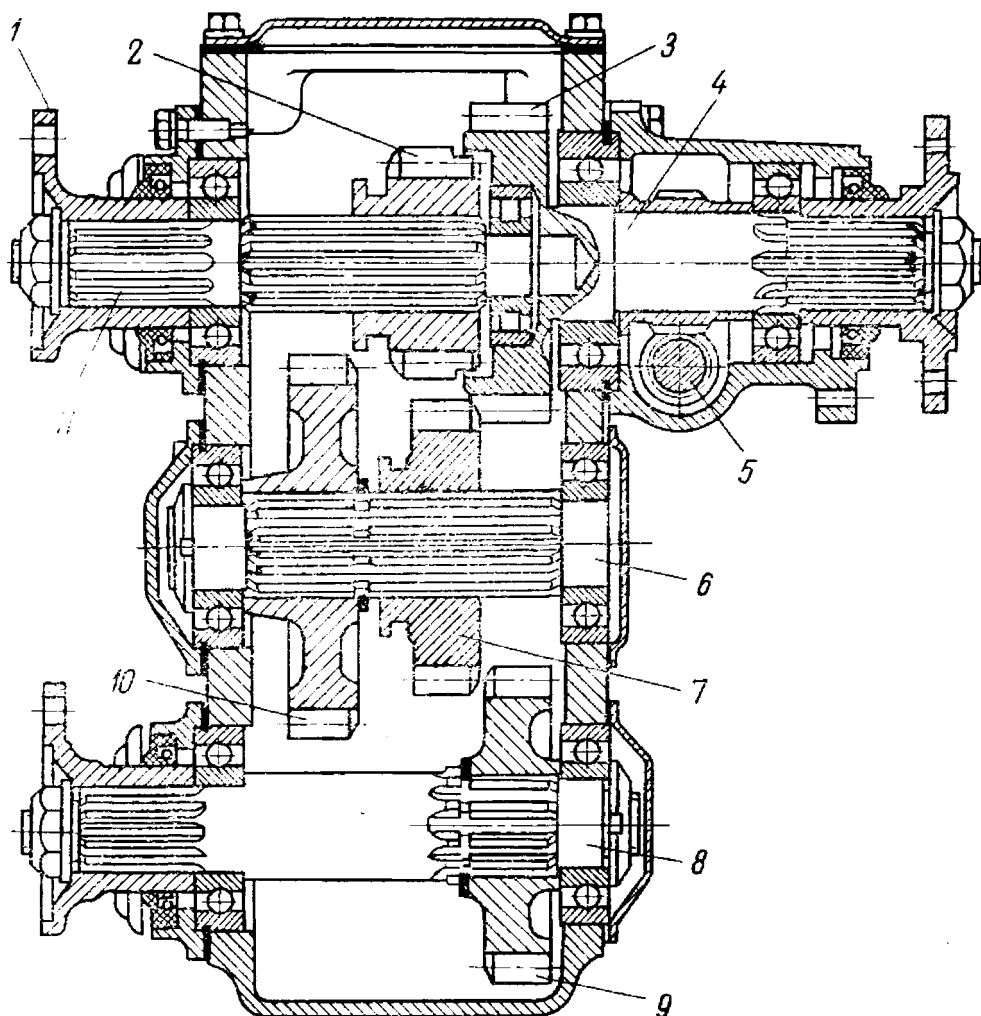


Рис. 2.80. Раздаточная коробка автомобиля ГАЗ-66

Для включения переднего моста (при прямой передаче) шестерня 7 вводится в зацепление с шестерней 9, неподвижно закрепленной на шлицах вала привода переднего моста, при этом крутящий момент передается через шестерни 2, 3, 7 и 9. При пониженной передаче крутящий момент передается к переднему мосту через шестерни 2, 10, 7 и 9. Червячная пара 5 служит для привода спидометра. Управление коробкой осуществляется двумя рычагами, установленными в кабине водителя.

Тракторная раздаточная коробка обычно представляет собой одноступенчатый шестеренчатый редуктор с роликовой муфтой свободного хода.

Гидромеханические коробки передач

Гидромеханические коробки передач состоят из двух основных частей: гидродинамической бесступенчатой передачи (гидротрансформатора) и последовательно соединенной с ней двух- или трех- ступенчатой вальной или планетарной коробкой передач. Управление коробками передач автоматическое (гидравлическое или электрическое). Гидромеханические коробки передач должны обеспечивать широкий диапазон передаточных чисел, минимальный расход топлива по сравнению со ступенчатыми коробками передач, небольшую удельную массу, долговечность, возможность запуска машины при отрицательных температурах, удобство обслуживания. Гидромеханические коробки передач могут быть с одноступенчатым или многоступенчатым гидротрансформатором. Применение многоступенчатого гидротрансформатора

позволяет увеличить коэффициент трансформации ($K_{тр}$) без существенного снижения КПД.

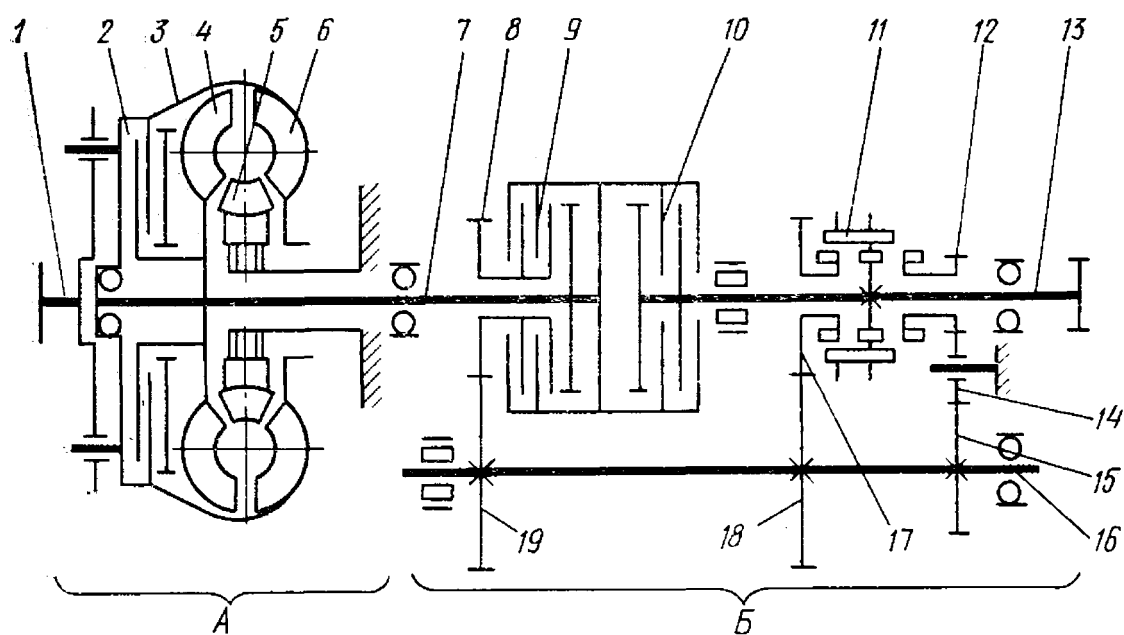


Рис. 2.81. Схема гидромеханической передачи

Устройство гидромеханической передачи показано на рис. 2.81. Передача состоит из гидротрансформатора А и механической двухступенчатой коробки передач Б.

Гидротрансформатор состоит из насосного колеса 6, связанного с ведущим валом 1, турбинного колеса 4, насаженного на первичный вал 7 коробки передач, и направляющего аппарата – реактора 5. В гидротрансформатор встроено сцепление 2, расположенное между турбинным колесом 4 и корпусом 3, вращающимся совместно с насосным колесом 6. Сцепление 2 предназначено для блокировки (отключения) гидротрансформатора путем жесткого соединения ведущего 1 и ведомого (первичного вала коробки передач) 7 валов. Блокировка гидротрансформатора происходит при коэффициенте трансформации $K_{тр} = 1$ и позволяет повысить среднее значение КПД передачи. На первичном валу 7 коробки передач размещены шестерня 8 и сцепление 9; на промежуточном валу 16 – шестерня 19 привода вала, шестерня 18 переднего хода и шестерня 15 заднего хода; на вторичном валу 13 – сцепление 10, зубчатая муфта 11 и шестерни 17 переднего хода и 12 заднего хода. Управление переключением передач производится фрикционными сцеплениями 9 и 10 и зубчатой муфтой 11.

При трогании машины с места (происходящем на низшей передаче) включают сцепление 9 и передвигают влево муфту 11. Крутящий момент при этом с гидротрансформатора передается через две пары зубчатых колес 8 и 19, 18 и 17 и достигает вторичного вала 13 коробки передач через муфту 11. По мере увеличения скорости движения машины переходят на прямую передачу. Для этого включают сцепление 10, соединяя первичный 7 вал коробки передач со вторичным 13.

Для получения заднего хода включается сцепление 10, а зубчатая муфта 11 переводится вправо. В этом случае крутящий момент передается через шестерни

8, 19, 15, 14 и 12, в результате чего изменяется направление вращения вторичного вала коробки передач.

Карданные передачи и промежуточные соединения

Карданные передачи

Карданная передача предназначена для передачи крутящего момента между агрегатами трансмиссии или к вспомогательным механизмам при изменении относительного положения (углы поворота и расстояние) соединяемых валов во время движения машины. Карданная передача (рис. 2.82) состоит из карданных шарниров 1, 4 и 6, карданных валов 2 и 5 и опор 3. Карданные шарниры обеспечивают передачу крутящего момента при изменяющихся углах наклона γ_1 и γ_2 соединяемых валов, а скользящая вилка 7 – при изменении расстояния между валами. Карданная передача обеспечивает равномерную передачу крутящего момента, высокий КПД, минимальные динамические нагрузки, возникающие из-за неуравновешенности деталей передачи, бесшумность работы, простоту и надежность конструкции.

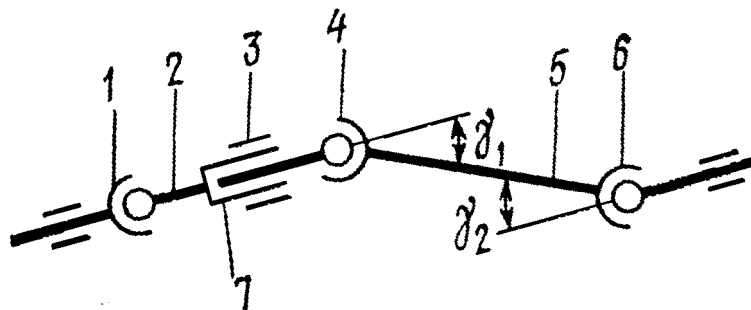


Рис. 2.82. Схема карданной передачи

По числу карданных шарниров карданные передачи делят на одно-, двух-, трех- и многошарнирные. Наиболее распространена двухшарнирная карданная передача, состоящая из двух карданных шарниров и соединяющего их карданного вала. При значительном расстоянии между агрегатами трансмиссии их соединяют трехшарнирной карданной передачей с промежуточной опорой (рис. 2.82). Одношарнирная карданная передача применяется, когда соединяемые механизмы связаны с общим основанием и имеют небольшое расстояние между собой (привод ведущего управляемого колеса).

В зависимости от кинематики различают карданные шарниры неравных и равных частот вращения. Первые (асинхронные) используются в карданных передачах, соединяющих коробки передач с ведущими мостами, вторые (синхронные) – в передних ведущих мостах автомобилей. Синхронные карданные шарниры бывают сдвоенные, шариковые и кулачковые.

В зависимости от величины угла между осями соединяемых валов применяют упругие и жесткие карданные шарниры. При первых угловое смещение валов (несколько градусов) происходит вследствие деформации упругих (резиновых) элементов, при вторых – благодаря шарнирным соединениям металлических деталей.

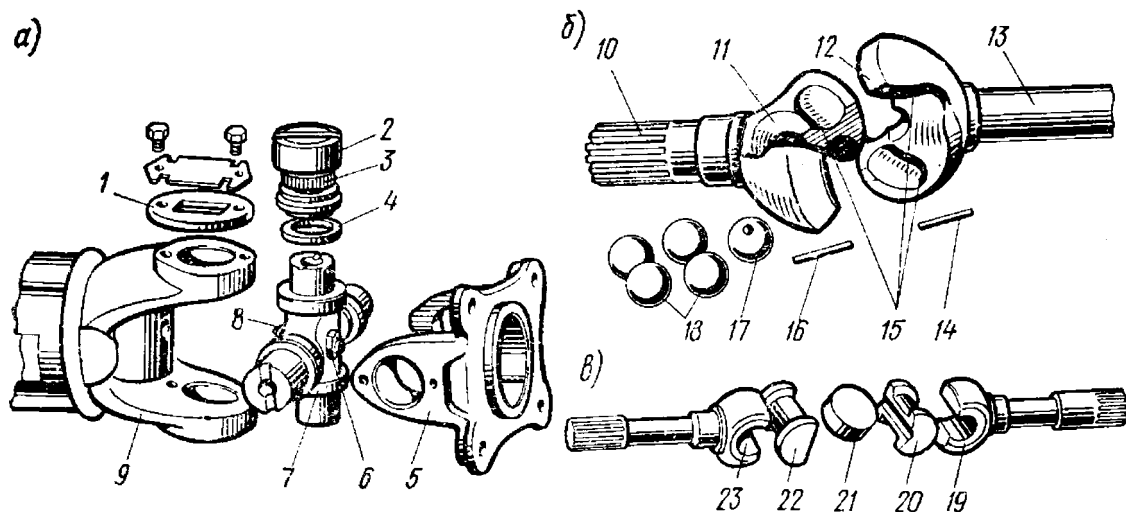


Рис. 2.83. Жесткий (а), шариковый (б) и кулачковый (в) карданные шарниры

Наиболее распространенный асинхронный жесткий карданный шарнир (рис. 2.83, а) состоит из двух вилок 5 и 9, закрепленных на валах, и крестовины 7, соединяющей вилки. Крестовина имеет четыре шлифованных шипа с каналами для смазки. Шипы крестовины соединяют вилки таким образом, что угол между ними изменяется как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях. Каждый шип вращается в игольчатом подшипнике 3, собранном в стакане 2. Подшипники закрепляются в отверстиях вилок пластинами 1. Смазка подшипников производится через масленку 8. Вытеканию смазки из подшипников препятствует сальник 4. Избыточная смазка удаляется через предохранительный клапан 6. Рассмотренный карданный шарнир передает крутящий момент под углом не более $20-25^\circ$.

Существенный недостаток этого шарнира состоит в том, что при равномерном вращении ведущей вилки 9 ведомая 5 вращается неравномерно (в течение одного оборота карданного вала дважды отстает от ведущей вилки и дважды обгоняет ее), поэтому возникают дополнительные нагрузки на детали главной передачи, дифференциала, полуосей и колес, увеличивается их износ. Для устранения неравномерного вращения ведомого вала применяют двойную карданную передачу с жесткими карданными шарнирами или одинарную карданную передачу с шарниром равных частот вращения.

Шариковый синхронный карданный шарнир (рис. 2.83, б) состоит из двух одинаковых вилок-кулаков (полусфер) 11 и 12, изготовленных заодно с полуосями 10 и 13, центрирующего шарика 17 и четырех ведущих шариков 18, расположенных в делительных канавках 15 вилок и соединяющих вилки друг с другом. Шарик 17 фиксируется в определенном положении шпилькой 16, которая удерживается штифтом 14. Форма делительных канавок такова, что шарики 18 независимо от угловых перемещений вилок всегда располагаются в плоскости, делящей угол между осями вилок пополам. Благодаря этому обеспечивается равномерность вращения полуосей 10 и 13. Такие шарниры установлены на автомобилях ЗИЛ-131 и ГАЗ-66.

Кулачковый синхронный карданный шарнир (рис. 2.83, в) состоит из вилок 19 и 23, связанных с полуосями и вставленных в вилки кулаков 20 и 22, в пазы которых входит диск 21, представляющий промежуточное звено шарниров.

Кулачковый карданный шарнир работает подобно двум сочлененным асинхронным жестким карданным шарнирам, из которых первый создает неравномерность вращения, а второй ее устраняет. Кулачковые карданные шарниры проще и дешевле шариковых, но их КПД ниже.

Карданный вал предназначен для передачи крутящего момента и выполняется в виде тонкостенной трубы. К концам трубы приваривают с одной стороны вилку шарнира, с другой – наконечник со шлицами. Этот наконечник входит в шлицевую ступицу вилки, образуя скользящее соединение, позволяющее изменять длину карданного вала. Кардан со шлицевым соединением называют универсальным. Для предотвращения вибраций и крутильных колебаний при вращении длинных карданных валов в передачах применяют промежуточную опору – обычно шарикоподшипник, установленный в резиновой обойме. Обойма жестко крепится на раме или кузове машины.

На современных грузовых автомобилях применяются двойные карданные передачи с жесткими карданами на игольчатых подшипниках (рис. 2.84), состоящие из промежуточного 2 и главного 7 карданных валов, промежуточной опоры 3 и трех шарниров – переднего, среднего (универсального) и заднего, соединяющих вал 2 с вторичным валом коробки передач, валы 2 и 7 между собой и вал 7 с главной передачей. Валы 2 и 7 изготовлены из тонкостенных стальных труб; с обоих торцов главного вала приварены вилки 6 карданов. Передний конец промежуточного вала 2 имеет вилку 1, задний – шлицевую вилку 14, соединенную со скользящей вилкой 10. Втулка с вилкой образуют скользящее соединение, позволяющее увеличивать расстояние между передним шарниром промежуточного вала и задним шарниром главного вала. Смазка шлицев производится через специальную полость. Для предохранения от пыли и грязи служит резиновый чехол 4. Вилки 10 и 6 соединены крестовиной 5, которая вращается в ушках вилок на игольчатых подшипниках 8. Подшипники закрыты крышкой 9. Опорой промежуточного карданного вала служит шарикоподшипник 13, установленный в резиновой подушке промежуточной опоры 3 и закрытый с торцов сальниками 11. Смазка подшипника производится через угловую масленку 12.

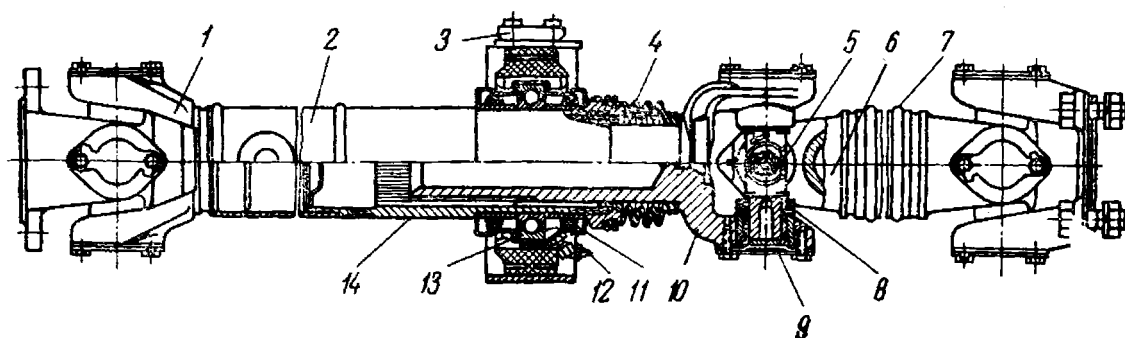


Рис. 2.84. Карданная передача автомобиля ЗИЛ-130

Промежуточные соединения

Промежуточные соединения применяются в тракторах и представляют собой специальные шарниры, передающие крутящий момент агрегатам трансмиссии, оси валов которых не совпадают или расположены под некоторым

углом ($2-10^\circ$) друг к другу, а также при относительном смещении агрегатов во время работы. Соединяя валы не жестко, а специальными шарнирами, можно уменьшить возникающие от несоосности валов вредные нагрузки на детали и этим повысить их долговечность. Чаще всего промежуточные соединения соединяют вал муфты сцепления с коробкой передач. По числу шарниров промежуточные соединения могут быть одинарными и двойными, а по конструкции могут быть жесткими, полужесткими, упругими и комбинированными.

Жесткие соединения применяются в безрамных тракторах, где можно более точно производить центровку валов. Соединение представляет собой жесткую муфту, состоящую из двух полумуфт, соединенных между собой болтами. Полумуфты закреплены на валах с помощью шпоночного соединения. Жесткие соединения обеспечивают высокую надежность и долговечность в работе при незначительных перекосах валов.

Полужесткие соединения (чаще всего зубчатые) компенсируют смещение соединяемых валов зазорами в зацеплении шестерен. Такое соединение применено для связи вала 1 (рис. 2.85) муфты сцепления с первичным валом 2 коробки передач тракторов Т-150 и Т-150К.

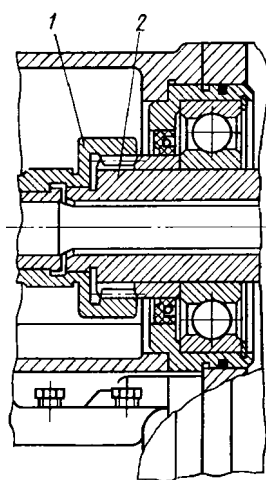


Рис. 2.85. Полужесткое промежуточное соединение трактора

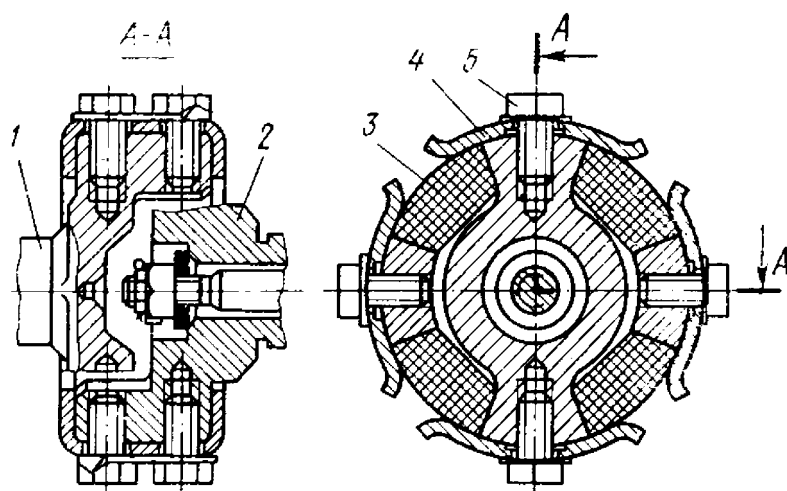


Рис. 2.86. Упругое промежуточное соединение трактора

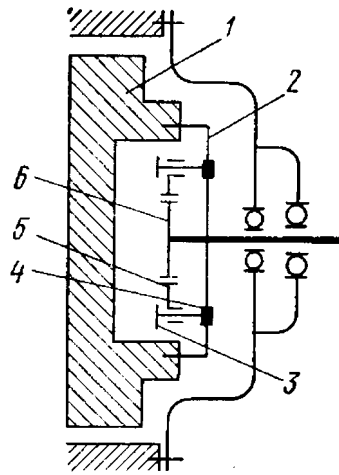


Рис. 2.87. Комбинированное промежуточное соединение трактора

Упругие соединения выполняются с упругими (резиновыми) элементами, которые компенсируют угловые смещения соединяемых валов. Такое промежуточное соединение показано на рис. 2.86. Передняя вилка этого соединения изготовлена как одно целое с валом 1 главной муфты сцепления, а задняя – как целое с первичным валом 2 коробки передач. Отростки вилок расположены крестообразно и образуют, между собой по окружности четыре свободных промежутка, в каждый из которых вложен резиновый элемент 3. Прижимы 4, прикрепленные к вилкам болтами 5, предотвращают выпадение резиновых элементов.

Комбинированные соединения объединяют одновременно жесткий и упругий элементы. На тракторах К-700 и К-701 такое соединение применяется для передачи крутящего момента от коленчатого вала двигателя к коробке передач. Крутящий момент двигателя передается от маховика 1 (рис. 2.87) ведущему диску 2, затем к упругим элементам (амортизаторам) 4, изготовленным в виде резиновых втулок, и далее через пальцы 3 на жесткий элемент, состоящий из зубчатого венца 5 и вала-шестерни 6. На конце вала 6 установлен фланец, соединенныйвилкой с фланцем карданного вала коробки передач.

Ведущие мосты автомобилей и тракторов

Ведущие мосты представляют собой объединенные в общий узел механизмы силовой передачи, с помощью которых крутящий момент передается от карданного вала (промежуточного соединения) к движителю автомобиля (трактора). Кроме того, ведущие мосты воспринимают усилия, действующие между движителем машины и подвеской. Количество ведущих мостов у автомобилей один – четыре, у колесных тракторов один-два.

Основными механизмами ведущего моста автомобиля являются главная передача, дифференциал и полуоси, а ведущего моста колесного трактора – главная (или центральная) передача, дифференциал, конечные передачи и тормоза. У гусеничных тракторов на месте дифференциала размещаются центральная передача и фрикционные механизмы поворота. Иногда в корпусе заднего моста некоторых тракторов (ДТ-75, ДТ-75М) размещается также коробка передач.

Главная передача и дифференциал

Главная передача представляет собой одно- или двухступенчатый редуктор, предназначенный для увеличения крутящего момента, передаваемого на ведущие элементы машины ($i = 4 \div 8$), и изменения направления вращения под углом 90° . Конструкция главных передач должна обеспечить необходимое передаточное число, высокий КПД, минимальные габаритные размеры, плавную и бесшумную работу.

Различают шестеренчатые и червячные главные передачи. Шестеренчатые главные передачи, получившие наибольшее распространение ввиду высокого КПД, могут быть одинарными и двойными.

Одинарная главная передача состоит из пары цилиндрических или конических шестерен, находящихся в постоянном зацеплении. Она применяется на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности и тракторах. Цилиндрические шестерни применяются также в одинарных главных (центральных) передачах тракторов, где валы коробок передач расположены перпендикулярно продольной оси машины (Т-40, Т-40АМ и др.). При применении в главных передачах конических шестерен оси последних могут пересекаться (рис. 2.88, а) или быть смещенными (рис. 2.88, б).

При пересекающихся осях зубья конических шестерен делают спиральными, вследствие чего повышается их прочность, увеличивается число зубьев, находящихся одновременно в зацеплении, чем достигается плавность, бесшумность и долговечность работы передачи.

Коническая передача, у которой ось ведущей шестерни смещена относительно центра зубчатого колеса на расстояние e (50-60 мм), называется гипоидной. Гипоидная передача обладает высокой прочностью и долговечностью зубьев, плавностью и бесшумностью работы, но требует большой точности зацепления и применения специального сорта смазки. Применение гипоидной передачи позволяет расположить карданный вал ниже, уменьшая высоту расположения центра тяжести машины и повышая ее устойчивость. Гипоидная передача применяется преимущественно на легковых автомобилях, а также на некоторых моделях грузовых автомобилей, имеющих одинарную карданную передачу (ГАЗ- 53А).

Двойная главная передача (рис. 2.89) состоит из двух пар зубчатых передач – конической и цилиндрической. Конические шестерни изготавливаются со спиральным зубом, цилиндрические – с прямым или косым зубом. Применение двойных главных передач позволяет реализовать большое передаточное число в достаточно компактной передаче. Двойные главные передачи, выполненные в одном картере, называются центральными (рис. 2.89, а), а выполненные в виде двух самостоятельных редукторов – разнесенными (рис. 2.89, б). Последние состоят из центрального 2 редуктора с коническими шестернями и двух конечных 1 редукторов с цилиндрическими шестернями, которые располагают у ведущих колес (бортовой редуктор) или встраивают в ступицу колеса (колесный редуктор). В разнесенной двойной главной передаче центральный редуктор получается компактным (увеличивается величина H), уменьшаются нагрузки на дифференциал и полуоси, что позволяет сократить их размеры. Такая главная передача применяется на машинах с нагрузкой на ведущую ось 9–12 т.

На некоторых грузовых автомобилях большой грузоподъемности и на тягачах ведущие мосты имеют двухступенчатую главную передачу, которая отличается от двойной возможностью изменения передаточного числа цилиндрической пары с помощью передвижной зубчатой муфты. Использование двухступенчатой главной передачи позволяет улучшить тяговые свойства и топливную экономичность автопоездов.

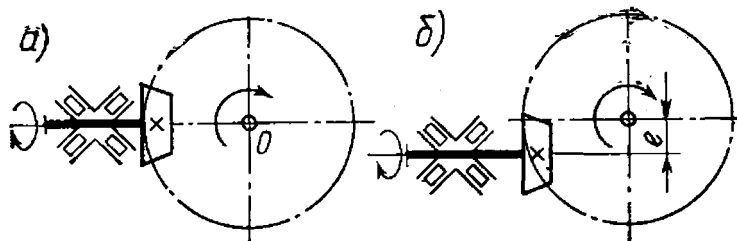


Рис. 2.88. Схемы одинарных главных передач:
а – с пересекающимися осями; б – со смещенными

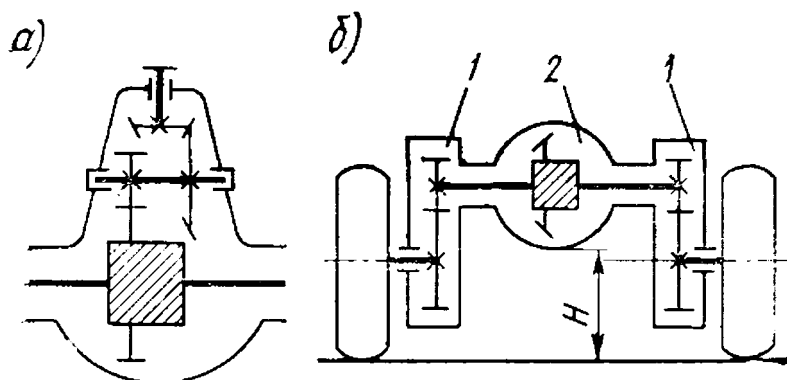


Рис. 2.89. Схемы двойных главных передач:
а – центральная, б – разнесенная

В тракторах центральная (главная) передача обычно одинарная, состоящая из двух конических шестерен, размещенных в центральной части картера заднего моста. Передаточное отношение главной передачи у современных тракторов находится в пределах 2,9–4,6.

При движении автомобиля (колесного трактора) по неровной дороге или при повороте машины ее ведущие колеса проходят в одинаковые отрезки времени различные участки пути. При расположении колес на одном общем валу их движение будет сопровождаться проскальзыванием и пробуксовкой относительно поверхности дороги, что приводит к повышенному износу шин, увеличению расхода топлива, а иногда и к поломкам. Во избежание этого ведущие колеса размещаются на двух полуосях, внутренние концы которых соединяются дифференциалом – планетарным механизмом, служащим для распределения крутящего момента между ведущими колесами и обеспечения их вращения с разными частотами. Дифференциалы должны обладать высоким КПД, малой массой и бесшумностью в работе. Дифференциалы бывают межколесные и межосевые. Межколесные дифференциалы размещают между правым и левым ведущими колесами одного ведущего моста автомобиля (трактора), межосевые – между ведущими мостами автомобиля (трактора).

Межосевые дифференциалы обеспечивают различную частоту вращения колес переднего и заднего ведущих мостов машины повышенной проходимости.

В зависимости от характера распределения крутящего момента дифференциалы бывают симметричные, несимметричные и самоблокирующиеся. По конструкции различают дифференциалы шестеренчатые, кулачковые, червячные и с механизмом свободного хода. Шестеренчатые дифференциалы бывают с коническими и цилиндрическими шестернями.

Наиболее распространены на современных автомобилях шестеренчатые дифференциалы с коническими шестернями (рис. 2.90, а) или кулачковые дифференциалы повышенного трения (рис. 2.90, б), а на колесных тракторах – шестеренчатые блокирующие дифференциалы с коническими шестернями. На автомобилях осевые дифференциалы располагаются за главной передачей между ведущими колесами, на тракторах – между главной и конечными передачами.

Шестеренчатый дифференциал с коническими шестернями представляет собой планетарный механизм, размещенный в коробке 2 (рис. 2.90, а), которая установлена на подшипниках 8 в картере ведущего моста. Конструктивно такие дифференциалы различаются лишь конструкцией коробки и числом сателлитов: при передаче сравнительно небольшого крутящего момента устанавливают два сателлита, при значительном крутящем моменте – три-четыре. На коробке 2 дифференциала жестко закреплена ведомая шестерня 3 главной передачи. Внутри коробки закреплена крестовина 6, на шипы которой свободно посажены сателлиты 5 – малые конические шестерни, входящие одновременно в зацепление с правой 1 и левой 7 полуосевыми шестернями. Вращение от ведущего вала 4 через шестерню 3 передается на коробку дифференциала; совместно с ней вращаются крестовина 6 и сателлиты 5. Находясь в зацеплении с полуосевыми шестернями 1 и 7, сателлиты заставляют вращаться полуоси с закрепленными на них ведущими колесами. При движении машины по ровной прямой дороге колеса проходят одинаковые расстояния, при этом сателлиты вокруг своих осей не вращаются, а своими зубьями как бы расклинивают полуосевые шестерни и вращают их с одинаковой частотой.

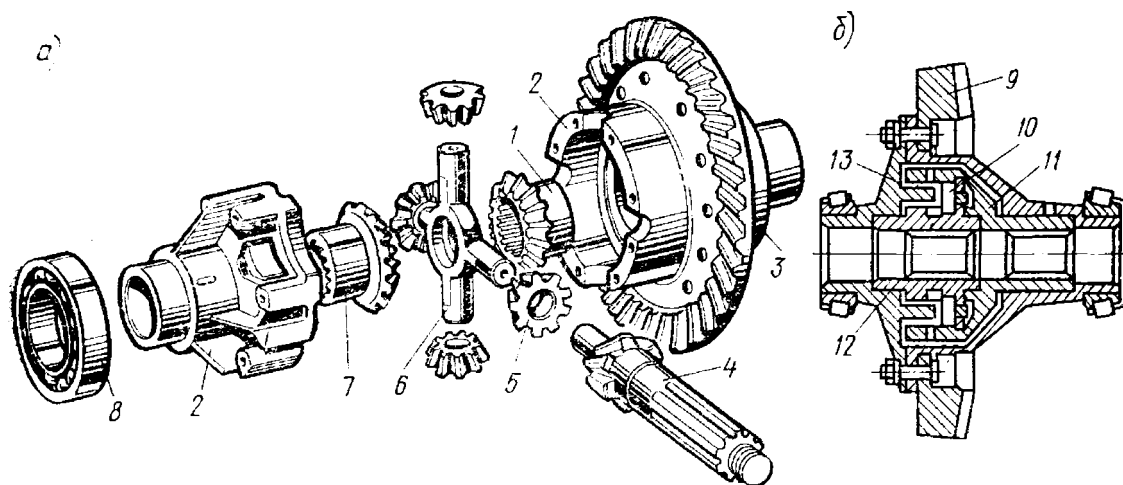


Рис. 2.90. Дифференциал с коническими шестернями (а) и кулачковый (б)

При таком движении машины угловые частоты вращения ведущих колес и коробки дифференциала одинаковы, тяговые усилия на ведущих колесах равны (при одинаковом коэффициенте сцепления f для обоих колес), что благоприятно сказывается на управляемости и устойчивости машины.

В случае когда ведущие колёса начинают вращаться с неодинаковой угловой частотой (поворот машины, движение ее по неровной поверхности), сателлиты начинают вращаться на шипах крестовины, перекатываясь по той полуосевой шестерне, которая замедлила свое вращение. Поскольку обе полуосевые шестерни имеют одинаковое число зубьев, то замедление вращения одной из них вызывает увеличение вращения другой на ту же величину. В результате поворот машины совершается без юза и пробуксовки.

Однако наличие в силовой передаче такого (симметричного) дифференциала оказывает отрицательное влияние в некоторых случаях на проходимость колесной машины и способствует ее заносу. Для устранения этих недостатков на некоторых автомобилях повышенной проходимости (ГАЗ-66) применяют кулачковые дифференциалы повышенного трения. В дифференциал такого типа входят ведущая обойма 13 (рис. 2.90, б), жестко соединенная с ведомой шестерней 9 главной передачи. В радиальные прорези обоймы 13 свободно вставлены сухари 10, расположенные в два ряда в шахматном порядке. Своими торцами сухари упираются во внутреннюю 12 и внешнюю 11 обоймы. Обоймы имеют кулачки (выступы) и соединяются с полуосями. Вращение от обоймы 13 передается на сухари 10, кулачки обоим 12 и 11 и далее на полуоси. При одинаковых частотах вращения ведущих колес сухари оказывают одинаковое давление на кулачки обеих обойм, заставляя их вращаться с одинаковой частотой. Если одно из колес автомобиля испытывает большее сопротивление, то связанная с ним обойма будет вращаться медленнее ведущей обоймы 13, и сухари, оказывая большее давление на другую обойму, будут как бы подталкивать ее, ускоряя вращение обоймы. Однако повышенное трение между сухарями и обоймами требует значительной разницы в величине сопротивлений на ведущих колесах. Это обеспечивает передачу достаточного крутящего момента на оба колеса и исключает возможность остановки одного из них при пробуксовке другого.

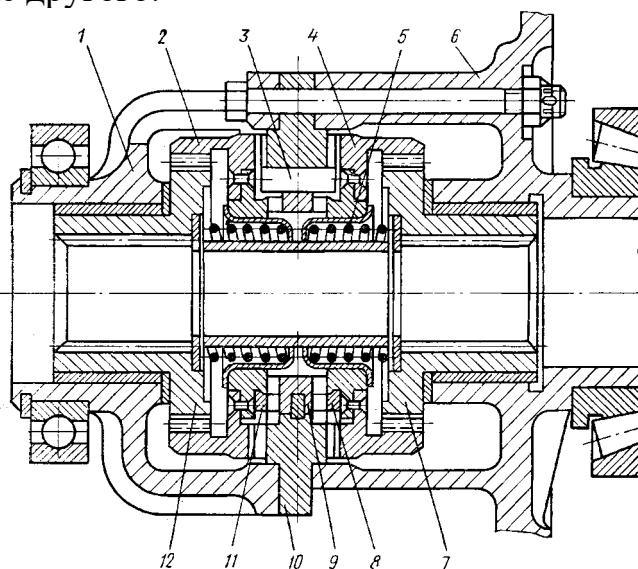


Рис. 2.91. Самоблокирующийся дифференциал колесного трактора

На мощных колесных тракторах (К-700, К-701) для повышения проходимости устанавливают самоблокирующие дифференциалы, в которых крутящий момент распределяется обратно пропорционально угловым частотам вращения ведущих колес. Дифференциал состоит из корпуса, ведущей муфты 10 (рис. 2.91), двух ведомых полумуфт 2 и 4, соединенных с полуосями, и двух разрезных колес 8 и 11. Корпус дифференциала составляют чаша 1, ступица 6 и ведущая муфта, соединенные между собой болтами. Корпус вращается в подшипниках. С двух сторон ведущей муфты размещены кулачки, сходящиеся к центру, которые входят в зацепление с ведомыми полумуфтами. Полумуфты имеют два ряда кулачков: наружные – прямоугольные – соответствуют профилю кулачков ведущей муфты, внутренние – трапециевидные – предназначены для разъединения ведущей муфты с полумуфтами. Трапециевидные кулачки соприкасаются с аналогичными кулачками на разрезном кольце 9 ведущей муфты. Прижимаются ведомые полумуфты к ведущей муфте пружинами 5.

При движении трактора по прямой крутящий момент передается через ведущую муфту на полумуфты и далее через ступицы 7 и 12 полуосям конечных передач. Следовательно, дифференциал распределяет крутящий момент поровну между полуосями, и колеса вращаются с одинаковой скоростью.

При повороте трактора забегающее колесо стремится вращаться быстрее, полумуфта этого колеса выходит из зацепления с ведущей муфтой под действием внутреннего ряда трапециевидных кулачков, сжимая пружину 5. Одновременно из зацепления с кольцом 9 выходит разрезное стопорное кольцо 8 или 11, расположенное на полумуфте. После поворота на небольшой угол стопорное кольцо останавливается шпонкой 3. При этом торцы зубьев стопорного кольца упираются в торцы зубьев кольца 9 и удерживают полумуфту в выключенном положении до окончания поворота. Крутящий момент в этом случае на забегающее колесо не передается. По выходе из поворота и незначительном проворачивании полумуфты в обратную сторону стопорное кольцо, перемещаясь, сходит зубьями с зубьев кольца 9, и полумуфта под действием пружины 5 входит в зацепление с ведущей муфтой.

Конечные передачи

Конечные передачи являются последней ступенью силовой передачи машины, они предназначены для увеличения общего передаточного числа трансмиссии и, следовательно, величины крутящего момента на двигателе. Передачи устанавливаются на тракторах и автомобилях большой грузоподъемности (МАЗ). Конечные передачи представляют собой одноступенчатые, реже двухступенчатые, а иногда планетарные редукторы, которые более компактны и надежны. Конечные передачи размещаются у гусеничных тракторов за механизмом поворота, у колесных машин – за дифференциалом.

Конечные передачи колесных тракторов выполняют по схемам, показанным на рис. 2.92, а, б. В одном случае (рис. 2.92, а) их размещают внутри картера 7 заднего моста вместе с главной передачей и дифференциалом, что придает конструкции ведущего моста компактность и упрощает смазку этих механизмов. При этом ведущие шестерни 3 конечной передачи получают вращение от полуосевых шестерен дифференциала 4. Ведомые шестерни 6 закреплены на

внутренних концах полуосей 2, которые пропущены сквозь рукава 1. На наружных концах полуосей закреплены ведущие колеса 5. Во втором случае (рис. 2.92, б) конечные передачи размещены в отдельных картерах 5, прикрепляемых к корпусу заднего моста 7. Ведомые шестерни 6 закреплены на валу 8 ведущего колеса 5. Такое же размещение конечной передачи имеется у гусеничных тракторов.

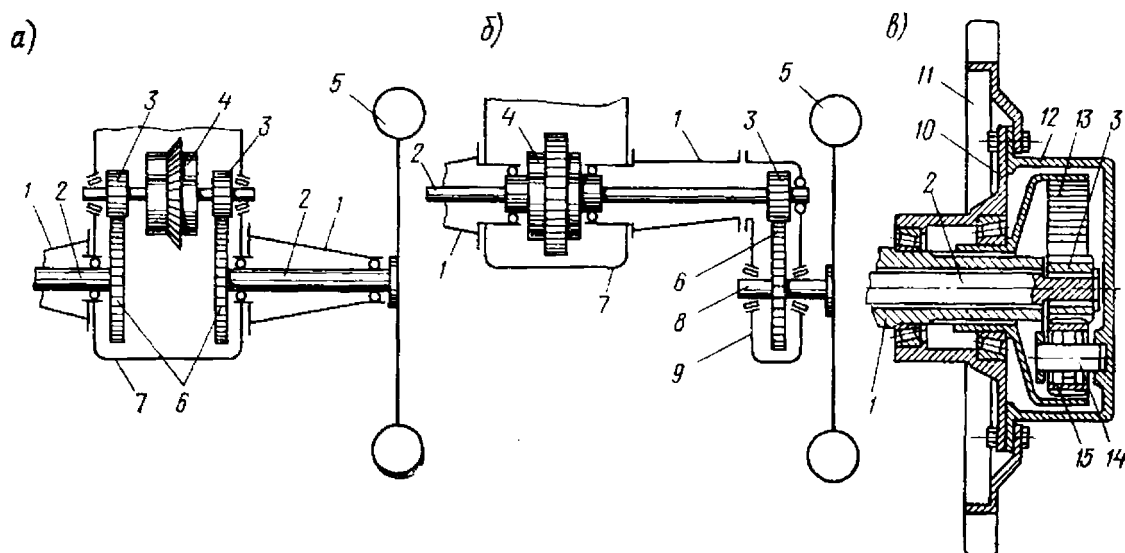


Рис. 2.92. Схемы конечных передач тракторов:
а – встроенная; б – разнесенная; в – планетарная

В планетарной конечной передаче (рис. 2.92, в) водило 12, из готовленного в виде герметичного барабана, вместе с движителем 11 привинчено к ступице 10, которая через подшипники опирается на рукав полуоси. Ведущая солнечная шестерня 3 закреплена на полуоси 2. Сателлиты 15, получая вращение от шестерни 3, перекатываются внутри коронной шестерни 13, закреплённой на рукаве 1, и через оси 14 увлекают за собой водило вместе с движителем. Планетарные конечные передачи применяются как на колесных (Т-150К, К-701), так и на гусеничных (Т-150) тракторах.

Ведущие полуоси автомобилей и тракторов. Механизмы поворота гусеничных машин

Ведущие полуоси автомобилей и колесных тракторов предназначены для передачи крутящего момента от дифференциала к ведущим колесам. В зависимости от испытываемой нагрузки, обусловливаемой конструкцией внешней опоры, различают полуразгруженные и разгруженные полуоси.

Полуразгруженная полуось (рис. 2.93, а) внутренним концом опирается на коробку дифференциала, которая вращается в подшипниках 1 в картере заднего моста, а внешним опирается на подшипники 2, установленные в полуосевом рукаве. На конце полуоси закреплена ступица колеса. При движении машины полуось испытывает действие крутящего момента $M_{кр}$, передаваемого на колесо и скручивающего полуось; осевой силы T , возникающей при боковом скольжении колеса и действующей на плече R , которая изгибает полуось в вертикальной плоскости; силы F от массы автомобиля, приходящейся на колесо, которая, действуя на плече a , также создает изгибающий момент на полуось в

вертикальной плоскости; тягового усилия P , действующего на плече a и изгибающего полуось в горизонтальной плоскости. Недостатком этих полуосей являются неблагоприятные условия их работы, преимуществом – простая конструкция опор и крепления колеса. Полуразгруженные полуоси обычно применяются на машинах с небольшой полной массой (легковые и грузовые автомобили малой грузоподъемности), а также в задних мостах колесных тракторов.

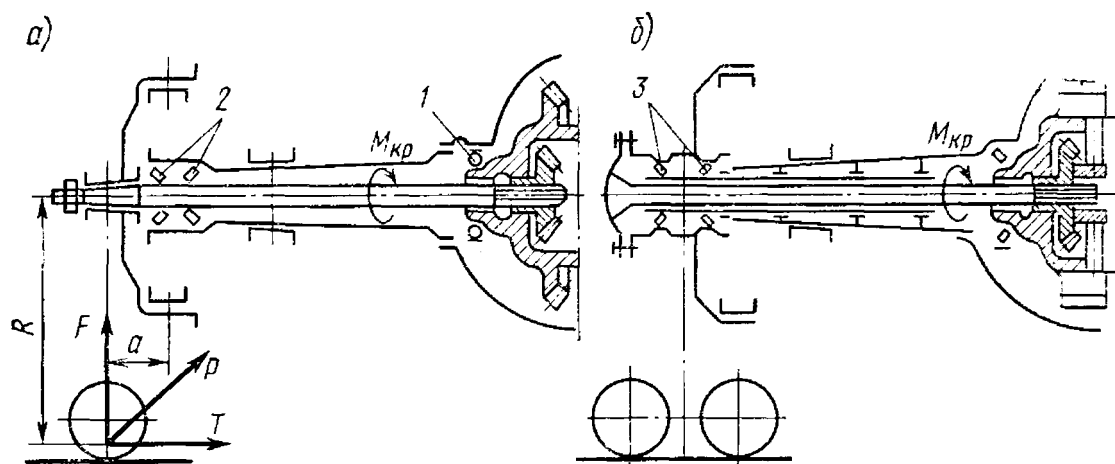


Рис. 2.93. Типы ведущих полуосей:
а – полуразгруженная; б – полностью разгруженная

Разгруженная полуось (рис. 2.93, б) внутренним концом лежит в корпусе дифференциала, а внешним опирается на два радиально-упорных подшипника 3, установленных между ступицей колеса и балкой ведущего моста. При такой установке полуось испытывает только действие крутящего момента $M_{кр}$. Остальные силы воспринимаются через подшипники балкой ведущего моста. Таким образом, разгруженная ось работает в более благоприятных условиях, и поэтому применяется на автомобилях средней и большой грузоподъемности.

Механизмы поворота гусеничных машин размещены в задних мостах (за исключением трактора Т-150) между центральной и конечными передачами и предназначены для отдельного отключения каждой гусеницы от силовой передачи при повороте машины. Одновременно они выполняют функции тормозов. Наибольшее распространение на гусеничных машинах получили фрикционные и планетарные механизмы поворота.

Тема 2.3. Ходовые системы тягово-транспортных машин

Назначение, разновидности и устройство колесных и гусеничных ходовых частей автомобилей и тракторов.

Ходовая часть предназначена для преобразования вращательного движения ведущих колес (звездочек) в поступательное движение автомобиля (трактора), смягчения ударов и толчков при движении по неровной дороге, обеспечения достаточной плавности хода. Ходовая часть состоит из остова, мостов (осей), подвески и колес (гусеничных движителей).

Остов автомобилей и тракторов

Остов – основание машины, на котором размещаются и крепятся все ее агрегаты и механизмы, а также кузов. Остов автомобилей и тракторов должен

обладать высокой прочностью и жесткостью (при минимальной массе), рациональной конструкцией, позволяющей удобно размещать на нем агрегаты и механизмы, геометрической формой, обеспечивающей значительный ход подвески, большие углы поворота управляемых колес и возможно низкое расположение центра тяжести машины. В зависимости от конструкции остовы бывают рамные, полурамные и безрамные.

Рамный остов представляет собой клепаную или сварную раму из балок различного профиля. Рамный остов имеют все грузовые автомобили, а также колесные тракторы К-701, Т-150К, гусеничный трактор ДТ-75М.

Существуют три основных типа рам: лонжеронные (рис. 2.94, а), центральные (рис. 2.94, б), имеющие одну центральную несущую балку обычно трубчатого сечения; комбинированные (рис. 2.94, в), сочетающие в своей конструкции оба принципа (средняя часть рамы выполняется как центральная, а концы делают лонжеронными).

Лонжеронная рама автомобиля (рис. 2.94, а) состоит из двух продольных балок 1 (лонжеронов), соединенных с помощью заклепок или сварки поперечинами 2 (траверсами). Лонжероны и траверсы отштампованы из листовой стали и имеют П-образное сечение переменного профиля. К лонжеронам крепятся или привариваются кронштейны рессор, подножек, запасного колеса и других узлов. К передней части рамы крепится буфер 6 и буксирные крюки 5. В задней части рамы размещено буксирное 3 (прицепное) устройство с пружиной 4 или резиновым амортизатором.

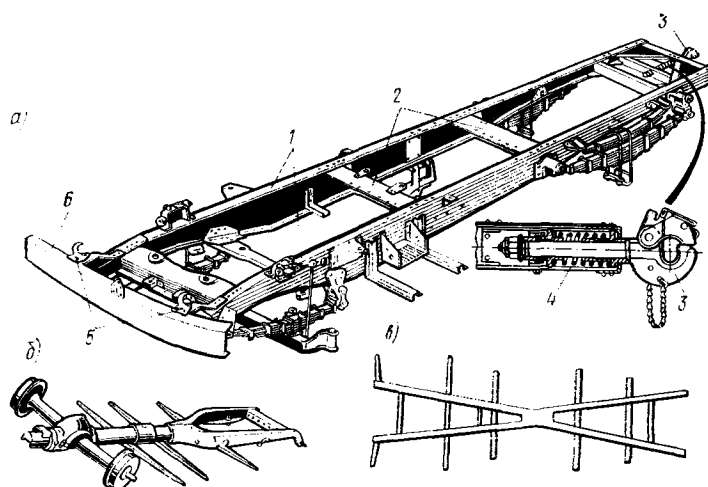


Рис. 2.94. Типы автомобильных рам

Особенностью рамного остова тракторов К-700 и К-701 является наличие двух лонжеронных полурам 1 и 4 (рис. 2.95), соединенных между собой шарнирным устройством, состоящим из вертикального 3 (на пальце 2) и горизонтального 5 шарниров. Такое соединение обеспечивает поворот полурам относительно друг друга на 35° по вертикали и на 16° по горизонтали. Каждая полурама состоит из двух лонжеронов 14 и 12 и поперечин 8, 10, 11, 13 и 15. Для установки двигателя, коробки передач и рессор на передней полураме предусмотрены кронштейны 7, 9 и 6. Рамный остов обладает высокой прочностью и жесткостью, облегчает доступ к механизмам и их замену, однако масса такого остова велика.

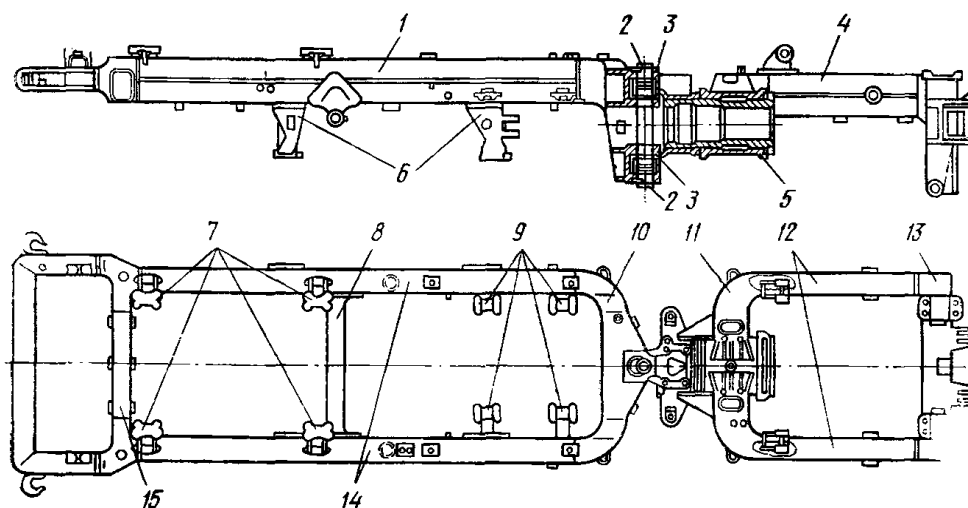


Рис. 2.95. Рамный остов тракторов К-700 и К-701

Полурамный остов (рис. 2.96) состоит из соединенных между собой болтами или сваркой картеров силовой передачи и полурамы на которую устанавливается двигатель. Полурамный остов применяется на колесных универсальных тракторах МТЗ-80, МТЗ-82, Т-40М и др. Этот тип остова легче, чем рамный, удобен для навески узлов, однако доступ к отдельным механизмам при этом затруднен.

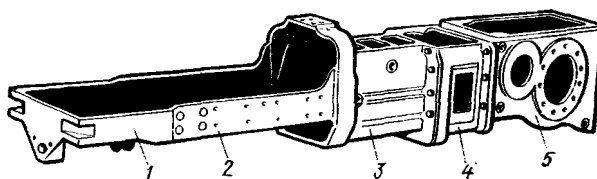


Рис. 2.96. Полурамный остов трактора:

1 – передний брус; 2 – продольные балки; 3 – картер сцепления; 4 – картер коробки передач; 5 – картер заднего моста

Безрамный остов состоит из соединенных в общую жесткую систему корпусов и картеров механизмов силовой передачи и двигателя. Достоинствами безрамного остова являются малая масса, высокая жесткость и компактность, недостатками – трудности доступа к отдельным механизмам, худшие условия для навешивания узлов.

У легковых автомобилей и автобусов функции остова выполняет несущий кузов, имеющий жесткую конструкцию. Применение несущего кузова позволяет уменьшить массу, снизить высоту, повысить устойчивость автомобиля. Рама (несущий кузов) опирается на мосты (оси), которые воспринимают от нее и передают на колеса вертикальную нагрузку от массы автомобиля (трактора) с находящимся на ней грузом. Кроме того, мосты воспринимают от колес и передают на раму продольные (толкающие или тормозные) и боковые усилия.

Различают ведущие, управляемые, комбинированные и поддерживающие мосты.

Ведущие мосты (обычно задние) при движении машины воспринимают реактивный момент, возникающий при передаче крутящего момента, а при торможении – тормозной момент и передают их через подвеску на раму. Они

представляют собой пустотелые жесткие балки, внутри которых размещены механизмы трансмиссии, а на концах закрепляются ведущие колеса (звездочки).

Наибольшее распространение получили цельные балки ведущих мостов. Такие балки имеют большие габаритные размеры и массу, но обладают высокой прочностью и жесткостью. Устройство цельной штампованной сварной балки показано на рис. 2.97. Центральная часть балки имеет два отверстия: переднее, закрываемое картером главной передачи и дифференциала, и заднее, служащее для осмотра размещенных механизмов и закрываемое крышкой 3. На балке имеются площадки 2 для крепления рессор и фланцы 1 для крепления опорных тормозных дисков. На шейках 4 полуосевых рукавов балки устанавливаются подшипники ступиц ведущих колес. Такие ведущие мосты удобны в обслуживании, так как для доступа к главной передаче или дифференциалу не требуется демонтировать мост.

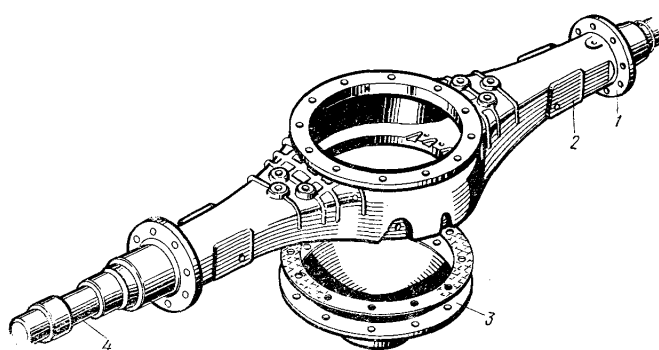


Рис. 2.97. Балка неразъемного ведущего моста автомобиля

Управляемые мосты служат для поворота машины и восприятия части массы автомобиля (трактора), приходящейся на передние управляемые колеса. Управляемые мосты выполняются разрезными и неразрезными. Грузовые автомобили и тракторы имеют неразрезные управляемые мосты (рис. 2.98). Мост представляет собой двутавровую балку, на концах которой неподвижно закреплены шкворни 8. Средняя часть балки выгнута вниз, что обеспечивает более низкое расположение центра тяжести автомобиля.

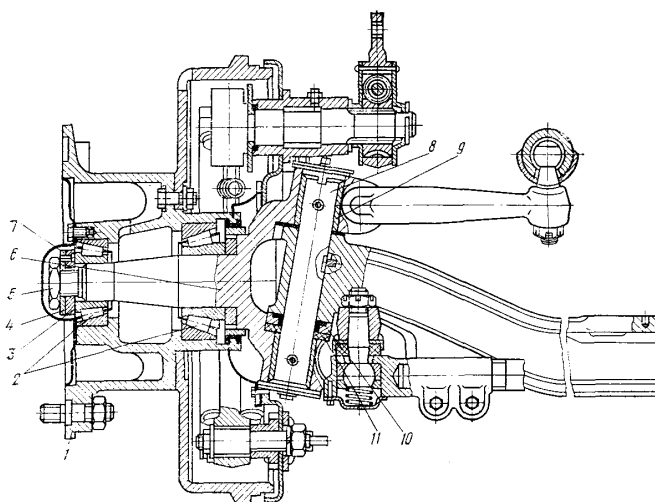


Рис. 2.98. Неразрезной управляемый мост автомобиля

Шкворни соединяют шарнирно балку с поворотными кулачками 6, которые

вращаются на втулках 9 и опорных шайбах 10 и 11. На конических подшипниках 2 цапфы поворотного кулачка вращается ступица 1 переднего колеса. Ступица колеса прикрепляется гайкой 3, положение которой фиксируется одним из отверстий замочного кольца 4, замочной шайбой 7 и контргайкой 5. Гайкой 3 также регулируется затяжка подшипников 2 цапфы.

Комбинированные мосты выполняют одновременно функции ведущего и управляемого мостов, т. е. обеспечивают поворот машины и передачу крутящего момента на колесо. Такие мосты применяются в машинах повышенной проходимости в качестве передних ведущих мостов. В их устройство входят дополнительные механизмы, позволяющие передавать усилия на управляемые колеса при изменении плоскости их вращения. Устройство комбинированного моста показано на рис. 2.99. В средней части балки 4 установлены главная передача и дифференциал, от которых вращение передается на полуоси 3. На концах полуосей расположены шарниры равных угловых частот вращения 2, передающие равномерное вращение на приводной вал колеса при значительных углах поворота между ними (до 40°). Вал соединен со ступицей 11 колеса шлицевой муфтой 12 и фланцем 13. К концам балки моста прикреплены шаровые опоры 5, в каждой из которых закреплено по два шкворневых пальца 6. На подшипниках 7 шкворневых пальцев установлены поворотные кулаки. Каждый кулак состоит из корпуса 1, охватывающего снаружи шаровую опору, и поворотной цапфы 8, на которой в конических роликоподшипниках 9 и 10 установлена ступица колеса. При повороте цапфы вокруг шкворневых пальцев вместе с ней поворачивается ступица, к которой крепятся колесо и тормозной барабан.

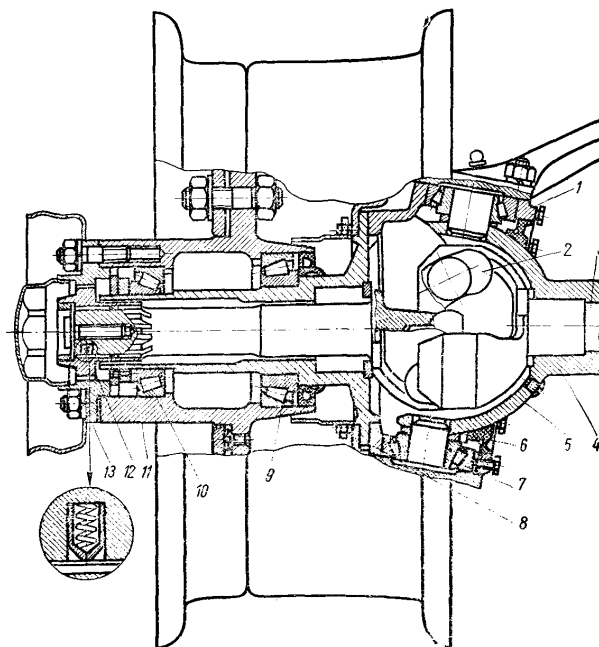


Рис. 2.99. Комбинированный передний мост автомобиля

Поддерживающие мосты служат для восприятия только вертикальной нагрузки от рамы и передачи ее на колеса. Мосты представляют собой балку, на концах которой установлены на подшипниках поддерживающие колеса. Поддерживающие мосты применяются на прицепах и полуприцепах.

Подвеска колесных машин

Подвеска служит для упругого соединения рамы (несущего кузова) с осями машины, смягчения и поглощения ударов, воспринимаемых колесами от неровностей дороги, и для обеспечения плавности хода автомобиля. У автомобилей подвеской оборудованы передние и задние мосты, у тракторов – только передние, так как задний мост у них составляет часть остова. Подвеска состоит из упругого элемента, направляющего устройства и устройства, гасящего колебания (амортизатора).

Упругий элемент связывает раму с мостами или непосредственно с колесами и смягчает или поглощает ударную нагрузку, возникающую при наезде колес на препятствия, при этом машина движется плавно, без неприятных ощущений для людей и без повреждений перевозимых грузов. Упругие элементы подвески могут быть металлическими и неметаллическими (рис. 2.100). Металлические упругие элементы (наиболее распространенные) изготавливаются в виде листовых рессор (рис. 2.100, а), спиральных пружин и скручивающихся упругих стержней – торсионов (рис. 2.100, б). Неметаллические упругие элементы – резиновые, пневматические (рис. 2.100, в), гидравлические – обеспечивают упругость подвески за счет упругих свойств резины, воздуха или жидкости.

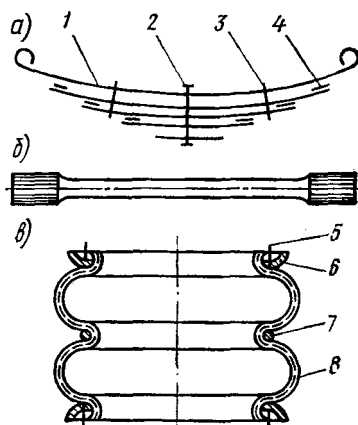


Рис. 2.100. Упругие элементы подвески:

а – листовая рессора; б – торсион; в – пневмобаллон; 1 – лист рессоры; 2 – центральный болт; 3 – хомут; 4 – подкладка; 5 – болт крепления; 6 – прижимное кольцо; 7 – разделительное кольцо; 8 – оболочка

Листовые рессоры наиболее распространены на грузовых автомобилях и колесных тракторах. Их основное достоинство – способность выполнять одновременно функции упругого и направляющего устройств подвески. Они также способствуют гашению колебаний колес и кузова машины. Листовые рессоры просты в изготовлении, легко доступны для ремонта и эксплуатации. Недостатки рессорных подвесок – повышенная масса, небольшая долговечность. Листовые рессоры ухудшают плавность хода машины и требуют смазки в процессе эксплуатации. Обычно листовые рессоры располагают вдоль машины. На грузовых машинах, у которых нагрузка на заднюю ось периодически меняется, в состав подвески кроме основных рессор входят дополнительные рессоры (подрессорники). Подрессорники работают только при определенной нагрузке на заднюю ось, вследствие чего жесткость подвески резко возрастает.

Пружинный упругий элемент подвески изготавливается в виде спиральных (витых) пружин круглого сечения. Пружины используют как в качестве

основного упругого элемента, так и дополнительного (ограничителя, корректирующего устройства). В подвеске пружинный упругий элемент воспринимает только вертикальные нагрузки, поэтому применяется только в сочетании с направляющим устройством. Применение пружинного упругого элемента снижает массу подвески, упрощает техническое обслуживание.

По сравнению с рессорами пружины более долговечны и просты в изготовлении. Применяются пружины в качестве основного упругого элемента главным образом в независимых подвесках, а в качестве дополнительных упругих элементов – как в зависимых, так и независимых подвесках.

Торсионы представляют собой стальные упругие стержни, работающие на кручение. На концах торсионов имеются головки, с помощью которых они крепятся к раме и рычагам подвески. Упругость связи колеса с рамой обеспечивается скручиванием торсиона. Использование торсионов в качестве упругого элемента требует применения направляющих и гасящих устройств. Торсионы обладают теми же достоинствами, что и пружины (по сравнению с листовыми рессорами), однако они менее долговечны. Торсионы наиболее широко применяются в независимой подвеске и располагаются как продольно, так и поперечно.

Направляющее устройство предназначено для передачи от ведущих колес на раму (кузов) продольных (толкающих или тормозных), боковых (при повороте машины) усилий и реактивных моментов. По типу направляющего устройства подвески делятся на зависимые и независимые.

Зависимая подвеска (рис. 2.101, а) получила наибольшее распространение на грузовых автомобилях и колесных тракторах. При использовании этой подвески колеса моста связаны жесткой (неразрезной) балкой, соединенной с кузовом с помощью упругих элементов. В этом случае наклон одного из колес при наезде на препятствие вызывает наклон другого. При использовании независимой подвески (рис. 2.101, б) каждое из колес моста подвешено к раме самостоятельно с помощью рычагов и пружин. В этом случае перемещение одного из колес не вызывает перемещения другого, что повышает плавность хода машины. Такая подвеска обычно применяется в передних мостах легковых автомобилей.

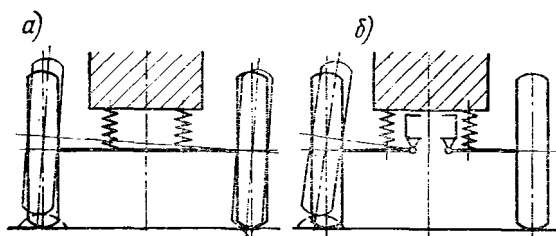


Рис. 2.101. Зависимая (а) и независимая (б) подвески

Гасящее устройство (амортизатор) предназначено для гашения колебаний рамы (кузова) при деформациях упругих элементов. Амортизаторы могут быть механическими (фрикционными) или гидравлическими.

Механическое амортизирование, т. е. гашение колебаний, происходит за счет трения между листами рессор, однако величина трения непостоянна, так как зависит от состояния поверхности листов рессор, наличия смазки между ними и

пр. Широко распространены гидравлические амортизаторы, в которых энергия колебательных движений преобразуется в тепловую из-за трения в жидкости, протекающей через отверстия с малым проходным сечением. По принципу действия гидравлические амортизаторы бывают одно- и двустороннего действия. Первые гасят колебания только при распрямлении упругих элементов, вторые – как при распрямлении, так и при их сжатии. По конструкции амортизаторы бывают рычажные и телескопические.

Наибольшее распространение получили телескопические гидравлические амортизаторы. Они просты по конструкции, имеют малые массу и габариты, долговечны и надежны в работе. Такой амортизатор (рис. 2.102) состоит из наружного корпуса 5, рабочего цилиндра 4, поршня 6 со штоком 3 и клапанов: перепускного 13, отдачи 16, впускного 14 и сжатия 15. Цилиндр и часть окружающего его корпуса заполнены амортизационной жидкостью. Сверху цилиндр закрыт направляющей 2 штока, снизу – корпусом 7 клапана сжатия. Внутри цилиндра размещен поршень 6 со штоком 3, к концу которого приварена проушина 1 для соединения с рамой. Проушина 8 приварена к резервуару 5 и соединяется с балкой моста. Для герметичности полостей амортизатора установлены два сальника. Первый сальник, состоящий из войлочного 9 и резинового 10 колец с корпусом 11 и пружиной 12, уплотняет шток в верхней части, а вторым сальником служит кольцевое пространство между корпусом и цилиндром, заполненное частично амортизационной жидкостью. В поршне 6 просверлены два ряда отверстий: отверстия, просверленные по наружной окружности, соединены сверху кольцевым желобом и закрыты перепускным клапаном 13 с пружиной. Отверстия внутреннего ряда соединены кольцевым желобом снизу и закрыты клапаном отдачи 16, состоящим из двух стальных дисков с пружиной 17. Кольцевой желоб соединяется с подпоршневым пространством дроссельными отверстиями, сделанными в одном из дисков. В корпусе 7 клапана сжатия сделан ряд отверстий, закрываемых впускным клапаном 14, и центральное отверстие, закрытое разгрузочным клапаном 15.

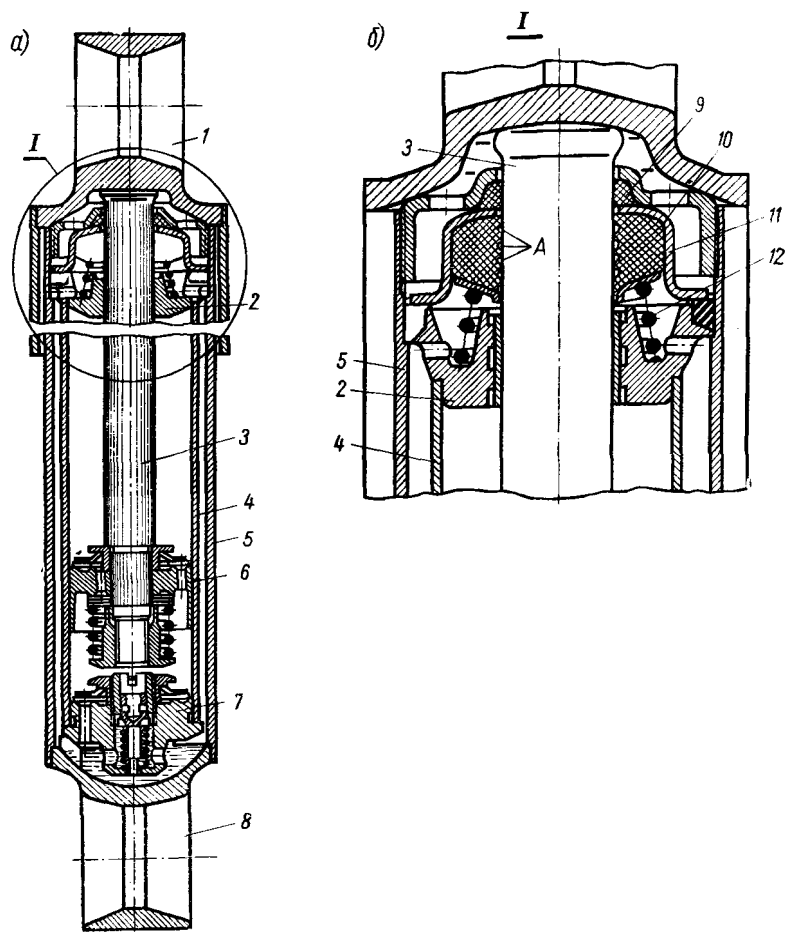


Рис. 2.102. Телескопический амортизатор и схема его работы:
а – общий вид; б – узел I

Такой амортизатор работает следующим образом. При наезде колеса на препятствие, если рессора плавно сжимается, шток с поршнем, опускаясь вниз (рис. 2.102, в), вытесняют жидкость в надпоршневое пространство через перепускной клапан 13 и в кольцевую полость резервуара через дроссельные канавки на верхнем торце и отверстия корпуса 7 клапана сжатия. При резком сжатии рессоры (рис. 2.102, г) поршень со штоком перемещается быстро, и давление в подпоршневом пространстве резко возрастает. Под действием высокого давления открывается клапан сжатия 15, и жидкость перемещается в надпоршневое пространство, резко замедляя дальнейшее увеличение сопротивления амортизатора сжатию рессоры. С помощью клапана сжатия амортизатор и подвеска разгружаются от больших усилий, которые могут возникать при высокочастотных колебаниях и ударах во время движения по плохой дороге. При плавном распрямлении рессоры (рис. 2.102, д) поршень и шток, поднимающиеся вверх, вытесняют жидкость из надпоршневого пространства через отверстия в поршне и прорези диска клапана отдачи 16. Кроме того, часть жидкости проходит из резервуара под поршень через впускной клапан 14. При резком распрямлении рессоры (рис. 2.102, е) пружина 17 клапана отдачи сжимается, диски клапана отдачи отходят от отверстий в поршне, увеличивая проходные сечения. Усилие пружины клапана отдачи создает необходимое сопротивление амортизатора в период хода растяжения, чем и гасятся колебания рессоры.

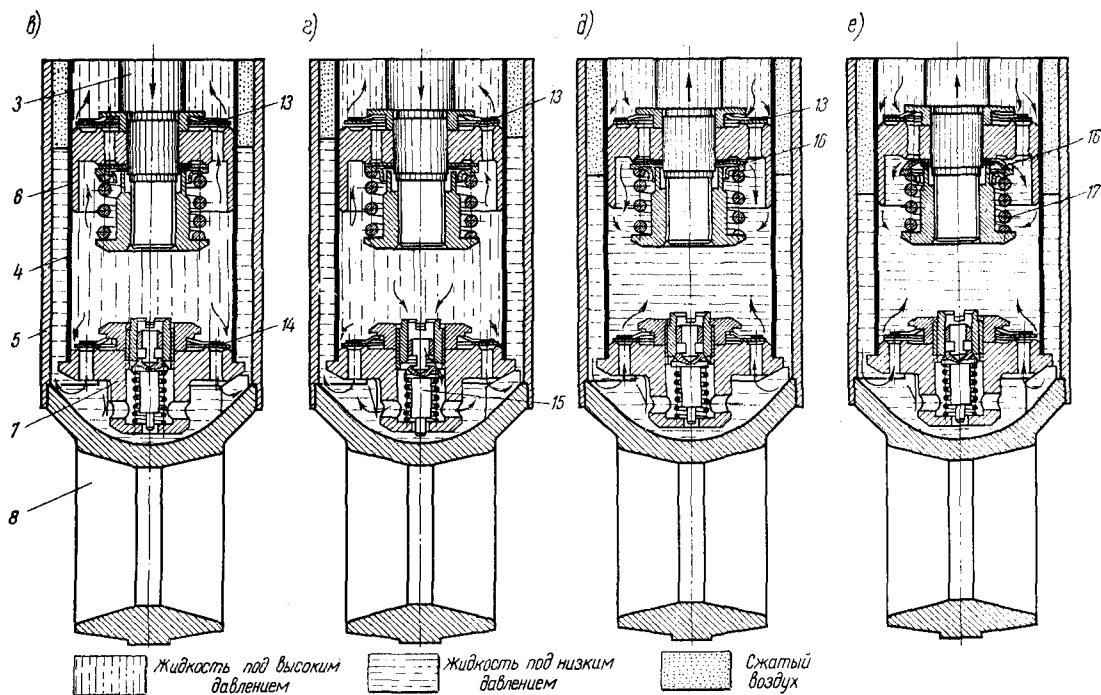


Рис. 2.102 (продолжение). Телескопический амортизатор и схема его работы: в – работа при плавном сжатии рессоры; г – работа при резком сжатии рессоры; д – работа при плавном распрямлении рессоры; е – работа при резком распрямлении рессоры

На грузовых автомобилях и колесных тракторах-тягачах наибольшее применение получили зависимые подвески с пластинчатыми продольными полуэллиптическими рессорами, которые в середине опираются на неподдресоренную часть машины, а концами шарнирно связаны с ее поддресоренной частью. При такой подвеске передний мост (рис. 2.103, а) состоит из двух продольных полуэллиптических рессор 3 и двух гидравлических амортизаторов 5 двойного действия. Рессоры состоят из рессорных листов, соединенных между собой хомутами 2. Передние концы рессор с помощью ушков 12 и пальцев 14 закреплены на кронштейнах 1 рамы.

Ушко крепится в рессоре через прокладку 11 двумя болтами и стремянкой 10. В ушко запрессована втулка 13 из высокоизносостойкого материала. Пальцы 14 смазываются с помощью масленки 15. Задние концы рессор опираются на сухари 21, установленные на пальцах 20, и могут перемещаться в них при прогибе рессоры. Во втулках 22 кронштейна 8 установлены стяжные болты 23. Средняя часть рессоры соединяется стремянками 10 с балкой переднего моста 9. Листы рессоры связаны хомутами, препятствующими их боковому смещению. Резиновые буфера 4 и 6 смягчают удары рессоры о раму. Буфер 4 крепится к рессоре стремянками 10, а буфер 6 установлен в опоре 7 на лонжероне. Амортизаторы 5 верхней проушиной 19 шарнирно соединяются с рамой, а нижней – с передним мостом с помощью пальцев 17 и резиновых втулок 16 и 18.

Подвеска заднего моста (рис. 2.103, б) состоит из основной 27 и дополнительной 26 рессор. Концы основной рессоры закреплены на кронштейнах 24 и 30, а средняя часть – на картере заднего моста 32 с помощью накладок 29 и 31 и стремянки 28. Дополнительная рессора не соединена с рамой, а крепится той же стремянкой 28 с основной рессорой и вступает в работу при

полной нагрузке автомобиля, упираясь концами в кронштейны 25 рамы.

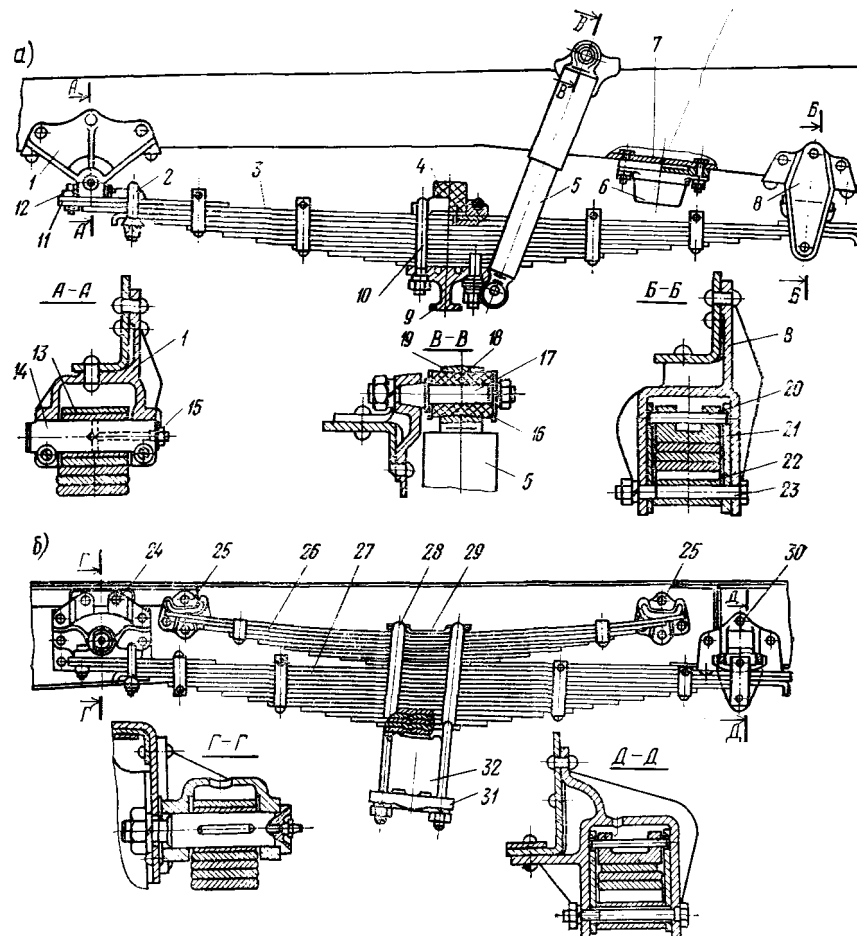


Рис. 2.103. Рессорная подвеска автомобиля ЗИЛ-130:
а – подвеска переднего моста; б – подвеска заднего моста

Подвеска гусеничных тракторов

В гусеничных тракторах подвеска служит для соединения остова с гусеничным движителем и передачи массы машины на опорные катки. Подвеска воспринимает и смягчает вертикальные колебания остова, возникающие при наезде на неровности дороги. По конструктивному выполнению подвески гусеничных тракторов подразделяются на жесткие, полужесткие и упругие. Выбор типа подвески зависит от величины рабочих и транспортных скоростей, на которые рассчитана машина: чрезмерное раскачивание остова в движении вызывает дополнительный расход мощности и ухудшает условия работы.

Жесткая подвеска предусматривает непосредственное крепление осей опорных катков к остову машины, при этом все толчки, возникающие от наезда на неровности дороги, передаются на остов и его механизмы. Плавность хода при этой подвеске не обеспечивается, поэтому на современных гусеничных тракторах она имеет весьма ограниченное применение.

При полужесткой подвеске (рис. 2.104, а, б) оси опорных катков ведущего 5 и натяжного 2 колес с амортизирующим устройством 1 устанавливаются на специальной тележке 6, соединенной с остовом спереди посредством рессор или пружин 3, а сзади – с помощью жесткого шарнира 4, относительно которого происходит их качание. Ось качания шарнира 4 тележек может совпадать с осью ведущего колеса 5 (рис. 2.104, а) или располагаться впереди оси (рис. 2.104, б).

Первый тип подвески применяется на гусеничных тракторах большой мощности, второй – на тракторах малой и средней мощности. Полу жесткая подвеска обеспечивает достаточную плавность хода при движении со скоростью 9–12 км/ч и применяется на большинстве тракторов сельскохозяйственного типа.

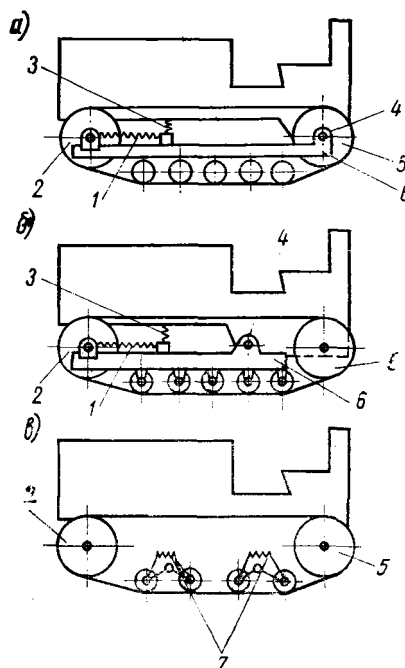


Рис. 2.104. Полу жесткие (а, б) и упругая (в) подвески гусеничных машин

Упругая подвеска (рис. 2.104, в) обеспечивает высокую плавность хода при движении с повышенной скоростью. При такой подвеске катки могут перемещаться относительно друг друга и относительно остова в вертикальной плоскости. Упругая подвеска может быть независимой, при которой каждая ось опорного катка независимо от других имеет упругое соединение с остовом трактора, и балансирной, при которой опорные катки соединяются с остовом с помощью качающихся балансиров-кареток 7.

Каждая каретка состоит из двух балансиров – внутреннего 2 (рис. 2.105) и внешнего 4, соединенных между собой шарниром 7. На нижних концах балансиров установлены оси катков 1. В теле внешнего балансира имеется отверстие 6 для шарнирного соединения каретки с цапфой 5 остова машины. В верхние концы балансиров упираются цилиндрические пружины-амортизаторы 3. При движении по неровной дороге опорные катки поднимаются, а балансиры, поворачиваясь вокруг оси шарнира, сжимают пружину 3. В то же время каретка может поворачиваться вокруг цапфы 5 остова машины.

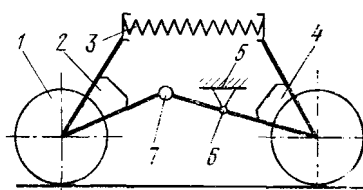


Рис. 2.105. Схема балансирной каретки

Колесные и гусеничные движители

Движителем колесных машин являются колеса, приводящие машину в движение. Колеса представляют собой пневматические устройства, непосредственно связывающие колесную машину с дорогой. Они обеспечивают движение машины, ее подрессоривание, изменение направления движения и передачу вертикальных нагрузок на дорогу. Различают ведущие, управляемые, комбинированные (ведущие и управляемые одновременно) и поддерживающие колеса.

Первые из них преобразуют крутящий момент двигателя в силу тяги и свое вращение в поступательное движение машины, вторые – придают машине соответствующее направление движения. Поддерживающие колеса применяются на прицепах и полуприцепах для восприятия вертикальных нагрузок от остова. Основные требования к колесам – минимальная затрата энергии на качение и выдерживание направления движения машины.

Размеры передних и задних колес автомобилей и колесных тракторо-тягачей (К-700, К-701, Т-150К) одинаковы, а универсальных тракторов разные – передние колеса имеют меньшие размеры, чем задние.

Колесо состоит из металлической части – диска 5 (рис. 2.106) и обода 4 и эластичной части – шины 1. Диск колеса является соединительным элементом и укрепляется на ступице, которая входит в монтажный узел моста и устанавливается на поворотной цапфе (управляемые мосты) или на кожухе полуоси (ведущие мосты). Обод колеса соединен с диском сваркой. Он выполнен в виде цилиндрической трубы, с одной стороны которой имеется выступ для борта шины. С другой стороны, шина упирается в съемное бортовое кольцо 2, удерживаемое пружинным кольцом 3. Ободы дисковых колес могут быть глубокие и плоские. Особенностью первых является наличие выемки в их средней части, что облегчает монтаж и демонтаж шины. Они применяются на колесных тракторах и автомобилях малой грузоподъемности. Плоские ободы свойственны колесам автомобилей средней и большой грузоподъемности, так как отличаются большей жесткостью, меньшей массой, простотой изготовления.

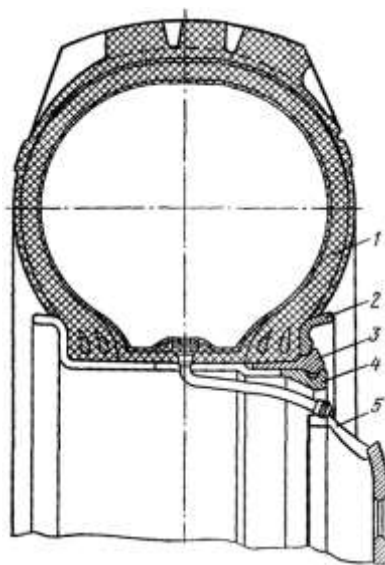


Рис. 2.106. Автомобильное колесо

Пневматическая шина – наиболее важная часть колеса, она предназначена

для смягчения и поглощения толчков и ударов, воспринимаемых колесом от дороги, обеспечения надлежащего сцепления с поверхностью дороги и бесшумности движения машины. Пневматические шины классифицируют: по способу герметизации внутренней полости – на камерные и бескамерные; по форме профиля – на тороидные (обычные), широкопрофильные, арочные и пневмокотки; по конструкции каркаса – на шины с диагональным каркасом (тороидные шины), с радиальным каркасом (шины Р), со сменным протектором и радиальным каркасом (шины Р_с); по способу работы – на шины с нерегулируемым и с регулируемым давлением воздуха. В зависимости от величины внутреннего давления шины бывают высокого (0,5-0,7 МПа), низкого (0,15-0,55 МПа) и сверхнизкого (0,05-0,18 МПа) давления. Наиболее широко распространены шины низкого давления. На автомобилях высокой проходимости (ЗИЛ-131 и др.) используются шины с переменным (регулируемым) давлением воздуха, на тракторах – пневматические шины низкого давления (0,08-0,11 МПа), обеспечивающие большую опорную поверхность колес с дорогой и снижающие их удельное давление на грунт. В зависимости от рисунка протектора различают шины обычной и повышенной проходимости.

Камерная шина (рис. 2.107, а) состоит из покрышки, камеры с вентилем и ободной ленты. Покрышка предохраняет камеру от повреждений, удерживает ее на ободе колеса и обеспечивает сцепление колеса с дорогой. Покрышка состоит из каркаса 5, бортовых частей 8 с сердечником 1, подушечного слоя (брекера) 3 и протектора 4 с боковинами 2. Каркас, изготовленный из нескольких слоев прорезиненной ткани (корда) с резиновыми прослойками, делает покрышку прочной и эластичной. К каркасу крепится бортовая часть, в которой проложены стальные проволочные кольца – сердечники, обернутые лентой из прорезиненной ткани. Сердечники предотвращают соскакивание шины с обода колеса и предохраняют борта от растягивания. Подушечный слой – резиноканевая прослойка – связывает каркас с протектором и смягчает удары, действующие на колесо при движении. Поверх каркаса покрышка облицована толстым слоем резины – протектором, толщина которого уменьшается на боковых стенках 7. Протектор воспринимает нагрузку на колесо и обеспечивает сцепление шины с дорогой, протектор изготавливается из износостойкой резины и на беговой дорожке 6 имеет выступы и впадины различной формы и рисунка для лучшего сцепления с дорогой.

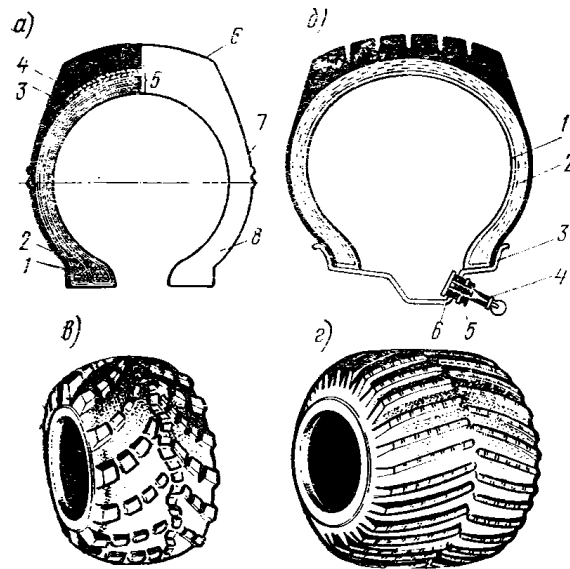


Рис. 2.107. Автомобильные шины: а – камерная; б – бескамерная; в – арочная; г – пневмокоток

Камера представляет собой замкнутое резиновое кольцо, находящееся внутри покрышки и заполненное сжатым воздухом. Для накачивания и выпуска воздуха камера имеет специальный клапан-вентиль. На камерах ведущих колес тракторов установлены водовоздушные вентили, используемые при заполнении камеры балластной жидкостью, увеличивающей сцепной вес трактора. Ободная лента шины представляет собой резиновое кольцо, установленное между ободом колеса и камерой шины. Она предохраняет камеру от повреждения при непосредственном соприкосновении с ободом и применяется только в колесах грузовых автомобилей.

Бескамерная шина (рис. 2.107, б) конструктивно проще камерной, при проколе воздух из нее выходит медленно, что дает возможность водителю остановить автомобиль и избежать аварии. Бескамерные шины имеют ряд специфических элементов: герметизирующий слой 1 толщиной 1,5–3 мм, уплотнительную бортовую резину 2 и обод 3 специальной формы с вентиляем 4. Вентиль установлен в отверстии обода и уплотнен резиновыми шайбами 6, затянутыми гайкой 5. Герметизирующий слой изготавливается из плотных слоев резины (бутил-каучук и др.). Срок службы бескамерных шин в среднем на 20% выше, чем у обычных, благодаря более умеренному температурному режиму при работе и использованию лучших сортов корда.

Разновидность бескамерных шин – арочные шины (рис. 2.107, в), которые устанавливаются на задних ведущих колесах автомобилей, работающих в тяжелых дорожных условиях. Арочные шины имеют ширину профиля в 2,5–3,5 раза большую, чем у обычных шин, высота выступов рисунка протектора арочных шин достигает 60 мм, что улучшает их сцепление с дорогой. Давление воздуха в арочных шинах низкое (0,05–0,14 МПа). Бескамерные шины такого типа используются как сезонное средство повышения проходимости автомобиля.

На автомобилях, работающих в особо тяжелых условиях (снежная целина, сыпучие пески, заболоченная местность), монтируются пневмокотки (рис. 2.107, г) – высокоэластичные оболочки бочкообразной формы, снабженные

невысокими, редко расположенными выступами рисунка протектора. Пневмокотки бескамерны, имеют чрезвычайно низкое давление воздуха (0,01-0,05 МПа), что обеспечивает очень низкое удельное давление на грунт и хорошую приспособляемость к дорожным условиям.

Движитель гусеничного трактора воспринимает его массу и приводит машину в движение, он должен обеспечивать необходимую плавность хода, достаточное сцепление с почвой, самоочищение от налипшей грязи и минимальный шум при работе. Движитель гусеничного трактора состоит из двух ведущих звездочек 1 (рис. 2.108), стальных гусеничных цепей 2, тележек (кареток) 4 с опорными катками 3 и пружинами 8, поддерживающих катков 10, направляющих колес 5 и натяжного устройства, состоящего из упора 6 и пружины 7, закрепленной гайкой. Работает движитель следующим образом: приложенный к звездочкам крутящий момент заставляет гусеничные цепи, перематываясь, расстилаться бесконечным рельсовым путем. По этим рельсам на опорных катках кареток перемещается остов 9 машины.

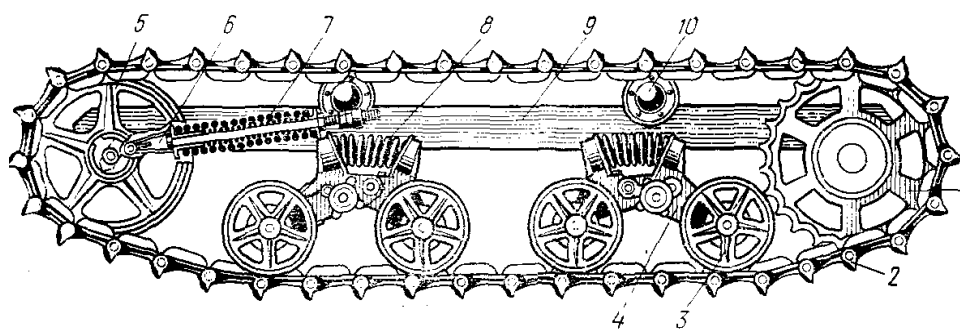


Рис. 2.108. Гусеничный движитель

Рассмотрим отдельные элементы гусеничного движителя.

Ведущее колесо (звездочка) преобразует крутящий момент в силу тяги гусеницы и изготавливается в виде зубчатого венца, жестко сидящего на ступице ведомой шестерни конечной передачи. Ведущие колеса классифицируются по типу зацепления с гусеничной цепью и числу зубчатых венцов, находящихся в зацеплении с гусеницей. Различают зацепления цевочное и гребневое. При цевочном зацеплении (рис. 2.109, а) зуб колеса входит в зацепление с цевкой (проушиной) звена гусеничной цепи. Радиус окружности шарниров цепи $R_{ш}$ приблизительно равен R_k – радиусу зацепления ведущего колеса. Обычно число зубьев колеса – нечетное, а шаг звена цепи берется в два раза больше шага зубьев колеса. Благодаря этому каждый зуб ведущего колеса вступает в работу лишь один раз за два оборота. Это обеспечивает равномерность износа и, следовательно, долговечность работы колеса и гусеничной цепи.

При гребневом зацеплении (рис. 2.109, б) гребни зубьев гусеницы входят в зацепление с зубьями или роликами колеса. Наибольшее распространение получило цевочное зацепление. По числу зубчатых венцов, входящих одновременно в зацепление с гусеничной цепью, ведущие колеса бывают одинарные и двойные (на тракторах повышенной мощности).

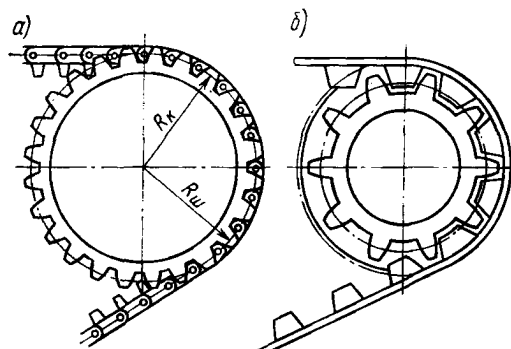


Рис. 2.109. Цевочное (а) и гребневое (б) зацепление ведущего колеса с гусеницей

Гусеничная цепь преобразует вращательное движение ведущих колес в поступательное движение машины и представляет собой замкнутую металлическую цепь, состоящую из отдельных шарнирно соединенных между собой звеньев (траков). Звенья гусениц могут быть составными (собранными из отдельных штампованных деталей) и цельнолитыми.

Каждое составное звено (рис. 2.110, а) состоит из двух штампованных щек 5 и башмака 6, соединенных между собой болтами 7. Щеки имеют по два обработанных отверстия 4 для запрессовки пальцев 9 и втулок 8, с помощью которых соединяются между собой отдельные звенья. Замыкается гусеничная цепь с помощью втулки 3, пальца 2, двух шайб и двух стопорных конусов 1.

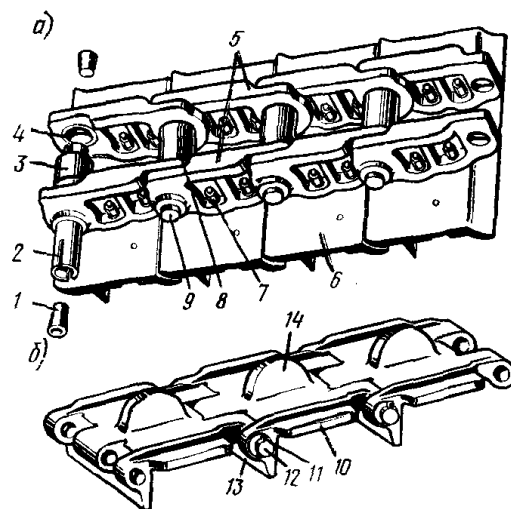


Рис. 2.110. Гусеница с составными звеньями (а) и с цельнолитыми звеньями (б)

Цельнолитое звено гусеницы (рис. 2.110, б) представляет собой фасонную отливку 10, имеющую проушины для соединения соседних звеньев пальцами 12. Каждое звено имеет гребень 14 и шпору 13 для увеличения сцепления гусеницы с грунтом. Пальцы удерживаются от осевого перемещения зашплинтованными шайбами 11. Гусеницы этого типа отличаются простотой конструкции, меньшей массой, но долговечность их невелика. Гусеницы с составными звеньями служат в два раза дольше, чем с цельнолитыми, и, несмотря на ряд недостатков (значительная масса, трудность изготовления, сложность конструкции), получили широкое распространение.

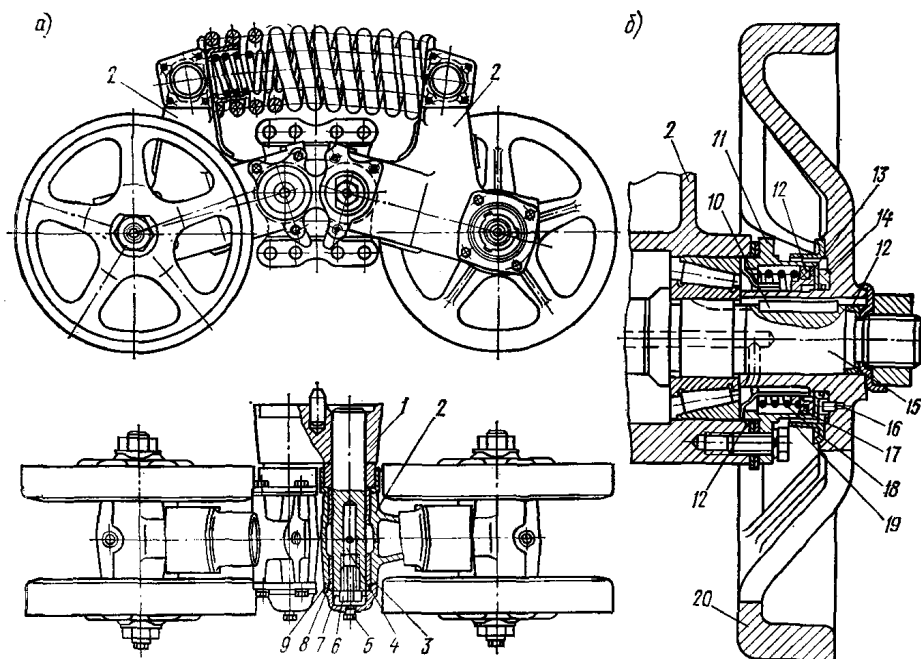


Рис. 2.111. Подвеска гусеничного трактора: а – каретка; б – опорный каток

Опорный каток предназначен для перекатывания остова машины по гусеничной цепи и передачи массы машины на грунт. Размеры, число и конструкция опорных катков определяется назначением гусеничной машины, конструкциями гусениц и подвески. Опорные катки (ролики) изготавливаются одинарными или двойными, литыми или штампованными, с ребрами или без ребер, с неподвижными или вращающимися вместе с катками осями. На современных гусеничных тракторах с упругой подвеской (ДТ-75М, Т-150) опорные катки 20 (рис. 2.111, б) установлены на шпонках 10 попарно на оси 15, вращающейся в конических роликоподшипниках балансира 2 (рис. 2.111, а) каретки. Каждая каретка состоит из двух одинаковых балансиров. Каретки установлены во втулках 8 на цапфах 4, запрессованных в кронштейн 1. От осевого смещения балансиры удерживаются упорными шайбами 7 и болтами 6. Шарнирное соединение балансира с цапфой смазывается маслом, заливаемым в отверстие с пробкой 5. От вытекания масло удерживается крышкой 9 с прокладкой 3. Торцовое уплотнение катка обеспечено следующим образом. На ступицу катка устанавливается неподвижное кольцо 14, удерживаемое от проворачивания штифтом 16. Подвижное кольцо 13 прижимается к неподвижному пружиной 18 и удерживается от проворачивания стопорным стаканом 17. Подвижное кольцо уплотнено резиновым кольцом 12 в корпусе 11. Лабиринтное уплотнение 19 препятствует попаданию грязи и пыли к трущимся поверхностям колец 14 и 13.

Поддерживающий ролик предназначен для уменьшения провисания гусеничной цепи и ее бокового раскачивания при движении машины. Число поддерживающих роликов зависит от длины остова машины (но не менее двух на каждую сторону). Поддерживающий ролик 1 трактора Т-150 (рис. 2.112, а) представляет собой чугунную отливку, которая имеет снаружи фигурные упорные бурты, а внутри – расточку под подшипники. Ролик свободно вращается на двух шариковых подшипниках, надетых на ось 5. На ободы до упора в бурты надеты сменные резиновые бандажки, что способствует уменьшению скольжения

гусеницы при качении по роликам, снижению шума и динамической нагрузки на детали ролика. Ось 5 вместе с кронштейном 2 крепится болтами к раме трактора. Уплотнение 3 в корпусе 4 от вытекания масла аналогично рассмотренному выше уплотнению опорных катков.

Направляющее колесо с натяжным устройством предназначено для направления движения гусеничной цепи, ее натяжения и амортизации гусеничного движителя. Натяжение гусеничной цепи регулируют за счет увеличения или уменьшения расстояния между осями ведущей звездочки и натяжного колеса путем перемещения оси последнего. Натяжные устройства бывают двух типов: ползунковое, обеспечивающее поступательное перемещение направляющего колеса, и кривошипное, позволяющее оси направляющего колеса перемещаться по дуге окружности. Первый тип устройства применяется на гусеничных машинах с полужесткой подвеской остова, второй – на машинах с упругой подвеской.

Направляющее колесо 6 трактора Т-150 (рис. 2.112, б) вращается в двух конических роликоподшипниках 7 и 8, надетых на коленчатую ось 10. Эта ось может поворачиваться в двух втулках 11, запрессованных в опору рамы. Уплотнение подшипников колеса (детали 12–17) конструктивно сходно с уплотнением подшипников опорных катков.

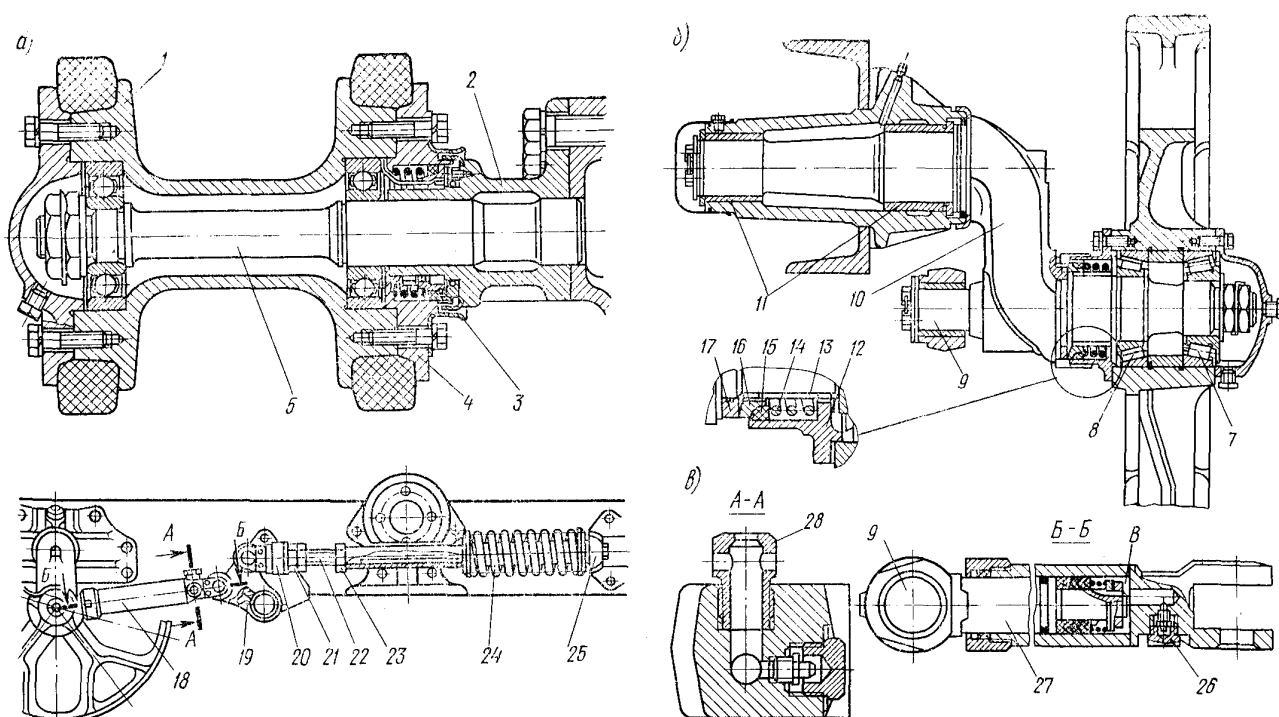


Рис. 2.112. Поддерживающий ролик (а), направляющее колесо (б) и натяжное устройство (в) гусеничного трактора

Работа натяжного устройства происходит с помощью гидравлического цилиндра. Шток 27 (см. рис. 2.112, в) шарнирно соединен с цапфой 9 направляющего колеса, а цилиндр 18 через промежуточное звено 19 соединен с закрепленной в вилке 20 гайкой 21 натяжным болтом 22 пружинного амортизатора 24. Задний конец болта 22 закреплен в шаровой опоре 25 на раме трактора. Такая связь обеспечивает предварительное усилие в амортизаторе при небольших габаритах пружин. Для натяжения гусеницы отвинчивают пробку,

закрывающую масленку 26, и через нее шприцем подают солидол в рабочую полость В цилиндра. Под давлением масла шток поворачивает коленчатую ось с направляющим колесом. Чтобы ослабить натяжение гусеницы, вывинчивают корпус клапана, и солидол выходит из цилиндра. Для ограничения максимальной силы натяжения в гусеничной цепи установлен пластинчатый предохранительный клапан 28. Амортизационное устройство направляющего колеса состоит из двух цилиндрических пружин, вставленных одна в другую и сжатых гайкой 23. При наезде гусеницы на неровности пружины смягчают возникающие удары, а при попадании посторонних предметов между гусеницей и направляющим колесом, сжимаясь, заставляют перемещаться назад опору направляющего колеса.

Механизмы управления поворотом колесных и гусеничных машин, тормозные системы и механизмы.

Рулевое управление колесных машин

Системы управления колесной или гусеничной машиной предназначены для изменения направления движения машины, снижения ее скорости и быстрой остановки, а также для удержания остановившейся машины на месте. У колесных машин к системам управления относятся рулевое управление и тормозная система, у гусеничных машин – механизм поворота, объединяющий в себе обе системы.

Рулевое управление состоит из рулевого механизма, рулевого привода и усилителя рулевого управления (может отсутствовать). Рулевое управление должно обеспечивать высокую управляемость и устойчивость движения машины, оптимальные усилия водителя при управлении машиной, предотвращение передачи на рулевое колесо толчков от дороги, эффективность стабилизации управляемых колес, надежность и безопасность конструкции.

Схема рулевого управления автомобиля показана на рис. 2.113. При вращении рулевого колеса 1 поворачивается вал 2, приводя в движение рулевой механизм (червяк 3 и сектор 4), который обеспечивает качательное движение сошки 5. Сошка, перемещаясь, с помощью продольной тяги 6 и рычага 7 поворачивает левый кулак 8, соединенный шарнирно с балкой 11. Левый кулак через рычаги 9 и 12 и поперечную тягу 10 поворачивает на соответствующий угол правый кулак. На цапфах 13 поворотных кулаков устанавливаются управляемые колеса.

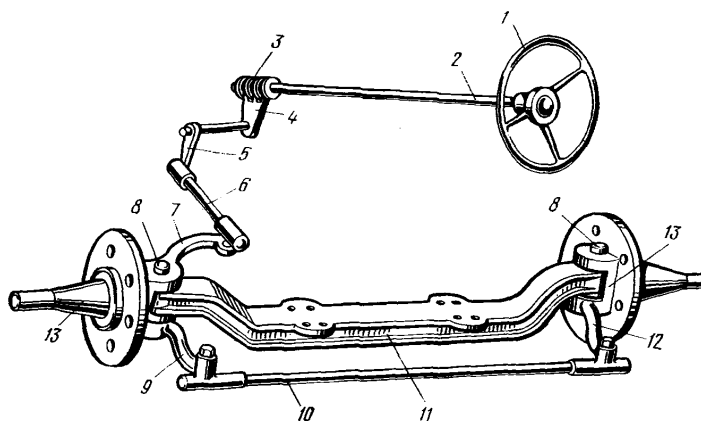


Рис. 2.113. Схема рулевого управления с механическим приводом

Рулевой механизм представляет собой понижающую передачу ($i=16\div 24$), преобразующую вращение вала рулевого колеса во вращение вала сошки. Механизм увеличивает приложенное к рулевому колесу усилие водителя. Рулевые механизмы различают по типу передачи на червячные, винтовые и комбинированные. Наибольшее распространение на грузовых автомобилях и колесных тракторах получили червячные рулевые механизмы типа червяк–ролик и комбинированные (двухступенчатые) рулевые механизмы, в которых передача усилий происходит по схеме винт – гайка – сектор.

Рулевой механизм типа червяк – ролик обеспечивает наименьшие потери на трение, благодаря чему для управления машиной требуется небольшое усилие водителя и снижается износ деталей.

Такой рулевой механизм применяется на легковых автомобилях и на грузовых автомобилях средней грузоподъемности. На автомобилях большой грузоподъемности, где рулевой механизм имеет большое передаточное число, для облегчения управления применяют передачу червяк – сектор или две рабочие пары типа винт – гайка и рейка – сектор.

В рулевой механизм типа червяк – ролик (рис. 2.114) входят червяк 1 и трехгребневый ролик 5, находящиеся в зацеплении.

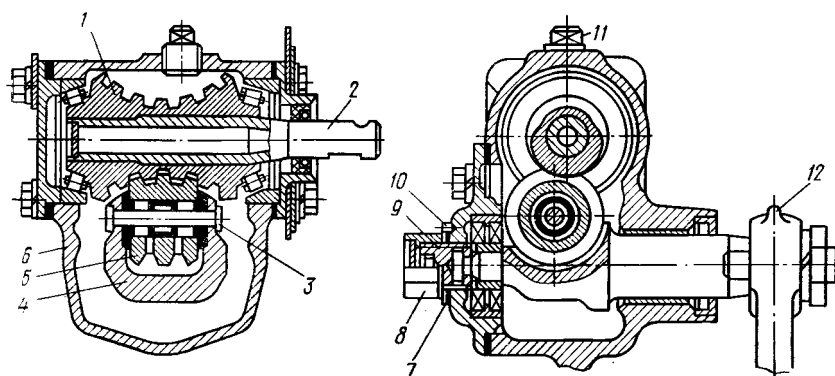


Рис. 2.114. Рулевой механизм типа червяк – ролик

Червяк установлен на конце вала 2 руля и размещен в картере 6 на двух конических роликоподшипниках. Ролик вращается на оси 3 в двух игольчатых подшипниках. Ось ролика запрессована в головке вала 4 рулевой сошки 12. Опорами вала рулевой сошки служат роликовый подшипник и бронзовая втулка. Рулевая сошка насажена на шлицы вала 4 и закреплена гайкой. Конец вала рулевой сошки уплотнен сальником. Затяжка подшипников рулевого вала регулируется прокладками. При вращении рулевого колеса вращаются вал 2, червяк 1, а также ролик 5, который одновременно перемещается по окружности, поворачивая вал 4 рулевой сошки. Толщина витков червяка неодинакова – крайние витки тоньше, так как средние витки изнашиваются больше, поэтому при повороте колес зазор в зацеплении червяка с роликом увеличивается. Этот зазор ограничен по величине и определяется углом свободного поворота (люфта) рулевого колеса. Для регулировки зазора в боковую крышку картера 6 ввернут регулировочный винт 9, фиксирующийся стопорной шайбой 7, которая закреплена штифтом 10. Снаружи винт закрыт колпачковой гайкой 8. Картер механизма заполняется маслом через отверстие, закрываемое пробкой 11.

Рулевой привод предназначен для передачи усилия от рулевого механизма

к управляемым колесам. Наиболее распространены механические рулевые приводы ввиду их относительной простоты, в особенности для машин с одним управляемым мостом. Конструкция рулевого привода зависит от типа передней подвески. При зависимой подвеске управляемых колес поперечная рулевая тяга обычно неразрезная (рис. 2.115, а), при независимой подвеске поперечная рулевая тяга делается разрезной (рис. 2.115, б). Это необходимо для того, чтобы рулевой привод не ограничивал перемещения каждого из колес, подвешенных независимо одно от другого.

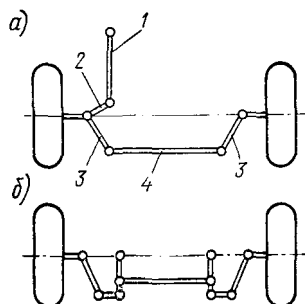


Рис. 2.115. Схемы рулевых трапеций:

а – при зависимой подвеске управляемых колес; б – при независимой подвеске управляемых колес; 1 – продольная тяга; 2 – поворотный рычаг; 3 – рычаги трапеции; 4 – поперечная тяга

Тяги рулевых приводов обычно изготавливают из бесшовных стальных труб, что уменьшает массу и повышает жесткость тяг. Шарниры рулевых приводов, обычно шарового типа, служат для беззазорного соединения тяг и рычагов. Рассмотрим шарнирное соединение рулевых тяг автомобиля ЗИЛ-130. Продольная тяга 11 (рис. 2.116, а) имеет утолщения 9 и 12 на концах. В утолщениях размещены пальцы 2 шарниров, которые крепятся в отверстиях рычага 13 или сошки гайкой 1. Пальцы имеют шаровые головки, охватываемые сухарями 5 со сферическими выемками. Один из сухарей опирается на пружину 6 с ограничителем 7. Пружина не допускает образования зазоров при износе деталей и смягчает толчки, передаваемые на рулевой механизм от колес. Ограничитель предохраняет пружину от чрезмерного сжатия, а при ее поломках не позволяет пальцу выйти из соединения с тягой. Зазор в сочленениях устраняется с помощью регулировочных пробок 4 и 10, которые шплинтуются. Смазка шарниров производится через масленки 8 и 18. От вытекания смазки шарниры защищены сальниками 3.

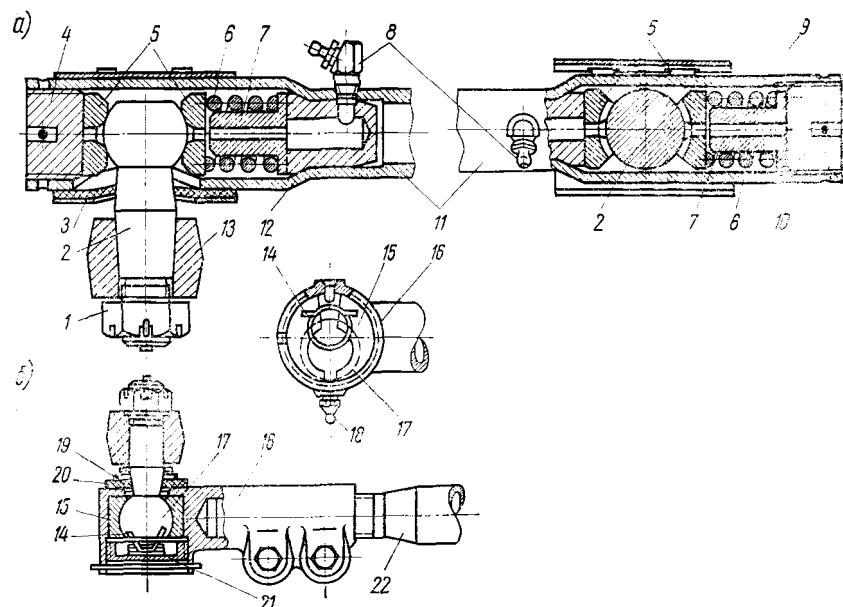


Рис. 2.116. Шарнирные соединения рулевых тяг:
 а – продольная рулевая тяга; б – шаровые шарниры поперечной рулевой тяги

Поперечная рулевая тяга (рис. 2.116, б) представляет собой трубу 22, на концах которой имеется резьба для навинчивания наконечников 16 шаровых шарниров. Резьба на концах тяги имеет различное направление для регулировки длины тяги. Шаровые пальцы 17 поворотных кулаков жестко закрепляют в рычагах поворотных цапф между сухарями 15. Пружина 14 прижимает палец шаровой поверхностью к сухарю, чем устраняется зазор в шарнире при износе. В гнезде пружина удерживается пробкой 21. С противоположной стороны отверстие закрыто сальником 20, поджимаемым пружиной 19. Таким образом, основное отличие шарниров поперечной тяги от шарниров продольной тяги состоит в том, что в первых нет пружин, через которые непосредственно передаются усилия в рулевом приводе. Благодаря отсутствию пружин в шарнирах поперечной тяги предотвращается возникновение поперечных колебаний колес.

При управлении грузовыми автомобилями большой и средней грузоподъемности и колесными тракторами к рулевому колесу необходимо прикладывать значительные усилия, достигающие 0,4 кН. Для облегчения управления машинами в этом случае рулевое управление оборудуется усилителем. Кроме того, применение усилителей привода повышает безопасность движения, так как позволяет сохранить управляемость машиной при внезапном и резком уменьшении давления воздуха в одной из шин управляемых колес, предотвратить передачу толчков на рулевое управление при движении машины по неровной дороге. У колесных тракторов применение усилителей рулевого управления позволяет уменьшить время поворота.

По виду используемой энергии усилители могут быть гидравлическими, пневматическими, электрическими и смешанного типа. Наибольшее распространение получили гидроусилители, как имеющие явные преимущества по сравнению с остальными. В зависимости от взаимного расположения элементов усилитель рулевого управления может выполняться объединено с

рулевым механизмом (ЗИЛ-130, -131) или отдельно от него (БелАЗ-540, КрАЗ-255, МАЗ-500). Достоинствами первой компоновочной схемы являются компактность, небольшая длина трубопроводов и, как следствие, высокое быстродействие. Недостаток такой схемы – нагружение всех элементов рулевого привода и частично рулевого механизма, а также значительные размеры агрегата гидроусилителя, что затрудняет его компоновку. При применении второй компоновочной схемы можно использовать обычный рулевой механизм и трубопроводы небольшой длины. Недостаток схемы – большая масса гидроусилителя и определенное местоположение цилиндра, так как скомпонованный с ним распределитель должен быть связан с сошкой.

Отраслевой стандарт, учитывая особенности компоновочных схем гидроусилителей, рекомендует первую схему для машин, у которых масса, приходящаяся на управляемые колеса, составляет 2,5–4 т; вторую – при массе 4–6 т. Питание гидроусилителей может быть независимым (автомобили и тракторы) или от общей гидросистемы (тракторы).

Устройство и схема работы рулевого механизма со встроенным гидроусилителем показаны на рис. 2.117. Этот рулевой механизм – комбинированный, усилия передаются по схеме винт – гайка и рейка – сектор. Рулевой вал, установленный в шариковых подшипниках 15, имеет на конце винт 12. На винте закреплена шариковая гайка 14, входящая в поршень-рейку 10. Поршень-рейка, которая одновременно является поршнем гидравлического усилителя и рейкой рулевого механизма, находится в зацеплении с зубчатым сектором 23, выполненным заодно с валом сошки 24. При повороте рулевого вала поршень-рейка перемещается внутри картера рулевого механизма 11. Осевое перемещение поршня-рейки, имеющей на наружной поверхности зубья, вызывает поворот вала сошки, а, следовательно, и управляемых колес. Для уменьшения трения в паре винт – гайка вместо обычной резьбы выполнены полукруглые винтовые канавки, в которые заложены шарики 13.

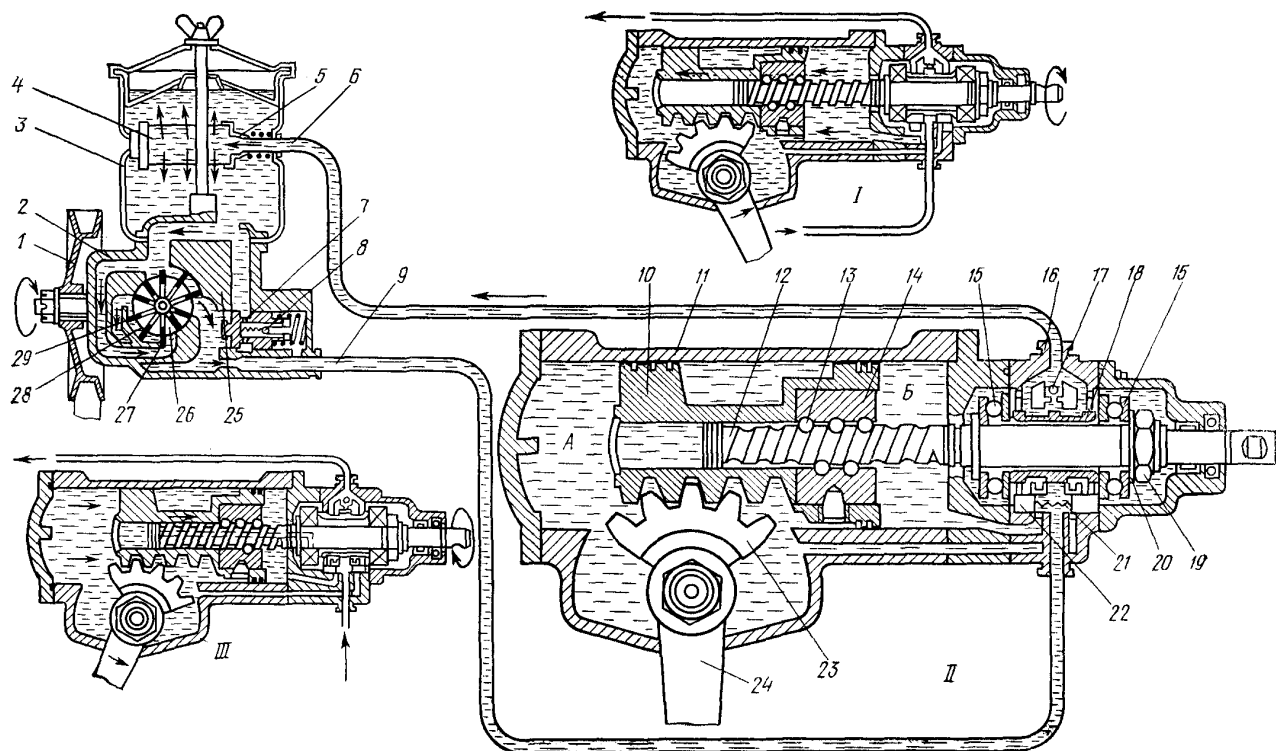


Рис. 2.117. Рулевой механизм со встроенным гидроусилителем:
 I – поворот направо; II – нейтральное положение; III – поворот налево

Картер рулевого механизма является одновременно цилиндром гидроусилителя. В гидросистему усилителя входят также лопастной насос 2, приводимый в действие через шкив 1 от вала двигателя, бачок 3, фильтр 4 с клапаном 5, предохранительный 8 и обратный 17 клапаны, клапан управления 16 и шланги высокого и низкого давления.

Лопастной насос состоит из статора 25 и ротора 26 с лопатками 29. Клапан управления состоит из корпуса, в котором размещен золотник 18, закрепленный на валу винта. Золотник с валом фиксируется в среднем (нейтральном) положении шестью пружинами 21 с двумя реактивными плунжерами 22 каждая. Длина золотника больше длины отверстия для него в корпусе клапана управления, поэтому золотник и винт могут перемещаться в осевом направлении на 1 мм в каждую сторону от среднего положения. Золотник помещен между двумя упорными подшипниками 15, стянутыми гайкой 19 с подложенной под нее пружинной шайбой 20. При работе насоса жидкость из полости всасывания 27 подается в полость нагнетания 28 и далее в трубопровод 9 высокого давления. Часть жидкости через перепускной клапан 7 постоянно отводится в бачок 3.

Гидроусилитель работает следующим образом. При прямолинейном движении машины (см. рис. 2.117, схема II) золотник 18 расположен в нейтральном положении, масло свободно перекачивается насосом в бачок, поскольку нагнетательная 9 и сливная 6 линии соединены между собой. При повороте машины вправо (схема I) или влево (схема III) – в случае повышенного сопротивления повороту управляемых колес – на винте возникает реактивное осевое усилие, сдвигающее винт. Вместе с винтом сдвигается золотник, преодолевая при этом усилие пружин, действующих на реактивные плунжеры. Это усилие передается на рулевое колесо. При этом одна из внутренних полостей цилиндра отключается, а в другую увеличивается подача масла. Давление масла

в этой полости возрастает, и поршень-рейка, перемещаясь, поворачивает зубчатый сектор и вал рулевой сошки и через рулевой привод – колеса машины. При прекращении поворота золотник под действием реактивных плунжеров возвращается в нейтральное положение, и действие гидроусилителя прекращается. Таким образом, при наличии гидроусилителя водитель затрачивает усилие во время поворота машины только на его включение, которое и обеспечивает, в основном, поворот колес.

Гидравлическое (гидродинамическое) рулевое управление применяется на четырехколесных тракторах большой мощности с сочлененной рамой (Т-150К, К-701), где направление движения изменяется путем «излома» полурам трактора относительно вертикального шарнира, соединяющего эти полурамы. Рулевое управление состоит из гидроцилиндров поворота 10 (рис. 12.118), соединяющих полурамы 11 трактора, коробки запорных клапанов 13, золотникового распределителя 1, рулевой колонки 7, шестеренчатого масляного насоса 5, бака для масла 6, регулятора расхода масла 3, тяги обратной связи 9, предохранительного клапана 2.

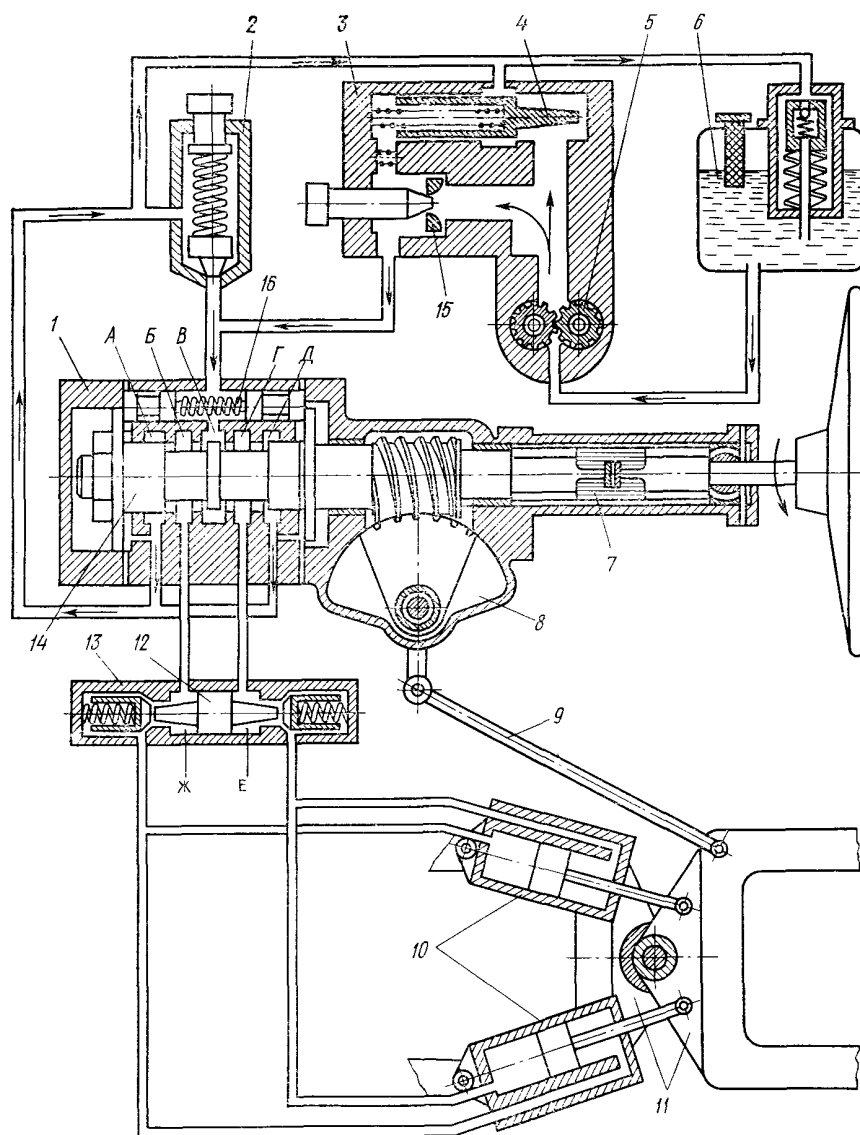


Рис. 2.118. Схема гидравлического рулевого управления трактором

Рулевое управление такой конструкции действует следующим образом. При

прямолинейном движении трактора, когда рулевое колесо неподвижно, насос 5 нагнетает масло в регулятор 3. Основной поток масла проходит через дроссельное отверстие 15 к распределителю 1, а избыток масла, отжимая плунжер 4, сливается в бак 6. Золотник 14 при этом занимает такое положение, при котором масло из полости В свободно проходит в полость Д и затем поступает в бак 6. В это время оба клапана в коробке 13 запирают полости гидроцилиндров 10, препятствуя самопроизвольному повороту трактора. При повороте трактора влево золотник 14 смещается червяком влево, полость Д перекрывается и масло из полости В направляется в полость Г и далее – в полость Е коробки запорных клапанов 13. Под давлением масла в полости Е открывается правый клапан для подачи масла в гидроцилиндры. Одновременно толкатель 12 перемещается влево и открывает проход масла по левому каналу. После этого масло начинает поступать в рабочие полости гидроцилиндров 10 и одновременно сливаться из противоположных полостей цилиндров в полость Ж коробки запорных клапанов и далее через полости Б и А распределителя – в масляный бак. Под давлением масла в гидросистеме поршни со штоками перемещаются в разные стороны, поворачивая полурамы трактора относительно друг друга в сторону левого поворота; сектор 8 через следящее устройство 9 поворачивается в сторону, противоположную смещению золотника 14. Усилиям пружин 16 центрирующего устройства золотник возвращается в нейтральное положение, и поворот трактора прекращается. Чтобы продолжить поворот, следует продолжить поворот рулевого колеса.

При повороте трактора вправо рулевое колесо вращается вправо и золотник смещается вправо. При этом масло подается в противоположные полости гидроцилиндров и трактор движется направо.

Управление гусеничными тракторами

Направление движения гусеничных тракторов изменяется замедлением скорости вращения внутренней по отношению к центру поворота (отстающей) гусеницы. Скорость движения другой (забегающей) гусеницы при этом сохраняется неизменной. Управляют движением гусеничных тракторов с помощью рулевых муфт, планетарных механизмов, а также коробок передач с гидравлическим выключением и двумя ведомыми валами. Рулевые муфты представляют собой многодисковые сухие постоянно замкнутые сцепления, передающие крутящий момент от центральной передачи на конечную. Муфты расположены на концах ведущего вала заднего моста.

Рассмотрим такой способ управления движением в гусеничных машинах. В подшипниках 5 (рис. 2.119) заднего моста вращается вал 7, на котором жестко закреплена ведомая шестерня главной передачи, получающая вращение от ведущей шестерни 6. На концах вала 7 закреплены ведущие барабаны 8 рулевых муфт. На барабаны надеты ведущие диски 2, входящие с ними в зацепление, а между ними заложены ведомые диски 3 с зубьями по наружной окружности. Этими зубьями ведомые диски входят в зацепление с ведомыми барабанами 10, надетыми на ведущие барабаны 8. Ведущие и ведомые диски зажаты между нажимным диском 14 и фланцем ведущих барабанов пружинами 11. На ведомых барабанах расположены ленточные тормозы 9. При прямолинейном движении машины пружины 11 прижимают диски 2 и 3 друг к другу, и муфта, находясь в замкнутом состоянии, передает крутящий момент от главной передачи на вал 1

ведущей шестерни конечной передачи.

Для плавного поворота машины водитель выключает соответствующую муфту с помощью рычага 4. При этом нажимной диск 14 отводится к центру трактора, сжимая пружины 11 и тем самым разъединяя диски. Вторая рулевая муфта в это время остается замкнутой, и машина плавно поворачивается вокруг отключенной гусеницы. Для более крутого поворота отключенную гусеницу необходимо затормозить, для чего используют ленточный тормоз 9, затягивая его вокруг ведомого барабана.

Для выключения рулевых муфт требуется усилие 0,12–0,15 кН, для снижения усилия выключения в кинематическую цепь между тягой 13 и рычагом 4 вводят гидроусилитель 12.

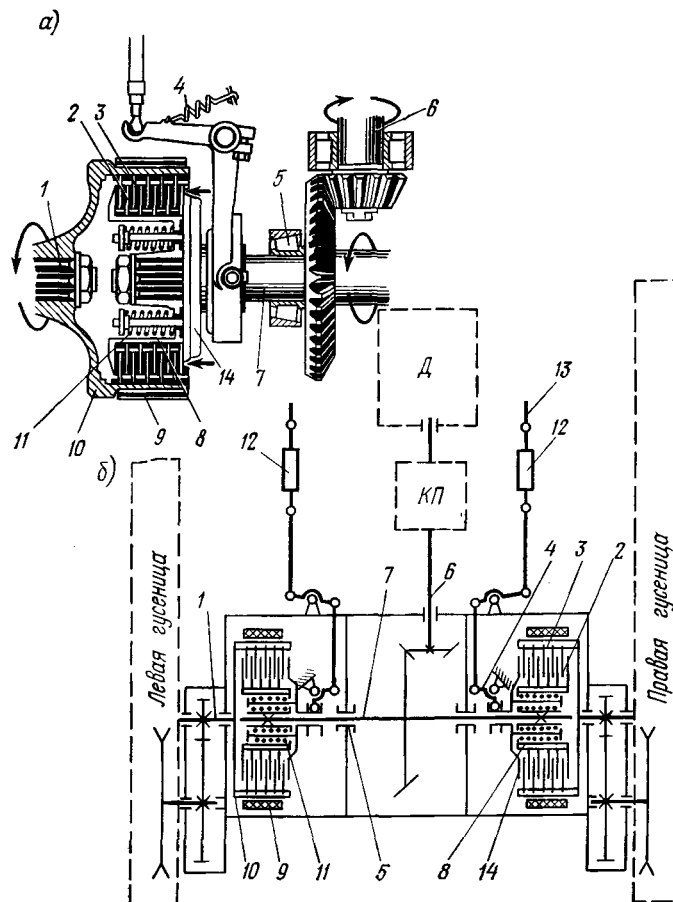


Рис. 2.119. Схема управления движением гусеничной машины с помощью рулевых муфт: а – устройство; б – общая схема передач движения; Д – двигатель; КП – коробка передач

Планетарные механизмы поворота гусеничных машин более компактны и износоустойчивы. При их использовании прямолинейное движение машины более устойчиво, а расход мощности на поворот уменьшается. У гусеничных машин с таким механизмом управлением движением вращение от ведущей шестерни 9 (рис. 2.120) центральной передачи передается на ведомую шестерню 6, в ступице которой нарезаны зубья коронной шестерни 8. Внутри коронной шестерни располагаются два водила 10 (одно для передачи крутящего момента на правую гусеницу, другое – на левую). На каждом водиле установлены свободно вращающиеся на пальцах (осях) три цилиндрические шестерни-сателлита 11, входящие своими зубьями в зацепление с зубьями коронной

шестерни 8 и одновременно с зубьями солнечной шестерни 7. Солнечная шестерня 7 жестко соединена с тормозным шкивом 4, который с помощью пружины 3 обтягивает тормозная лента 12. Водило 10 жестко посажено на валу 5, на котором укреплены ведущая шестерня 1 конечной передачи и связанный с ней тормозной шкив 2.

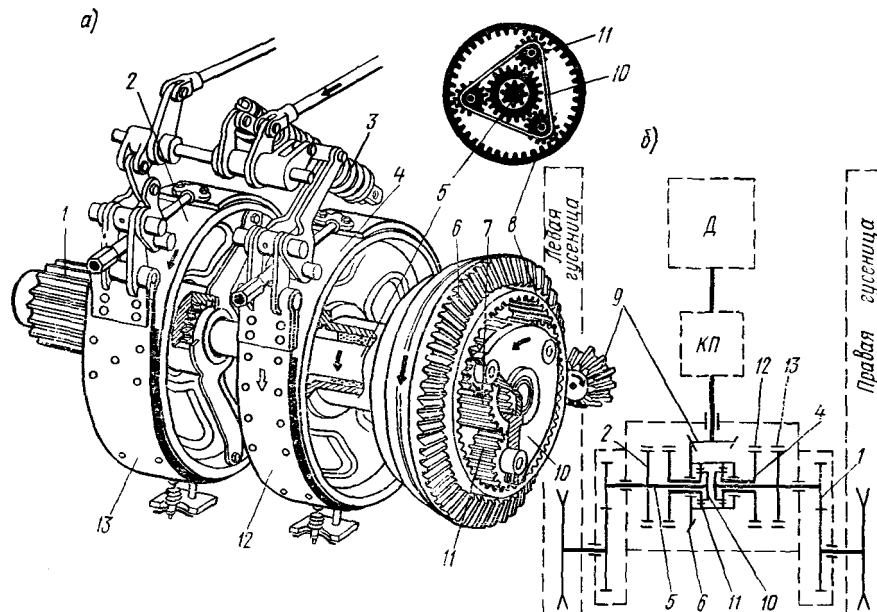


Рис. 2.120. Поворот гусеничного трактора с помощью планетарного механизма:
а – устройство; б – схема; Д – двигатель; КП – коробка передач

При движении трактора по прямой тормоза 13 отпущены, а тормоза 12 затянуты, при этом вращающаяся коронная шестерня 8 заставляет сателлиты 11 обкатываться вокруг солнечной шестерни 7 и через вал 5 передавать крутящий момент на ведущую шестерню 1 конечной передачи. Для поворота машины необходимо разомкнуть один из тормозов 12, а также включить остановочный тормоз. При этом крутящий момент будет передаваться полностью на неотключенную гусеницу, и машина начнет поворот в сторону отключенной гусеницы.

Поворот гусеничной машины с использованием коробки передач (рис. 2.121) осуществляется установкой различной скорости движения правой и левой гусениц. Радиус поворота машины изменяется включением различных передач на отдельных гусеницах. Чем выше разница скоростей движения гусениц, тем меньше радиус поворота машины.

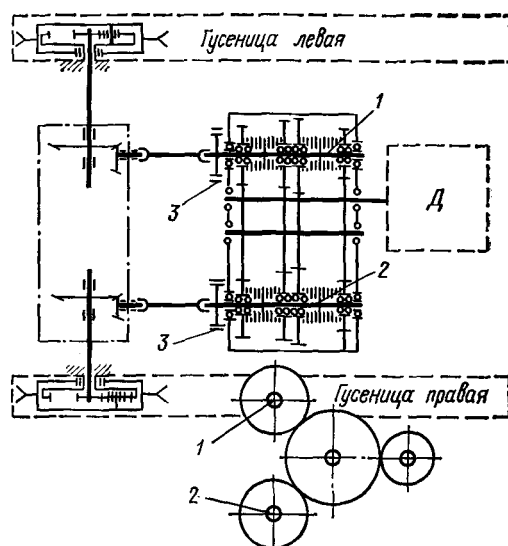


Рис. 2.121. Схема поворота гусеничной машины с использованием коробки передач:
 1 и 2 – ведомые валы коробки передач; 3 – ленточный тормоз; Д – двигатель

Назначение и классификация тормозных систем автомобилей и тракторов

Тормозная система предназначена для снижения скорости и быстрой остановки машины, а также для удержания ее на месте при стоянке. У гусеничных машин тормозная система обеспечивает также крутой поворот. Наличие надежных тормозных систем позволяет увеличить среднюю скорость движения, а, следовательно, и эффективность использования машин.

Колесные машины (автомобили, колесные тракторы-тягачи) оборудованы двумя тормозными системами – рабочей и стояночной. Рабочая обеспечивает снижение скорости машины и ее остановку, стояночная – удержание остановленной машины на месте неограниченное время. Некоторые машины большой грузоподъемности (МАЗ, КамАЗ, КрАЗ), эксплуатирующиеся в горной местности оборудуются независимой вспомогательной тормозной системой, ограничивающей скорость движения на длительных спусках.

Тормозная система состоит из тормозных механизмов (тормозов) и тормозного привода. Тормозные механизмы препятствуют вращению движителя машины, вследствие чего между ним и дорогой возникает тормозная сила. Они могут быть установлены непосредственно у движителя (колесные тормоза) или на вращающихся частях трансмиссии (трансмиссионные, центральные тормоза). Тормозной привод предназначен для управления тормозными механизмами и может быть механическим, гидравлическим и пневматическим.

Тормозные механизмы

Тормозным механизмом называется устройство, предназначенное для непосредственного торможения вращающегося движителя машины (колеса, звездочки) или одного из валов трансмиссии. В рабочих тормозных системах тормозные механизмы обычно располагают непосредственно на движителе или вблизи его (например, на валах, соединенных с колесами или звездочками трактора). В стояночных тормозных системах тормозные механизмы установлены на одном из валов трансмиссии машины (обычно на вторичном валу коробки передач).

Наибольшее распространение в автомобилях и тракторах получили фрикционные тормозные механизмы. По форме невращающихся трущихся элементов тормозные механизмы классифицируются на колодочные, ленточные, дисковые и комбинированные; по форме вращающихся трущихся элементов – на барабанные и дисковые. Наибольшее распространение в автомобилях получили барабанные тормозные механизмы, в тракторах – ленточные. Все шире применяются дисковые тормозные механизмы.

Ленточный барабанный тормоз простого действия (рис. 2.122, а) состоит из тормозного барабана 5, укрепленного на валу 7 силовой передачи, и охватывающей его ленты 4 с фрикционной накладкой. Один конец ленты прикреплен к крышке картера 9 тягой 10 неподвижно, а другой – к двуплечному рычагу 3, соединенному тягой 2 с педалью управления 1. Провисание ленты ограничивается винтом 6. При воздействии на педаль 1 рычаг 3 затягивает ленту вокруг барабана, создавая тормозной момент. В результате барабан затормаживается. Ленточный тормоз такой конструкции дает интенсивное торможение при вращении барабана только в одну сторону (показано стрелкой).

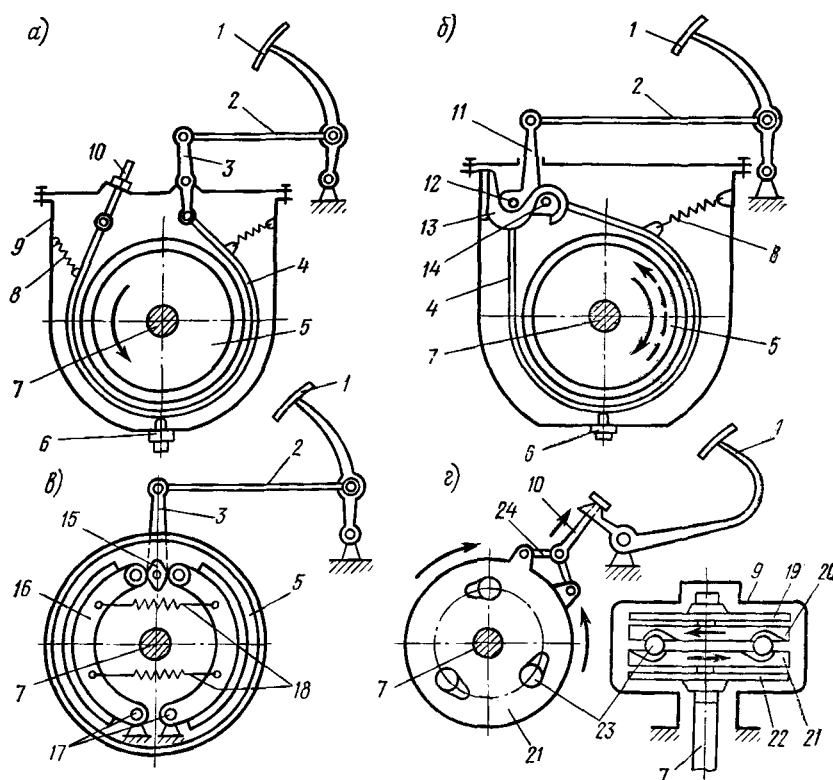


Рис. 2.122. Схемы тормозных механизмов

Плавающий ленточный тормоз (рис. 2.122, б) в отличие от предыдущего дает возможность эффективного торможения при вращении барабана в обе стороны. Это достигается тем, что оба конца тормозной ленты 4 подвижны и шарнирно соединены с тягами рычага 11, пальцы 12 и 14 которого помещены в вырезах неподвижного кронштейна 13. Длинное плечо рычага 11 связано тягой 2 с педалью 1 тормоза. Пружина 8 оттягивает ленту 4 от шкива 5 при отпущенной педали 1. В зависимости от направления вращения барабана при торможении один из пальцев 12 или 14 становится неподвижным, а второй, перемещаясь вместе с лентой, затягивает тормозной барабан 5.

Ленточные тормоза просты по конструкции, компактны, достаточно эффективны в работе. Недостаток их – недостаточная плавность торможения, сложность регулирующих устройств.

Колодочный барабанный тормоз (рис. 2.122, в) состоит из вращающегося вместе с колесом тормозного барабана 5 и неподвижного щита с установленными на нем тормозными колодками 16 с фрикционными накладками. При нажатии на педаль 1 колодки прижимаются к поверхности барабана 5 разжимным кулачком 15, который нажимает на верхние концы колодок 16 и поворачивает их вокруг шарниров 17. Если отпустить педаль 1, то пружины 18 растормаживают барабан 5. В автомобилях средней (ГАЗ-53А) и большой грузоподъемности в качестве разжимного устройства тормозных колодок может использоваться гидравлический тормозной цилиндр с поршнями. На мощных колесных тракторах (Т-150К, К-701) для создания необходимого тормозного момента на колесах машины имеется пневматический привод, с помощью которого происходит поворот разжимного кулака. Колодочные тормоза надежны и безотказны в работе, обеспечивают необходимую стабильность между тормозным моментом и приводным усилием, позволяют иметь компактный приводной механизм с большим передаточным числом. Они применяются в качестве колесного тормоза в автомобилях и колесных тракторах, а также в качестве трансмиссионного тормоза у автомобилей.

Дисковые тормоза широко применяются как колесные тормозные механизмы легковых автомобилей (ВАЗ, «Москвич»). Они имеют меньшие габариты, что облегчает их компоновку в колесе, малое время срабатывания тормозной системы, равномерный износ накладок, лучший теплоотвод от трущихся поверхностей и др. Дисковые тормоза применяются также в качестве тормозного механизма двигателя колесных тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82.

Схема такого тормоза показана на рис. 2.122, г. Два тормозных диска 19 и 22 с фрикционными накладками надеты на вал 7 конечной передачи. Между тормозными дисками расположены нажимные диски 20 и 21. Между тормозными и нажимными дисками в гнездах расположены шарики 23. При нажатии на педаль 1 усилие через тягу 10 и серьгу 24 передается на нажимные диски, которые, поворачиваясь в противоположные стороны, заклинивают шарики 23 и заставляют диски раздвинуться. Нажимные диски, воздействуя на тормозные диски, заставляют их прижиматься к неподвижному корпусу 3, затормаживая этим самым вал конечной передачи. При отпуске педали нажимные диски вновь возвращаются в первоначальное положение под действием пружины, растормаживая вал 7.

Привод тормозной системы

Механический привод тормозов представляет собой систему рычагов и тяг, соединенных между собой шарнирно и передающих усилие от педали рычага управления к тормозным механизмам. В колесных машинах механический привод управляется обычно рычагом, в гусеничных – ножной педалью.

Недостаточная жесткость элементов привода затрудняет синхронность работы тормозных механизмов отдельных колес и требуемое распределение приводных сил. Кроме того, большое число трущихся поверхностей в приводе значительно снижает его КПД (до 0,4-0,6), поэтому в настоящее время механический привод в рабочих тормозных системах не используется. Однако высокая надежность и неограниченность времени передачи усилия делает его единственным применяемым приводом для стояночной тормозной системы машины. Устройство такого привода для трансмиссионного тормоза барабанного типа показано на рис. 2.123. Чугунный тормозной барабан 2 закреплен на заднем конце вторичного вала 4 коробки передач. Внутри барабана расположены две колодки 1 с фрикционными накладками. Ось 3 колодок закреплена в опорном кронштейне тормоза. Колодки постоянно стягиваются двумя пружинами 5 и раздвигаются при торможении разжимным кулаком 6. Вал кулака установлен в опорном кронштейне. Рычаг 7 вала кулака тягой 8 соединен с рычагом 9 ручного привода. Ручной рычаг 11 снабжен стопорной защелкой, перемещающейся по сектору 10 и управляемой от рукоятки 12, что позволяет закрепить рычаг в заторможенном состоянии. Регулируется ручной тормоз перестановкой кольца соединительной тяги 8 в отверстиях рычага 7 вала кулака или изменением длины тяги 8.

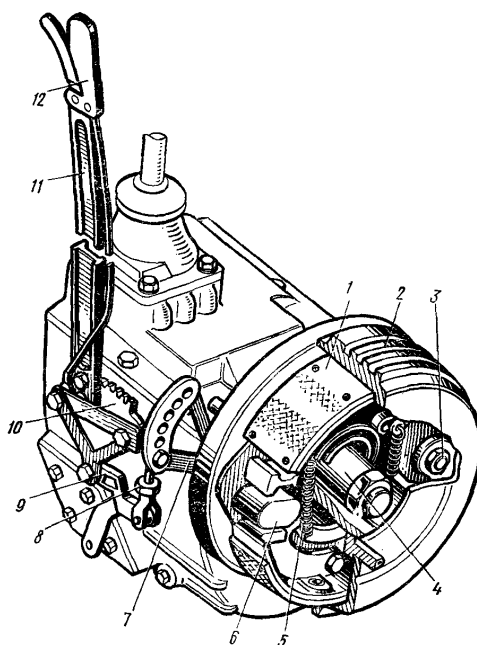


Рис. 2.123. Стояночный тормоз барабанного типа

Гидравлический привод. Действие гидравлического привода тормозной системы основано на свойстве несжимаемой жидкости передавать создаваемое в любой точке давление одинаково всем точкам замкнутого объема жидкости, т. е. основано на передаче усилия, действующего на педаль управления, через жидкость на тормозные механизмы.

Гидравлический привод тормозов (рис. 2.124) состоит из главного 7 и колесных 13 тормозных цилиндров, соединительных трубопроводов 5, 8 и 11 и педали управления 6. Главный тормозной цилиндр сообщается с резервуаром для тормозной жидкости, которая заполняет всю систему привода. Пружины 3 обеспечивают постоянный контакт упоров поршней 4 с тормозными колодками 12. Поршень 9 главного тормозного цилиндра через шток 10 связан с педалью управления, а поршни 4 колесных тормозных цилиндров с тормозными колодками 2 и 12 колес. При нажатии на педаль 6 поршень 10 вытесняет жидкость из главного цилиндра в трубопроводы и колесные цилиндры. Под давлением жидкости поршни 4 колесных цилиндров разводят тормозные колодки 2 и 12, прижимая их к тормозным барабанам и вызывая торможение колес. Чем выше усилие на педаль, тем большая сила передается от каждого поршня колесного тормоза на колодку тормозного механизма. При отпуске педали 6 давление жидкости в системе падает, и поршни 4 под действием возвратных пружин 1 возвращают колодки 2 и 12 в первоначальное положение. Жидкость перетекает обратно в цилиндр 7 и резервуар для тормозной жидкости.

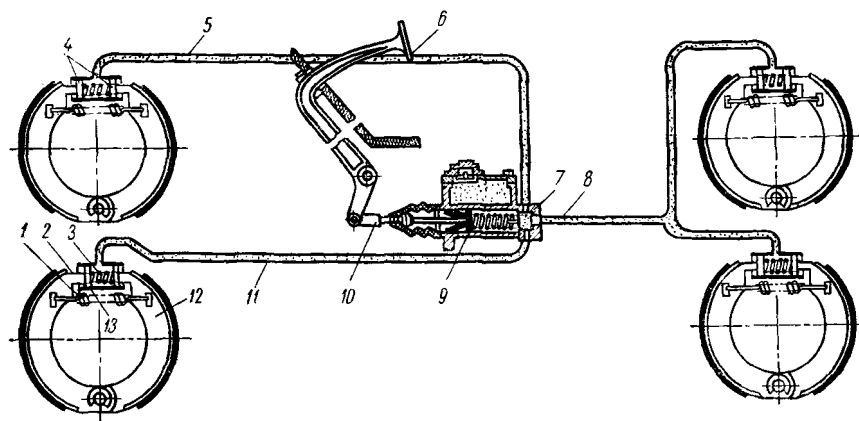


Рис. 2.124. Схема одноконтурного гидравлического тормозного привода

Достоинствами гидравлического привода тормозов являются простота конструкции, малая масса, возможность требуемого распределения тормозных усилий между мостами (колесами) за счет размеров поршней колесных цилиндров, высокий КПД (0,8-0,9), удобство компоновки деталей привода. Гидравлический привод обеспечивает одновременность включения тормозов на всех колесах, плавность торможения машины. Недостатками гидравлического тормозного привода являются невозможность одноразового длительного торможения, выход из строя всей системы при нарушении герметичности одного из элементов, чувствительность к температурным условиям, ограничение максимальных приводных сил. Последний недостаток исключает применение такого привода на автомобилях с полной массой свыше 4–5 т.

Большая надежность тормозной системы может быть достигнута применением колесных тормозов с отдельным гидравлическим приводом – двумя параллельно действующими контурами, причем при выходе из строя одного контура второй обеспечивает работоспособность системы.

В тракторах тормозная система с гидравлическим приводом не применяется, но используется для прицепов, буксируемых трактором. При этом на тракторе устанавливается главный тормозной цилиндр с рычагом управления.

К колесным цилиндрам жидкость подается по резиновому шлангу.

Пневматический привод. В пневматическом приводе (рис. 2.125) тормозные механизмы приводятся в действие сжатым воздухом. При нажатии на педаль 12 воздух из баллонов 4 через тормозной кран 11 поступает в тормозные камеры 7 передних и задних колес и приводит в действие тормозные механизмы. Величина давления воздуха в тормозных камерах зависит от величины хода педали 12. При отпуске педали воздух выпускается в атмосферу из тормозных камер 7, в результате чего колеса машины растормаживаются.

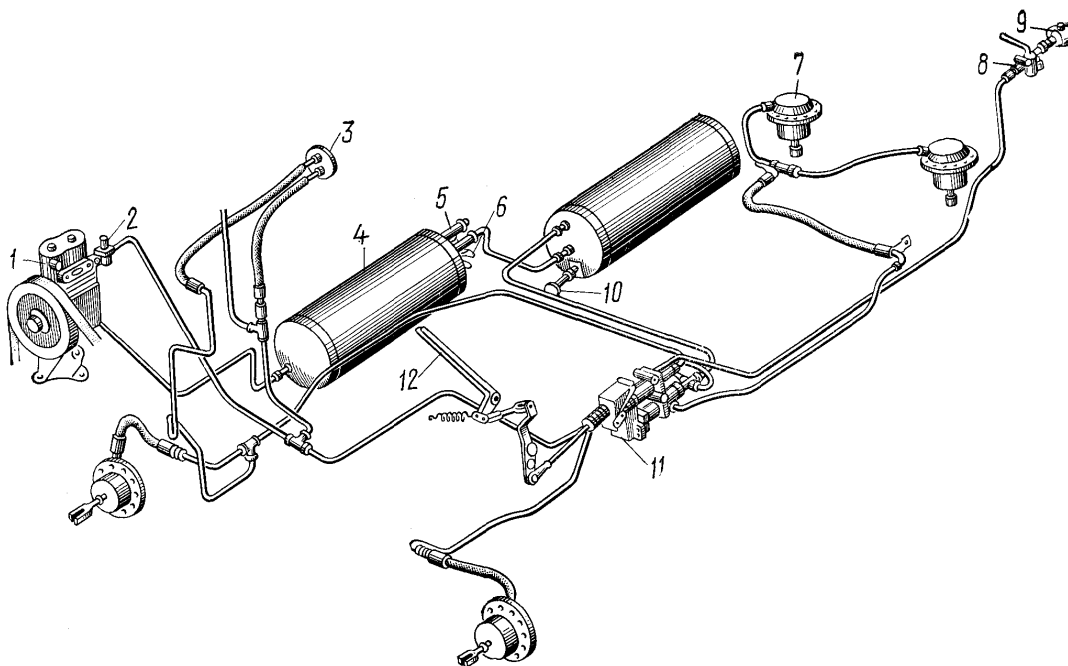


Рис. 2.125. Схема пневматического тормозного привода

Рассмотрим назначение отдельных элементов тормозной системы. Компрессор 1 – поршневого типа, приводится в действие от двигателя и нагнетает воздух в баллоны, обеспечивая им тормозную систему. Давление воздуха в баллонах контролируется манометром 3. Для предотвращения чрезмерного давления воздуха в системе установлен регулятор давления 2, который при достижении предельного значения давления отключает подачу воздуха и включает ее вновь после падения давления до минимального значения. При неисправности регулятора 2 система предохраняется от чрезмерного повышения давления клапаном 5. Кран 6 служит для отбора воздуха из баллона для накачивания шин и других целей, а кран 10 – для слива конденсата. Разобщительный кран 8 используется для отключения магистрали прицепа и устанавливается перед соединительной головкой 9, которая служит для соединения воздухопроводов между автомобилем и прицепом и между отдельными прицепами. Тормозной кран 11 предназначен для управления тормозами машины путем регулировки подачи сжатого воздуха из баллонов 4 в тормозные камеры. Кран должен обеспечивать постоянное тормозное усилие при неизменном положении педали управления 12 и быстрое растормаживание при прекращении воздействия на педаль.

На современных автомобилях и колесных тракторах, работающих с прицепами, устанавливают комбинированные тормозные краны, включающие

две параллельные системы управления: одну для управления тормозами машины, другую – тормозами прицепа. Колесная тормозная камера 7 является исполнительным механизмом тормозной системы.

На большинстве колесных машин установлены диафрагменные тормозные камеры, устройство которых показано на рис. 2.126. Диафрагма 2 из прорезиненной ткани зажата между корпусом 1 и крышкой 4 тормозной камеры. Корпус крепится к кронштейну болтами 9. В диафрагму через прикрепленный к штоку 8 диск 3 упираются две возвратные пружины 6 и 7. Вал 16 разжимного кулака тормозных колодок рычагом 11 соединяется с вилкой 10, навинченной на конец штока 8. В теле рычага 11 установлен червяк 12, а на шлицах вала 16 закреплено червячное колесо 15. Это устройство служит для регулировки зазора между барабаном и фрикционными накладками по мере их износа. При торможении сжатый воздух проходит по шлангу 5 в тормозную камеру. Под его действием диафрагма 2, шток 8 и вилка 10 поворачивают рычаг 11, а вместе с ним червяк 12, червячное колесо 15 и вал 16 с разжимным кулаком, прижимающим колодки к тормозному барабану. Шариковый фиксатор 13 удерживает вал червяка 14 от самопроизвольного поворачивания.

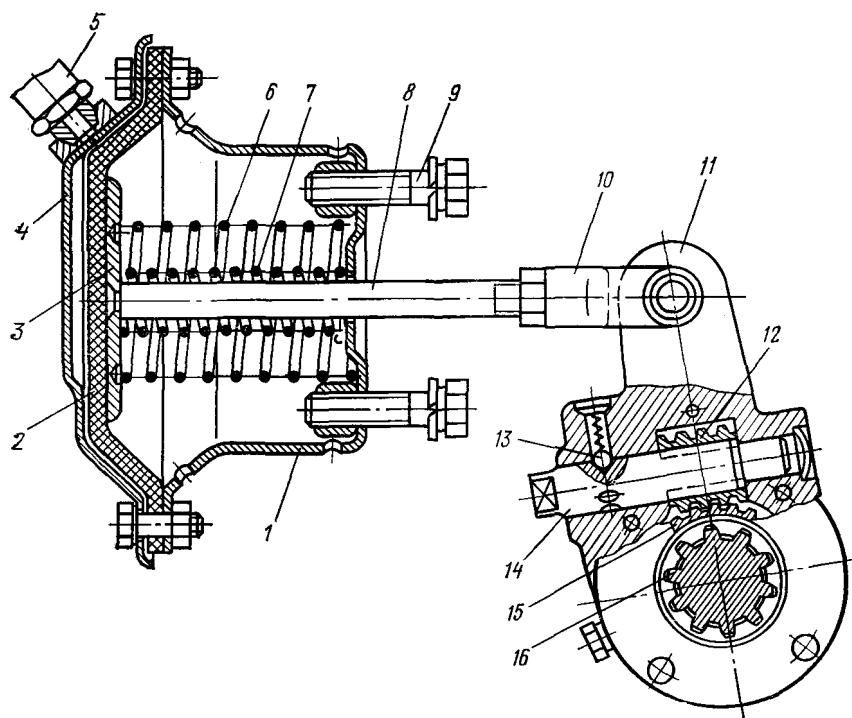


Рис. 2.126. Диафрагменная колесная тормозная камера

Поскольку на задние колеса приходится большая масса машины, чем на передние, то для увеличения тормозной силы на них тормозные камеры задних колес делают большего диаметра, чем камеры передних колес. На автомобилях большой грузоподъемности (семейство КрАЗ) применяются поршневые колесные тормозные камеры, которые более надежны и долговечны.

Основное достоинство пневматического привода тормозной системы – легкость управления торможением (усилие водителя необходимо лишь для приведения в действие устройства, впускающего в систему сжатый воздух). Пневматический привод позволяет также распределять тормозное усилие между колесами переднего и заднего мостов, управлять прицепами и автоматически

затормаживать их при отрыве от машины-тягача. Недостатки пневмопривода тормозной системы заключаются в его сложности, громоздкости и высокой стоимости, значительном времени его срабатывания, выходе из строя при местном повреждении. Устранение последнего недостатка достигается, как и при гидравлическом приводе созданием многоконтурных тормозных систем.

Примером служит тормозная система автомобилей КамАЗ, имеющая пять независимых контуров, схема которой показана на рис. 2.127. Компрессор 1 через регулятор давления 2 подает воздух по пяти отдельным контурам.

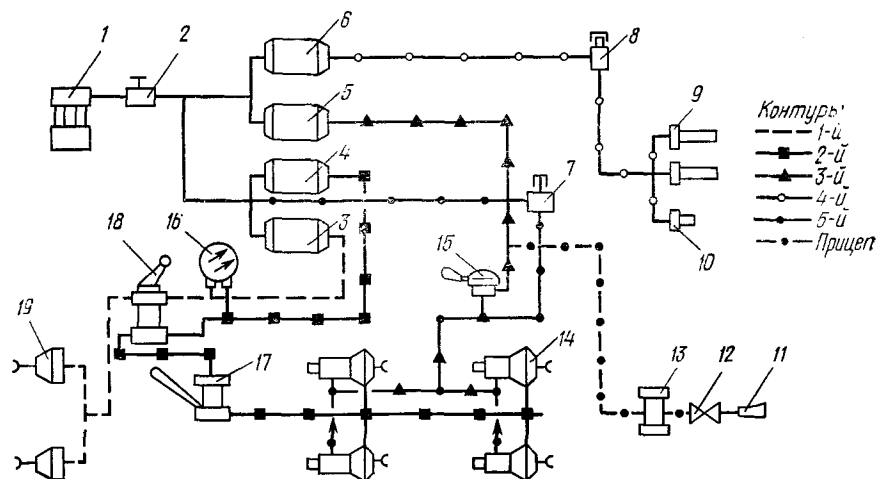


Рис. 2.127. Схема многоконтурного пневматического тормозного привода

В первый контур привода переднего рабочего тормоза входят баллон 3, верхняя секция двухсекционного тормозного крана 18, связанного с педалью управления, и тормозные камеры 19 передних колес. Второй контур привода рабочего тормоза задней тележки состоит из баллона 4, нижней секции тормозного крана 18, автоматического регулятора 17 тормозных сил и тормозных камер 14 с пружинными энергоаккумуляторами. Давление в первом и втором контурах контролируют по двухстрелочному манометру 16, расположенному на щитке приборов. Третий контур привода стояночного и запасного тормозов состоит из баллона 5, тормозного крана 15 и тормозных камер 14 с пружинными гидроаккумуляторами. Из этого же контура через разобщительный кран 12, соединительную головку 11 и клапан 13 управления тормозами прицепа получает питание пневматический привод тормозов прицепа. В четвертый контур управления вспомогательным моторным тормозом (включается на длительных спусках) входят баллон 6, пневматический ножной кран включения 8, цилиндры 9 пневматического привода вспомогательного тормоза и цилиндр 10 пневматического выключения подачи топлива. Пятый контур аварийного растормаживания имеет кран 7 аварийного растормаживания с кнопочным управлением и корпус пружинного энергоаккумулятора тормозных камер 14.

Стремление устранить недостатки, свойственные гидравлическому и пневматическому приводам, привело к созданию комбинированных приводов, в том числе и пневмогидравлического. В качестве примера на рис. 2.128 показана схема пневмогидравлического привода автомобиля «Урал-375». Гидравлическая часть привода состоит из колесных 8 и 11 тормозных цилиндров, приводящих в

действие колодки 9, 10 и 12 колесных тормозов переднего, среднего и заднего мостов автомобиля. Колесные тормозные цилиндры переднего и среднего мостов соединены трубопроводами с главным тормозным цилиндром 5, а заднего моста – с цилиндром 7, т. е. в автомобиле привод тормозов раздельный. Пневматическая часть привода включает в себя комбинированный тормозной кран 1 и два пневмоцилиндра 4 и 6, соединенных с нижней секцией крана воздухопроводом 3. Верхняя секция крана служит для управления тормозами прицепа через трубопровод 2. Сжатый воздух в систему поступает от компрессора через баллоны. При нажатии на педаль сжатый воздух через кран 1 поступает в пневмоцилиндры 4 и 6. В каждом цилиндре воздух поступает в две полости и его давление воспринимается поршнями главных тормозных цилиндров 5 и 7.

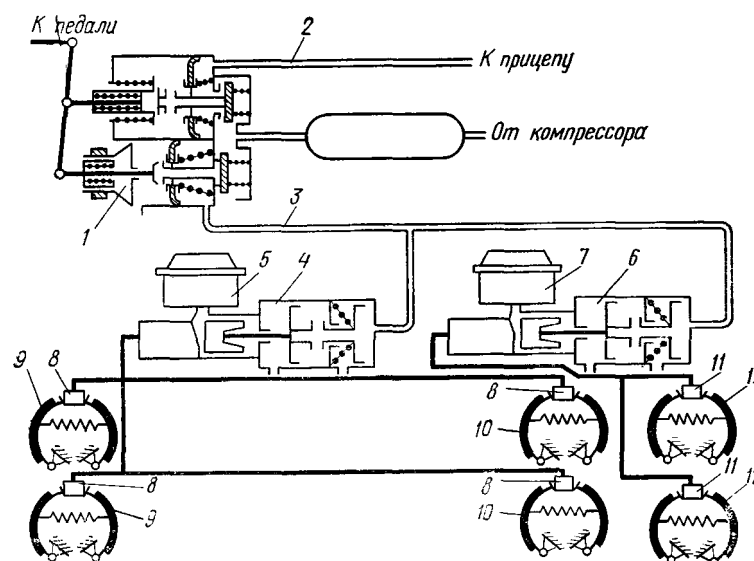


Рис. 2.128. Схема пневмогидравлического тормозного привода

Вытесняемая из главного цилиндра жидкость воздействует на поршни колесных 8 и 11 тормозных цилиндров, которые разводят тормозные колодки 9, 10 и 12, обеспечивая замедление движения колес. При этом пневматическая часть привода – командная – обуславливает легкость управления тормозной системой, а гидравлическая – исполнительная – синхронность торможения всех колес автомобиля и малое время срабатывания. Следовательно, комбинированный привод обладает достоинствами, свойственными гидравлической и пневматической тормозным системам, и устраняет свойственные этим системам недостатки.

Раздел III. Общие сведения о земляных работах и машинах для земляных работ

Тема 3.1. Общие сведения о грунтах, земляных работах и сооружениях Общие сведения о грунтах

Грунты - горные породы, образующие поверхностные слои земли. В строительстве они служат основанием или материалом для сооружений.

Грунты делятся по происхождению, состоянию и механической прочности на пять классов: скальные, полускальные, крупнообломочные, песчаные и

глинистые.

К скальным грунтам относятся водоустойчивые и практически несжимаемые горные породы с пределом прочности при сжатии не менее 5 МПа (например, граниты, песчаники, известняки).

Полускальные грунты – цементированные горные породы с пределом прочности при сжатии до 5 МПа, способные к уплотнению (мергели, окаменевшие глины, гипс и др.).

Крупнообломочные грунты состоят из нецементированных кусков пород, образующих грунты первых двух классов.

Песчаные грунты образованы нецементированными частицами (зернами, песчинками) горных пород размером 0,05–2 мм, представляющими собой естественно разрушившиеся скальные грунты или минерализовавшиеся, но неокаменевшие осадки.

Глинистые грунты также являются продуктом естественного разрушения и преобразования первичных горных пород, образующих скальные и полускальные грунты, но с преобладающим размером частиц менее 0,005 мм.

Основным объектом разработки в строительстве являются песчаные, глинистые, крупнообломочные и полускальные грунты, покрывающие большую часть земной суши. Поэтому машины для земляных работ рассчитывают обычно на преодоление сопротивлений разработке этих грунтов. Скальные грунты для разработки предварительно разрушают и рыхлят, используя для этого главным образом взрывной способ.

Основные физико-механические свойства грунтов

По физико-механическим свойствам грунты различают в зависимости от признаков петрографии (минеральный состав, структура и текстура грунтов), физического состояния (гранулометрический состав, пористость, влажность, температура, теплопроводность, разрыхляемость и уплотняемость), содержащейся в них воды (пластичность, размокаемость, набухаемость, водопроницаемость, липкость) и механических свойств (сцепление, сопротивление сжатию, растяжению, сдвигу, резанию, копанию, внешнему и внутреннему трению, абразивность, несущая способность).

Гранулометрический состав – один из основных признаков физического состояния грунтов. Грунтовые частицы крупностью меньше 0,005 мм называют глинистыми, частицы размером от 0,005 до 0,05 мм – пылеватыми, от 0,05 до 2 мм – песчаными, от 2 до 20 мм – гравием, от 20 до 200 мм – галькой или щебнем и более 200 мм – валунами или камнем. Глинами называют грунты, содержащие более 30% глинистых частиц, суглинками – от 10 до 30% глинистых частиц, супесью – от 3 до 10%, песком – с содержанием глинистых частиц менее 3%.

Также грунты связывают с их происхождением, структурой и текстурой:

Сланцевая глина – сильно уплотненная порода черного или темносерого цвета, характеризующаяся способностью распадаться на тонкие плитки.

Лесс – пористый грунт с преобладанием пылеватых частиц (до 70%) серого цвета с примесью известковых частиц.

Мергель – полускальный грунт серо-зеленого, бурого или желтого цвета, состоящий из известняка и глины (содержание глинистых частиц от 25 до 60%).

Опока – твердая тонкопористая легкая порода серой или черной окраски, не размокающая в воде.

Морена – грунт ледникового происхождения, состоящий из глин или суглинков, включающих гравий, гальку и валуны различной крупности.

Пористость – свойство грунтов, заключающееся в неплотном прилегании друг к другу их частиц вследствие неправильности формы и неодинаковых размеров. Поры (промежутки между частицами) снижают механическую прочность и повышают деформативность грунтов (песчаные и обломочные грунты имеют сравнительно крупные поры, а глинистые – микроскопические).

Влажность это отношение массы воды (парообразная, твердая и др) в грунте к массе высушенного грунта.

Уплотняемость (сжимаемость) – свойство грунтов, заключающееся в способности изменять свое строение под влиянием внешних воздействий на более компактное за счет уменьшения пористости. Сжимаемость характеризуется компрессионной кривой (рис. 3.1), которая отражает суммарное изменение объема пор вследствие всех изменений в грунте под действием нагрузки.

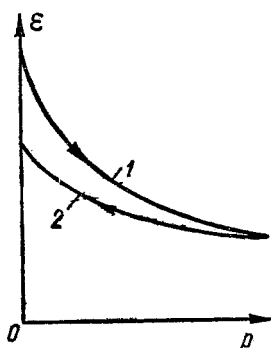


Рис. 3.1. Характерная для грунтов компрессионная кривая:
1 – для периода уплотнения; 2 – для периода разупрочнения

Разрыхляемость – свойство грунтов, заключающееся в превращении их при разработке из массива в кусковой или сыпучий материал с объемом пустот и пор значительно большим, чем до разработки.

Плотность грунтов зависит от плотности минералов, из которых состоят грунтовые частицы, а также их пористости и влажности. Плотность наиболее распространенных минералов, образующих грунты, составляет $(2...4)10^3$ кг/м³.

Абразивность – свойство грунтов подвергать износу детали рабочих органов, ходовое оборудование и др. вследствие наличия в грунте частиц большой твердости. В результате нарушаются проектные условия взаимодействия машины с грунтом, существенно увеличиваются сопротивление резанию и энергоемкость разработки, возрастают нагрузки на машину. Поэтому при создании и эксплуатации машин для земляных работ необходимо принимать во внимание абразивность грунтов: предусматривать износостойкие покрытия быстроизнашивающихся деталей, их съемность и заменяемость.

Липкость – свойство грунтов присоединяться к поверхностям деталей машин при положительной температуре, присущее главным образом глинистым грунтам и зависящее от их влажности (рис. 3.2). Сила прилипания грунтов к стали достигает $2,5$ Н/см², это значит силами прилипания может удерживаться грунт на поверхности рабочего органа толщиной до нескольких десятков сантиметров.

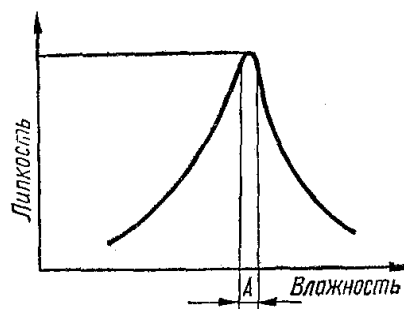


Рис. 3.2. Характер зависимости липкости грунта от влажности (А – интервал влажности грунта, при которой липкость наибольшая)

Примерзаемость – свойство грунтов присоединяться к поверхностям деталей и конструкций машин при температуре замерзания. Процесс примерзания проходит обычно в два этапа: вначале разрабатываемый незамерзший грунт прилипает к детали или конструкции, и затем прилипший грунт замерзает. В результате замерзания грунтовой воды в зоне контакта развиваются силы сцепления более 200 Н/см^2 , что весьма затрудняет производство земляных работ.

Сопротивление резанию – способность грунтов сопротивляться механическому воздействию из-за совокупности напряжений сжатия, растяжения и сдвига, преодоление которых завершается разрушением грунта и отделением от массива его кусков или слоя.

Резание – основной способ разработки грунтов, по принципу которого устроено и действует большинство землеройных и землеройно-транспортных машин. Поэтому сопротивление резанию один из важнейших факторов проектирования и эксплуатации машин для земляных работ.

В зависимости от сопротивления резанию грунты делятся на категории. Крепость грунтов в данном случае характеризуется среднемаксимальным удельным сопротивлением свободному срезу острым ножом, отделяющим стружку при угле резания 45° .

Классификация по трудности разработки

Помимо приведенной классификации грунты разделяют для производственных целей по группам в зависимости от трудности их разработки.

В СНиПе грунты разделены на одиннадцать групп трудности разработки, из которых машинная разработка предусматривается только для первых восьми категорий (остальные вручную). Категории грунтов различают по их наименованиям и плотности (рис. 3.3).

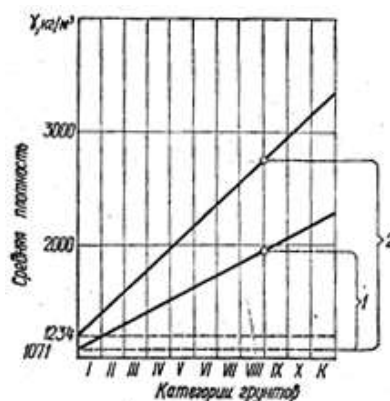


Рис. 15. Общая корреляционная связь средней плотности грунтов с показателем категории трудности разработки K по СНиП:

1 – интервал средней плотности разрыхленных грунтов, разрабатываемых машинами; 2 – то же, в плотном состоянии.

Рис. 3.3. Общая корреляционная связь средней плотности грунтов с показателем категории трудности разработки K по СНиП:

1 – интервал средней плотности разрыхленных грунтов, разрабатываемых машинами; 2 – то же, в плотном состоянии

Средняя плотность грунта данной категории трудности разработки:

$$\gamma_k = \gamma_0 + \Delta(k - 1/2), \quad (1.1)$$

где γ_0 – средняя плотность условных грунтов с нулевой трудностью разработки; Δ – увеличение средней плотности грунтов, приходящееся на одну категорию трудности разработки; k – номер категории трудности разработки.

Для грунтов в плотном состоянии $\gamma_0 = 1234 \text{ кг/м}^3$, $\Delta = 179 \text{ кг/м}^3$; для грунтов разрыхленных $\gamma_0 = 1071 \text{ кг/м}^3$ и $\Delta = 104 \text{ кг/м}^3$.

Применяется также классификация грунтов по времени бурения в них шпура глубиной 1 м. Согласно этой классификации грунты делят на одиннадцать категорий, из которых первыми тремя охватываются песчаные и глинистые, а к остальным относятся полускальные и скальные грунты. Например, продолжительность чистого бурения 1 м шпура бурильными молотками для гипса, относящегося к IV категории, составляет от 3 до 3,7 мин; для особо крепкого диабаз, относящегося к XI категории, это время составляет 18,1–22,1 мин.

Одной из распространенных классификаций грунтов основывается на использовании плотномер ДорНИИ (рис. 3.4)

Прибор представляет собой цилиндрический стержень сечением 1 см^2 , на который надета гиля массой $2,5 \text{ кг}$. Падая с высоты $0,4 \text{ м}$, гиря ударяется об упорную шайбу на стержне, заставляя его внедряться в грунт. Числом ударов гири или, что равнозначно, работой для погружения стержня на 10 см оценивается крепость грунта. В частности, к I категории относятся грунты с показанием плотномер от 1 до 4, к IV категории – от 16 до 35.

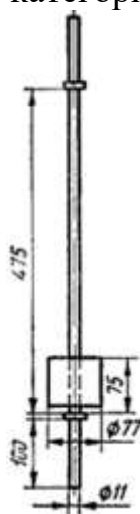


Рис. 3.4. Плотномер ДорНИИ

Тема 3.2. Общие сведения о машинах для земляных работ

Общие сведения о земляных работах и сооружениях

Наиболее распространенным и трудоемким видом строительных работ являются земляные (как правило, занимают около нескольких месяцев). Земляные работы включают в себя: отрывку котлованов и траншей; возведение насыпей и плотин; устройство закрытых проходок в грунте в виде шахт и туннелей под различные подземные сооружения; бурение горизонтальных, наклонных и вертикальных скважин при бестраншейной прокладке трубопроводов, для установки свайных опор в плотных грунтах, для закладки зарядов взрывчатых веществ при разработке грунтов взрывом и др.

Земляным работам в строительстве предшествует подготовка строительной площадки---удаление камней, срезка кустарника, корчевка пней, планировка и засыпка ям и т.п. Большую часть этих работ выполняют землеройными машинами, оборудованными специальными рабочими органами. По этой причине машины для подготовительных работ рассматривают вместе с машинами для земляных работ.

По характеру рабочего процесса, составу операций и последовательности их выполнения земляные сооружения делят на выемки (рис. 3.5) (образуется в результате удаления излишков грунта за ее пределы) и насыпи (рис. 3.6) (образуется путем отсыпки грунта, внесенного извне, с его послойным уплотнением).

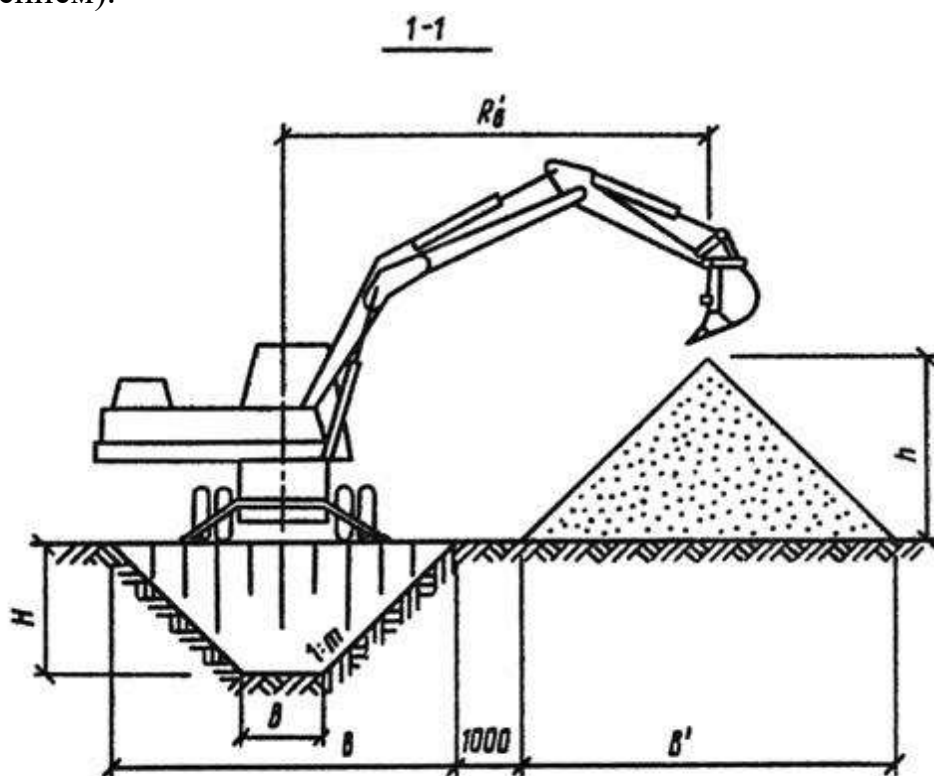


Рис. 3.5. Схема разработки выемки экскаватором ЭО-3322В:
H, B, b – параметры выемки; h, B' – параметры отвала; Rв – радиус выгрузки экскаватора

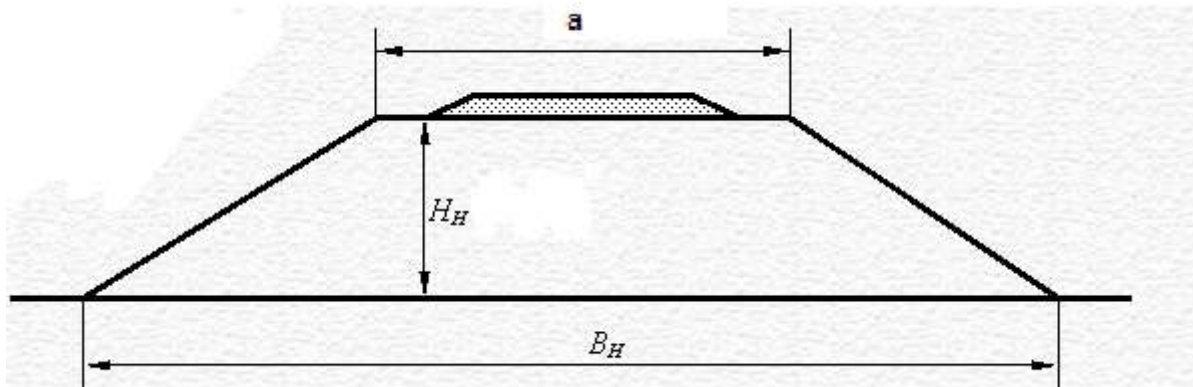


Рис. 3.6. Схема насыпи:

a – ширина насыпи по верху; B_n – ширина насыпи по низу; H_n – высота насыпи

Удаленный из выемок грунт укладывают в отвалы, а для отсыпки насыпей его доставляют из карьеров или резервов, расположенных вблизи сооружаемой насыпи. Для всех технологических схем производства земляных работ (выемка-отвал, резерв-насыпь) характерны операции отделения грунта от массива, его перемещения и отсыпки, а также уплотнения – при возведении насыпи. Общей для насыпей и выемок является планировочная операция для доведения инженерного сооружения до проектных размеров, при которой срезаются выступы и засыпаются впадины

Разрушение является основной операцией отделения грунта от массива процесса его разработки. Наибольшее распространение в строительстве (около 85% от общего объема земляных работ) получил механический способ разрушения грунтов, при котором грунт отделяется от массива вследствие контактного силового воздействия на него землеройного рабочего органа. Прочные грунты и горные породы разрушают взрывом с использованием взрывчатых веществ, которым закладывают в специально пробуренные скважины; грунт отбрасывается в стороны расширяющимися газами. Этот способ наиболее дорогой, но позволяет существенно сократить сроки производства работ. Около 12% грунтов разрабатывают гидромеханическим способом путем отделения грунта от массива струей воды под высоким давлением; грунт переносится к месту намыва потоком воды.

Общие сведения о машинах для земляных работ

В настоящее время создано много типов и размеров машин для земляных работ. Основные машины для земляных работ по характеру рабочего процесса можно разделить на ряд групп:

- землеройные машины, которые отделяют грунт от массива и перемещают его за счет энергии своего двигателя (напр. экскаваторы различных типов). При этом расстояние, на которое перемещается грунт, определяется размерами конструктивных элементов машин;

- землеройно-транспортные машины, разрабатывающие грунт под действием тягового усилия, т. е. только во время движения (напр.: бульдозеры, скреперы, грейдеры, грейдер-элеваторы). Дальность перемещения грунта, как правило, не зависит от размеров конструкции машин и определяется технико-экономическими соображениями;

- погрузочные машины, соединяющие в себе черты землеройных и землеройно-транспортных машин (напр: фронтальные погрузчики); они могут копать грунт как стоя на месте, так и в движении;

- машины для гидравлической разработки грунта, отрывающие его от массива и транспортирующие с помощью энергии воды (гидромониторы, землесосы, землесосные снаряды);

- грунтоуплотняющие машины (напр: катки, трамбующие и вибрационные);

- вспомогательные машины (служат для обеспечения работы основных машин): 1) машины для подготовки площадки к работе основного оборудования (напр.: корчеватели, кусторезы и др.); 2) машины для подготовки грунта (рыхлители, буровые машины для бурения шпуров при рыхлении плотных и мерзлых грунтов взрывом); 3) машины и оборудование для водопонижения и водоотлива, обеспечивающих работу основных машин при высоком уровне грунтовых вод.

По режиму работы МЗР бывают циклического действия---периодическое чередование рабочих операций--копание, перемещение грунта, холостой ход и т.д. (напр.: одноковшовые экскаваторы, фронтальные погрузчики, бульдозеры и др.) и непрерывного действия - машины, работающие в установившемся режиме (многоковшовые экскаваторы, оборудование для гидромеханической разработки и др.)

По степени подвижности: 1) самоходные (чаще всего); 2) прицепные; 3) полуприцепные; 4) полустационарные (оборудование для гидромеханизации, бурения скважин и др.).

По типу ходового оборудования:

-автомобильного типа; специальным пневмоколесным; гусеничным, шагающим; плавучим.

По типу трансмиссий: механические, гидравлические, пневматические, электрические, комбинированные.

По типу систем управления: с ручным и автоматическим управлением.

Каждая машина состоит из пяти групп элементов (рис. 3.7). К этим элементам относят: рабочее оборудование, непосредственно выполняющее технологическую операцию (например, разработку грунта); силовое оборудование (двигатель), являющееся источником энергии для приведения в движение элементов машин; базовое и ходовое оборудование, позволяющее объединить все элементы машин в единое целое (рама), передвигать ее и передавать давление на опорную поверхность; передаточные механизмы (трансмиссии), передающие энергию двигателя рабочему и ходовому оборудованию; система управления, служащая для включения и выключения отдельных механизмов машины и ее двигателя.

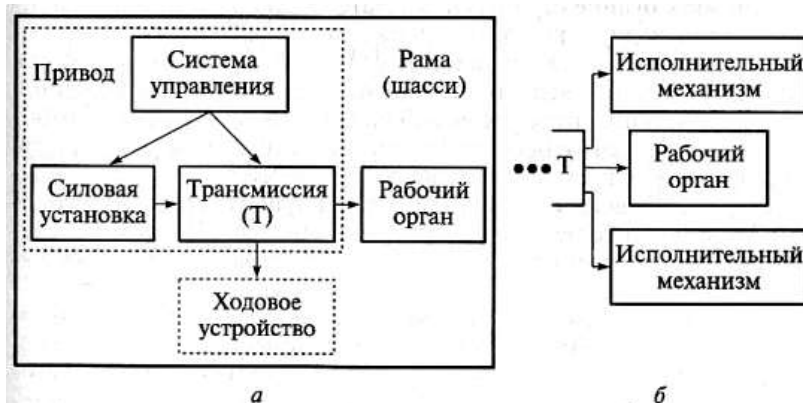


Рис. 3.7. Структурная схема машины при передаче движения рабочему органу через трансмиссию непосредственно (а) и с помощью исполнительных механизмов (б)

Рабочие органы, с помощью которых грунт отделяется от массива (зубья ковшей, бульдозерных отвалов, рыхлителей), называют землеройными. В конструкциях землеройных и землеройно-транспортных машин землеройные рабочие органы совмещают с транспортирующими - ковшами (экскаваторы, скреперы) или отвалами (бульдозеры, грейдеры. Ковшовый рабочий орган представляет собой емкость с режущей кромкой, оснащенной зубьями или без них. Ковши с режущими кромками без зубьев чаще применяют для разработки малосвязных песков и супесей, а ковши с зубьями - в основном для разработки суглинков, глин и прочных скальных грунтов. В режиме разработки грунта ковш перемещается так, что его режущая кромка или зубья внедряются в грунт, отделяя его от массива. Разрыхленный грунт поступает в ковш для последующего перемещения в нем к месту разгрузки.

Отвальные рабочие органы оборудуют в нижней части ножами в этом случае их называют ножевыми. Для разрушения более прочных грунтов на ножи дополнительно устанавливают зубья.

Определение производительности МЗР

Важнейшим технико-экономическим показателем является производительность.

Под производительностью понимается продукция, выдаваемая машиной за 1ч работы. Различают теоретическую, техническую и эксплуатационную производительность.

Теоретическая (расчетная) производительность представляет собой максимально возможную производительность машины при условии непрерывной ее работы. При этом не учитываются потери времени, а также те потери, которые имеют место ввиду различия действительных и расчетных параметров машины, например скоростей движения. Теоретическая производительность P_r определяется применительно к каждому виду машин с учетом специфики технологического процесса и в реальных условиях работы машины никогда не может быть достигнута.

Техническая производительность представляет собой максимально возможную производительность, в данных конкретных условиях работы в течение часа. При расчете технической производительности учитываются

физико-механические свойства обрабатываемых материалов, а также изменения этих свойств. Например, при определении технической производительности землеройных машин следует учитывать разрыхление грунта при наполнении ковша, снижение фактических скоростей по сравнению с расчетными и т. п.

Техническая производительность определяется через расчетную по формуле:

$$P_m = kP_p,$$

где k – коэффициент, учитывающий названные выше потери производительности.

Для машин циклического действия:

$$P_T = V \cdot z$$

где V – объем продукта, производимого за один цикл; z – число циклов в единицу времени.

Для машин непрерывного действия:

$$P_T = Fvk,$$

где F – площадь поперечного сечения потока материала, перерабатываемого машиной; v – скорость движения потока; k – коэффициент, учитывающий конкретные условия (сплошность потока и т. п.).

Эксплуатационная производительность $P_э$ – это количество продукции, вырабатываемое машиной за единицу времени с учетом всех перерывов в работе, вызываемых требованиями эксплуатации и условиями труда:

$$P_э = P_T k_T,$$

где k_T – коэффициент, устанавливаемый нормативными документами на основе опыта эксплуатации машин.

Годовая эксплуатационная производительность:

$$P_г = P_э T_г k_{в},$$

где $T_г$ – годовой фонд времени работы техники; $k_{в}$ – коэффициент использования внутрисменного времени, учитывающий простои по организационным причинам.

Способы разрушения грунтов при разработке

Разработка грунтов всегда начинается с их разрушения. Способы разрушения: механический, гидравлический, взрывной, физический, химический, комбинированный.

Механическое разрушение (этим способом выполняют 85–90% всего объема земляных работ) осуществляется сосредоточенным силовым воздействием рабочего инструмента на грунтовой массив. Куски или слои грунта отделяются от массива чаще всего инструментом клинообразной формы (резание грунта). Энергоемкость разработки песчаных и глинистых грунтов составляет от 0,05 до 0,3 кВт · ч/м³.

Гидравлическое разрушение производят размывом грунта напорной струей воды или всасыванием его со дна водоема в смеси с водой. Для разработки грунта в этом случае требуется до 4 кВт · ч/м³ энергии и значительное количество воды.

Взрывное разрушение происходит под давлением газов, выделяющихся при воспламенении взрывчатых веществ.

К физическим способам разрушения относят воздействие на грунты ультразвука, тока высокой частоты, температурных изменений (прожигание, оттаивание).

Химическое разрушение осуществляется переводом грунтов в жидкое или газообразное состояние.

Комбинированные способы разрушения: например взрывное с механическим (при разработке экскаваторами скальных грунтов), пневмомеханическое и др.

Рабочие органы МЗР

Рабочие органы землеройных машин различают по виду режущей кромки, способу деформации и перемещения грунта. Режущая кромка может иметь вид прямого клина 1 (чаще всего) (рис. 3.8, рисовать все) , косоугольного клина 2, диска 3, совка 4 или периметра 5. Кроме того, режущие кромки могут иметь зубья для разработки плотных грунтов.

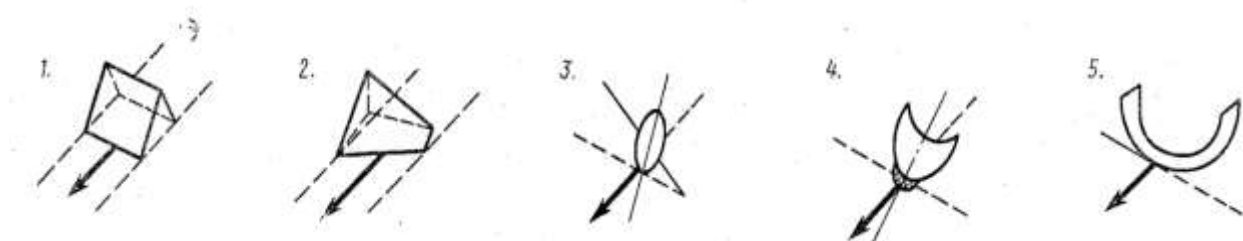


Рис. 3.8. Виды режущих кромок рабочих органов МЗР:
1-прямой клин; 2-косой клин; 3-диск; 4-совок; 5-периметр

По способу действия рабочие органы различают как пассивные и активные. К пассивным (поз. 1–3 на рис. 3.9) относят такие, которые при работе не перемещаются по отношению к машине, рабочие же усилия возникают от энергии, подводимой к движителю машины.

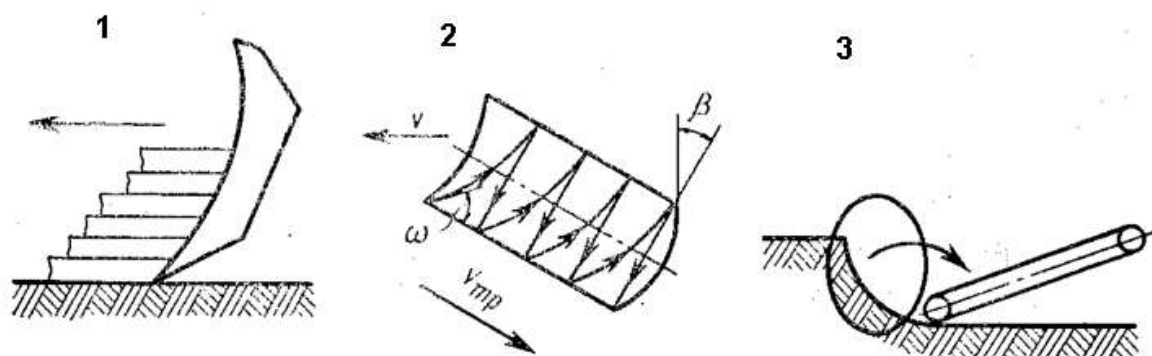


Рис. 3.9. Рабочие органы пассивного действия:
1-бульдозера; 2-автогрейдера; 3-грейдер-элеватора

Рабочие органы активного действия (поз. 1–3 на рис. 3.10) при работе перемещаются по отношению к машине и приводятся в движение двигателем машины непосредственно, минуя движитель.

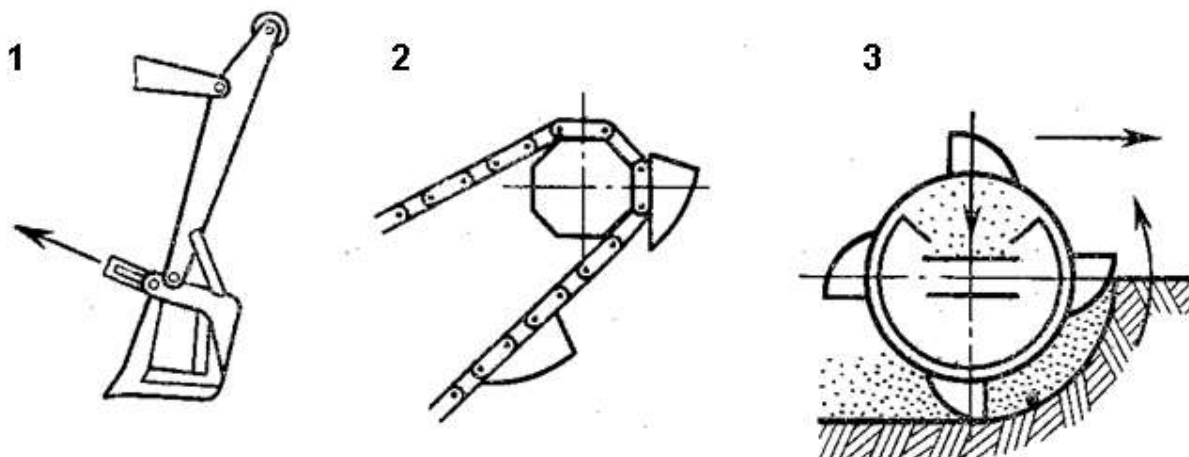


Рис. 3.10. Рабочие органы активного действия:

1-ковш одноковшового экскаватора; 2-ковшовая цепь; 3-ковшовый ротор

По способу перемещения грунта рабочие органы делятся на три группы: отвального типа, ковшового и скребкового. Рабочие органы отвального типа, как правило, имеют режущую кромку в виде прямого или косого клина, сочетающуюся с отвальной поверхностью криволинейного очертания (рабочие органы бульдозеров, автогрейдеров и др). При прямопоставленном отвале срезанный грунт в виде призмы волочения перемещается перед отвалом к месту укладки. При косопоставленном отвале одновременно с поступательным движением машины осуществляется перемещение грунта в сторону относительно отвала.

У рабочих органов ковшового типа имеются рабочие кромки типа прямого клина или совка (ковш скрепера, грейфер, драглайн и др). Срезанный пласт грунта поступает в ковш и перемещается этим ковшом к месту отсыпки или грузится в транспортные средства.

Бесковшовые рабочие органы срезают грунт, не перемещая его, а для транспортирования грунта служат специальные средства (скребковый цепной рабочий орган, ротационный рабочий орган).

Геометрические параметры рабочих органов

Одним из наиболее распространенных типом рабочих органов землеройно-трансп машин является отвал (прямой нож) (рис. 3.11)

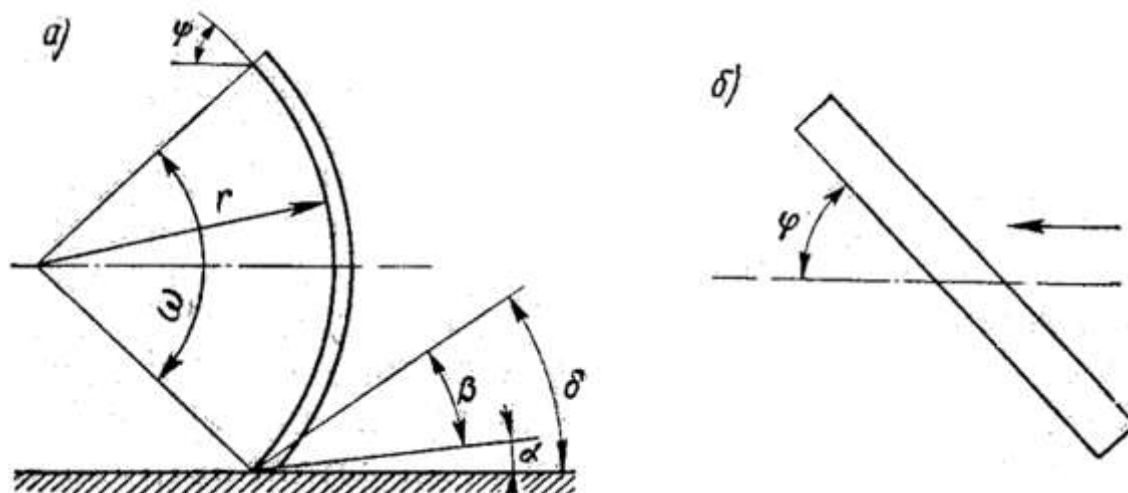


Рис. 3.11. Углы, прямого ножа-отвала

В этом случае вырезанный грунт движется либо вдоль отвала, либо впереди него.

Соппротивление копанью зависит от углов, которые образуются рабочими органами машин с поверхностью грунта. При этом различают: угол резания δ , угол заострения β , задний угол α , центральный угол ω , угол опрокидывания ψ , угол установки в плане φ .

Кроме углов, рабочие органы машин характеризуются еще следующими параметрами: прямые ножи – длиной L , шириной B и радиусом кривизны r ; дисковые ножи – диаметром D и радиусом кривизны r ; ковши – емкостью q , шириной B , высотой H и длиной L ; зубья – шириной и длиной, а также расстояниями между ними.

Определение сопротивления грунта копанью

Процесс резания грунта рабочим органом МЗР неизбежно сопровождается трением последнего о грунт, взаимным трением грунта и перемещением призмы волочения. Трение происходит и по рабочей поверхности режущего инструмента при заполнении емкости, разгоне грунта до скорости его перемещения, а также при внедрении режущего инструмента в грунт. Сумма всех указанных сопротивлений составляет сопротивление грунта копанью:

$$P_k = P_p + P_{тр} + P_{пр} + P_3 + P_{и} + P_{в}.$$

где $P_p = P_x$ – сопротивление резанию;

$$P_x = k_1 \cdot b \cdot h,$$

где k_1 – удельное сопротивление резанию;

b, h – ширина и глубина вырезаемой стружки

$P_{тр}$ – сопротивление трения рабочего органа о грунт;

$$P_{тр} = (M_{р.о} + M_{гр}) g \operatorname{tg} \varphi,$$

где $M_{р.о}$ – масса рабочего органа; $M_{гр}$ – масса грунта, вмещаемого рабочим органом.

φ – угол захвата (рис. 3.12);

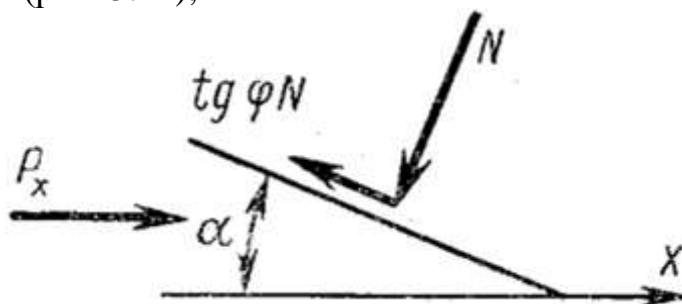


Рис. 3.12. Схема усилий, действующих на прямой клин грунта:

α – угол резания; N – нормальное усилие, действующее на клин; $\operatorname{tg} \varphi N$ – усилие трения;

$P_{гр}$ – сопротивление трения грунта при перемещении его перед рабочим органом в виде призмы волочения;

P_3 – сопротивление, возникающее при заполнении грунтом емкости рабочего органа, которое зависит от формы и геометрических размеров последнего (обычно $P_3 = P_{пр}$);

$P_{и}$ – сопротивление грунта разгону, обусловленное инерционными нагрузками;

$$P_{и} = \Pi \gamma v / 2,$$

где Π – объемная производительность машины; γ – плотность разрыхленного грунта; v – скорость перемещения рабочего органа.

$P_{в}$ – сопротивление внедрению в грунт режущего инструмента;

$$P_{в} = l b_{к} k_{вд},$$

где l – длина режущей кромки, одновременно внедряющейся в грунт; $b_{к}$ – толщина режущей кромки; $k_{вд}$ – удельное сопротивление вдавлению режущей кромки в грунт.

Из последнего выражения следует, что сопротивление грунта внедрению рабочего органа зависит от длины его кромки, одновременно внедряющейся в грунт. Этим и объясняется эффективность применения зубьев при работе на плотных скальзывающихся грунтах.

Нагруженность МЗР и режимы работ

Требования к приводу МЗР зависят от технологии производства работ, условий эксплуатации и режима ее нагружения. От технологии зависит последовательность включения, выключения и реверсирования движения механизмов, совмещение их действий. Условия эксплуатации – работа на открытом воздухе в любое время года и суток на резко пересеченной местности, с различными климатическими и грунтовыми условиями и зачастую вдали от населенных пунктов – определяют требования высокой надежности всех механизмов машины, возможности работы при кратковременных перегрузках, простоты технического обслуживания и ремонта, работоспособности при больших поперечных и продольных уклонах рельефа и в условиях бездорожья, а также независимости от внешних источников энергии. Из-за необходимости в частой и быстрой переброске машин с одного места на другое различными видами транспорта они должны быть компактными, иметь малую массу, быстро переводиться из транспортного положения в рабочее и наоборот, а также должны быстро разбираться и собираться. Затраты энергии на единицу вырабатываемой продукции должны быть минимально возможными.

К одной из специфик машин для земляных работ относится неравномерность нагрузки рабочих органов. От характера изменения нагрузок зависит режим работы машины (режим нагружения) и ее привода. Рабочая нагрузка определяется на основании закономерностей взаимодействия рабочего органа с грунтом. Соответствие двигателей характеру нагрузки определяется по их внешней характеристике, показывающей зависимость частоты вращения выходного вала от крутящего момента (рис. 3.13).

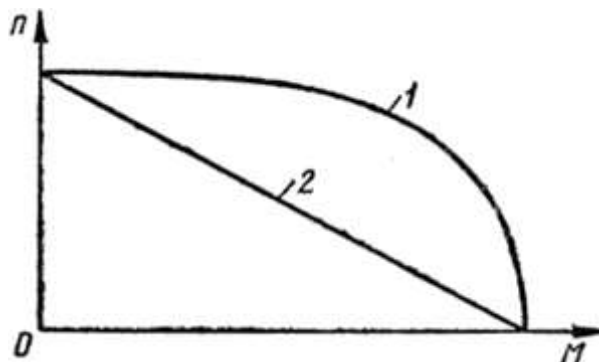


Рис. 3.13. Виды внешней характеристики двигателей:
1 – жесткая; 2 – мягкая.

Жесткие внешние характеристики обеспечивают большую частоту вращения валов приводных двигателей при нагрузках, близких к предельным, что повышает производительность машины. Но копание при жестких характеристиках связано с ухудшением условия управления машиной. Силовое оборудование с жесткой внешней характеристикой не следует применять в условиях нагрузок с резкими и внезапными изменениями. В этом случае предпочтение отдают силовому оборудованию с мягкой внешней характеристикой. При мягких характеристиках двигателей в случаях чрезмерного заглубления в грунт рабочего органа скорость снижается плавно. Это облегчает регулирование толщины среза грунта и предупреждение стопорения рабочего органа.

Режимы нагружения характеризуются продолжительностью непрерывной работы привода, частотой включения, закономерностями изменения внешней нагрузки и скоростью движения ведомого звена. В основные периоды времени они определяются процессами взаимодействия рабочих органов машин с обрабатываемым материалом, а в переходные - процессами разгона, торможения и реверсирования масс, их подъемом или опусканием. Предпочтение отдают таким приводам, которые обеспечивают максимальное использование установленной мощности при высоком к.п.д., хорошо воспринимают динамические нагрузки, а также легко и просто управляются и автоматизируются. Зачастую режим нагружения характеризуется отношением максимальной нагрузки к средней, а также коэффициентом включения $k_{вкл}$ представляющим собой отношение продолжительности работы под нагрузкой t_n ко всему рабочему времени t_p , %.

$$k_{вкл} = \frac{t_n}{t_p} \cdot 100\%$$

Различают три режима работы: легкий, средний, тяжелый (рис. 3.14) (табл 3.1). К легким режимам относится например работа траншейных экскаваторов на легких грунтах без твердых включений. Средний режим характерен для прицепных и полуприцепных скреперов, грейдер-элеваторов и многоковшовых экскаваторов при разработке грунтов средней и повышенной крепости. В тяжелом режиме работают обычно одноковшовые экскаваторы, бульдозеры, самоходные скреперы, рыхлители в тяжелых грунтах неравномерной крепости.

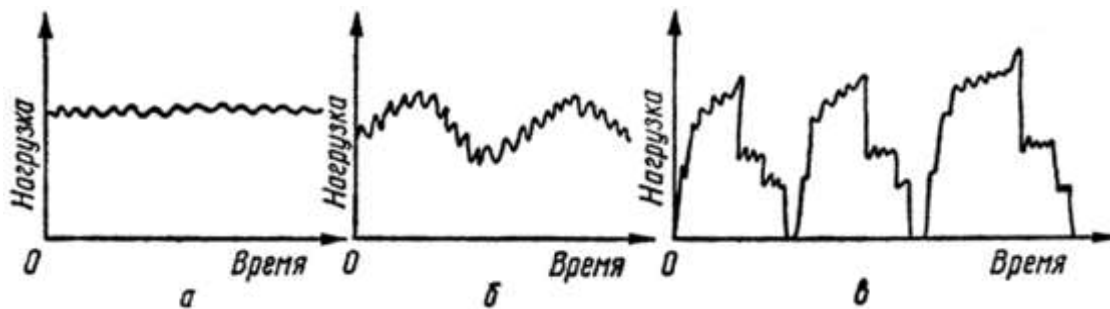


Рис. 3.14. Диаграммы нагрузки машины для земляных работ при режимах: а – легком; б – среднем; в – тяжелом.

Табл. 3.1. характеристика режимов работы МЗР

Режим работы	$\frac{P_{\max}}{P_{\text{ср}}}$	Коэффициент включения К, %	Число включений в 1 ч	Типы машин
Легкий	1,1–1,3	100	20–30	Автогрейдеры
Средний	1,5–2,0	100	До 30	Скреперы прицепные, грейдер-элеваторы
Тяжелый	2,0–3,0	80	100	Одноковшовые экскаваторы, бульдозеры, скреперы самоходные

Силовое оборудование

У МЗР основным видом силового оборудования являются дизельные ДВС. Их преимущества: независимость их от источника внешнего питания, относительно высокий КПД (у дизелей 25–37%), малая масса на единицу мощности (3–5 кг/кВт), небольшой расход горючего (0,22–0,25 кг/кВтч); недостатки: малый предел регулирования скорости на одной передаче, высокую стоимость эксплуатации, жесткие требования к качеству топлива, сравнительно малую долговечность (3000–4000 ч работы), большую чувствительность к перегрузкам, трудность эксплуатации при низких температурах, потребность в фрикционных, гидравлических или других муфтах для передачи движения от двигателя к трансмиссии.

На некоторых МЗР устанавливают электрические или комбинированные дизель-электрические приводы. Силовой установкой такого привода является генератор или дизельный двигатель с генератором. Генераторы питают ток электродвигатели постоянного или переменного тока, приводящие исполнительные механизмы рабочего оборудования.

Преимущества электропривода следующие: постоянная готовность к работе, простота конструкции, пуска, управления и реверсирования, высокий коэффициент полезного действия, возможность удачной компоновки, получение мягкой характеристики, дистанционное управление, а также относительно малые размеры и масса. К недостаткам электропривода относятся зависимость от источника энергии и большая стоимость комбинированного привода. Двигатели переменного тока просты в управлении, надежны и удобны в эксплуатации, могут выдерживать кратковременно большие перегрузки; основной недостаток – невозможность саморегулирования. Электродв пост тока наиболее приемлемы для приводов ЗМ с тяжелым режимом работы.

На МЗР в последние годы широко применяют гидравлические приводы.

Они являются вторичными, так как получают энергию от насосов, приводимых от ДВС. Гидравлические приводы работают при давлении от 6,3 до 31,5 МПа и более. В качестве рабочих жидкостей в них используют масла: индустриальное, веретенное, авиационное и др. Преимущества гидропривода: он имеет сравнительно небольшую массу и габариты насосов и гидромоторов, возможность получения больших передаточных чисел, которые могут достигать 1000 и более; небольшая инерционность передач, обеспечивающая хорошие динамические свойства привода, что увеличивает долговечность машины и позволяет включать ее и реверсировать рабочие движения за доли секунды, что повышает производительность машины; обеспечение бесступенчатого регулирования скорости движения рабочих органов, что дает возможность повышать коэффициент использования приводного двигателя и автоматизировать не только отдельные операции, но и целые технологические процессы; удобство расположения основных элементов; надежное предохранение от перегрузок благодаря наличию предохранительных и перепускных клапанов; широкое применение стандартизированных и унифицированных узлов, что облегчает эксплуатацию и ремонт. Недостатки: снижение КПД при использовании длинных трубопроводов, потребность в специальных жидкостях для различных климатических условий, необходимость тщательного наблюдения за состоянием соединений и возможность утечек рабочей жидкости, большая по сравнению с механическим стоимость изготовления.

Трансмиссии

Трансмиссии - это система устройств, посредством которой передается движение от силовой установки к механизмам и рабочим органам. Трансмиссия позволяет изменять по величине и направлению развиваемые силовой установкой скорости, крутящие моменты и усилия.

По способу передачи энергии трансмиссии МЗР подразделяют на механические, электрические, гидравлические, пневматические и комбинированные. Все они, кроме механических трансмиссий, имеют участки, на которых механическая энергия первичной силовой установки преобразуется в энергию других видов (электрического тока, рабочей жидкости, сжатого воздуха), а затем снова в механическую. Любая трансмиссия представляет собой разомкнутую систему, имеющую вход и выход. Вход ее соединен с силовой установкой, а выход – с исполнительным механизмом рабочего органа. К основным параметрам входа и выхода относятся: момент $M_{вх}(M_{вых})$ или усилие $P_{вх}(P_{вых})$, угловая скорость $\omega_{вх}(\omega_{вых})$ или линейная $v_{вх}(v_{вых})$, а также мощность $N_{вх}(N_{вых})$.

Показателем, оценивающим эффективность работы трансмиссии как системы, является коэффициент полезного действия

$$\eta = N_{вых}/N_{вх};$$

$$\eta = \frac{M_{вых}\omega_{вых}}{M_{вх}\omega_{вх}}; \eta = \frac{P_{вых}v_{вых}}{P_{вх}v_{вх}}.$$

Отношение $\omega_{вых}/\omega_{вх}(v_{вых}/v_{вх})$ характеризует способность трансмиссии преобразовывать величину угловой (линейной) скорости и называется передаточным отношением i_0 . Отношение $M_{вых}/M_{вх}(P_{вых}/P_{вх})$ дает представление о возможности трансмиссии преобразовывать величины момента (усилия). Это

отношение называют коэффициентом преобразования момента (усилия) $K_{пр}$. Таким образом, для любой трансмиссии справедливо выражение

$$\eta = K_{пр} i_0.$$

Системы управления МЗР

Система управления машинами состоит из приборов и устройств, позволяющих контролировать работу элементов привода и воздействовать на него изменением величины и направления скоростей, моментов и усилий в соответствии с технологическим процессом.

Системы управления современными МЗР должны обеспечивать надежную работу, быстроту приведения в действие рабочих органов, плавность их включения и выключения, безопасность работы, легкость и удобство работы оператора. Для облегчения управления машиной в системе управления нужно иметь минимальное число органов (рукоятей, педалей, кнопок). Положение органов управления должна давать оператору представление о направлении движения рабочих органов.

В зависимости от конструктивного исполнения системы управления разделяют на механические рычажные, гидравлические, пневматические, электрические и комбинированные (гидромеханические, электропневматические и др.).

Любая из систем управления состоит из следующих основных частей: пульта управления с размещенными на нем органами управления (рукоятками, педалями, кнопками и приборами); системы передач (тяг, рычагов, распределителей, золотников, трубопроводов и т.д.); исполнительных органов, включающих и выключающих двигатели, тормоза и другие устройства.

Основными параметрами систем управления являются: усилие, развиваемое на исполнительном органе, скорость движения рабочего звена исполнительного органа, число и продолжительность включений в час, быстрота срабатывания и КПД.

Рассмотрим гидравлическую систему непосредственного действия (рис. 3.15). Усилия машиниста с органа управления передаются рабочей жидкостью, которая при нажатии на педаль 7 из напорного цилиндра 5 по гидрролинии 4 вытесняется в рабочий цилиндр 3 и перемещает его поршень. Последний связан с рычагом 9 исполнительного механизма 1 (тормозом или муфтой). Утечки жидкости пополняются из бачка 6. Система возвращается в исходное положение пружинами 2 и 8.

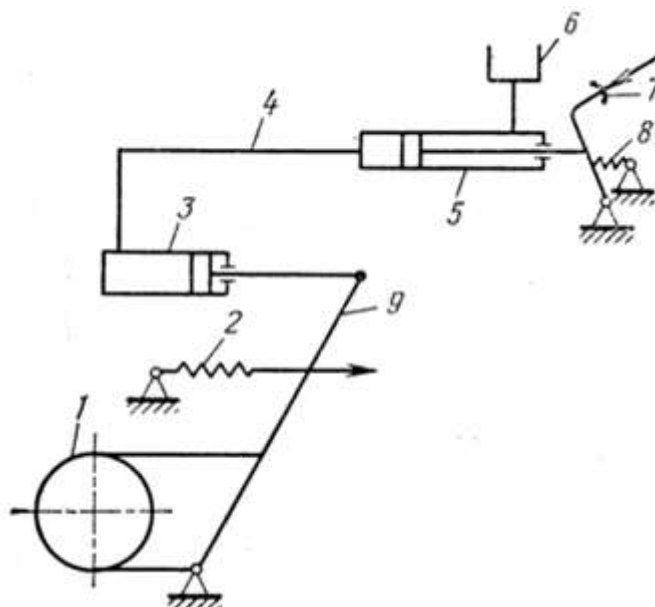


Рис. 3.15. Принципиальная схема гидравлической системы управления непосредственного действия:

1 – исполнительный механизм (тормоз или муфта); 2, 8 – пружины; 3 – рабочий цилиндр; 4 – гидрелиния; 5 – напорный цилиндр; 6 – бачок; 7 – педаль

Ходовое оборудование МЗР

Ходовое оборудование ЗМ состоит из ходового устройства и механизма передвижения. Ходовые устройства (движители) предназначены для передачи нагрузок от машин на опорную поверхность. Они передвигают машины и изменяют направление их движения. Механизмы передвижения предназначены для привода ходовых устройств при рабочем и транспортном положении.

Общие требования к ходовому оборудованию машин для земляных работ заключаются в обеспечении достаточной силы тяги, необходимой скорости передвижения, возможно малой массы, создании давления на основание не более допустимого, обеспечении равномерности передвижения машины одновременно с выполнением технологических операций (для машин непрерывного действия), устойчивости машины при всех возможных ее положениях, непревышении допустимых динамических нагрузок при передвижениях, достаточной прочности и надежности, удобстве эксплуатации.

В зависимости от условий работы и назначения МЗР в них применяют следующие виды ходового оборудования: гусеничное, пневмоколесное, шагающее, рельсовое, плавучее и комбинированное (например, шагающе-рельсовое). Наиболее распространено гусеничное и пневмоколесное ходовое оборудование. Шагающее ходовое оборудование чаще применяется для разработки грунтов и полезных ископаемых в карьерах экскаваторами-драглайнами, а также для гидромеханизации земляных работ (шагающие гидромониторы и землесосные установки). Комбинированное ходовое оборудование используют для многоковшовых экскаваторов.

III. Гусеничное ходовое оборудование (рис. 3.16)

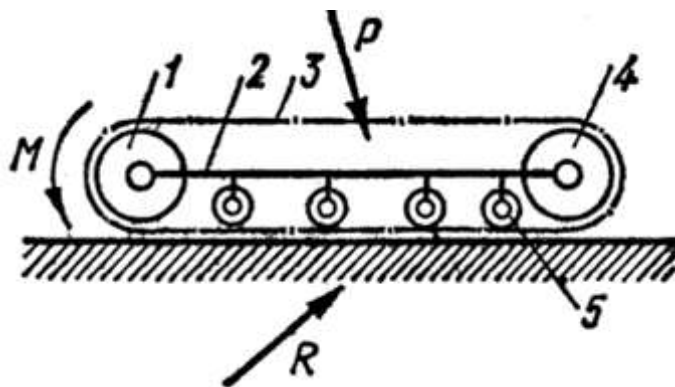


Рис. 3.16. Схема гусеничного механизма:

1 – приводное колесо; 2 – рама; 3 – гусеница; 4 – натяжное колесо; 5 – опорный каток; P – нагрузка от машины; M – крутящий момент приводного колеса; R – реакция основания.

Основой гусеничного ходового оборудования служит механизм, состоящий из замкнутой цепи (гусеницы), натянутой между звездочкой и натяжным колесом, и катков, передающих нагрузку от машины через ветвь цепи на грунт.

По конструкции гусеницы делят на многоопорные и малоопорные (рис. 3.17), а по приспособленности к неровностям поверхности передвижения – на жесткие и гибкие.

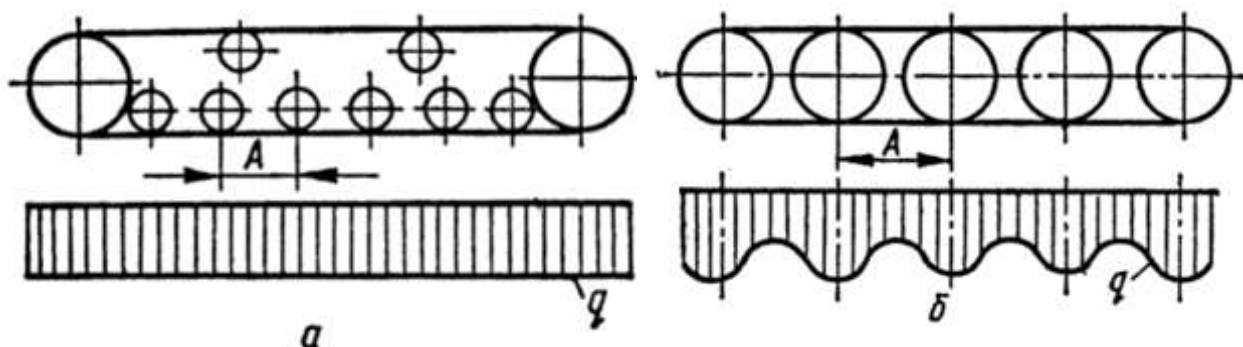


Рис. 3.17. Типы гусениц:

а – многоопорная; б – малоопорная; A – шаг опорных катков; q – распределенная нагрузка

Многоопорные гусеницы (рис. 3.17, а) применяют чаще всего для экскаваторов, работающих на грунтах слабых и средней крепости. Они имеют сравнительно большое число катков небольшого диаметра, оси которых крепят к гусеничной раме, а число звеньев гусеничной цепи, опирающейся на грунт, лишь незначительно превышает число катков. Поэтому гусеничная цепь не прогибается между катками. Это способствует равномерному распределению давления на грунт, но затрудняет преодоление препятствий при передвижении.

Малоопорные гусеницы (рис. 3.17, б) отличаются малым числом опорных катков большого диаметра и определенной неравномерностью распределения давления на основание по их длине. Однако они лучше преодолевают препятствия и лучше приспособляются к неровностям основания, поэтому их применяют для экскаваторов, работающих на скальных и других крепких грунтах.

Приспособляемость опорной поверхности гусеницы к местным неровностям основания может быть повышена соединением по два или по три опорных катка малого диаметра в балансирные тележки (рис. 3.18). Такие гусеницы называются многоопорными гибкими.

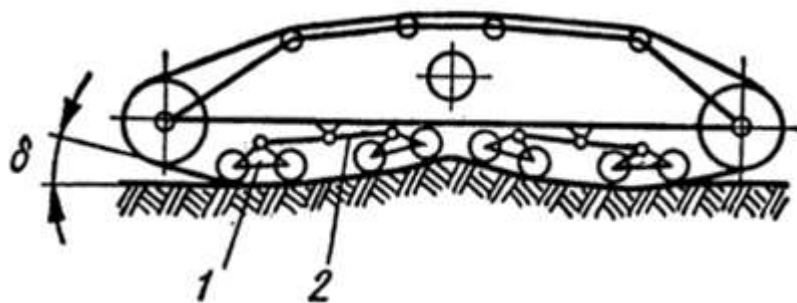


Рис. 3.18. Гибкая многоопорная гусеница

1 – каретка; 2 – балансир; δ – угол наклона нижней ветви гусеничной цепи для работы на слабых грунтах

Ходовое оборудование	Достоинства	Недостатки
Гусеничное	Универсальность; высокая проходимость; возможность преодоления больших уклонов (до 23°); хорошая устойчивость; малое давление на основание	Большая масса (с нижней рамой – до 40–60% массы машины); необходимость большого тягового усилия (до 30–40% силы тяжести машины); сложность конструкции и быстрый износ деталей

II. Пневмоколесное оборудование

Широкое применение пневмоколесного ходового оборудования в МЗР объясняется: 1) объединением в нем функций движителя, преобразующего вращательное движение ведущих колес в поступательное движение машины; 2) поддерживающего устройства, передающего нагрузку от машины на основание; 3) упругого элемента, гасящего или уменьшающего ее колебания во время работы или перемещения.

Пневмоколесное ходовое оборудование состоит из колес с пневматическими шинами, устанавливаемых на мосты и оси. Пневматическая шина это резиноканевая оболочка на ободе колеса машины с заключенным в ней сжатым воздухом. Шина состоит из покрышки с протектором (массивным резиновым слоем с выступами для лучшего сцепления с грунтом), каркаса для укрепления покрышки на ободе колеса, а также камеры для удержания воздуха. В машинах для земляных работ применяют в большинстве случаев пневматические шины низкого давления (баллоны), в которых давление воздуха 0,12–0,25 МПа.

Различают камерные и бескамерные пневмошины. В последних воздух накачивается в пространство между покрышкой и герметическим ободом колеса. Срок службы бескамерных пневмошин на 20% больше.

Все более широко применяются шины с грунтозацепами, улучшающими сцепление с грунтом. Широкий профиль и низкое давление воздуха в них способствуют уменьшению давления на грунт, что . повышает тяговые качества машины на грунтах с низкой несущей способностью.

В зависимости от механических свойств пневматической шины и грунта в массиве, по поверхности которого она перекачивается, различают три характерных случая их взаимодействия (рис. 3.19): деформируется только грунтовой массив (а); деформируется только пневматическая шина (б), деформируется как шина, так и грунтовой массив под шиной (в).

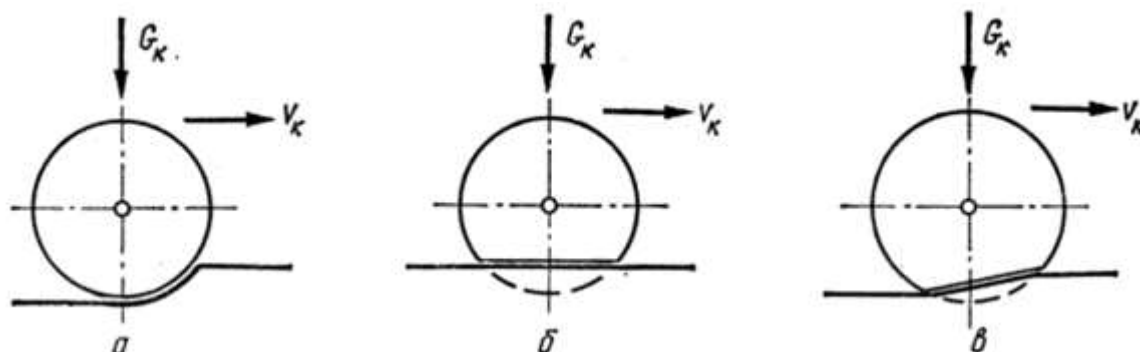


Рис. 3.19. Схемы взаимодействия грунта с основанием колеса на пневматических шинах:

а – весьма жесткое колесо (деформируется только массив); б – весьма податливое (деформируется только колесо); в – одновременная деформация грунта и колеса

Первый случай взаимодействия соответствует условиям, при которых жесткость колеса во много раз превышает жесткость грунта в массиве. Во втором случае жесткость грунта в массиве намного больше жесткости пневматической шины. В третьем, наиболее общем случае взаимодействия, жесткости грунта и шины соизмеримы.

Основные требования к шинам заключаются в их работоспособности при заданных нагрузках и дальности пробега, достаточном сцеплении с грунтом, самоочищаемости от налипшего грунта, надежности и прочности в разных условиях эксплуатации. Сцепные качества шин и их способность самоочищаться от налипшего грунта в большой степени зависят от рисунка протектора.

Ходовое оборудование	Достоинства	Недостатки
Пневмоколесо	Высокая скорость передвижения (до 60 км/ч); относительно небольшая масса; высокая маневренность; малое сопротивление передвижению; простота конструкции; универсальность; удобство эксплуатации	Быстрый износ пневмошин при высокой их стоимости, достигающей 20–40 % стоимости машины; относительно высокое давление на основание; ограниченность нагрузки на колесо

III. Шагающее оборудование

Шагающее оборудование состоит из механизма шагания с соответствующим приводом, опорных башмаков и опорной базы. Передвижение машины осуществляется в результате попеременного опирания башмаками или базой с соответствующим вынесением башмаков и переносом базы в направлении перемещения (рис. 3.20).

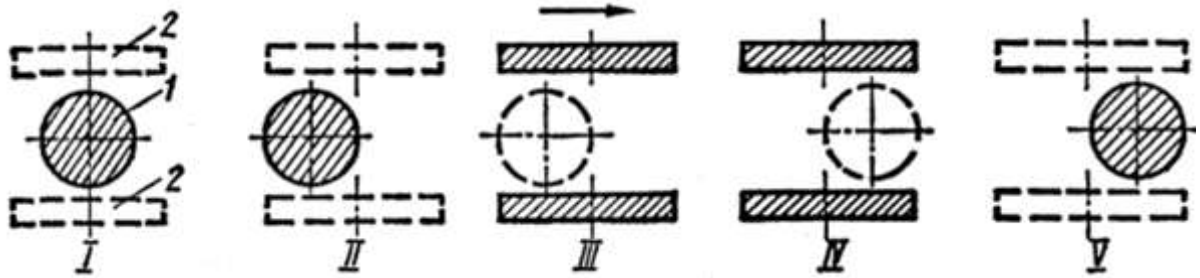


Рис. 3.20. Последовательные положения базы 1 и башмаков 2 во время шагания:

I – исходное положение (машина опирается базой, башмаки приподняты и подаются вперед по ходу машины); *II* – опирание базой, башмаки выносятся вперед; *III* – опирание башмаками, база поднимается; *IV* – опирание башмаками, база переносится вперед; *V* – опирание базой, башмаки поднимаются.

По типу привода различают гидравлическое и механическое шагающее ходовое оборудование; среди механических его видов различают эксцентриковое, кривошипно-шарнирное и кривошипно-ползунковое. Рассмотрим рычажно-гидравлический шагающий механизм (рис. 3.21). Этот механизм состоит из двух подъемных 2 и двух вспомогательных 3 гидроцилиндров, двух опорных башмаков 4, шарнирно подвешенных к гидроцилиндрам с обеих сторон машины (экскаватора) посредством траверс 1, двух гидромеханических захватов, гидравлической установки и вспомогательных узлов. В положении *I* поршни полностью втянуты внутрь цилиндров, а опорные башмаки занимают предельное верхнее положение и не препятствуют вращению поворотной части экскаватора. Чтобы поршни цилиндров и опорные башмаки не опускались в результате утечки жидкости из нижних полостей цилиндров, используются гидромеханические захваты.

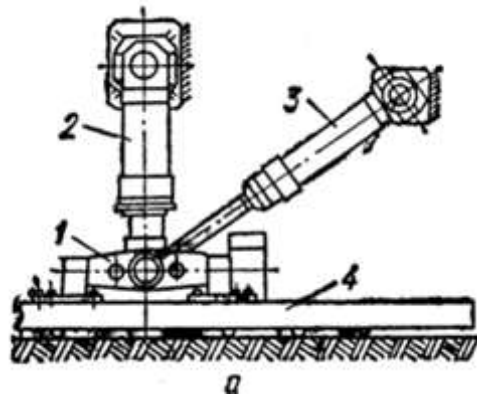


Рис. 3.21. рычажно-гидравлический:

1 – траверса; 2 – подъемный цилиндр; 3 – вспомогательный цилиндр; 4 – опорной башмак; 5 – литая рама; 6 – палец кривошипа; 7 – эксцентрик; 8 – крестовина; 9 – квадратный хвостовик

Ходовое оборудование	Достоинства	Недостатки	Преимущественная область применения
Шагающее	Относительно небольшая масса (10–12% массы машины); высокая маневренность; низкое давление на основание; простота конструкции; высокая устойчивость	Цикличность и малая скорость передвижения; необходимость подъема всей машины при шагании; относительно высокое тяговое усилие (до 25–30% силы тяжести машины)	Шагающие драглайны, отвалообразователи, гидромониторы и другие машины, работающие на основаниях с малой несущей способностью и не требующие больших собственных перемещений с большой скоростью

Раздел IV. Землеройно-транспортные машины

Тема 4.1. Бульдозеры

Назначение бульдозеров, их классификация, параметры, устройство, рабочий процесс

Бульдозеры представляют собой самоходные землеройно-транспортные машины, предназначенные, в основном, для срезания, планировки и перемещения грунтов и материалов на расстояние до 150 м (60–80 м гусеничные бульдозеры, 80–150 м колесные бульдозеры). В настоящее время на земляных работах бульдозеры выполняют 30...40% общего объема всех работ.

Классификация:

по назначению: бульдозеры общего назначения, используемые для выполнения основных видов землеройно-транспортных и вспомогательных работ в различных грунтовых и климатических условиях, и специальные, применяемые для выполнения целевых работ в специфических грунтовых или технологических условиях (к ним относятся бульдозеры-толкачи, подземные и подводные бульдозеры);

по тяговому классу (номинальному тяговому усилию) базовых машин: малогабаритные (класс до 0,9 т), легкие (классов 1,4...4 т), средние (классов 6...15 т), тяжелые (классов 25...35 т) и сверхтяжелые (класса свыше 35 т);

по типу ходового устройства: гусеничные и пневмоколесные;

по типу конструкции рабочего органа: с неповоротным в плане отвалом (рис. 4.1), постоянно расположенным перпендикулярно продольной оси базовой машины, и с поворотным отвалом (рис. 4.2), который может устанавливаться перпендикулярно или под углом 53° в обе стороны к продольной оси машины.

Рассмотрим устройство бульдозера с неповоротным отвалом (рис. 4.1). На базовом тракторе 1, снабженном гидросистемой и гидроцилиндрами 2, с помощью опорных шарниров 8 установлен отвал 3 с козырьком 4, ножами 5 и толкающими брусьями 6. Верхняя часть отвала соединена с толкающими брусьями винтовыми раскосами 7, обеспечивающими возможность поперечного перекоса отвала и изменения его угла резания в небольших пределах.

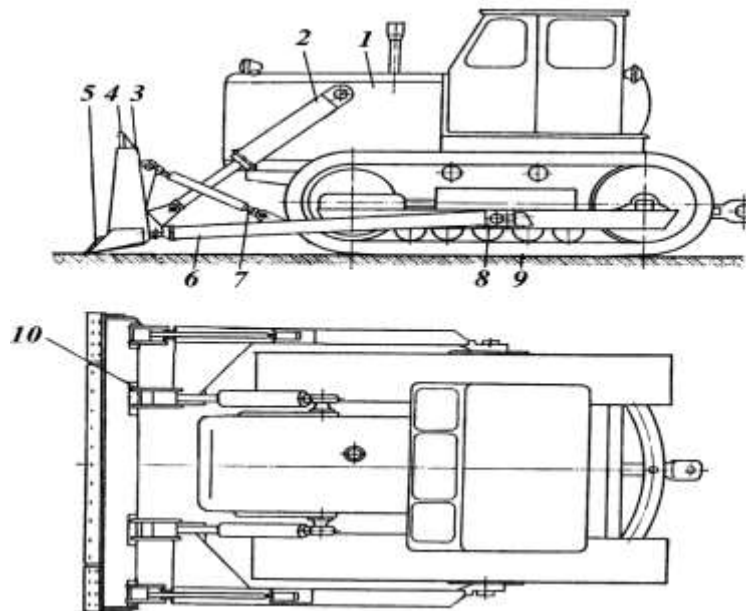


Рис. 4.1. Устройство бульдозера с неповоротным отвалом:
 1 – базовый трактор; 2 – гидроцилиндры; 3 – отвал; 4 – козырек; 5 – ножи; 6 – толкающие брусья; 7 – раскос; 8 – опорный шарнир; 9 – плита с пальцами; 10 – шарнирный палец

Для соединения с толкающими брусьями на рамах гусеничных тележек установлены плиты 9 с опорными пальцами. Соединение штоков гидроцилиндров с проушинами на отвале снабжено шаровыми подшипниками.

В опорных шарнирах брусьев предусмотрен определенный зазор. Благодаря такому соединению толкающих брусьев и штоков гидроцилиндров обеспечивается не только нормальная работа отвала, но также возможность перекоса отвала в поперечной плоскости за счет определенной свободы в шарнирах и некоторое изгиба отвала. Шарнирные пальцы 10 при перекосе отвала могут поворачиваться, уменьшая тем самым напряженное состояние конструкции отвала. Отвал 3 в нижней части снабжен тремя ножами – средним, левым и правым. В последнее время отвалы оборудуют двумя средними ножами.

Толкающий брус 6 имеет коробчатое сечение. Спереди он снабжен проушиной и кронштейном, на конце которого во втулке установлен поворотный шарнирный палец положение этого пальца можно регулировать. Это необходимо для того, чтобы обеспечить возможность поворота отвала вокруг этой оси при изменении угла резания или перекосе отвала. Для соединения с винтовым раскосом 7 толкающий брус 6 сверху снабжен кронштейном.

Раскос 7 состоит из винта с проушиной и собственно раскоса с проушиной и трубой, в которую вварен цилиндрический вкладыш с внутренней резьбой. Внутренняя часть винта смазывается через масленку. Вытеканию смазочного материала из внутренней полости препятствует уплотнение. В средней части трубы раскоса сделаны отверстия, с помощью которых ее можно поворачивать рычагом или ломиком. Изменением длины раскосов в одну сторону регулируют угол резания отвала, а в разные – его перекося в ту или другую сторону. От произвольного развинчивания раскос фиксируется стопорным болтом.

Гидроцилиндры двустороннего действия 2 обеспечивают подъем, опускание отвала, его фиксацию в необходимом положении и «плавающее»

положение отвала. В этом случае он может под действием силы тяжести занимать любое положение, опираясь ножами на поверхность грунта.

Управляют гидроцилиндром из кабины с помощью гидрораспределителя гидросистемы трактора, с которой он соединен гибкими рукавами.

При длительных переездах гидроцилиндр может разгружаться с помощью транспортной подвески которая представляет собой скобу, шарнирно закрепленную на кронштейне гидроцилиндра. На кронштейне отвала, используемом для соединения со штоком гидроцилиндра, снизу сделан выступ, на который при транспортном положении отвала надевают скобу.

Кронштейн гидроцилиндра выполнен сварным в виде двух продольных балок, соединенных спереди стойками и поперечиной с кронштейном в середине. Продольные балки снабжены упорами и плитами с отверстиями для крепления к переднему брусу рамы трактора. В кронштейне на поперечине выполнены отверстия с втулками для установки рамы крепления гидроцилиндра. Для соединения с рамой на гильзе гидроцилиндра приварены цапфы, которые входят во втулки, помещающиеся в отверстиях рамки.

Шарнирные соединения гидроцилиндра с рамкой и рамки с кронштейном расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях и вместе образуют универсальный шарнир, позволяющий гидроцилиндру качаться в продольном и поперечном направлениях. Благодаря такому креплению гидроцилиндр разгружен от каких-либо поперечных нагрузок, которые могли бы возникнуть из-за неточности изготовления и внецентренных нагрузок на отвал.

Рассмотрим устройство бульдозера с поворотным отвалом (рис. 4.2). Основные сборочные единицы бульдозерного оборудования – универсальная рама 7 и отвал 5. Рама 7 опорными шарнирами 8 и опорами 9 соединена с рамами гусеничных тележек базового трактора 1, а через кронштейны в ее передней части - с головками штоков гидроцилиндров 2. Отвал 5 с козырьком 4 и ножами 6 соединен с рамой 7 толкателями 3 и шаровым гнездом 10. Отвал представляет собой сварную коробчатую конструкцию с криволинейным лобовым листом. Универсальная рама 7 представляет собой сварную подковообразную конструкцию из двух согнутых брусьев коробчатого сечения, сваренных из швеллеров и листов или уголков.

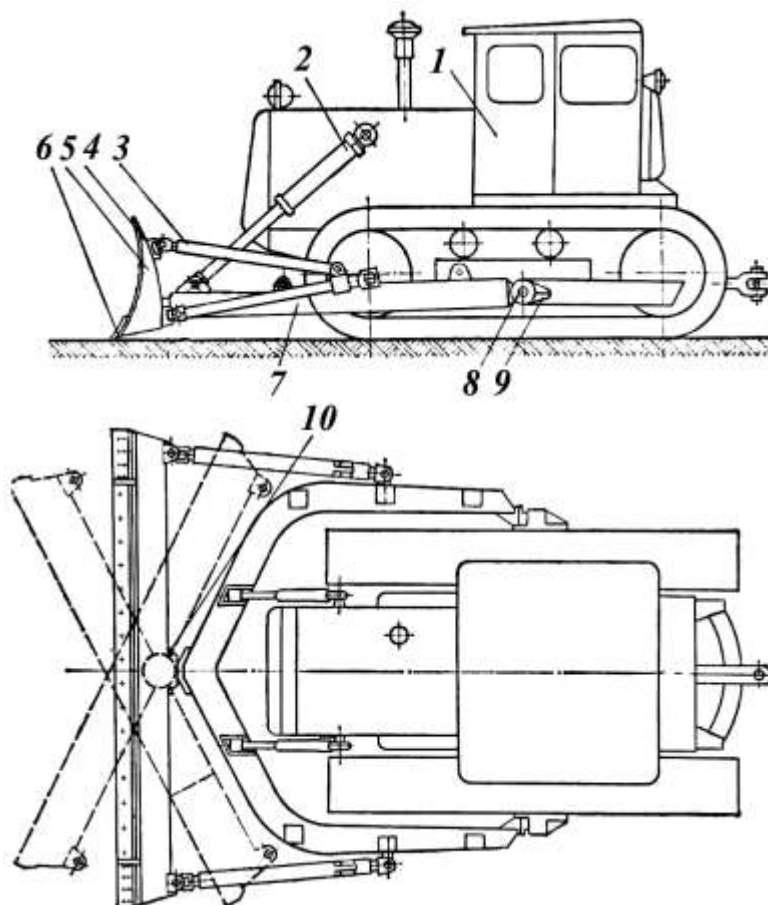


Рис. 4.2. Бульдозер с поворотным отвалом:

1 – трактор; 2 – гидроцилиндр; 3 – толкатель; 4 – козырек; 5 – отвал; 6 – нож; 7 – универсальная рама; 8 – опорный шарнир; 9 – опора; 10 – шаровое гнездо

Универсальной рама называется потому, что ее используют не только для бульдозеров с гидравлическим управлением, но также для других видов навесного оборудования (кусторезов, корчевателей, снегоочистителей). Толкатели 3 служат для крепления отвала к раме и изменения его положения при работе. Они выполнены в виде брусьев коробчатого или трубчатого сечения и винтовых раскосов. Раскосы связаны между собой шарнирными соединениями, которые позволяют изменять расстояние между местами крепления к раме и отвалу. Изменяют угол резания и перекося в ту или иную сторону регулированием длины раскосов толкателей, а угол в плане – перестановкой шкворней толкателей в различные кронштейны на раме. Бульдозеры оснащаются различными типами отвалов: 1 – прямой поворотный; 2 – прямой неповоротный; 3 – полусферический; 4 – сферический.

Рабочий цикл бульдозера представлен на рис. 4.3: при движении машины вперед отвал с помощью системы управления заглубляется в грунт, срезает ножами слой грунта и перемещает впереди себя образовавшуюся грунтовую призму волоком по поверхности земли к месту разгрузки; после отсыпки грунта отвал поднимается в транспортное положение, машина возвращается к месту набора грунта, после чего цикл повторяется.

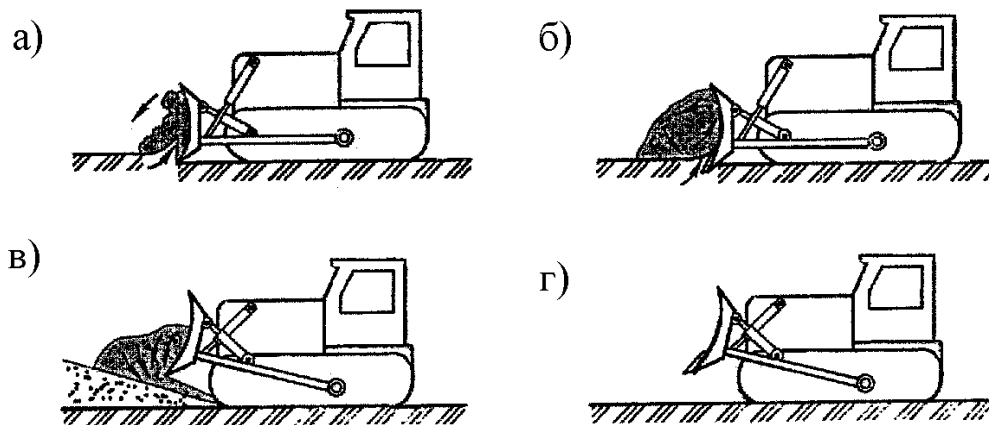


Рис. 4.3. Рабочий цикл бульдозера:

а – резание; б – транспортирование с подрезанием; в – отсыпка; г – возврат назад (холостой ход)

Экономически целесообразная дальность перемещения грунта не превышает 60...80 м для гусеничных бульдозеров и 100...140 м для пневмоколесных машин. Преимущественно распространение получили гусеничные бульдозеры, обладающие высокими тяговыми усилиями и проходимость. Чем выше тяговый класс машины, тем больший объем земляных работ она способна выполнять и разрабатывать более прочные грунты.

К основным параметрам бульдозерного оборудования относятся (рис. 4.4) высота без козырька H и длина B отвала (м), радиус кривизны отвала r , основной угол резания δ , задний угол отвала α , угол заострения ножей β угол перекоса отвала ϵ и угол поворота (у поворотных машин) отвала в плане γ (град), высота подъема отвал h_1 над опорной поверхностью h_2 и глубин опускания отвала ниже опорной поверхности (м), напорное T и вертикальное P усилия на режущей кромке (кН), скорости подъема v_n и опускания отвала v_o (м/с).

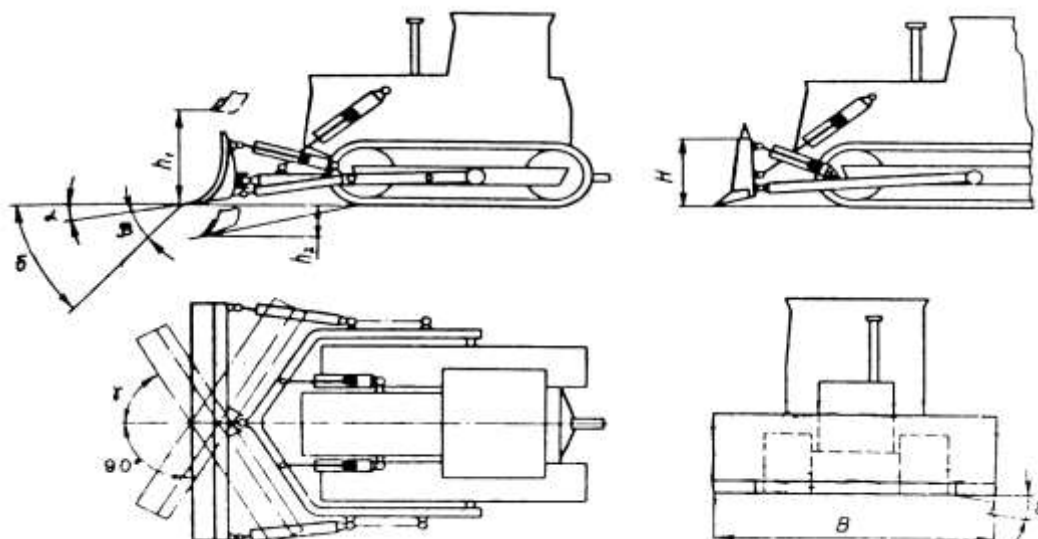


Рис. 4.4. Основные параметры бульдозерного оборудования

Основы тягового расчета бульдозеров

Определим фактический объем призмы волочения, который зависит от геометрических размеров отвала и свойств грунта:

$$V_{\phi} = \frac{B \cdot H^2}{2 \cdot K_1};$$

где B – длина отвала, м;

H – высота отвала с учетом козырька, м;

K_1 – коэффициент, зависящий от характера и типа грунта, а также от

отношения $\frac{H}{B}$, (по табл. 4.1);

Табл. 4.1. Значения коэффициента K_1 в зависимости от отношения $\frac{H}{B}$ и вида грунта

Отношение $\frac{H}{B}$	0,15	0,30	0,35	0,40	0,45
Связные грунты I-II категории	0,70	0,80	0,85	0,90	0,95
Несвязные грунты	1,15	1,20	1,20	1,30	1,50

Определяем сопротивление грунта резанию:

$$W_1 = K \cdot B \cdot h \cdot \sin \alpha;$$

где B – длина отвала бульдозера, м;

K – удельное сопротивление грунта лобовому резанию, кН/м² (принимается $K = 170$);

h – глубина резания в процессе перемещения призмы грунта, м;

α – угол захвата, ($\alpha = 90^\circ$);

Определим сопротивление перемещению призмы грунта перед отвалом:

$$W_2 = V_{\phi} \cdot \rho \cdot f_{np} \cdot g;$$

где V_{ϕ} – фактический объем призмы волочения в плотном теле, м³;

ρ – плотность грунта, т/м³ ($\rho = 1,5$);

f_{np} – коэффициент сопротивления перемещению грунта, (для связных грунтов $f_{np} = 0,5$);

g – ускорение свободного падения, м/с²;

Определим сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу:

$$W_3 = V_{\phi} \cdot \rho \cdot f_{zm} \cdot \cos^2 \gamma_0 \cdot g;$$

где V_{ϕ} – фактический объем призмы волочения в плотном теле, м³;

ρ – плотность грунта, т/м³ ($\rho = 1,5$);

$f_{zm} = tg \varphi$ – коэффициент трения грунта по металлу;

φ – угол трения, (принимается $\varphi = 30^\circ$);

γ_0 – угол резания, ($\varphi = 54^\circ$);

g – ускорение свободного падения, м/с²;

Определим сопротивление перемещению бульдозера:

$$W_4 = G_{\sigma} \cdot f;$$

где G_{σ} – суммарный вес трактора и бульдозера, кН ($G_{\sigma} = 163,2$);
 f – коэффициент сопротивления перемещению трактора с бульдозером,
(принимаем $f = 0,11$);

В итоге суммарное сопротивление движению при данном объеме призмы и глубине резания будет равно:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 = 15,56 + 22,8 + 9,12 + 17,95 = 65,43 \text{ кН.}$$

Далее определяем потребную мощность двигателя:

$$N_n = \frac{W \cdot V}{1000 \cdot \eta};$$

где V – рабочая скорость бульдозера, м/с ($V = 1,39$);

η – КПД силовой передачи бульдозера, (принимаем $\eta = 0,8$);

Коэффициент использования мощности определяют из соотношения:

$$K_u = \frac{N_n}{N_{\sigma}} \cdot 100\%;$$

где N_{σ} – мощность двигателя базового трактора, кВт ($N_{\sigma} = 116$);

Определение производительности бульдозеров

Производительность бульдозера определяется для следующих технологических схем работы:

- при резании и перемещении грунта;
- при планировочных работах.

Производительность бульдозера при резании и перемещении грунта определим по следующей формуле:

$$П = \frac{3600 \cdot V_{\phi} \cdot k_{\sigma} \cdot k_{укл}}{T_{ц}};$$

где V_{ϕ} – фактический объем призмы волочения, м³ ($V_{\phi} = 3,1$);

k_{σ} – коэффициент использования бульдозера по времени, ($k_{\sigma} = 0,85$);

$k_{укл}$ – коэффициент, учитывающий влияние уклона местности на производительность бульдозера, (по табл. 4.2 $k_{укл} = 0,8$);

Табл. 4.2. Значения коэффициента $k_{укл}$

Угол подъема в градусах	$k_{укл}$	Угол уклона в градусах	$k_{укл}$
0–5	1,00–0,67	0–5	1,00–1,33
5–10	0,67–0,50	5–10	1,33–1,94
10–15	0,50–0,40	10–15	1,94–2,25

$T_{ц}$ – длительность цикла, сек;

Длительность цикла определяется выражением:

$$T_{ц} = \frac{l_p}{v_1} + \frac{l_n}{v_2} + \frac{l_p + l_n}{v_3} + 2 \cdot t_n + t_o + t_c;$$

где l_n – длина пути перемещения грунта, м ($l_n = 20$);

l_p – длина пути резания, м ($l_p = 8$);

- v_1 – скорость движения бульдозера при опании грунта, м/с ($v_1 = 0,5$);
 v_2 – скорость движения бульдозера при перемещении грунта, м/с ($v_2 = 1$);
 v_3 – скорость обратного холостого движения трактора, м/с ($v_3 = 2$);
 t_o – время на опускание отвала, с ($t_o = 1,2$);
 t_c – время на переключение передач, с ($t_c = 4,2$);
 t_n – время, необходимое на разворот, с ($t_n = 10$);

Производительность бульдозера при планировочных работах определяется по формуле:

$$П = \frac{3600 \cdot l \cdot (B \cdot \sin \alpha - 0,5) \cdot k_o}{n \cdot \left(\frac{l}{v} + t_n\right)}$$

где l – длина планируемого участка, м ($l = 60$);

B – ширина отвала, м ($B = 3,66$);

α – угол захвата отвала, ($\alpha = 90^\circ$);

k_o – коэффициент использования бульдозера по времени, ($k_o = 0,85$);

n – число проходов по одному месту, ($n = 1$);

v – рабочая скорость движения трактора, м/с ($v = 1$);

t_n – время, необходимое на разворот, с ($t_n = 10$);

Тема 4.2. Скреперы

Назначение скреперов

Скрепер является самоходной или прицепной (к гусеничному или колесному трактору, колесному тягачу) землеройно-транспортной машиной, рабочим органом которой служит ковш на пневмоколесах, снабженный в нижней части ножами для срезания слоя грунта. Скреперы предназначены для послойного копания, транспортирования, послойной отсыпки, разравнивания и частичного уплотнения грунтов I...IV категорий при инженерной подготовке территории под застройку, планировке кварталов, возведет насыпей, разработке широких траншей и выемку под различные сооружения и искусственные водоемы и др. Наиболее эффективно скреперы работают на непереувлажненных средних грунты, (супесях, суглинках, черноземах), не содержат крупных каменистых включений. При разработке скреперами тяжелых грунтов их предварительно рыхлят на толщину срезаемой стружки. Главным параметром скреперов является геометрическая вместимость ковша (м), которая лежит в основе типоразмерного ряда этих машин.

Классификация скреперов

по вместимости ковша - на машины малой (до 5 м³), средней (5...15 м³) и большой (свыше 15 м³) вместимости;

по способу агрегатирования с тяговыми средствами (рис. 4.5) - на прицепные (рис. 4.5, а) к гусеничным тракторам и двухосным колесным тягачам; полуприцепные (рис. 4.5, б) и самоходные, агрегатируемые с одноосными (рис. 4.5, в) и двухосными колесными тягачами.

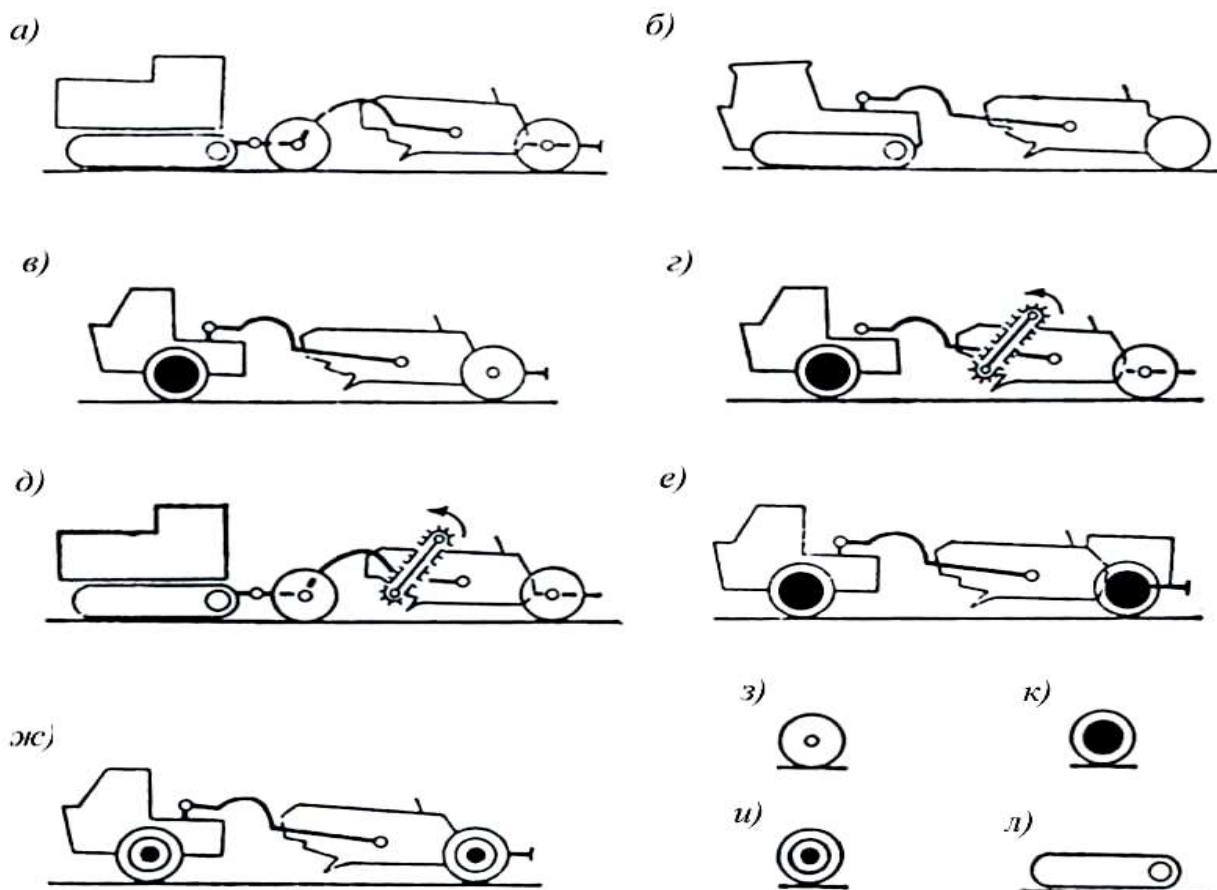


Рис. 4.5. Компонировочные схемы скреперов:
 а – прицепной с гусеничным трактором; б – полуприцепной с гусеничным трактором; в – самоходный; г – самоходный с принудительной элеваторной загрузкой; д – прицепной с принудительной элеваторной загрузкой; е – двухдвигательный с одноосным тягачом; ж – дизель-электрический четырехколесный; з – ведомое колесо; к – ведущее колесо; и – мотор-колесо; л – ведущая гусеница

Прицепные скреперы в агрегате с базовыми гусеничными тракторами используют при дальности транспортирования от 150 до 1 км.

Полуприцепные и самоходные скреперы, агрегатируемые с базовыми быстроходными колесными тягачами применяют при дальности транспортирования от 300 м до 3 км и более (в условиях бездорожья их использование рентабельнее автосамосвалов). При дальности транспортирования на расстояние более 3 км при наличии хороших дорог обычно применяются автосамосвалы груженные экскаватором.

При наполнении ковша скорость движения скреперов составляет 2...4 км/ч, при транспортном передвижении – 0,5...0,8 максимальной скорости трактора или тягача.

На скреперах (ДЗ-115 и ДЗ-107-2, рис. 4.5, е, ж) может быть установлен второй дополнительный задний двигатель для привода задних колес через гидромеханическую трансмиссию, что позволяет выполнить все колеса машины ведущими. Управление дополнительным двигателем и гидромеханической трансмиссией синхронизировано с управлением, тягачом и ведется из кабины

машиниста. Одновременную работу обоих двигателей используют при заполнении ковша и транспортировании грунта к месту разгрузки; при выгрузке ковша и обратном ходе используется один двигатель тягача.

По способу загрузки ковша (рис. 4.5) - с пассивной загрузкой движущим усилием срезаемого слоя грунта (рис. 4.5, а, б, в, е, ж), с принудительной загрузкой с помощью скребкового элеватора (рис. 4.5, г, д).

В скреперах с пассивной загрузкой (рис. 4.5, а, б, в, е, ж) грунт отделяется от массива и поступает в ковш со свободным заполнением за счет тягового усилия. Заполняется ковш в результате продвижения стружки сквозь грунт, уже накопившийся в нем.

В скреперах с принудительной загрузкой (рис. 4.5, г, д) грунтовая стружка отделяется также за счет тягового усилия, но подается в ковш элеватором. Скреперы с элеваторной загрузкой наиболее рационально используются на сыпучих грунтах при выполнении небольших объемов работ.

По способу разгрузки ковша - с принудительной разгрузкой при выдвигании стенки ковша вперед (основной способ, рис. 4.6), со свободной (самосвальной) разгрузкой опрокидыванием ковша вперед по ходу машины.

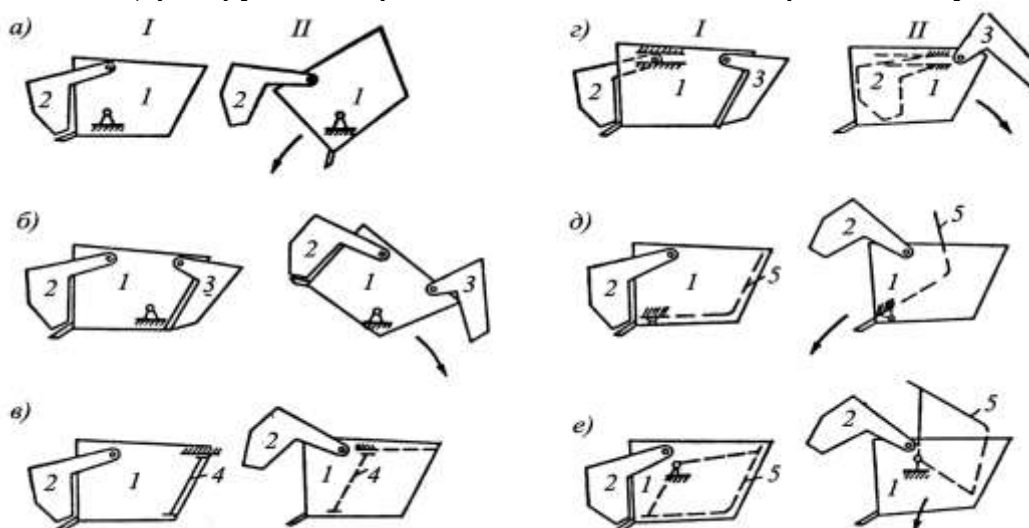


Рис. 4.6. Способы разгрузки скреперов:

- I – транспортное положение; II – разгрузочное положение; а – свободная, наклоном вперед;
 б – свободная, наклоном назад; в – принудительная, движением вперед задней стенки; г – то же, движением назад передней заслонки; д – полупринудительная, наклоном вперед днища и задней стенки; е – полупринудительная щелевая, наклоном вперед днища и задней стенки;
 1 – ковш; 2 – передняя заслонка; 3 – задняя заслонка; 4 – подвижная задняя стенка;
 5 – подвижные днище и задняя стенка

Свободная разгрузка характерна для машин малой мощности, хотя определенным недостатком ее является неполное опорожнение ковша, особенно при разработке липких грунтов. Принудительная и полупринудительная разгрузка, обеспечивающая наилучшее опорожнение ковша, применяется главным образом в машинах средней и большой вместимости;

по способу управления рабочим органом - с канатно-блочным (ме-

ханическим, сейчас не используются), гидравлическим и электрогидравлическим управлением.

Прицепной скрепер

Прицепной скрепер (рис. 4.7) представляет собой двухосную машину с передними 2 и задними 10 колесами, соединяемую прицепным устройством 1 с трактором или тягачом. Сила тяги трактора передается на тяговую раму 3 скрепера, соединенную с передней осью колес 2 при помощи универсального шарнира 14. Для толкания скрепера бульдозером-толкателем в процессе набора грунта имеется буфер 11.

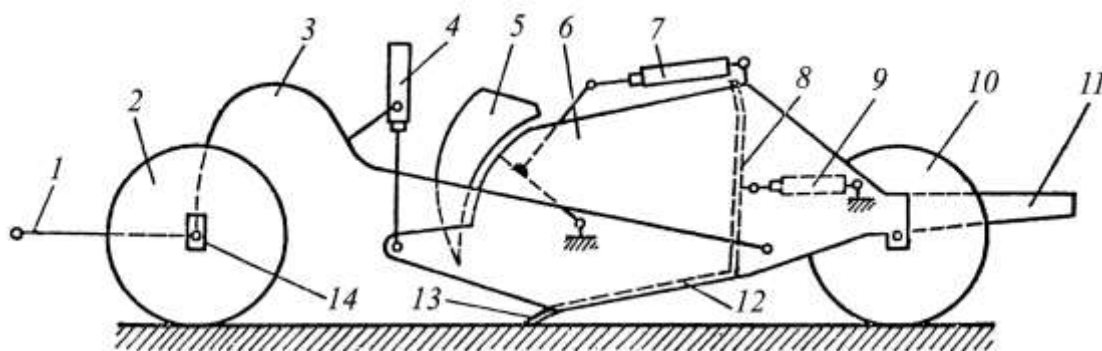


Рис. 4.7. Схема прицепного двухосного скрепера:

- 1 – прицепное устройство; 2 – передние колеса; 3 – тяговая рама; 4 – гидравлический цилиндр для подъема и опускания ковша; 5 – заслонка; 6 – ковш; 7 – гидравлический цилиндр управления заслонкой; 8 – выдвижная задняя стенка; 9 – гидравлический цилиндр управления задней стенкой; 10 – задние колеса; 11 – буфер; 12 – днище ковша; 13 – нож; 14 – универсальный шарнир.

Рабочим органом скрепера является ковш 6 с двумя боковыми стенками и днищем 12. К подножевой плоскости ковша крепят сменные двухлезвийные ножи: два боковых и средние 13. Ковш снабжен выдвижной задней стенкой 8 для принудительной разгрузки, а в передней части - заслонкой 5, поднимающейся при наборе и выгрузке грунта. Заслонка служит для регулирования щели при загрузке ковша и закрывает ковш при транспортировке грунта. Управление рабочим оборудованием обеспечивается гидроцилиндрами 4 и 7 подъема-опускания ковша и заслонки, соответственно и гидроцилиндром 9 выдвижения задней стенки 8. Гидрооборудование прицепных скреперов работает от гидросистемы трактора и управляется из кабины машиниста с помощью золотниковых гидрораспределителей.

Рабочий процесс скрепера (рис. 4.8) состоит из следующих последовательно выполняемых операций: резание грунта и наполнение ковша, транспортирование грунта в ковше к месту укладки, выгрузка и укладка грунта, обратный (холостой) ход машины в забой.

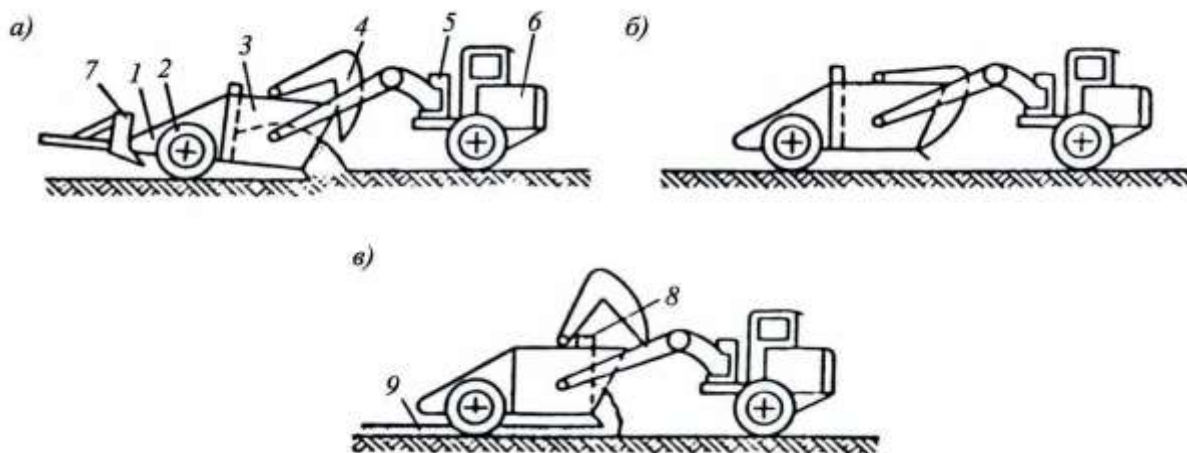


Рис. 4.8. Рабочий цикл самоходного скрепера с пассивной загрузкой: а – загрузка ковша; б – транспортное положение; в – разгрузка ковша; 1 – буфер; 2 – заднее колесо; 3 – ковш; 4 – передняя заслонка; 5 – поворотно-сцепное устройство; 6 – одноосный тягач; 7 – толкающее устройство; 8 – разгрузочное устройство; 9 – слой выгруженного и спланированного грунта.

При наборе грунта (рис. 4.8, а) ножи опущенного на грунт ковша 2 срезают слой грунта толщиной h , который поступает в ковш при поднятой подвижной заслонке 3. Наполненный грунтом ковш на ходу поднимается в транспортное положение (рис. 4.8, б), а заслонка 3 опускается, препятствуя высыпанию грунта из ковша. При разгрузке ковша (рис. 4.8, в) заслонка 3 поднята, а грунт вытесняется принудительно из приспущенного ковша выдвигаемой вперед задней стенкой 5 ковша, причем регулируемый зазор между режущей кромкой ковша и поверхностью земли определяет толщину s укладываемого слоя грунта 4, который разравнивается (планируется) ножами ковша и частично уплотняется колесами скрепера. При холостом ходе порожний ковш поднят в транспортное положение, а заслонка опущена. Для увеличения тягового усилия скрепера при наполнении ковша в плотных грунтах обычно используют бульдозер-толкач (см. рис. 4.8, а). Время и степень заполнения ковша грунтом влияют на производительность скреперов, поэтому целесообразно в определенных условиях агрегатировать скреперы с машинами-толкачами.

Определение основных параметров скреперов

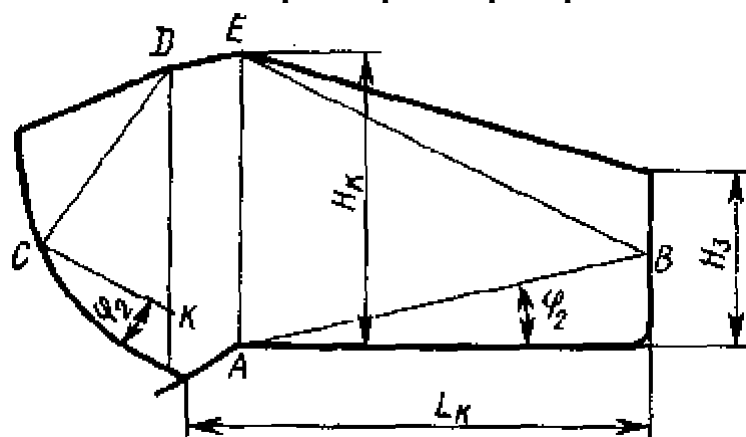


Рис. 4.9. Основные параметры ковша скрепера

Главным параметром (рис. 4.9) скреперов является вместимость ковша

q_k ($\approx 4,5 \dots 25 \text{ м}^3$). К основным параметрам ковша относят также его ширину B_k , высоту H_k и длину L_k . С уменьшением высоты и длины ковша, увеличением ширины сопротивление грунта снижается. У скреперов с большой вместимостью ковша увеличить ширину его невозможно по транспортным соображениям.

Наиболее приемлемыми для определения внутренних размеров ковшей вместимостью $10 < q_k < 25 \text{ м}^3$ являются размеры, м, определяемые по формулам подобия:

$$H_k = (0,64 \div 0,68) \sqrt[3]{q_k}; \quad B_k = (1,20 \div 1,30) \sqrt[3]{q_k};$$

$$l_1 = (0,73 \div 0,79) \sqrt[3]{q_k}; \quad l_2 = (1,27 \div 1,30) \sqrt[3]{q_k}.$$

где l_1 – длина днища, м; l_2 – длина ковша доверху.

Для снижения удельных сопротивлений при определении вместимости ковша q_k К. А. Артемьев рекомендует использовать соотношение между шириной ковша B_k и высотой H_k равным

Вместимость ковша q_k , м^3	3	6	10	15
Соотношение B_k/H_k	1,7	1,9	2,2	2,5

Соотношение между длиной ковша L_k и его высотой по рекомендации К. А. Артемьева можно принимать:

Высота ковша H_k , м	1	1,5	2,0
Отношение L_k/H_k	1,85	1,5	1,4

Сила сопротивления грунта копанью скрепером будет определяться выражением:

$$P_{\text{коп}} = P_{\text{рез}} + P_{\text{тр}} + P_{\text{пр}} + P_{\text{зап}}.$$

где $P_{\text{рез}}$ – сопротивление грунта резанию;

$P_{\text{тр}}$ – сопротивление от трения ножа о грунт;

$P_{\text{пр}}$ – сопротивление от перемещения призмы волочения;

$P_{\text{зап}}$ – сопротивление, возникающее при заполнении ковша.

Грунт, срезанный ножом стружкой определенной толщины, поступает в ковш и заполняет его заднюю часть до тех пор, пока поверхность его не займет положение АВ, определяемое углом внутреннего трения φ . После этого начнет заполняться заслонка до уровня КС, определяемого также углом φ . Переменное заполнение ковша будет происходить до тех пор, пока высота грунта не достигнет определенного значения. В момент окончания наполнения ковша грунтом этот процесс можно рассматривать как подъем столба грунта АЕДК, сжимаемого призмами ВАЕ и КДС, сползающими на столб по линии естественного откоса.

Определение производительности скрепера

Основными показателями режима работы скреперов являются: толщина срезаемой стружки ($\approx 200 - 400 \text{ мм}$), коэффициент наполнения, скорости движения при выполнении операций рабочего цикла $\approx 5 - 11 \text{ км/ч}$, длина пути копания и длина пути разгрузки.

Эксплуатационная производительность скрепера определяется по формуле:

$$\Pi_3 = \frac{3600 q k_n k_b}{T_{\text{ц}} k_p}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где q – геометрическая вместимость ковша, м^3 ;

k_n – коэффициент наполнения ковша скрепера ($k_n \approx 0,6 - 0,9$);

k_p - коэффициент разрыхления грунта ($k_n \approx 1,1-1,4$);

$T_{ц}$ - продолжительность рабочего цикла скрепера

Продолжительность рабочего цикла скрепера $T_{ц}$, с, определяется по формуле:

$$T_{ц} = \frac{l_k}{v_1} + \frac{l_n}{v_2} + \frac{l_p}{v_3} + \frac{l_k + l_n + l_p}{v_4} + 2t_{пов} + nt_{пер}, \text{ с,}$$

где l_k - длина пути копания (наполнения), м;

l_n - дальность перемещения грунта, м;

l_p - длина пути разгрузки, м.

$v_1; v_2; v_3; v_4$ - скорости передвижения соответственно при резании (копании), перемещении груженого скрепера, разгрузки и передвижения порожнего скрепера, м/с;

$t_{пов}$ - время, затрачиваемое на один поворот, $t_{пов} = 15-20$ с;

$t_{пер}$ - время переключения передачи $t_{пер} = 5-6$ с;

n - число переключений передач за один рабочий цикл.

Длина пути копания определяется по формуле:

$$l_k = \frac{qk_n k'_n}{0,7Bhk_p} + 0,5$$

где k'_n - коэффициент, учитывающий объем срезанного грунта, идущего на образования призмы волочения и боковых валков

Табл. 4.3. Средние значения k'_n .

Вместимость ковша, м ³	Средние значения k'_n			
	песок	супесь	суглинок	глина
6	1,26	1,22	1,1	1,1
10	1,28	1,17	1,1	1,05
15	1,32	1,16	1,09	1,05

B - ширина резания (захвата), м ($\approx 2-3$ м)

h - наибольшая глубина срезаемого слоя, м ($\approx 0,2-0,4$ м)

Длина пути разгрузки определяется по формуле:

$$l_p = \frac{qk_n}{Bh_1}, \text{ м.}$$

где h_1 - толщина отсыпаемого слоя, м ($\approx 0,25-0,6$ м)

Тема 4.3. Автогрейдеры и грейдер-элеваторы

Назначение автогрейдеров, их классификация, устройство автогрейдера.

Назначение. Автогрейдер - универсальная землеройно-транспортная машина, предназначенная для послойного срезания и бокового перемещения грунта на расстояние до 10 м. Автогрейдер может применяться для перемещения

и разравнивания грунта и дорожно-строительных материалов, профилирован откосов при возведении насыпей и отрывке выемок, устройства корыта и боковых канав, смешивания грунта с добавками и вяжущими материалами на полотне дороги, очистки дорог от снега и льда и других работ.

Классификация автогрейдеров. Грейдеры бывают прицепными (работающими в сцепе с гусеничными тракторами) и самоходными (автогрейдеры).

Грейдеры классифицируют по массе и мощности, типу колесной схемы и трансмиссии, управлению рабочим органом.

По массе на легкие (до 9 т), средние (до 13 т) и тяжелые (19 т и более). Легкие автогрейдеры применяют для профилировки грунтовых дорог: срезки бугров, колеи и придания земляному полотну правильного поперечного профиля; для утюжки грунтовых дорог, планировки кюветов и обочин; патрульной снегоочистки. В районах с повышенной влажностью эти автогрейдеры могут применяться для ремонта и содержания гравийных дорог.

Автогрейдеры среднего типа, кроме выполнения вышеперечисленных работ, используют для восстановления профиля грунтовых и гравийных дорог (с устройством боковых водоотводных канав), для разравнивания песка и гравийно-щебеночных материалов при устройстве оснований, для создания насыпи из боковых резервов в легких и средних грунтах и планировки откосов.

Автогрейдеры тяжелого типа наиболее целесообразны для устройства грунтовых и гравийных дорог и аэродромов с большим объемом работ, возведения насыпей из боковых резервов в тяжелых грунтах, устройства корыта в земляном полотне под дорожное основание, выполнения земляных работ при уширении проезжей части дорог.

По мощности двигателя на легкие (75-90кВт), средние (120-150 кВт) и тяжелые (250-300 кВт);

По типу трансмиссии различают автогрейдеры с механической и гидромеханической трансмиссиями (гидромеханическая трансмиссия обеспечивает автоматическое и плавное изменения скорости движения автогрейдера, механическая - ступенчатое);

По системе управления рабочим органом на механическую, гидравлическую, комбинированную (редукторно-гидравлическую или пневмоэлектрическую).

По конструктивной компоновке автогрейдеры классифицируют по типу мостов с управляемыми и ведущими колесами и общему числу мостов. Колесную схему обозначают буквами АхБхВ, где А - число осей с управляющими колесами; Б - число ведущих осей; В - общее число осей автогрейдера. С увеличением числа осей улучшаются планирующие свойства машины, увеличение числа ведущих колес повышает тяговые возможности машины, а увеличение числа осей с управляемыми колесами - ее маневренность. Наиболее распространенной является колесная схема (формула) 1х2х3, т.е. автогрейдер имеет одну ось управляемую, две ведущие с общим числом осей три, данная схема наиболее распространена на автогрейдерах легкого и среднего типов. Для средних автогрейдеров в качестве дополнительных колесных схем предусматриваются двухосные машины со всеми ведущими и управляемыми мостами (2х2х2), а для тяжелых и сверхтяжелых две модификации трехосные со

всеми ведущими и одним управляемым мостом (1х3х3) и трехосные машины (3х3х3) со всеми ведущими и управляемыми мостами.

Табл. 4.4. Классификация автогрейдеров

Тип автогрейдера	Масса, т	Мощность двигателя, кВт	Длина отвала, мм	Высота отвала, мм	Колесная формула	Область применения
Легкий	9	45–55	До 3000	До 500	1х2х3	Содержание и мелкий ремонт грунтовых дорог
Средний	10-13	65–75	3000–3400	500	1х2х3 основная (2х2х2 дополнительная)	Строительство и средний ремонт дорог, работа в средних грунтовых условиях
Тяжелый	14–19	120–130	3400–3700	500–600	1х2х3 (1х3х3, 3х3х3 дополнительные)	Различные земляные работы большого объема
Особо тяжелый	Более 20	270–320	3600–4300	600–700	3х3х3	Строительство дорог в тяжелых грунтовых условиях, планировка аэродромов и др.

Автогрейдер - самоходная машина с собственной силовой установкой, основным рабочим оборудованием которого служит отвал со сменным ножом или другими видами дополнительного оборудования. Он состоит из двигателя, основной рамы, ходовой части, трансмиссии, основного и дополнительного рабочего оборудования, системы управления.

Общее устройство автогрейдера показано на (рис. 4.10). На основной раме 11 установлен дизельный двигатель 1, с муфтой сцепления 2 и коробкой передач 4, которая соединена с помощью карданных валов с муфтой сцепления 2 и редуктором заднего моста 3.

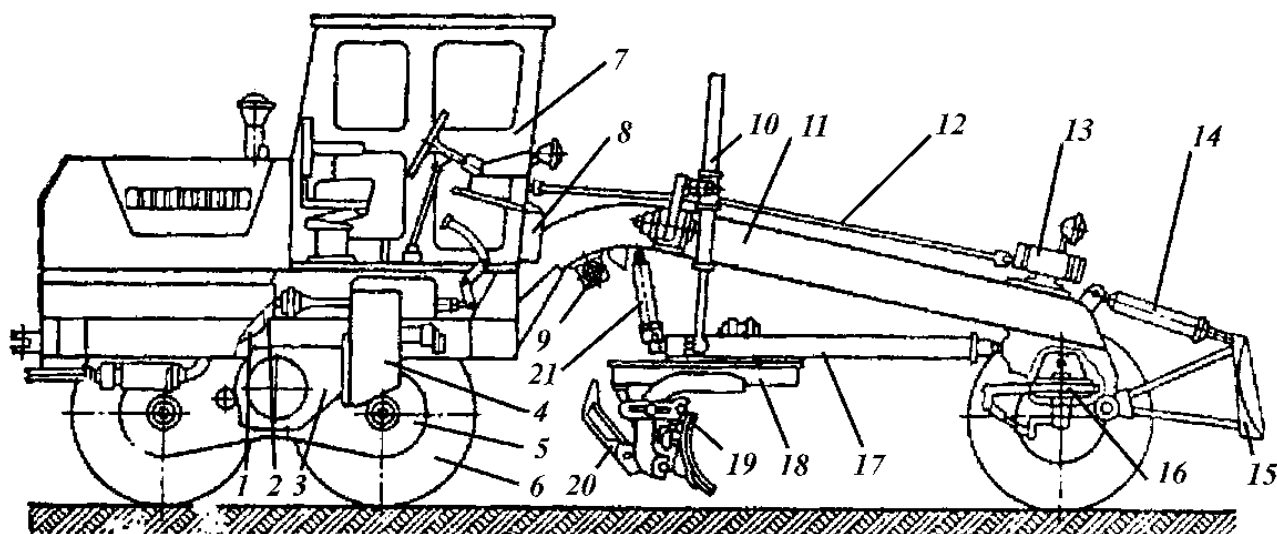


Рис. 4.10. Общий вид автогрейдера:

1 – двигатель; 2 – муфта сцепления или гидротрансформатор; 3 – задний мост; 4 – коробка перемены передач; 5 – балансирующие тележки; 6 – ведущее колесо; 7 –

кабина машиниста с рычагами управления; 8 – система гидравлического управления; 9 – система автоматического управления; 10 – гидроцилиндр подъема отвала; 11 – основная рама; 12 – карданная передача; 13 – рулевой механизм с гидроусилителем; 14 – гидроцилиндр подъема бульдозерного отвала; 15 – бульдозерный отвал; 16 – передний мост; 17 – тяговая рама; 18 – поворотный круг; 19 – грейдерный отвал; 20 – кирковщик; 21 – гидроцилиндр выноса тяговой рамы

Силовая передача от двигателя на ходовую часть автогрейдера осуществляется через соединительную муфту, коробку передач, задний мост и редуктор балансиров.

Рабочий орган автогрейдера – грейдерный отвал 19 с ножами, имеет с тыльной стороны верхний и нижний направляющие стержни, которыми отвал соединяется с кронштейнами поворотного круга 18.

Отвал можно устанавливать под различными углами резания, что достигается изменением места крепления зубчатых гребенок на кронштейнах поворотного круга, к которым они присоединяют верхнюю часть отвала.

Поворотный круг 18 подвешен на кронштейнах к тяговой раме 17, продольная балка которой шаровым шарниром присоединена в передней части к основной раме 11, а в задней подвешена к ней с помощью гидравлических цилиндров 10. Два гидравлических цилиндра 10, работающих независимо один от другого, обеспечивают подъем передней части тяговой рамы и ее перекося, а гидроцилиндр выноса 21 – ее вынос в сторону от продольной оси автогрейдера. Вращением поворотного круга 18 автогрейдера с жестко закрепленными кронштейнами обеспечивается установка отвала в плане. Благодаря такой подвеске отвал может быть установлен горизонтально или наклонно к вертикальной плоскости, под любым углом наклона в плане, располагаться в полосе колеи машины или быть вынесенным за ее пределы, быть опущенным ниже уровня поверхности, по которой перемещается машина, или поднятым над ней.

С тыльной стороны отвала 19 на трубе, приваренной к кронштейнам поворотного круга 18, подвешены зубья кирковщика 20. В транспортном положении и при работе только отвалом они фиксируются в поднятом состоянии специальными пальцами. При рыхлении плотных грунтов эти пальцы вынимаются, и автогрейдер должен двигаться на задней рабочей скорости с опущенным отвалом. Впереди основной рамы 11 навешивается дополнительное оборудование – бульдозерный отвал 15.

Как уже было сказано выше основным рабочим оборудованием автогрейдера (рис. 4.11) является грейдерный отвал 7 с ножами, который с помощью двух кронштейнов 8 крепится к установленному на тяговой раме 1 поворотному кругу 2.

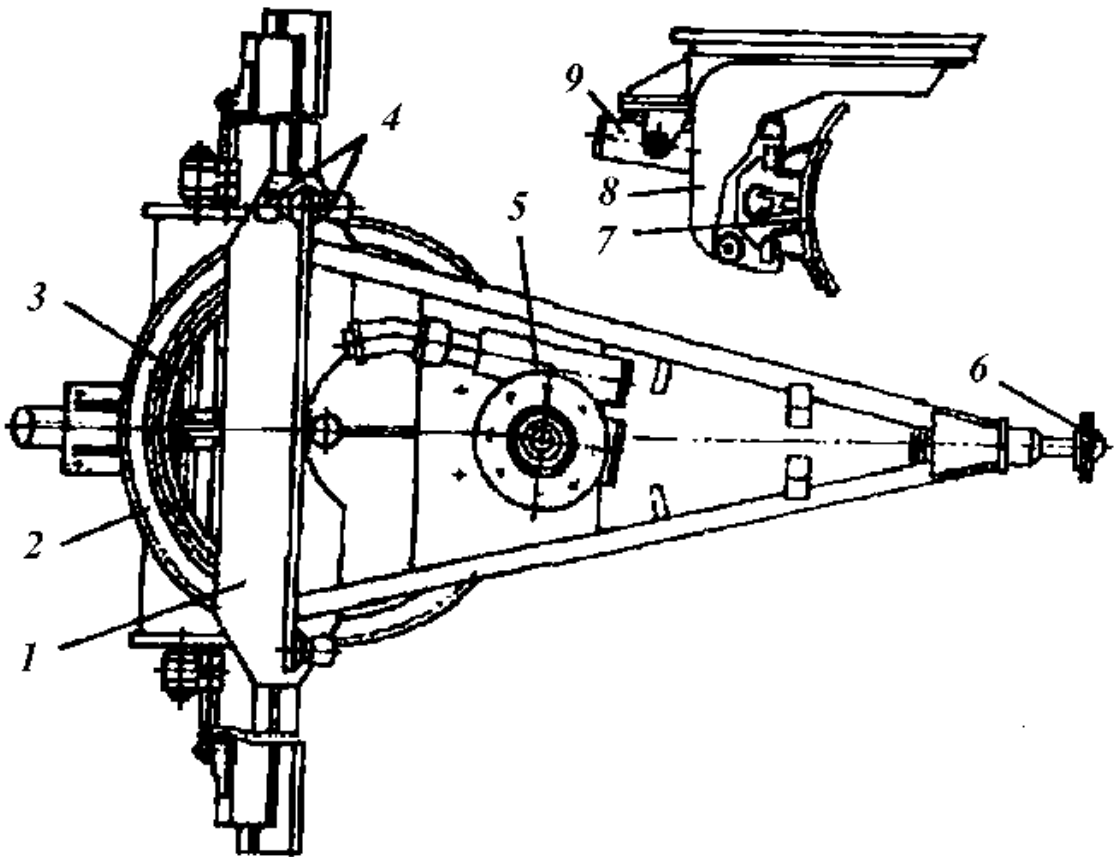


Рис. 4.11. Тяговая рама с грейдерным отвалом:

- 1 – тяговая рама; 2 – поворотный круг; 3 – гидроцилиндр выноса отвала в сторону; 4, 6 – шаровые шарниры; 5 – механизм поворота отвала; 7 – грейдерный отвал; 8 – кронштейны; 9 – механизм изменения угла резания.

Тяговая рама с помощью шарового шарнира 6 крепится к основной раме, а с помощью шаровых шарниров 4 - к средней части основной рамы. На тяговой раме размещен механизм 5 поворота отвала, обеспечивающий поворот отвала на 360° , а на поворотном круге - механизм 9 изменения угла резания.

Для расширения области применения и повышения производительности на автогрейдерах устанавливается ряд дополнительных видов оборудования: рыхлитель, бульдозер, удлинитель отвала, откосник, уширитель отвала, планировщик откосов, снегоочиститель.

Основные параметры автогрейдеров

Кроме главного параметра – общей массы машины – автогрейдер имеет ряд основных параметров: мощность двигателя N , силу тяги P_t , рабочие $v_{раб}$ и транспортные $v_{тр}$ скорости, колесную схему, а также максимальное давление P_n , которое передается через нож на грунт от массы машины.

Общая масса автогрейдера G_a и сцепная $G_{сц}$ связаны следующей зависимостью:

$$G_{сц} = G_a \xi,$$

где ξ – коэффициент, равный единице в колесных формулах 3x3x3, 1x3x3, 2x2x2 и $\xi = 0,70 \div 0,75$ при формуле 1x2x3.

После многочисленных преобразований получим формулу для определения оптимальной массы машины:

$$G_a = k_c F_k k_{рез} / (\xi \varphi_{сц} n).$$

где k_c – коэффициент, учитывающий неравномерность сечения стружки при отдельных проходах, $k_c = 1,3$; F_k – площадь сечения корыта (кювета); $k_{рез}$ – удельное сопротивление резанию, кН/м² (принимаем $K = 170$); $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления; n – число проходов, за которое вырезается корыто (обычно принимается 6-8).

Сила сопротивления копанию грунта автогрейдером

$$P_{коп} = P_{рез} + P_{тр1} + P'_{np} + P'_{тр2} + P''_{тр2}$$

где $P_{рез}$ – сопротивление грунта резанию; $P_{тр1}$ – сила на преодоление трения ножа о грунт; P'_{np} – сопротивление от перемещения призмы волочения; $P'_{тр2}$ – сила трения грунта при движении его вверх по отвалу; $P''_{тр2}$ – сила трения грунта при движении его вдоль по отвалу.

Развиваемое автогрейдером тяговое усилие должно быть больше сопротивлений, возникающих при работе машины.

При расчете сил сопротивления движению автогрейдера следует исходить из наиболее тяжелых условий работы – копания и перемещения грунта. При этом надо знать и учитывать при расчете параметры автогрейдера и отвала (рис. 4.12).

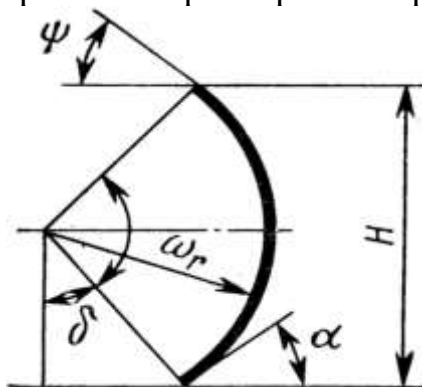


Рис. 4.12. Схема отвала автогрейдера:

δ – угол естественного откоса грунта;

Основными параметрами отвала считают его длину $L_{от}$ и высоту $H_{от}$. Длина должна обеспечивать вырезание стружки и перемещение ее на необходимое расстояние, а высота – формирование валика грунта и перемещение его перед отвалом.

Отвалы автогрейдеров изготавливают с радиусом постоянной кривизны (рис. 4.12), величину которого определяют по формуле

$$r = H_{от} / (\cos \psi + \cos \alpha)$$

где α – угол резания; в зависимости от вида работ изменяют в пределах 30–80°. Обычно принимают $\alpha = 30–45^\circ$

Изменяют углы резания отвала вручную.

Чтобы исключить пересыпание грунта за отвал, угол опрокидывания ψ принимают равным 65–70°. При установке углов должно быть обеспечено равенство $\alpha + \omega + \psi = \pi$.

Угол захвата ω в зависимости от выполняемых работ обычно составляет 30–40° при вырезании грунта, 60–75° – при перемещении грунта в сторону и 90° –

при планировочных работах.

Угол наклона отвала в вертикальной плоскости θ (угол зарезанья) при резании устанавливаются в пределах $0-30^\circ$.

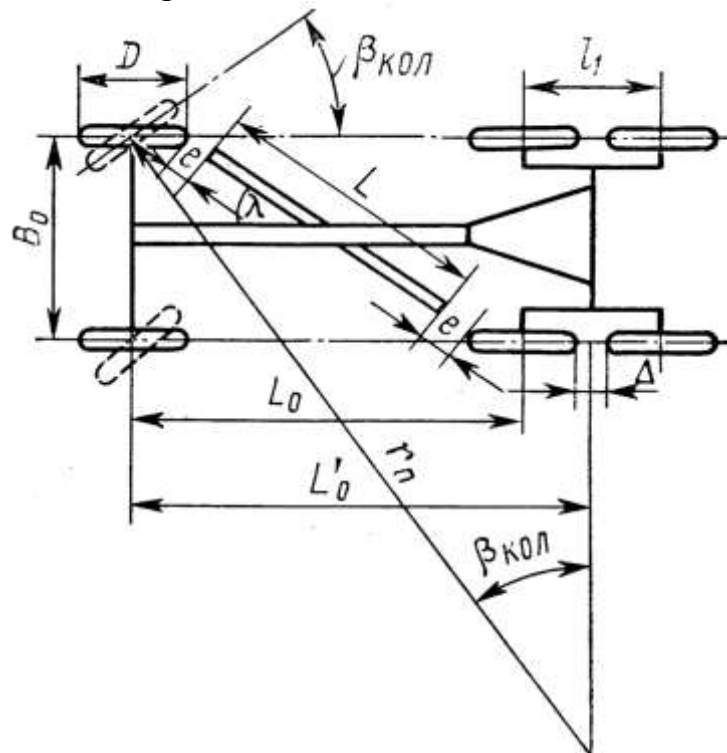


Рис. 4.13. Параметры автогрейдера

Рабочий процесс автогрейдера

Рассмотрим наиболее распространенные схемы работ автогрейдера (рис. 4.14)

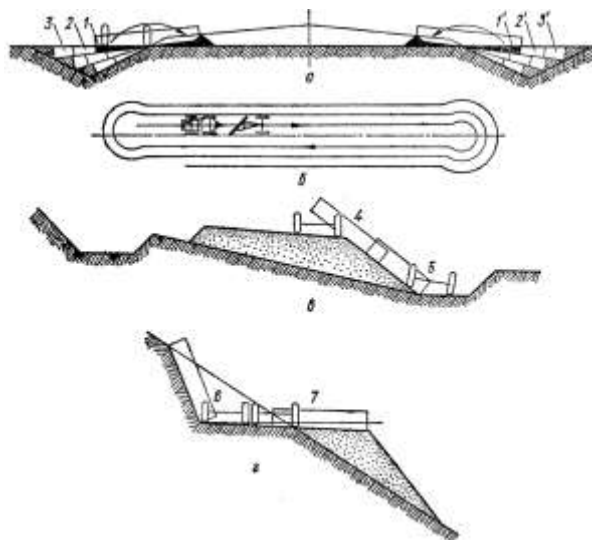


Рис. 4.14. Схемы работы грейдера:

а – при возведении земляного полотна; б – кольцевое движение на участке сооружаемой дороги; в – профилирование откоса, насыпи; г – срезка уступа на косогоре; д – смешение материалов в корыте отвалом грейдера; е – челночная схема работы; 1, 2, 3 – проходы грейдера с одной стороны дороги; 1', 2', 3' – соответствующие проходы с противоположной стороны дороги; 4 – первый проход; 5 – второй проход; 6 – отделка откоса выемки; 7 – планировка насыпи

Число проходов проще всего определить по схеме возведения земляного сооружения. Для этого вычерчивается поперечный профиль сооружения, устанавливается последовательность разработки кювета (или резерва) и укладки грунта в сооружение.

Число проходов при разработке резерва ориентировочно определяется по площади его поперечного сечения:

$$n_{\text{ср}} = F_{\text{рез}}/F_{\text{ср}}$$

где $F_{\text{рез}}$ – площадь поперечного сечения резерва; $F_{\text{ср}}$ – максимальное сечение среза грунта, определяемое пропускной способностью грейдера.

Фактическое число проходов по разработке грунта обычно на 15–20% выше расчетного.

Число проходов по перемещению грунта определяется по средней дальности перемещения.

Скорости проходов для срезки и перемещения грунта выбираются по тяговым усилиям автогрейдера и возникающим сопротивлениям. Обычно проходы по срезке грунта выполняются на первой передаче, а проходы по перемещению – на второй или третьей.

Время на разворот в конце участка выбирается также в зависимости от дорожных условий и колеблется в пределах 1–1,5 мин.

Длина рабочего участка выбирается по конкретным дорожным условиям (наличие искусственных сооружений, постоянство поперечных сечений земляного сооружения и т.д.). Наиболее целесообразная длина участка (не менее 1 км) определяется расстоянием между трубами или мостами либо поперечным профилем дороги.

Определение производительности автогрейдера

Эксплуатационная производительность автогрейдера при возведении насыпей из резервов может быть определена по выражению:

$$\Pi_{\text{с}} = \frac{1000T_{\text{с}}LF_{\text{н}}k_{\text{в}}}{2L\left(\frac{n_{\text{р}}}{v_1} + \frac{n_{\text{п}}}{v_{\text{п}}} + \frac{n_{\text{о}}}{v_{\text{о}}}\right) + 2t_{\text{пов}}(n_{\text{р}} + n_{\text{н}} + n_{\text{о}})}, \text{ м}^3/\text{см},$$

где $T_{\text{с}}$ – продолжительность смены, 8,2 часа;

L – длина рабочего участка, км (0,5–1,5 км)

$F_{\text{н}}$ – площадь сечения насыпи, м²;

$$F_{\text{н}} = B_{\text{ср}}H,$$

где $B_{\text{ср}}$ – средняя ширина земляного полотна, м (4,5–8 м);

H – высота насыпи, м (0,3–0,7 м).

$n_{\text{р}}$ – число проходов при зарезании грунта;

$$n_{\text{р}} = \frac{F_{\text{н}}k_{\text{п}}}{2F_{\text{ср}}},$$

где $F_{\text{ср}}$ – площадь поперечного сечения стружки грунта, м²;

$k_{\text{п}}$ - коэффициент перекрытия проходов при зарезании (1,2-1,5).

$$F_{\text{стр}} = hL_o \sin\alpha \sin\delta, \text{ м}^2$$

где h - глубина резания, м;

L_o - длина отвала, м;

α - угол захвата при резании грунта, град (30-45);

δ - угол резания, град (30-45).

$n_{\text{п}}$ - число проходов при перемещении грунта;

$$n_{\text{п}} = n_{\text{р}} \frac{l_o}{l_{\text{п}}} k_{\text{пп}}$$

где l_o - средняя длина перемещения грунта, м (5-10 м);

$l_{\text{п}}$ - длина перемещения за 1 проход, м ($l_{\text{п}} = L_o \sin\alpha$);

$k_{\text{пп}}$ - коэффициент перекрытия проходов при перемещении ($k_{\text{пп}} = 1,15$).

n_o - число проходов при отделочных работах, $n_o \cong 0,5n_{\text{п}}$.

v_1 - скорость движения автогрейдера при зарезании, км/ч (I передача);

$v_{\text{п}}$ - скорость движения автогрейдера при перемещении грунта, км/ч (II передача);

v_o - скорость движения автогрейдера при отделочных работах, км/ч (III передача).

Грейдеры-элеваторы

Назначение: грейдер-элеватор представляют собой землеройную машину непрерывного действия послойного резания с плужным рабочим органом и транспортирующим устройством в виде ленточного транспортера или метателя. Применяются для создания насыпей и выемок при работе на равнинной местности

Классификация:

по ходовому устройству: прицепные, полуприцепные и навесные. Наиболее распространены прицепные и полуприцепные машины. Навесные машины обычно монтируют на тяжелых автогрейдерах;

по типу рабочего органа: с дисковым (сферическим) ножом, с системой плоских ножей, с системой плоских и дискового ножей и с совковым ножом с полукруглой режущей кромкой, расположению транспортера, системам привода и управления;

по расположению транспортеров: может быть поперечное и диагональное. Грейдеры-элеваторы с диагональным расположением транспортера применяются обычно для выдачи грунта в транспортные средства. Для дальнего отбрасывания грунта вместо транспортера можно применять, метатель;

по типу привода: грейдеры-элеваторы (рис. 4.15) с механической или гидромеханической трансмиссией от двигателя внутреннего сгорания и с многомоторным дизель-электрическим приводом.

По типу управления рабочими органами: механическое, электрическое, гидравлическое

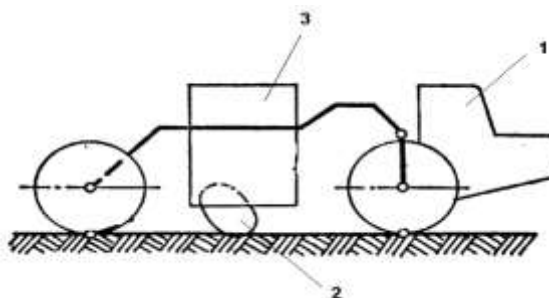


Рис. 4.15. Схема грейдера-элеватора:

1-одноосный тягач; 2-дисковый нож; 3-ленточный транспортер (конвейер)

При работе грейдера-элеватора последовательно проходит по обрабатываемому участку, вырезая грунт и подавая его конвейером в транспортные средства или отвал.

Двигаясь вместе с буксирующим тягачом (машиной) (1), нож (2) опускается и поднимается с плужной балкой гидроцилиндрами, которые позволяют регулировать сечение снимаемой стружки в зависимости от сопротивления грунта резанию. Вырезанная стружка грунта отваливается на приемную часть конвейера (3), которая расположена наклонно в плоскости, перпендикулярной оси машины (1)

Другим типом транспортирующего органа является метатель. Наиболее часто применяются ротационные метатели с подвижным или неподвижным кожухом (рис. 4.16). Выбрасывание грунта ротором метателя происходит за счет центробежной силы при выходе грунта из зоны кожуха. Поворачивая кожух для открытия лопаток вокруг оси ротора, можно изменить момент вылета, а значит, и траекторию полета грунта. Метатели позволяют отбрасывать грунт дальше, чем конвейеры, но точность укладки оказывается меньше, так как грунт разбрасывается и рассеивается в пределах широкой полосы, а энергоемкость транспортирования грунта повышается.

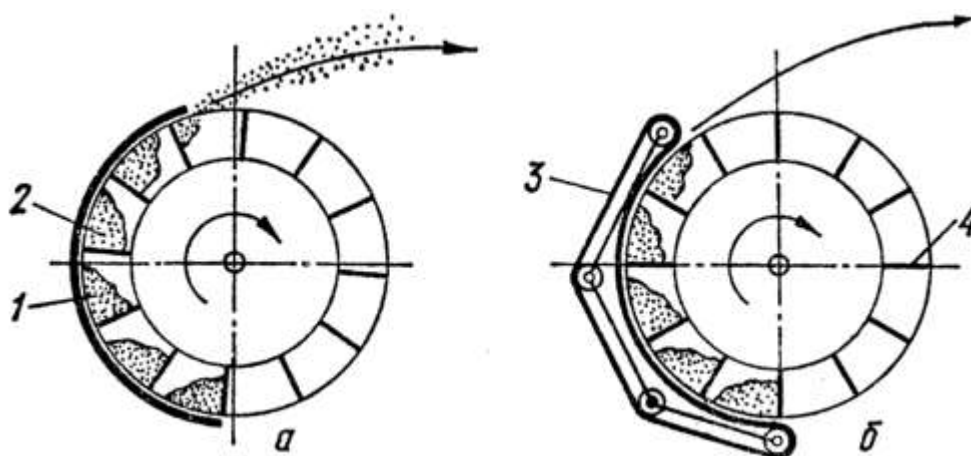


Рис. 4.16. Принципиальное устройство ротационных метателей, применяемых в грейдерах-элеваторах:

а – с неподвижным кожухом; б – с подвижным кожухом; 1 – кожух; 2 – грунт перемещаемый лопастью; 3 – лента подвижного кожуха; 4 – лопасть ротора метателя

Тема 4.4. Одноковшовые погрузчики

Назначение и классификация

Одноковшовый погрузчик состоит из базовой машины и рабочего оборудования шарнирно-сочлененного типа. В комплект сменных рабочих органов погрузчика входят несколько типов ковшей, захваты для работы со штучными грузами, бульдозерный отвал и др.

Одноковшовые погрузчики с ковшовым оборудованием широко применяют для разработки карьерных сыпучих и мелкокусковых материалов с погрузкой их в транспортные средства, для послойной разработки грунта, перемещения его и отсыпки в отвал, а также выполнения погрузочно-разгрузочных и транспортных работ с различными сыпучими материалами.

Одноковшовые погрузчики со сменными рабочими органами используют для погрузки и разгрузки контейнеров, лесоматериалов, выполнения планировочных работ и др.

По основному параметру – номинальной грузоподъемности, кН, – одноковшовые погрузчики разделяют на малогабаритные (менее 5), легкие (5–20), средние (20–40), тяжелые (40–100) и большегрузные (более 100).

Погрузчики классифицируют также по типу ходового оборудования, базовой машины, расположению, типу и приводу погрузочного оборудования. По типу ходового оборудования погрузчики подразделяют на гусеничные и колесные. Вследствие более высокой мобильности и транспортабельности наиболее распространены колесные погрузчики. Гусеничные погрузчики используют при работе на грунтах со слабой несущей способностью, а также на взорванных скальных грунтах, где необходимо реализовать большие усилия на ковше и где шины быстро изнашиваются.

По типу базовой машины различают погрузчики на специальных базовых шасси и тягачах, погрузочных модификациях промышленных тракторов и промышленных модификациях тракторов общего назначения.

Специальные шасси и тягачи создают в расчете на агрегатирование с ними погрузочного оборудования. У них более рациональная компоновка узлов и агрегатов, однако погрузчики на базе собственных шасси экономически целесообразны только при большой серийности их выпуска или при создании машин специального назначения, где в качестве базы невозможно применить тракторы.

Погрузчики выпускают с полуповоротным, перекидным и фронтальным рабочим оборудованием. При полуповоротном оборудовании предусмотрена боковая разгрузка ковша в направлении разработки материала. При перекидном же оборудовании материал разгружается назад, а фронтальное оборудование обеспечивает разгрузку ковша со стороны разработки материала. Преимущественно распространены в нашей стране и за рубежом одноковшовые фронтальные погрузчики.

Параметры, устройство и рабочий процесс

Погрузчики на пневмоколесном ходу (рис. 4.17, а) монтируются обычно на четырехколесных, двухосных специальных шасси с жесткими рамами и поворотными колесами или с шарнирно-сочлененными рамами. Ходовое оборудование имеет колесные схемы 2х4 и 4х4, а также балансирную подвеску одного из мостов (обычно заднего) для постоянного опирания на грунт всех четырех колес. С этой же целью в машинах с шарнирно-сочлененными рамами предусматривают дополнительные горизонтальные шарниры.

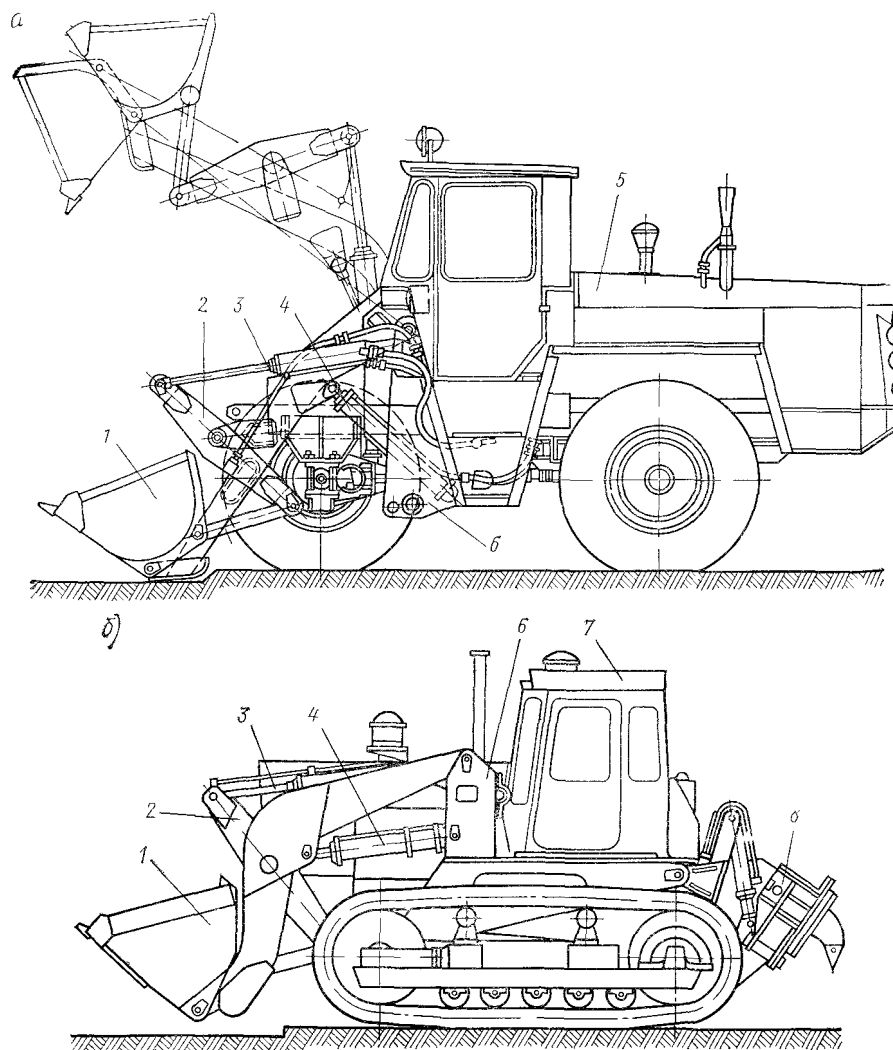


Рис. 4.17. Одноковшовые фронтальные погрузчики:

а – на базе специального колесного шасси с жесткой рамой и поворотными колесами; б – на базе гусеничного трактора; 1 – рабочий орган – ковш; 2 – механизм поворота ковша; гидроцилиндры: 3 – механизма поворота ковша; 4 – механизма подъема стрелы; 5 –шасси; 6 – портал; 7 – трактор-рыхлитель

Рабочее оборудование погрузчика состоит из стрелы, рабочего органа, механизмов подъема стрелы и поворота рабочего органа. Навешивают погрузочное оборудование на трактор через специальный портал, на заднюю навеску трактора нередко устанавливают рыхлитель, используемый для предварительного рыхления грунта, разрабатываемого погрузчиком.

Одноковшовые погрузчики являются машинами циклического действия. В течение одного цикла погрузчик последовательно выполняет следующие

основные операции: заполняет ковш и поднимает его в транспортное положение, а после передвижения к месту разгрузки поднимает ковш в положение разгрузки. Далее происходят поворот и разгрузка ковша, опускание его в транспортное положение, после чего погрузчик передвигается к месту загрузки ковша. Некоторые из элементов цикла (например, опускание ковша и движение погрузчика к месту загрузки) можно совмещать.

В зависимости от физико-механических свойств разрабатываемого (погружаемого) материала применяют различные способы заполнения ковша (рис. 4.18). При раздельном способе (рис. 4.18, а) ковш внедряется в грунт под действием напорного усилия ходового оборудования машины. После окончания этой операции машинист поворачивает ковш, внедренный в материал, заполняет его и поднимает стрелу с ковшом в транспортное положение.

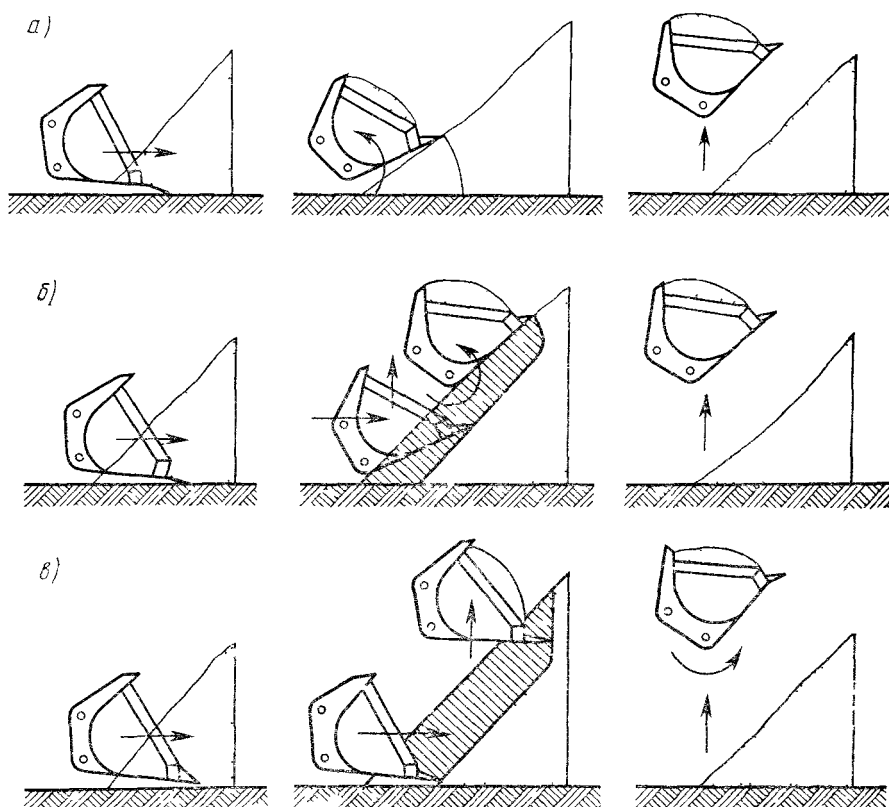


Рис. 4.18. Способы заполнения ковша:

а – раздельный, б – совмещенный – внедрение ковша с подъемом стрелы и поворотом ковша, в – внедрение ковша с подъемом стрелы

Преимущество данного способа работы заключается в его простоте, однако он применим только для работы с легкими (насыпными) материалами, так как при значительных сопротивлениях грунта напорного усилия машины не хватает для достаточного внедрения ковша и он заполняется лишь частично.

К разновидностям данного способа погрузки относят послойную разработку грунта относительно тонкими стружками (скреперный способ), что обеспечивает хорошее заполнение ковша при работе на достаточно прочных грунтах.

При совмещенном способе ковш заполняется под действием напорного усилия ходового оборудования при одновременном подъеме стрелы и повороте ковша. На практике совмещают операцию внедрения ковша с подъемом стрелы (экскавационный способ, рис. 4.18, б) или операцию внедрения ковша с его

поворотом и подъемом стрелы (рис. 4.18, в), в результате чего ковш заполняется лучше и сокращается продолжительность цикла. Совмещать операции можно при установке отдельных насосов для подъема стрелы и поворота ковша или в случае применения делителей потока. Совмещенный способ, требующий высокой квалификации машинистов, особенно эффективен при автоматизированных системах управления погрузчиками.

Для того чтобы грунт не высыпался при подъеме и опускании рабочего оборудования, используют рычажные механизмы поворота ковша параллелограммного или антипараллелограммного типа, а также применяют гидравлические следящие системы, обеспечивающие подачу жидкости в соответствующую полость гидроцилиндра ковша для сохранения нужного угла запрокидывания.

Базовое шасси или трактор, предназначенные для навески погрузочного оборудования, характеризуются массой, мощностью установленного двигателя $N_{дв}$, рабочими $v_{рп}$ транспортными $v_{тп}$ скоростями передвижения, размерами движителя и его маневренностью (B_0 , L_0 , $r_{п}$ и др.).

Основы тягового расчета

Тяговые расчеты машины выполняют для различных режимов работы, заполнения ковша, передвижения погрузчика с грузом в различных условиях, а также без груза. Для этого необходимо знать массу базового шасси или тягача и задаться номинальной грузоподъемностью $Q_{ном}$ погрузчика и массой его рабочего оборудования G_0 .

Величину напорного усилия принимают для колесных погрузчиков $P_{нап} = 0,5 \div 0,6 G_t$, для гусеничных $P_{нап} = 0,7 \div 1,0 G_t$. При этом мощность двигателя должна быть достаточной для обеспечения рабочей скорости $v_p = 0,5 - 1,0$ м/с, транспортной скорости с грузом $v_{тг} = 1,0 - 3,0$ м/с и то же, но без груза $v_t = 3,0 - 10,0$ м/с (меньшие значения указаны для машин на гусеничном ходу).

Разгрузка ковша, обеспечиваемая поворотом ковша на выгрузку («от себя»), определяет следующие основные параметры погрузчика: высоту разгрузки H_2 , вылет кромки ковша L , углы разгрузки ε_p и запрокидывания ε_3 ковша (рис. 4.19).

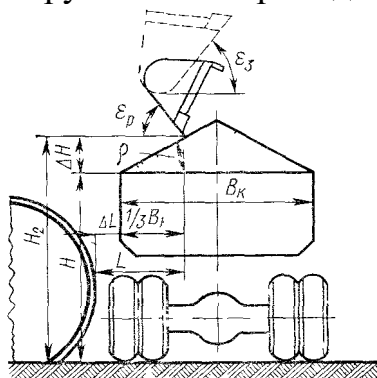


Рис. 4.19. Схема погрузки грунта в автосамосвал

Для обеспечения эффективной совместной работы погрузчиков и автомобилей-самосвалов их параметры должны быть взаимоувязаны. Известно, что материал (грунт) в кузове автомобиля распределяется равномерно, если режущая кромка ковша при его разгрузке находится от борта на расстоянии не

менее $1/3$ ширины кузова. Исходя из этого и учитывая необходимость загрузки автосамосвалов с шапкой, вылет кромки ковша принимают равным

$$L = 0,333B_k + \Delta L,$$

где B_k – ширина кузова автосамосвала;

$\Delta L = 0,1-0,25$ м – расстояние от погрузчика до автосамосвала (зазор безопасности).

Высота разгрузки самосвала

$$H_2 = H + \Delta H = H + 0,333 B_k \operatorname{tg} \rho,$$

где H – высота борта самосвала;

ρ – угол естественного откоса погружаемого материала.

Для уменьшения потерь материала при транспортировании значения угла ρ принимают минимальными. Для нормальной работы с различными грунтами и материалами механизм поворота ковша должен при максимально поднятом ковше обеспечивать $\varepsilon_p \geq 50^\circ$ и $\varepsilon_z \geq 40^\circ$

Номинальную грузоподъемность погрузчика $Q_{\text{ном}}$ выбирают в зависимости от статической опрокидывающей нагрузки Q , приложенной в центре тяжести ковша при его максимальном вылете (рис. 4.20).

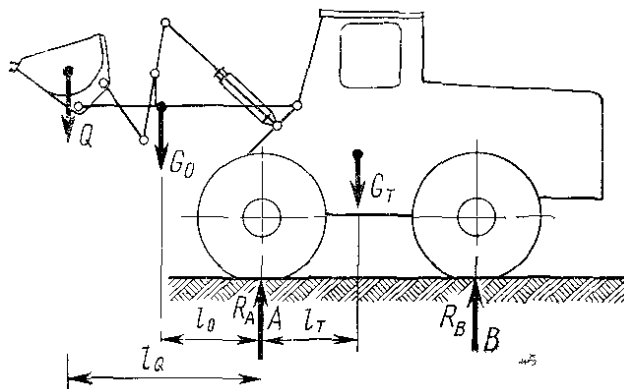


Рис. 4.20. Определение грузоподъемности погрузчика

Исходя из момента начала потери устойчивости при $R_B = 0$, находим

$$Q = (G_T l_T - G_0 l_0) / l_Q,$$

Номинальная грузоподъемность машины

$$Q_{\text{ном}} = Q / k,$$

где k – понижающий коэффициент, значения которого выбирают из условий работы машины.

Как было указано, одноковшовые строительные погрузчики черпают материал при совмещении операций напора и подъема. Для такой схемы работы необходимо на режущей кромке ковша обеспечить достаточное усилие резания; в нашей стране для этой группы машин принято $k = 2$.

Для тех случаев, когда нет необходимости черпать материал (погрузчики штучных грузов, лесопогрузчики и др.), значения k можно снижать. Для этих машин номинальную грузоподъемность определяют из условий устойчивости их на всех режимах работы.

Окончательно установить грузоподъемность погрузчика можно лишь после выполнения всего комплекса расчетов, определения параметров рабочего оборудования и его массы, нагрузок на ходовую часть, массы базовой машины и

т. д.

Номинальную грузоподъемность одноковшовых строительных погрузчиков устанавливают в соответствии с ГОСТ 12568–67 «Погрузчики одноковшовые строительные» равной 2, 3, 4, 6 и 10 т.

Основы расчета производительности

Скорость хода, км/ч, современных колесных погрузчиков при механических передачах составляет: I – 3,5...6,0; II – 10...12; III – 19,0...25; IV – 40...42. Четвертая скорость применяется только для машин малой и средней мощности. Иногда применяются две скорости вперед, одна назад. Значения задних скоростей обычно на 30...35% больше передних. При гидромеханической двухдиапазонной передаче рабочие скорости вперед в первом диапазоне 0...6 км/ч, во втором – 1...12 км/ч. Транспортные скорости на двух диапазонах составляют соответственно 0...20 и 0...40 км/ч.

Погрузчики с ковшами вместимостью 4 м³ и выше обычно снабжаются трехдиапазонной передачей переднего и заднего хода. Значения рабочих передач их близки к указанным выше при двухдиапазонной коробке передач, третья скорость обычно не превосходит 30...32 км/ч.

Техническая производительность определяется для случая работы в отвал, когда разгружаемый грунт убирается бульдозером и для работы в транспорт при оптимальном расположении последнего, наиболее близко от забоя и в удобном месте для маневров погрузчика данной конструкции.

Время заполнения ковша определяется для наиболее целесообразного метода при данных условиях и конструкции погрузчика: для типоразмеров массой от 8...85 т и различной прочности грунта заполнение поворотом ковша занимает 4...8 с, при раздельном методе – 6...10 с, при совмещенном – 5...9 с. Автоматизация управления позволяет снизить время заполнения ковша на 8...11% время отъезда от забоя с поворотом и подъезда к автосамосвалу исчисляется для передвижения на II задней и передней скоростях с учетом времени на переключение передач в 1...2 с и перемещения ковша на выгрузку, совмещаемого с переездом в зависимости от расстояния: при 10...20 м на II скорости, при 25...40 м – на III скорости, при более 40 м – на IV-й скорости.

Продолжительность разгрузки в малосвязном и вязком грунте с принудительной разгрузкой принимается для указанных типоразмеров в пределах 1,5... 3,4 с. Обратный переезд к забою производится на скорости более высокой на один порядок.

Затрата времени на перемещение погрузчика

$$t_i = l_i / v_i,$$

где l_i – дальность перемещения;

v_i – скорость движения погрузчика.

Техническая производительность, т/ч,

$$П = mn / K_n / K_p,$$

где m – масса груза, перемещаемого погрузчиком за один рабочий цикл, т;

n – число циклов за 1 ч работы, $n = 3600 / t_{ц}$, $t_{ц}$ – продолжительность цикла, с;

$$t_{ц} = a (t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n),$$

где a – коэффициент совмещения операций по времени, $a \approx 0,85$; t_1, \dots, t_n – время, затрачиваемое на выполнение отдельных операций, с; t_1 –

продолжительность наполнения ковша; t_2 – продолжительность подъема ковша в транспортное положение; t_3 – продолжительность перемещения погрузчика к месту разгрузки; t_4 – продолжительность подъема (опускания) ковша до положения разгрузки; t_5 – продолжительность разгрузки ковша; t_6 – продолжительность перевода ковша в транспортное положение; t_7 – продолжительность возвращения погрузчика в забой; t_8 – суммарная продолжительность переключения рычагов; K_n – коэффициент наполнения ковша материалом (для песка $K_n=0,9 \dots 1,2$, для щебня, гравия $K_n=1 \dots 1,2$; для котельного шлака, ракушечника $K_n=0,7 \dots 1$; для разрыхленного грунта группы $K_n=1,1 \dots 1,3$; K_p – коэффициент разрыхления материала, заполняющего ковш, $K_p=1,2 \dots 1,25$; коэффициент K_p учитывают только при разработке уплотненных материалов.

Тема 4.5. Тяговые расчёты землеройно-транспортных машин

Окружная сила движителей землеройной машины расходуется на обеспечение рабочего усилия $P_{\text{раб}}$ и преодоление сопротивлений передвижению (качению) $R_{\text{пер}}$, инерции при разгоне $R_{\text{и}}$, воздуха $R_{\text{в}}$ от уклона местности $R_{\text{у}}$ и повороту $R_{\text{пов}}$:

$$\sum R = P_{\text{раб}} + R_{\text{пер}} + R_{\text{и}} + R_{\text{в}} \pm R_{\text{у}} + R_{\text{пов}}$$

Рабочее усилие машин для земляных работ $P_{\text{раб}}$ зависит от характера выполняемых работ, категории грунта, типа рабочего органа и др. Данные для его определения приведены в последующих главах при описании различных машин для земляных работ (бульдозеров, автогрейдеров и др.).

Сопротивление передвижению машины $R_{\text{пер}}$ определяют по формуле

$$R_{\text{пер}} = f G_m$$

На коэффициент сопротивления качению (передвижению) f влияет большое количество факторов, и аналитическое определение его затруднительно. В разнообразных эксплуатационных условиях сопротивления качению колес машин оказываются различными, Так, передние колеса экскаватора обычно перекатываются по рыхлому грунту, а задние по более уплотненной колее передних колес, правые колеса автогрейдера могут двигаться по рыхлому грунту обочины, тогда как левые – по асфальту и др. Поэтому на практике для расчета сопротивления качению (передвижению) пользуются средними значениями коэффициентов f , считая их одинаковыми для всех колес машины (табл. 4.5).

Аналогично определяют величины сопротивления передвижению машин с гусеничными движителями. Разгон машины обычно производят при отсутствии рабочего усилия (сопротивления), не на подъеме и не при повороте. Сопротивление воздуха при невысоких скоростях движения машин мало и его можно не учитывать.

Сопротивление движению машины от уклона местности определяют по формуле

$$R_{\text{у}} = \pm G_m \sin \alpha_{\text{м}}$$

где $\alpha_{\text{м}}$ – угол подъема пути (местности).

Знак «+» соответствует движению машины на подъем, знак «-» под уклон.

Для малых углов можно принимать

$$\sin \alpha_{\text{м}} \approx \text{tg } \alpha_{\text{м}} \approx i_{\text{м}}$$

Сопротивление повороту колесных машин, передвигающихся по твердым основаниям, обычно не учитывают. При езде по рыхлому грунту можно

принимать

$$R_{пов} = (0,25 \div 0,5) R_{пер}.$$

Табл. 4.5. Значения коэффициентов сопротивления передвижению и сцепления

Вид опорной поверхности	Пневмоколесный движитель				Гусеничный движитель	
	Шины высокого давления		Шины низкого давления			
	f	φ	f	φ	f	φ
Асфальт (сухой)	0,015–0,02	0,7–0,8	0,02	0,7–0,8	–	–
Грунтовая дорога:						
сухая, укатанная	0,02–0,06	0,6–0,7	0,025–0,035	0,4–0,6	0,06–0,07	0,8–1,0
грязная, влажная	0,13–0,25	0,1–0,3	0,15–0,2	0,15–0,25	0,12–0,15	0,5–0,6
Грунт:						
рыхлый, свежесыпанный	0,20–0,30	0,3–0,4	0,1–0,2	0,4–0,6	0,07–0,1	0,6–0,7
слежавшийся, уплотненный	0,10–0,20	0,4–0,6	0,10–0,15	0,5–0,7	0,08	0,8–1,0
Песок:						
влажный	0,1–0,4	0,3–0,6	0,06–0,15	0,4–0,5	0,05–0,1	0,6–0,7
сухой	0,4–0,5	0,25–0,3	0,2–0,30	0,2–0,4	0,15–0,2	0,4–0,5
Снег						
рыхлый	0,4–0,5	0,15–0,2	0,1–0,30	0,2–0,4	0,1–0,25	0,25–0,35
укатанный	0,05–0,1	0,25–0,3	0,03–0,05	○	0,04–0,06	0,4–0,6
Болото	–	–	0,25	0,1	0,3	0,15
Бетон	0,015–0,02	0,7–0,8	0,02	0,7–0,8	0,06	0,5–0,6

Для поворота машины на гусеничном ходу тяговое усилие забегающей гусеницы должно быть достаточным для преодоления сопротивлений, которые определяются трением заторможенной гусеницы по грунту, затратами энергии на срезание и смятие грунта гусеницами и др.

Приняв погонную нагрузку от гусениц на грунт постоянной и равной $p = G_M/2L_{ог}$, а эпюру поперечных сил, действующих на гусеницы при повороте, в форме прямоугольника, определим момент сопротивления повороту двухгусеничной машины:

$$M_{пов} = 4 \int_0^{L/2} \mu_{п} p y dy = 4 \int_0^{L/2} \mu_{п} \frac{G_M}{2L_{ог}} y dy = \frac{\mu_{п} G_M L_{ог}}{4},$$

где $\mu_{п}$ – коэффициент сопротивления повороту.

Значения коэффициента $\mu_{п}$, можно принять: для бетона и сухого плотного грунта равными 0,5, для плотного влажного грунта – 0,35, для рыхлого влажного грунта – 0,80.

Сопротивление повороту

$$R_{пов} = \frac{M_{пов}}{B_{гус} - b_{гус}} = \frac{\mu_{п} G_M L_{ог}}{4(B_{гус} - b_{гус})}.$$

Для более точного определения сопротивления повороту учитывают конструкцию ходового оборудования, радиус поворота, взаимодействие с грунтом и др.

Тяговые расчеты машин для земляных работ выполняют для различных условий работы и транспортирования при реальных комбинациях нагрузок. В

рабочих режимах можно не учитывать сопротивление подъему и повороту, так как копание не производится на поворотах и подъемах. Сопротивление передвижению в этих расчетах следует принимать по условиям копания:

$$\sum R_p = P_{\text{раб}} + R_{\text{пер}}^* = P_{\text{раб}} + f^* G_m,$$

где f^* – коэффициент сопротивления передвижению при копании.

В транспортных режимах не учитывают рабочие усилия (сопротивление копанию), сопротивление передвижению принимают по дорожным условиям, причем одновременное действие сил сопротивления от подъема и поворота исключается, так как при необходимости повернуть машину на подъеме можно движением гусениц в сторону уклона.

Исходя из мощности двигателя, определяют тяговые усилия на различных скоростях, преодолеваемые подъемы, возможность поворота в различных условиях и др. В необходимых случаях мощность двигателя увеличивают или устанавливают отдельный двигатель хода (например, для передвижения с высокими транспортными скоростями).

Ходовое оборудование является одной из основных частей машин для земляных работ и во многих случаях определяет их работоспособность и технические возможности, поэтому вопросам его совершенствования уделяют большое внимание. Так, наряду с улучшением свойств гусеничного и пневмоколесного ходового оборудования создаются новые типы ходовых устройств, предназначенных для увеличения тяговых возможностей и проходимости машин.

Раздел V. Землеройные машины

Тема 5.1. Одноковшовые экскаваторы

Назначение

Одноковшовыми экскаваторами называют позиционные землеройные машины циклического действия, оборудованные ковшовым рабочим органом вместимостью 0,25-2,5 м³ для выполнения различных земляных работ в грунтах I-IV категорий. С помощью унифицированного сменного рабочего оборудования (до 40 видов) они могут выполнить также погрузочно-разгрузочные, монтажные, сваебойные, планировочные, зачистные и другие работы.

Классификация

Одноковшовые экскаваторы классифицируют по следующим признакам:

по назначению - строительные – для производства земляных работ, погрузки и разгрузки сыпучих материалов; карьерные - для разработки карьеров, строительных материалов и добычи полезных ископаемых открытым способом; вскрышные - для снятия верхнего слоя грунта или горной породы перед карьерной разработкой; туннельные и шахтные - для работы под землей при строительстве подземных сооружений и разработке полезных ископаемых;

по виду рабочего оборудования - прямая и обратная лопаты - для разработки грунта соответственно выше и ниже уровня стоянки экскаватора; драглайн - для разработки котлованов, траншей и каналов, погрузки и разгрузки сыпучих материалов, вскрышных работ; грейфер - для отрывки глубоких выемок; планировщик - для планировки горизонтальных поверхностей и откосов и др.;

по типу ходового устройства - на гусеничные с нормальной и увеличенной

опорной поверхностью гусениц, пневмоколесные, на специальном шасси автомобильного типа, на шасси грузового автомобиля или трактора, шагающие;

по типу привода - с одно моторным (механическим и гидромеханическим) и много моторным (гидравлическим и электрическим) приводом;

по исполнению опорно-поворотного устройства - на полноповоротные (угол поворота рабочего оборудования в плане не ограничен) и неполноповоротные (угол поворота рабочего оборудования в плане ограничен 270°);

по способу подвески рабочего оборудования - с гибкой подвеской на канатных полиспастах и с жесткой подвеской с помощью гидроцилиндров;

по виду исполнения рабочего оборудования - с шарнирно-рычажным и телескопическим рабочим оборудованием.

Индексация



Рис. 5.1. Структура индексов одноковшовых универсальных экскаваторов.

Буквы ЭО означают - экскаватор одноковшовый универсальный. Четыре основные цифры индекса последовательно означают: размерную группу машины, тип ходового устройства, конструктивное исполнение рабочего оборудования (вид подвески) и порядковый номер данной модели. Восемь размерных групп экскаваторов обозначаются цифрами с 1 по 8. Размер экскаватора характеризуют масса машины и мощность основного двигателя, а также геометрическая вместимость основного ковша.

Тип ходового устройства указывается цифрами с 1 по 9. Цифра 1 означает гусеничное ходовое устройство (Г), 2 - гусеничное уширенное (ГУ), 3 - пневмоколесное (П), 4 - специальное шасси автомобильного типа (СШ), 5 - шасси грузового автомобиля (А), 6 - шасси серийного трактора (Тр), 7 - прицепное ходовое устройство (Пр), 8, 9 - резерв.

Конструктивное исполнение рабочего оборудования указывается цифрами 1 (с гибкой подвеской), 2 (с жесткой подвеской), 3 (телескопическое).

Последняя цифра индекса означает порядковый номер модели экскаватора. Первая из дополнительных букв после цифрового индекса (А, Б, В и т.д.) означает порядковую модернизацию данной машины, последующие - вид специального климатического исполнения (С или ХЛ - северное, Т - тропическое, ТВ - для работы на влажных тропиках). Например, индекс ЭО-5123ХЛ расшифровывается так: экскаватор одноковшовый универсальный, 5-й размерной группы, на гусеничном ходовом устройстве, с жесткой подвеской рабочего оборудования, третья модель в северном исполнении. Экскаватор оборудуется основным ковшом вместимостью $1,0 \text{ м}^3$, соответствующим 5-й размерной группе, и сменными ковшами вместимостью $1,25$ и $1,6 \text{ м}^3$.

Основные параметры

Главным параметром экскаватора является емкость ковша, м^3 . К основным параметрам одноковшовых экскаваторов относятся: продолжительность рабочего цикла, радиусы копания и выгрузки, высота и глубина копания, высота выгрузки, преодолеваемый экскаватором уклон пути, конструктивная и эксплуатационная массы машины, среднее давление на грунт у гусеничных машин и нагрузка на одно ходовое колесо у пневмоколесных. колея и база ходового устройства.

Рабочий процесс одноковшового экскаватора

Рабочий процесс одноковшового экскаватора состоит из последовательно выполняемых операций копания грунта, его перемещения к месту отсыпки, разгрузки ковша с отсыпкой грунта в отвал или транспортное средство и возвращения ковша на позицию начала следующего рабочего цикла. В совокупности перечисленные операции еще называют экскавацией. После отработки элемента забоя (части грунтового массива в пределах досягаемости рабочего оборудования или, по условиям эффективного использования технологических возможностей экскаватора, несколько меньше) экскаватор перемещают на новую позицию.

Рабочее оборудование экскаваторов с канатным приводом

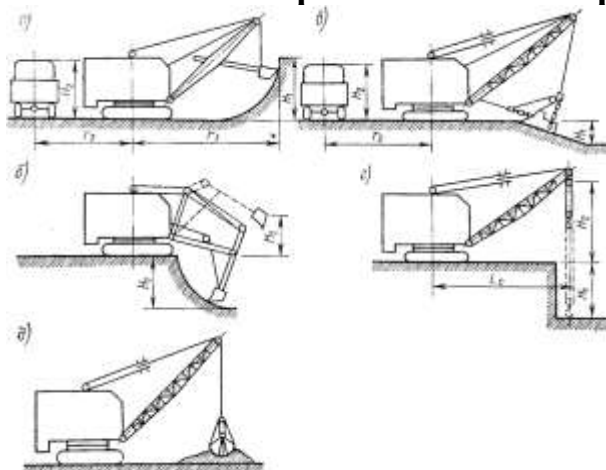


Рис. 5.2. Основные виды рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов: а – прямая лопата; б – обратная лопата; в – драглайн; г – кран; д – грейфер; H_1 – высота (глубина) копания; H_2 – высота разгрузки (подъема); r_1 – радиус копания; r_2 – радиус выгрузки

Одноковшовые экскаваторы по количеству видов рабочего оборудования подразделяют на следующие типы: неуниверсальные, которые имеют, как правило, один вид рабочего оборудования (прямая, обратная лопаты или драглайн), полууниверсальные, имеющие два-три вида рабочего оборудования (прямая и обратная лопата, драглайн), и универсальные, имеющие более трех видов рабочего оборудования (прямая и обратная лопаты, драглайн, грейфер, кран и др.)

Прямую лопату (рис. 5.2, а) используют для копания грунта выше уровня стояния экскаватора. Это оборудование применяют для рытья котлованов и больших выемок, возведения насыпей с доставкой грунта транспортными средствами, разработки карьеров и т. п.

Обратная лопата (рис. 5.2, б) и драглайн (рис. 5.2, в) служат для разработки грунта, находящегося ниже опорной поверхности самого экскаватора. Их применяют при рытье котлованов, траншей, каналов, выемок. Драглайном, кроме того, можно возводить насыпи из боковых резервов и выполнять вскрышные работы.

Грейферы (рис. 5.2, д) обычно имеют экскаваторы малой и средней мощности с вместимостью ковша до 2 м³. Это оборудование применяют для рытья глубоких котлованов (колодцев) в малосвязных грунтах и для перегрузки сыпучих материалов (песка, щебня, гравия, угля и др.).

Крановое оборудование (рис. 5.2, г) монтируют на экскаваторах с емкостью ковша до 8 м³, а также для выполнения погрузочно-разгрузочных и строительномонтажных работ. В качестве стрелового оборудования используют как обычные, так и удлиненные стрелы со вставками и надставками.

Конструкции экскаваторов

Конструкция одноковшового экскаватора с канатным приводом, оборудованного прямой лопатой (рис. 5.3).

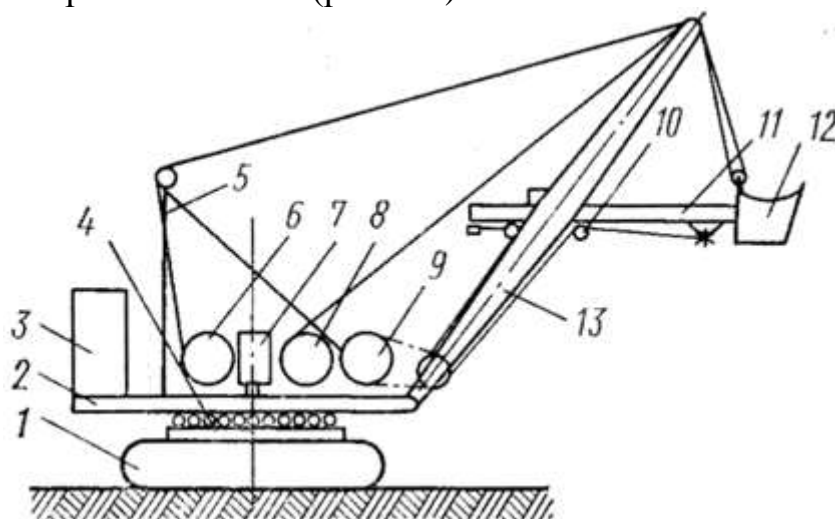


Рис. 5.3. Принципиальная схема одноковшового экскаватора с механическим приводом и оборудованного прямой лопатой:

- 1 – ходовая часть; 2 – поворотная платформа; 3 – силовая установка; 4 – опорно-поворотное устройство; 5 – двуногая стойка; механизмы: 6 – стрелоподъемный; 7 – поворотный; 8 – подъемный; 9 – напорный; 10 – канатный напор; 11 – рукоять; 12 – ковш; 13 – стрела

Он снабжен рабочим оборудованием экскаватора, состоящим из рукояти 11, ковша 12 и стрелы 13, установленными на поворотной платформе 2. Платформа 2 с помощью опорно-поворотного устройства 4 опирается на ходовую часть 1, через которую нагрузка передается на грунт.

Экскаватор имеет следующие механизмы: подъема ковша 8, напорный 9 для выдвижения ковша 12, стрелоподъемный 6 для изменения положения стрелы 13, поворотный 7 для поворота платформы 2 с рабочим оборудованием, для передвижения. Привод механизмов осуществляется от силовой установки 3.

Конструкция одноковшового экскаватора с канатным приводом, оборудованного обратной лопатой (рис. 5.4).

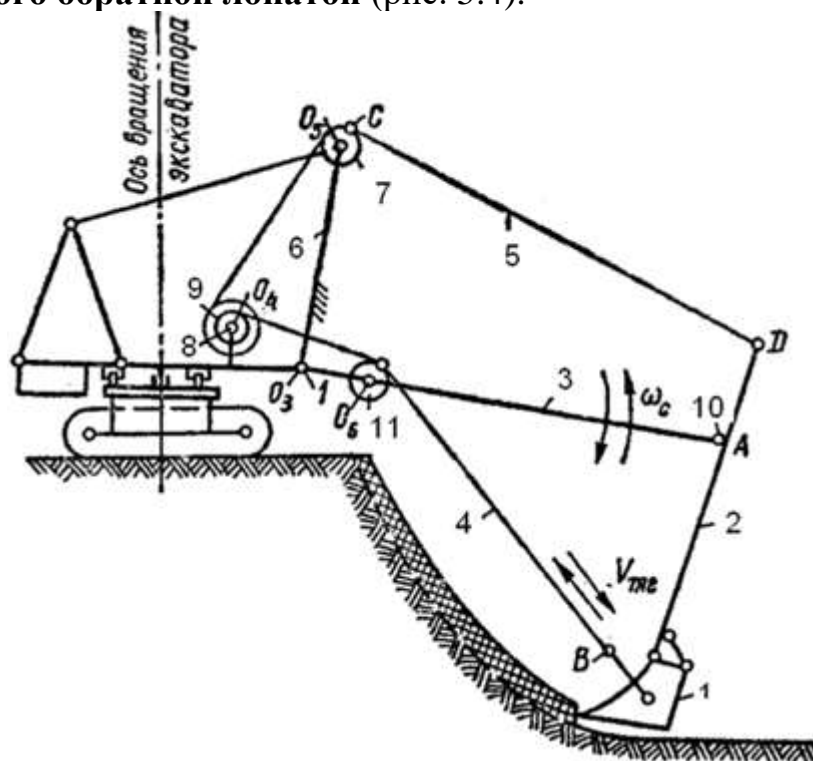


Рис. 5.4. Принципиальная схема одноковшового экскаватора с механическим приводом и оборудованной обратной лопатой:

1 – ковш; 2 – рукоять; 3 – стрела; 4 – тяговой канат; 5 – подъемный канат; 6 – передняя стойка; 7 – блок; 8 – тяговой барабан; 9 – подъемный барабан; 10 – шарнир; 11 – точка

Обратная лопата состоит из ковша 1, рукояти 2, стрелы 3, тягового 4 и подъемного 5 канатов, передней стойки 6 с блоком 7, тягового 8 и подъемного 9 барабанов лебедки. Ковш жестко связан с рукоятью, соединенной со стрелой шарниром 10. Стрела шарнирно опирается на поворотную платформу.

Неподвижным звеном исполнительного механизма является платформа экскаватора с двуногой и передней стойками. В точках O_3 , O_4 и O_5 с ними входят во вращательные пары подвижные звенья механизма – блок передней стойки, стрела, подъемный и тяговой барабаны лебедки. Стрела, в свою очередь, в точках 11 и 10 образует вращательные пары с рукоятью и направляющим блоком, а рукоять с ковшом в точках В и D – вращательные пары с подъемным и тяговым канатами. Механизм воспроизводит рабочее движение обратной лопаты вращением звеньев 3 и 2. Процесс резания является результатом сложения вращательного движения рукояти относительно шарнирного

соединения ее со стрелой и вращательного движения стрелы относительно ее пятового шарнира.

Ковш, заброшенный на вытянутой рукояти, подтягивается тяговым канатом и врезается в грунт под действием силы тяжести. Перемещаясь вдоль поверхности массива, ковш заполняется грунтом и подтягивается к стреле. В таком положении ковш и стрела поднимаются подъемным полиспастом. Поворотная платформа вместе с рабочим оборудованием поворачивается к месту разгрузки, где ковш разгружается, и возвращается обратно, а рукоять с ковшом опускается в забой.

Для отрывки узких траншей с отвесными стенками стружка грунта отделяется последовательно в одном и том же месте. Для рытья широких траншей и котлованов стружка грунта отделяется в забое последовательно по дуге, в пределах угла поворота экскаватора до 180° . Выгружается грунт при наклоне ковша через его открытую переднюю часть.

Конструкция одноковшового экскаватора с канатным приводом, оборудованного грейфером.

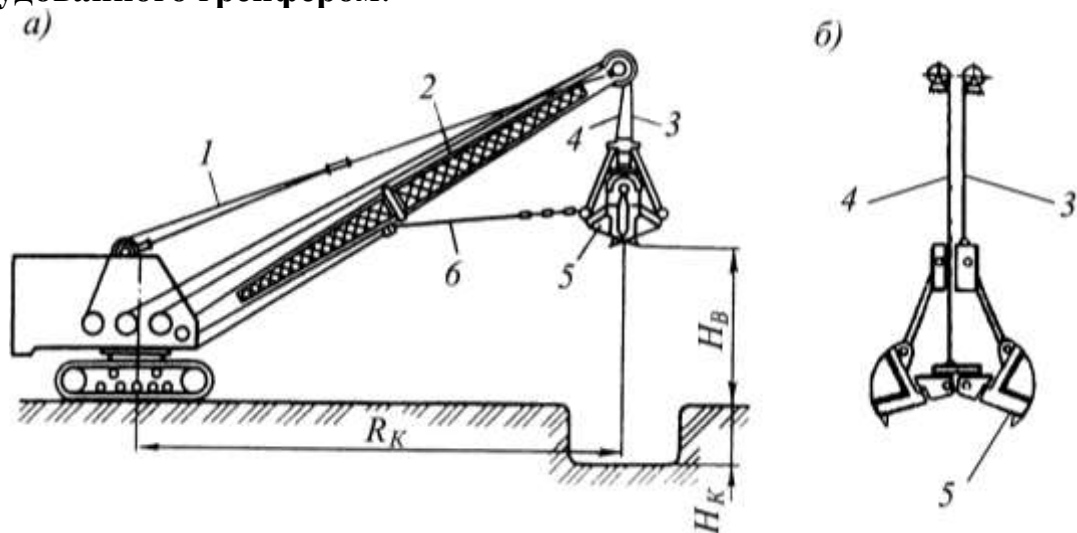


Рис. 5.5. Экскаватор с грейферным оборудованием:

а) схема экскаватора с грейферным оборудованием; б) схема грейфера; 1 – канат подъема-опускания стрелы; 2 – решетчатая стрела; 3 – тяговый канат, 4 – замыкающий канат; 5 – ковш; 6 – поддерживающий канат

Грейфер применяют для рытья котлованов траншей, колодцев и при погрузочно-разгрузочных работах. Особенно эффективно использование такого оборудования при копании глубоких выемок, а также в стесненных условиях.

При работе грейфером при расторможенных подъемном 3 и замыкающем 4 канатах ковш грейфера с раскрытыми челюстями опускается на грунт. Зубья и режущие кромки челюстей частично врезаются в него. При натягивании замыкающего каната 4 ковш закрывается и поднимается, затем осуществляется поворот экскаватора к месту разгрузки, где челюсти раскрываются и грунт высыпается. Далее осуществляется поворот в забой и рабочий цикл экскаватора повторяется.

Конструкция одноковшового экскаватора с канатным приводом, оборудованного драглайном.

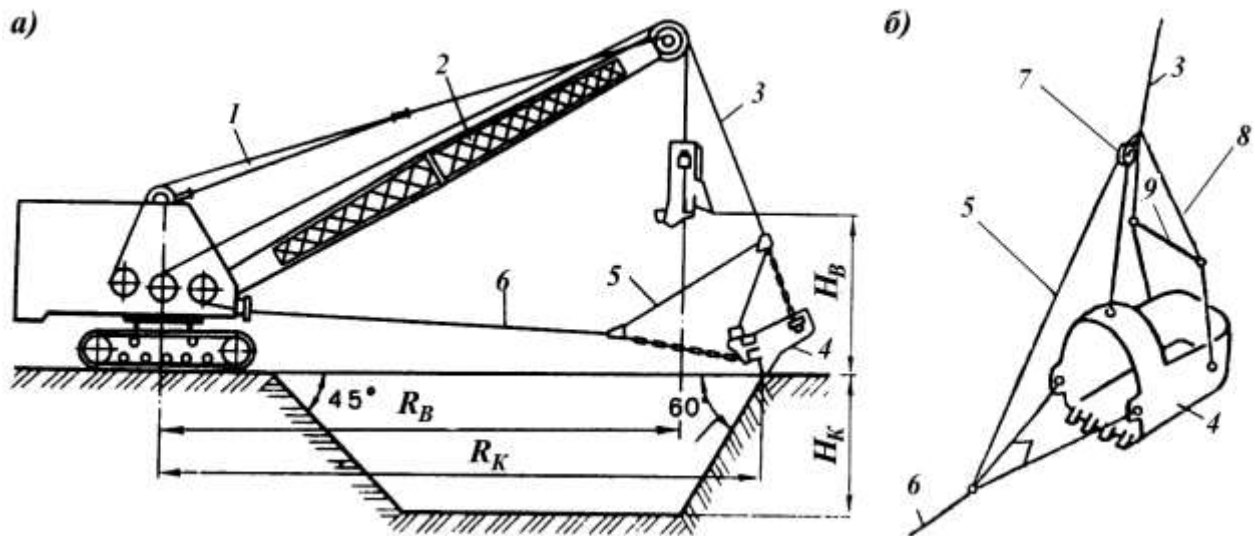


Рис. 5.6. Схема экскаватора с оборудованием драглайна:

1 – канат подъема-опускания стрелы; 2 – решетчатая стрела; 3 – поднимающий канат; 4 – ковш; 5 – упряжь; 6 – тяговый канат; 7 – уравнильный блок; 8 – цепи подвески ковша; 9 – распорка

Драглайн применяется при разработке грунта ниже уровня стоянки экскаватора с выгрузкой в отвал или на транспорт. В отличие от обратной лопаты драглайн оборудуется решетчатой стрелой с ковшом совкового типа, подвешенного к ней на специальной упряжи, что обеспечивает большие радиусы копания и выгрузки и большую глубину копания.

Работа драглайном осуществляется следующим образом. При расторможенном тяговом канате 6 ковш 4 опускается в забой, подтягивается канатом снизу вверх под некоторым углом по забою. Грунт срезается режущей кромкой ковша и наполняет его. Наполненный грунтом ковш поднимается на требуемую высоту, после чего осуществляется поворот экскаватора и к месту разгрузки и тяговый канат растормаживается, ковш повисает режущей кромкой вниз. В результате чего грунт высыпается. После чего осуществляется поворот экскаватора в забой и рабочий цикл повторяется.

Рабочее оборудование экскаваторов с гидравлическим приводом

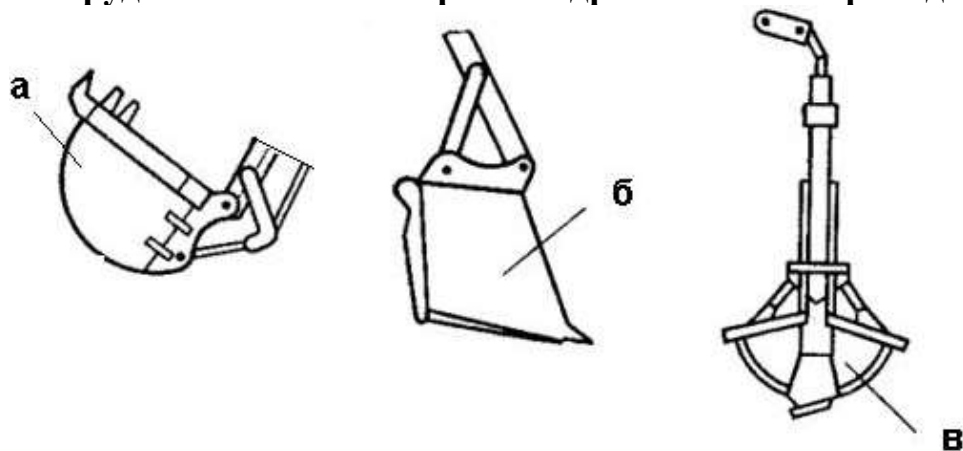


Рис. 5.7. Основные виды рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов с гидравлическим приводом:

а) обратная лопата; б) прямая лопата; в) грейфер

Назначение данных видов рабочего оборудования смотри выше.

Рассмотрим конструкции одноковшовых экскаваторов, оборудованных приведенными видами рабочих органов.

Обратная лопата (рис. 5.8, а) является самым распространенным видом рабочего оборудования гидравлических экскаваторов и предназначена для копания выемок, расположенных ниже уровня стоянки экскаватора.

Оборудование обратная лопата состоит из: моноблочная или составной стрелы 5, 6, рукояти 8, поворотного ковша 10, гидроцилиндров 11, 7, 9 подъема стрелы, поворота рукояти и ковша соответственно. Копание фунта производят поворотом ковша относительно рукояти и поворотом рукояти относительно стрелы. Копание можно осуществлять только поворотом ковша относительно неподвижной рукояти, что позволяет вести работы в стесненных условиях, а также в непосредственной близости от подземных коммуникаций. Выгрузку грунта и зачистку основания забоя, также осуществляют поворотом ковша.

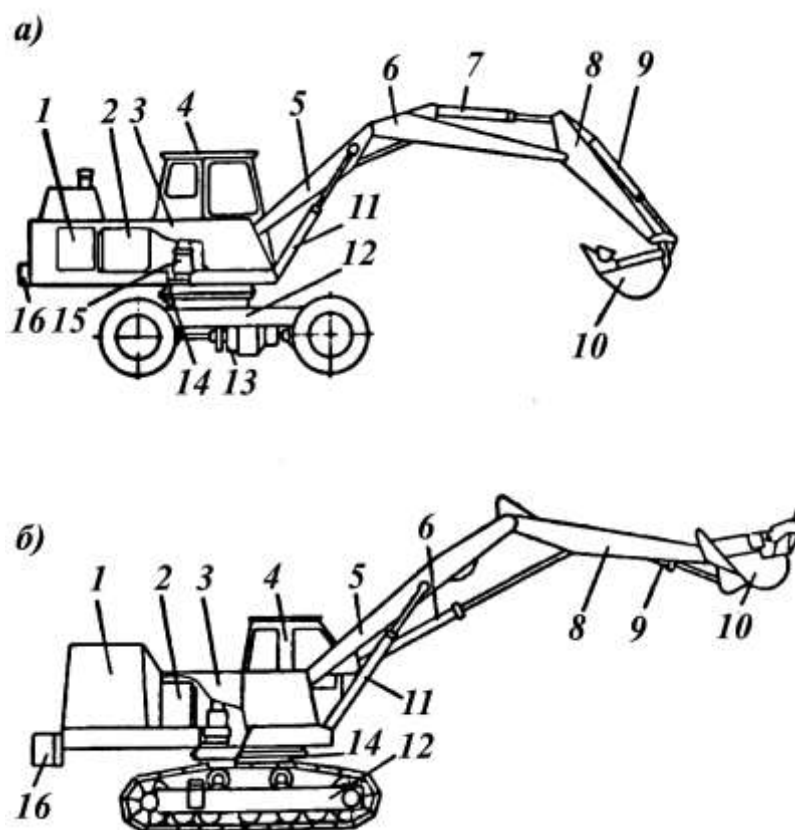


Рис. 5.8. Схемы полноповоротных гидравлических экскаваторов:
а – ЭО-3322 с оборудованием обратной лопаты и ковшем емкостью 0,6 м³;
б – ЭО-4121 с оборудованием прямой лопаты и ковшем емкостью 1,0 м³;
1 – силовая установка; 2 – бак гидросистемы; 3 – капот; 4 – кабина; 5 – нижняя часть стрелы; 6 – верхняя часть стрелы; 7 – гидроцилиндр рукояти; 8 – рукоять; 9 – гидроцилиндр ковша; 10 – ковш; 11 – гидроцилиндр стрелы; 12 – ходовая тележка; 13 – механизм хода; 14 – роликовый опорно-поворотный круг; 15 – механизм поворота платформы; 16 – противовес

Толщину срезаемой при копании стружки регулируют путем подъема или опускания стрелы. Составная стрела дает возможность изменять глубину H_k и радиус R_k копания (а также высоту выгрузки H_v), что в сочетании со сменными

профильными ковшами различной вместимости позволяет расширить область применений экскаватора и использовать его с максимальной производительностью в различных грунтовых условиях.

Прямая лопата (рис. 5.8, б) с поворотным ковшом широко применяется на экскаваторах 4...6-й размерных групп и предназначена для разработки грунта как выше (преимущественно), так и ниже уровня стоянки машины, а также для погрузочных работ.

Оборудование прямой лопаты включает стрелу 5, рукоять 8, ковш 10 и гидроцилиндры 11, 7, 9 подъема стрелы, поворота рукояти и ковша соответственно. Копание грунта осуществляется поворотом рукояти и ковша, движущегося от машины в сторону забоя. Толщину стружки регулируют подъемом или опусканием стрелы. При разгрузке ковш поворачивают гидроцилиндром 9. Прямой лопатой с поворотным ковшом можно производить планирование и зачистку основания забоя.

Существуют различные способы соединения элементов рабочего оборудования гидравлических одноковшовых экскаваторов рис. 5.9.

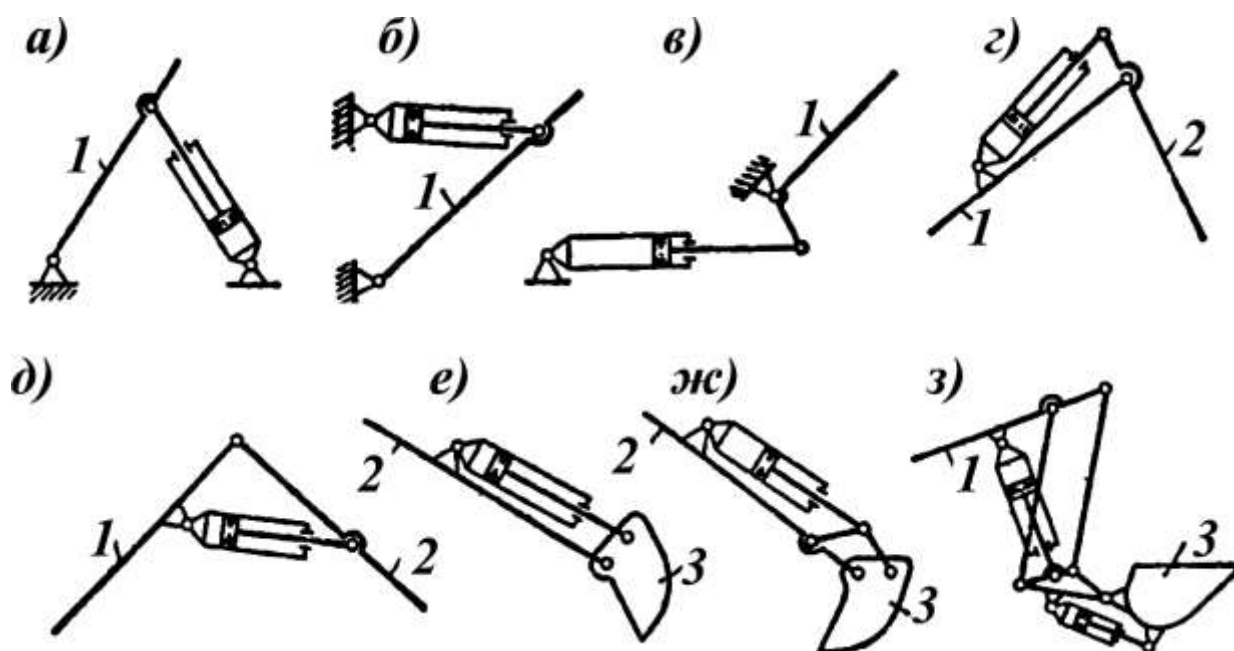


Рис. 5.9. Схемы соединения элементов рабочего оборудования гидравлических экскаваторов:

а, б, в – гидроцилиндра со стрелой; г, д – гидроцилиндра с рукоятью; е, ж, з – гидроцилиндра с ковшом; 1 – стрела; 2 – рукоять; 3 – ковш.

Устройство полноповоротного экскаватора с рабочим оборудованием грейфера (рис. 5.10)

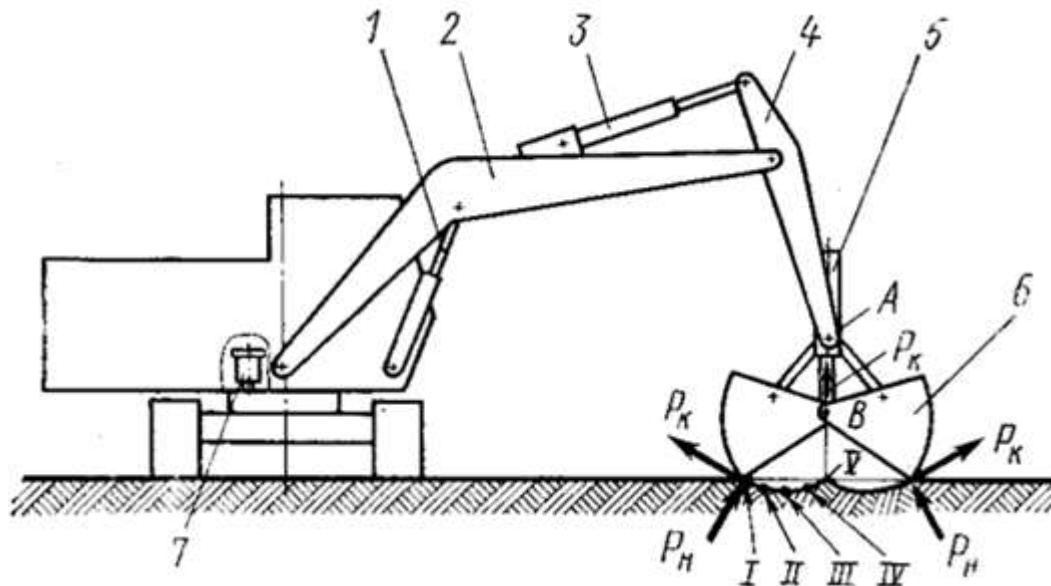


Рис. 5.10. Гидравлический экскаватор, оборудованный грейфером 1,3,5-гидроцилиндры; 2-стрела; 4-рукоять; 6-ковш; 7-гидромотор.

Грунт зачерпывается при смыкании челюстей 6 под действием гидроцилиндра 5. При этом режущая кромка грейфера перемещается по траектории I-IV, соответствующей неподвижному расположению точки А. Рукоять 4 соединена гидроцилиндром 3 со стрелой 2, а стрела 2 гидроцилиндром 1 – с поворотной платформой экскаватора, благодаря чему напор на грунт создается силой тяжести всего экскаватора. Вследствие этого могут преодолеваться высокие значения касательных P_k и нормальных P_n составляющих сопротивления копания. После подъема стрелы и поворота платформы гидромотором 7 грунт выгружается раскрытием челюстей грейфера

Устройство экскаватора-планировщика

Экскаваторы-планировщики (рис. 5.11) представляют собой универсальные гидравлические полноповоротные машины четвертой размерной группы, основным рабочим движением которых является выдвижение-втягивание телескопической стрелы с полноповоротным ковшом при копании, планировании и транспортировании грунта в ковше после экскавации. Эти машины разрабатывают грунты I-III категорий и характеризуются малой габаритной высотой, что позволяет эффективно использовать их в стесненных условиях городской застройки, в труднодоступных местах и закрытых помещениях, в частности для разработки грунта под мостами, на участках пересечения подземных коммуникаций, внутри зданий и сооружений; для зачистки дна и вертикальных стенок траншей и котлованов и др.

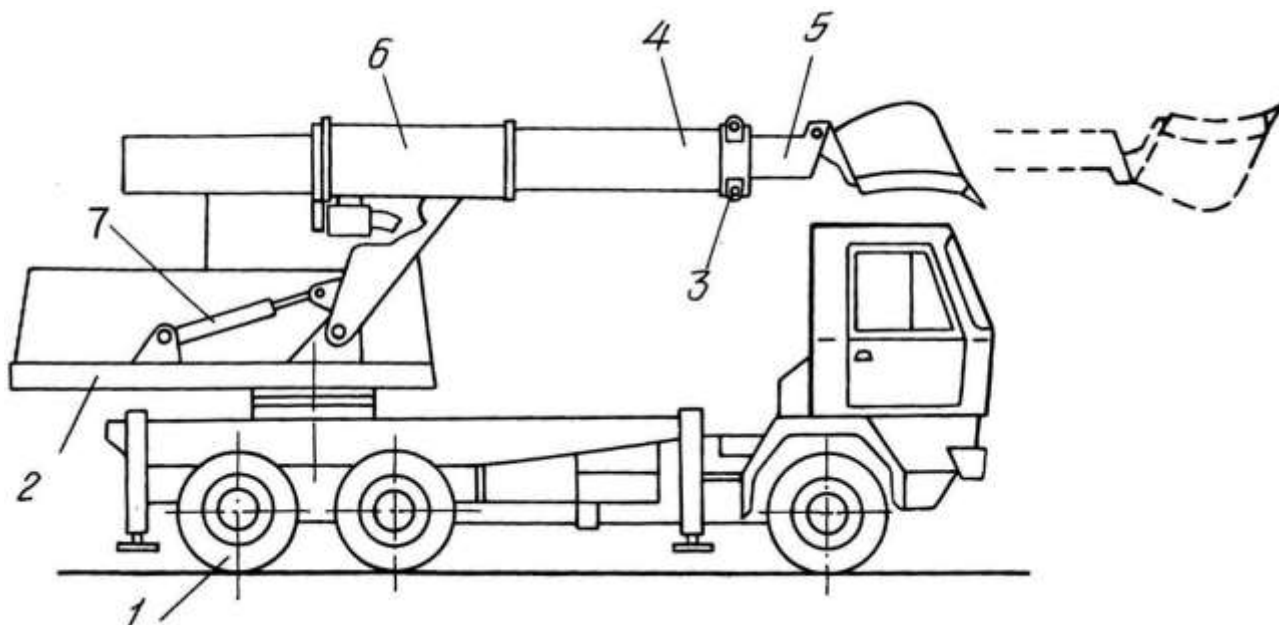


Рис. 5.11. Экскаватор-планировщик:
1-базовое шасси; 2-поворотная платформа; 3-телескопическая стрела; 4,5-неподвижная и подвижная части стрелы; 6-портал; 7-гидроцилиндр

Экскаватор-планировщик включает самоходное шасси 1, поворотную платформу 2, телескопическую стрелу 3, состоящую из неподвижной 4 и подвижной 5 частей, портал 6, шарнирно соединенный с поворотной платформой 2. Гидроцилиндр выдвижения 7 стрелы 3 закреплен на подвижной части 5 стрелы 3, а корпусом на портале 6. Гидроцилиндр поворота ковша корпусом закреплен на подвижной 5 части стрелы, а штоком через серьгу соединен с ковшом. Внутри портала 6 размещена в подшипниках неподвижная секция 4 стрелы. Гидроцилиндр выдвижения 7 корпусом закреплен на портале 6.

Телескопическая стрела 3 выполнена полноповоротной вокруг своей продольной оси. При этом внутри портала 6 поворачиваются одновременно неподвижная 4 и подвижная 5 секции стрелы 3. Работает экскаватор-планировщик следующим образом. Поворот стрелы 3 производит обычным путем, совместно с поворотной платформой 2, а подъем и опускание совместно с порталом 6 соответствующим гидроцилиндром.

Определение производительности

Основными показателями эффективности применения одноковшового экскаватора является его эксплуатационная производительность

$$\Pi_0 = \frac{60qnk_n k_T k_B}{k_p}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где q – вместимость ковша, м³;

n – число рабочих циклов в минуту;

k_n – коэффициент наполнения ковша, (0,95...1,1);

k_p – коэффициент разрыхления грунта, (1,12...1,35);

k_T – коэффициент влияния трудности разработки, (0,7...0,9);

Число рабочих циклов в минуту определяется по формуле:

$$n = \frac{60}{T_{\text{ц}}},$$

где $T_{\text{ц}}$ – продолжительность одного рабочего цикла в секундах, принимается равной: $T_{\text{ц}} = t_{\text{к}} + t_{\text{п}} + t_{\text{в}} + t_{\text{пз}}$,

здесь $t_{\text{к}}$ – время копания;

$t_{\text{п}}$ – время поворота на выгрузку;

$t_{\text{в}}$ – время выгрузки;

$t_{\text{пз}}$ – время поворота в забой.

Продолжительность копания ковшом прямой лопатой с учетом подъема его над забоем (для безопасности поворота) ориентировочно определяется по формуле

$$t_{\text{к}} \approx \frac{H + h}{v_{\text{п}}}, \text{ сек},$$

где H – высота копания или глубина резания, м;

h – высота ковша, м ($h \approx 0,9\text{м}$);

$v_{\text{п}}$ – скорость подъема ковша, м/сек (0,5 м/с).

Время поворота на выгрузку $t_{\text{п}}$ и обратно в забой $t_{\text{пз}}$ определяется по формуле

$$t_{\text{п}} = t_{\text{пз}} \frac{60\beta}{360n_{\text{п}}},$$

где β – угол поворота поворотной платформы, град;

$n_{\text{п}}$ – скорость поворота платформы, об/мин (принимается при $\beta \leq 90^\circ$ – на первой передаче, при $\beta \geq 90^\circ$ – на второй передаче).

Тема 5.2. Многоковшовые экскаваторы

Назначение и особенности технологического процесса

Многоковшовыми экскаваторами непрерывного действия называют машины, предназначенные для непрерывной выемки грунта с одновременной транспортировкой в отвал или транспортное средство. Рабочим органом являются непрерывно движущиеся ковши, закреплённые на бесконечной цепи, ленте или роторе. Усилие копания создаётся за счёт перемещения ковшей относительно корпуса машины. По сравнению с одноковшовыми экскаваторами характеризуются большей производительностью, но менее универсальны. Применяются для выполнения больших объёмов земляных работ в дорожном, мелиоративном и гидротехническом строительстве, для разработки траншей при прокладке трубопроводов и кабельных линий, в военном деле для рытья окопов, для добычи полезных ископаемых, при проведении дноуглубительных работ на водоёмах.

Классификация и индексация

Траншейные экскаваторы классифицируют по следующим основным признакам:

в зависимости от направления движения режущей кромки ковша по отношению к направлению движения машины - экскаваторы продольного, поперечного и радиального копания (перемещение рабочих органов производится поворотной телескопической стрелой).

по типу рабочего органа - на цепные (ЭЦ) и роторные (ЭР);

по способу соединения рабочего оборудования с базовым тягачом - с навесным и полуприцепным рабочим оборудованием;

по типу ходового устройства базового тягача - на гусеничные и пневмоколесные;

по типу привода - с механическим, гидравлическим, электрическим и комбинированным приводом. Наибольшее распространение получили гусеничные траншейные экскаваторы с комбинированным приводом.

В индексе траншейных экскаваторов (рис. 5.12) первые две буквы ЭТ означают - экскаватор траншейный, а третья - тип рабочего органа (Ц - цепной, Р - роторный). Первые две цифры индекса обозначают наибольшую глубину отрываемой траншеи (в дм), третья - порядковый номер модели. Первая из дополнительных букв после цифрового индекса (А, Б, В и т. д.) означает порядковую модернизацию машины, последующие - вид специального климатического исполнения (ХЛ - северное, Т - тропическое, ТВ - для работы во влажных тропиках). Например, индекс ЭТЦ-252А обозначает: экскаватор траншейный цепной, глубина копания 25 дм, вторая модель - 2, прошедшая первую модернизацию - А.



Рис. 5.12. Система индексации траншейных экскаваторов

Экскаваторы продольного копания

Назначение. Экскаваторы продольного копания применяются в строительстве для нарезки траншей под различного рода коммуникации, мелиоративных канав при осушении строительных площадок и т.п. К этой группе машин относятся траншекопатели с цепным и роторным рабочим

оборудованием, оснащенным ковшами или скребками. У экскаваторов продольного копания скорость движения машины и скорость рабочего органа (цепи или ротора) лежат в одной плоскости (рис. 5.13).

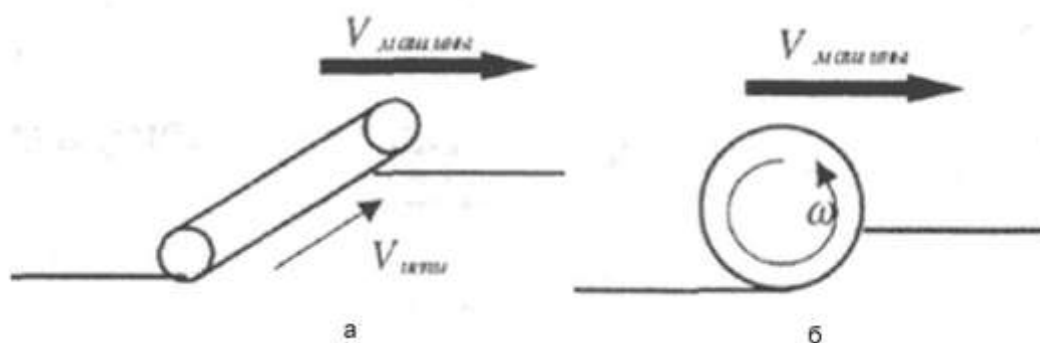


Рис. 5.13. Многоковшовые экскаваторы продольного копания: а) с цепным рабочим органом; б) с роторным рабочим органом

Устройство и особенности технологического процесса

Каждый траншейный экскаватор состоит из трех основных частей: базового пневмоколесного или гусеничного тягача, обеспечивающего поступательное движение (подачу) машины; рабочего оборудования, включающего рабочий орган для копания траншей и поперечное (к продольной оси движения машины) отвальное устройство для эвакуации разработанного грунта в отвал или транспортные средства; вспомогательного оборудования для подъема-опускания рабочего органа и отвального устройства. Для получения траншей трапецеидального профиля рабочие органы ЭТЦ и ЭТР оборудуют активными и пассивными откосообразователями. Активные откосообразователи двухцепных экскаваторов представляют собой наклонно расположенные цепи с поперечными резцам совершающие возвратно-поступательное движение. Пассивные откосообразователи роторных машин выполнены в виде двух наклонных сменных ножей жестко закрепленных по бокам рамы ротора. Откосообразователи применяют при работе в немерзлых грунтах с низкой несущей способностью.

Параметры траншейных экскаваторов (ГОСТ 19618-85). Главным параметром экскаваторов является номинальная глубина отрываемой траншеи. Ширина отрываемых рабочими органами ЭТЦ и ЭТР траншей прямоугольно профиля зависит от ширины ковша или скребка. Один и тот же базовый тягач могут быть навешены сменные рабочие органы с различной ширины и количеством ковшей (скребков) для рытья траншей с различными параметрами профиля.

Определение производительности экскаваторов продольного копания

В общем случае эксплуатационная производительность таких экскаваторов, как машин непрерывного действия, пропорциональна площади поперечного сечения отрываемой траншеи и поступательной скорости рабочего перемещения экскаватора.

$$P_3 = 3600BV_n k_B, \text{ м}^3/\text{ч}$$

где B - ширина отрываемой траншеи, м;

H - глубина отрываемой траншеи, м;

$v_э$ - рабочая скорость экскаватора, м/с.

$k_в$ - коэффициент использования рабочего времени машины в течение смены, (рекомендуется принимать $k_в \approx 0,85$).

Цепные траншейные экскаваторы

Цепные траншейные экскаваторы выпускаются на базе пневмоколесных и гусеничных тракторов и оснащаются одноцепным (ЭТЦ-165А) и двухцепным (ЭТЦ-151, ЭТЦ-252А) скребковым рабочим органом для разработки немерзлых грунтов, а также специальным цепным рабочим органом с резами (ЭТЦ-208В) для разработки мерзлых грунтов.

Цепной экскаватор на гусеничном ходу устанавливают на базе трелевочного или промышленного гусеничного трактора. Рабочим органом цепных экскаваторов (рис. 5.14) является однорядная или двухрядная свободно провисающая бесконечная цепь 5, огибающая наклонную раму 7 и несущая на себе ковши 6 или скребки.

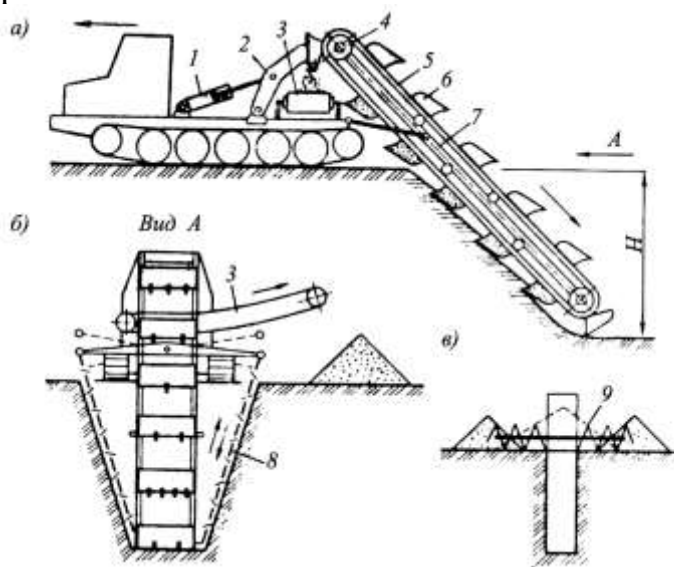


Рис. 5.14. Схема цепного траншейного экскаватора:

а — схема цепного траншейного экскаватора; б — траншейный экскаватор (вид сзади); в — шнек; 1 - гидроцилиндр; 2 — механизм подъема и опускания рабочего оборудования; 3 — ленточный конвейер; 4 — ведущая звездочка; 5 — цепь; 6 — ковш; 7 — стрела рабочего органа; 8 — откосообразователи; 9 — шнек

Цепь приводится в движение приводной ведущей звездочкой 4, ковши 6 врезаются в грунт и транспортируют его вверх, где он при опрокидывании ковша сыпается на ленточный конвейер 3, который сыпает его вдоль траншеи (иногда вместо конвейера используется шнек 9). Подъем рабочего органа осуществляется с помощью механизма подъема 2 при помощи гидроцилиндров 1. Для получения траншей трапецеидального профиля рабочие применяют активные откосообразователи 8.

Технические характеристики цепных траншейных экскаваторов приведены в табл. 5.1.

Табл. 5.1. Технические характеристики цепных траншейных экскаваторов

№ п/п	Параметры	Индекс машины		
		ЭТЦ-165А	ЭТЦ-151	ЭТЦ-252А
1	Базовый трактор	МТЗ-82	ТТ-4 84	
2	Мощность двигателя, кВт	59	84	
3	Размеры отрываемой траншеи, мм:	1,6 0,2; 0,27 0,4		
	наибольшая глубина		1,5	2,5; 3,5
	ширина по дну		0,8	0,8; 1,0
	то же, по верху		3,8; 4,5; 5,3	0,8; 1(2,8)
4	Категория разрабатываемого грунта	I-III		
5	Техническая производительность, м ³ /ч	85	155	220
6	Рабочие скорости, м/ч	20...800	5...150	
7	Транспортные скорости,	1,89...33,4	2,25...9,75	3,1...5,25
8	Рабочий орган:	Скребок		
	тип	Скребок		
	шаг цепи, мм	100	190	
	число скребков (резцов)	18/20	15	21
	шаг скребков (резцов), мм	400	760	
	скорость цепи, м/с	0,8; 1,2; 1,5; 2,1	0,8; 1,25	
9	Конвейер:	Отвальный шнековый	Ленточный дугобразный	
	тип			
	ширина ленты (скребка), мм		-	650
	скорость ленты (цепи), м/с	-	2,5..4,5	
10	Ходовое устройство	Колесное	Гусеничное	
11	Габаритные размеры в транспортном положении, мм	7200x2290x x3200	8000x3000x x3300	10200x345 0x x3500
12	Масса, т	6,25	19,8	19,5

Определение производительности ЭТЦ

Для цепных многоковшовых траншейных экскаваторов, как машин непрерывного действия с порционной выдачей продукции, эксплуатационная производительность будет определяться по формуле:

$$P_3 = \frac{3600 q v_{ц} k_n k_b}{a_k k_p}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где q - объем ковша, м³ (0,02...0,25);

$v_{ц}$ - рабочая скорость экскаватора, м/с (0,8...2,1).

k_n - коэффициент наполнения ковша;

k_b - коэффициент использования рабочего времени машины в течение смены, (рекомендуется принимать $k_b \approx 0,85$).

a_k - шаг ковшей, м (0,4...0,8);

k_p - коэффициент разрыхления грунта, (в зависимости от категории грунта при первоначальном разрыхлении $k_p = 1,08...1,32$) (Песок, супесь-I; растительный грунт - II; суглинок средний, жирная глина, тяжелый суглинок - III; ломовая глина - IV).

$$n = \frac{v_{ц}}{a_{к}}$$

Отношение $a_{к}$ представляет собой число разгрузок ковшей за единицу времени.

Рациональное соотношение поступательных скоростей экскаватора и ковшовой цепи обеспечивают расчетное заполнение ковша, при этом скорость цепи экскаватора будет определяться по формуле:

$$v_{ц} = \frac{v_{э} B N a_{к} \cdot k_{р}}{q k_{н}}, \text{ м/с}$$

где B - ширина отрываемой траншеи, м;

H - глубина отрываемой траншеи, м;

Эксплуатационная производительность скребкового траншейного экскаватора определяется по формуле:

$$П_{э} = \frac{3600 b_{с} h_{с} v_{ц} k_{н} k_{в}}{k_{р}}, \text{ м}^3/\text{ч}$$

где $b_{с}$ - ширина скребка, м;

$h_{с}$ - высота скребка, м.

$k_{в}$ - коэффициент использования рабочего времени машины в течение смены, (рекомендуется принимать $k_{в} \approx 0,4 \dots 0,6$).

$k_{н}$ - коэффициент наполнения ковша;

$$k_{н} \cong \frac{16}{\beta},$$

где β - угол наклона рабочего органа к горизонту.

Процесс разработки грунта у скребковых экскаваторов отличается от ковшовых. Скорость грунта заключенного между скребками несколько ниже скорости цепи. Плотность грунта в потоке, меньше плотности грунта, находящегося в ковшах. Обусловленный этими двумя причинами коэффициент наполнения скребкового экскаватора зависит от угла наклона рабочего органа к горизонту β .

При заданной глубине траншеи угол β равен:

$$\beta = \arcsin \frac{a + H - h_{с} - r_2}{l}, \text{ град.}$$

где a - высота оси ведущей звездочки над поверхностью грунта, м ($a = 0,6$ м);

H - глубина траншеи, м;

$h_{с}$ - высота скребка, м.

r_2 - радиус делительной окружности ведомой звездочки, м ($r_2 = 0,13$ м);

l - расстояние между осями ведущей и ведомой звездочки, м ($l = 2,41$ м).

Производительность многоковшового экскаватора может быть посчитана так же по размерам отрываемой им траншеи:

$$P_3 = 3600 b_c H v_3 k_g, \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Для нормальной работы экскаватора производительность, посчитанная по параметрам рабочего органа экскаватора и по параметрам отрываемой траншеи, должна быть одинаковой.

Из этого равенства находится требуемая величина рабочей скорости экскаватора:

$$v_3 \approx \frac{3600 h_c v_{ц} k_H}{H k_p}, \text{ м/с}.$$

Роторные траншейные экскаваторы

В качестве базовой машины 1 роторного траншейного экскаватора чаще всего используется гусеничный трактор (рис. 5.15). Рабочим органом роторных экскаваторов является жесткий ротор (колесо) 12 с ковшами 11 или скребками, вращающийся в роликах 8 рамы 9. Ковши 11 врезаются в грунт 6 и транспортируют его вверх, где он высыпается на ленточный конвейер 7, установленный внутри рамы 9 ротора 12. Подъем и опускание рабочего оборудования осуществляется гидроцилиндрами 2 и 3 при помощи цепей 4 и 5. На раме ротора установлены пассивные откосообразователи (ножевые откосники) 13. Технические характеристики роторных траншейных экскаваторов приведены в табл. 5.2.

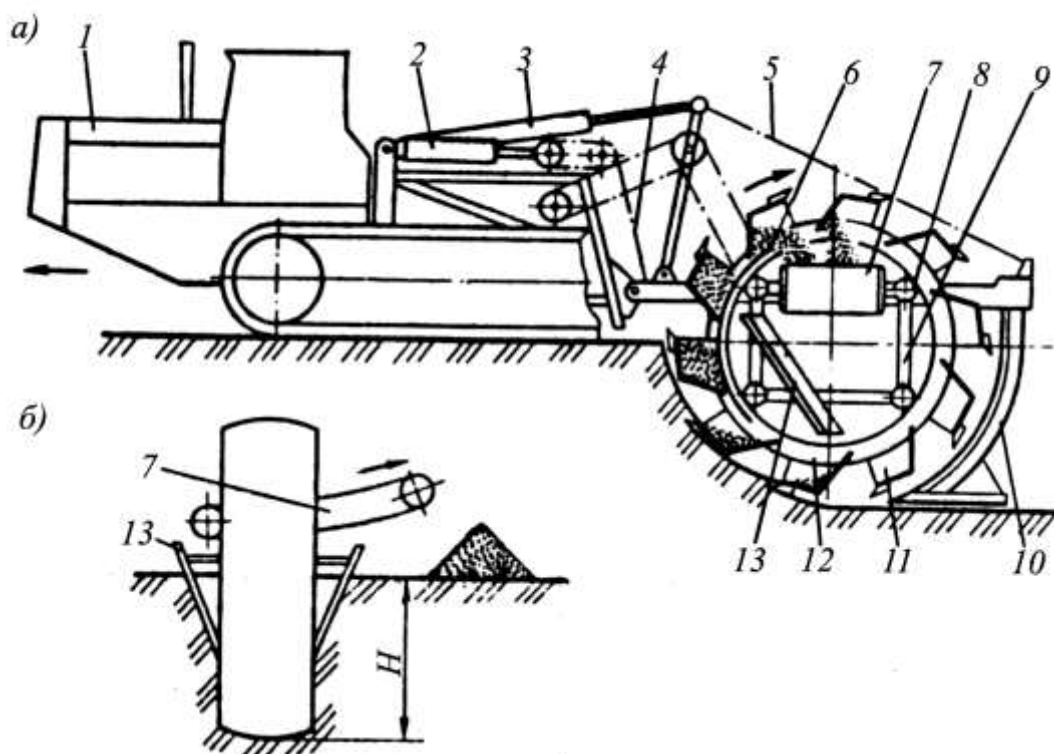


Рис. 5.15. Схема роторного траншейного экскаватора:

1 – трактор; 2, 3 – гидроцилиндры; 4, 5 – цепи; 6 – грунт; 7 – ленточный конвейер; 8 – опорные ролики; 9 – рама; 10 – зачистное устройство; 11 – ковш; 12 – ротор; 13 – ножевой откосник

Табл. 5.2. Технические характеристики роторных траншейных экскаваторов.

№ п/п	Параметры	Индекс машины	
		ЭТР 204А	ЭТР-254 Л
1	Наибольшая техническая производительность, м ³ /ч	650	1200
2	Категория разрабатываемого грунта	I...IV, мерзлые грунты при глубине промерзания до 1,2 м	I...IV, мерзлые грунты при глубине промерзания до 2,5 м
3	Размеры разрабатываемой траншеи, м		
	глубина	2,0	2,5
	ширина по дну по верху (с откосами)	1,2 2,30	1,8; 2,1 2,7...3,8
4	Рабочее оборудование (тип)	Навесное	Полуприцепное
5	Базовая машина	Тягач с использованием трактора Т-130МГ	К-701 и Т-130МГ
6	Мощность двигателя, кВт	118	240
7	Диапазон скоростей рабочего хода, м/ч	10...300	20...500
8	Транспортные скорости, км/ч	1.5...6.2	0,5...5,6
9	Диаметр ротора по зубьям ковшей, мм	3550	4350
10	Частота вращения ротора, мин-1	7.8; 9.6	7,7
11	Число ковшей (зубьев)	14	24
12	Вместимость ковша, л	140	148
13	Ширина ленты конвейера, мм	800	1200
14	Скорость ленты конвейера, м/с	3,9. .5	3,5..5,0
15	Среднее давление на грунт, МПа	0,06	0,08
16	Габаритные размеры в транспортном положении, мм:		
	длина	11100	13450
	ширина (без конвейера)	3200	4610
	высота	4200	4770
17	Масса экскаватора, кг	18 300	49 500

Определение производительности ЭТР

Эксплуатационная производительность роторного траншейного экскаватора, как машины непрерывного действия с порционной выдачей продукции определяется по формуле:

$$P_3 = \frac{3600q\omega_p n_k k_n k_b}{2\pi k_p}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где q - объем ковша, м³ (0,14...0,24)

ω_p - угловая скорость ротора, с⁻¹;

n_k - число ковшей;

k_n - коэффициент наполнения ковша;

k_b - коэффициент использования рабочего времени машины в течение смены, (рекомендуется принимать $k_b \approx 0,85$).

k_p - коэффициент разрыхления грунта, (в зависимости от категории грунта при первоначальном разрыхлении).

Рациональное соотношение скоростей вращения ротора и экскаватора будет определяться из условия заполнения каждого ковша за время его продвижения в траншее до поверхности:

$$\omega_p = \frac{2\pi v_9 B H k_p}{q n_k k_n}, \text{ с}^{-1} \text{ или } v_9 = \frac{\omega_p q n_k k_n}{2\pi v_9 B H k_p}, \text{ м/с.}$$

Производительность отгрузочного конвейера траншейного экскаватора Π_k должна быть выше производительности рабочего органа.

$$\Pi_k = \frac{3600 b_k^2 \text{tg} \varphi v_k}{4}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где b_k - ширина ленты конвейера, м (около 1 м);

φ - угол естественного откоса, ($\varphi = 28 \dots 45^\circ$);

v_k - скорость ленты конвейера, м/с, (3,5...5).

Цепные экскаваторы поперечного копания

Назначение. Многоковшовый экскаватор поперечного резания – это землеройная машина с рабочим органом в виде ковшовой цепи, движущейся в вертикальной плоскости под углом к направлению перемещения экскаватора (рис. 5.16).

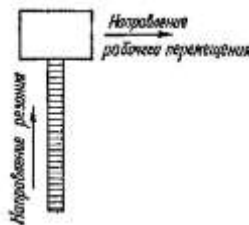


Рис. 5.16. Многоковшовый экскаватор поперечного резания

Они применяются для вскрышных работах и добыче в карьерах строительных материалов, для отрывки и планировки откосов мелиоративных и судоходных каналов, очистка каналов от ила и зарослей. Эти экскаваторы особенно эффективны при производстве однотипных и сосредоточенных земляных работ большого объема.

Классификация

-по положению рабочего органа в забое – экскаваторы нижнего, верхнего, а также верхнего и нижнего резания (рис. 5.17). Экскаваторы верхнего резания отличаются меньше энергоемкостью разработки грунта, а машины нижнего резания позволяют вести разработку насыщенного водой грунта или даже под водой;

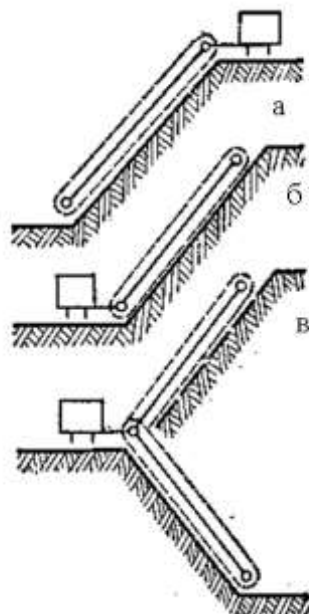


Рис. 5.17. Схемы положений рабочего органа многоковшового экскаватора в забое:

а) нижнее резание; б) верхнее резание; в) верхнего и нижнего резания

- по способу подачи рабочего органа в забое – экскаваторы параллельного и радиального (веерного) резания. При параллельном резании от массива отделяется стружка постоянно толщины, а при радиальном – толщина срезов грунта уменьшается по мере приближения ковшей к опорному шарниру ковшовой рамы;

- по типу ковшовой цепи: с жестконаправленной и с провисающей ковшовой цепью (рис. 5.18, а, б). Применяя первые можно получить точный профиль поверхности забоя и более чистую ее отделку, но эффективно использовать их можно лишь при однородных грунтах. Машины с провисающей цепью дают менее ровную поверхность забоя, но для них и менее опасны твердые включения в грунте, т.к. ковши могут обходить препятствия, предотвращая повреждения ковшовой цепи.

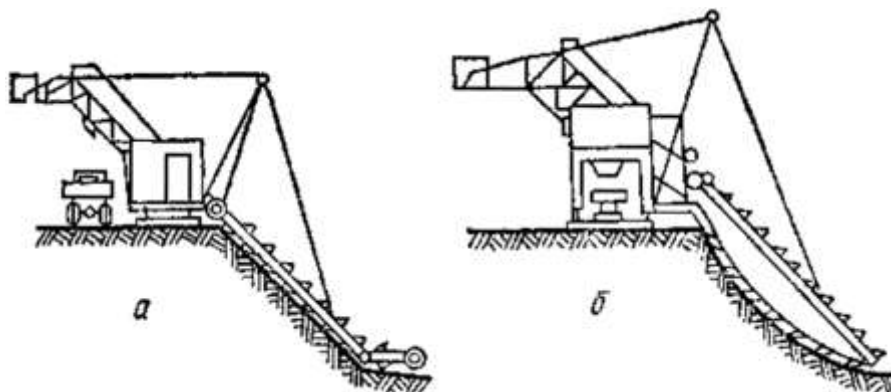


Рис. 5.18. Принципиальные схемы многоковшовых цепных неповоротных экскаваторов:

а – нижнего резания с жестконаправленной ковшовой цепью и боковой отгрузкой грунта через бункер; б – то же, со свободнопровисающей ковшовой цепью и центральной отгрузкой грунта

- по способу связи рабочего органа с ходовой тележкой экскаватора делят на неповоротные и поворотные (рабочее оборудование неповоротных машин может менять положение только в вертикальной плоскости).

Отгрузка грунта многоковшовыми цепными экскаваторами осуществляется через бункер или при помощи отвального конвейера.

Ходовое оборудование строительных многоковшовых цепных экскаваторов чаще рельсовое, а в мелиоративных машинах в основном гусеничное.

Конструкция

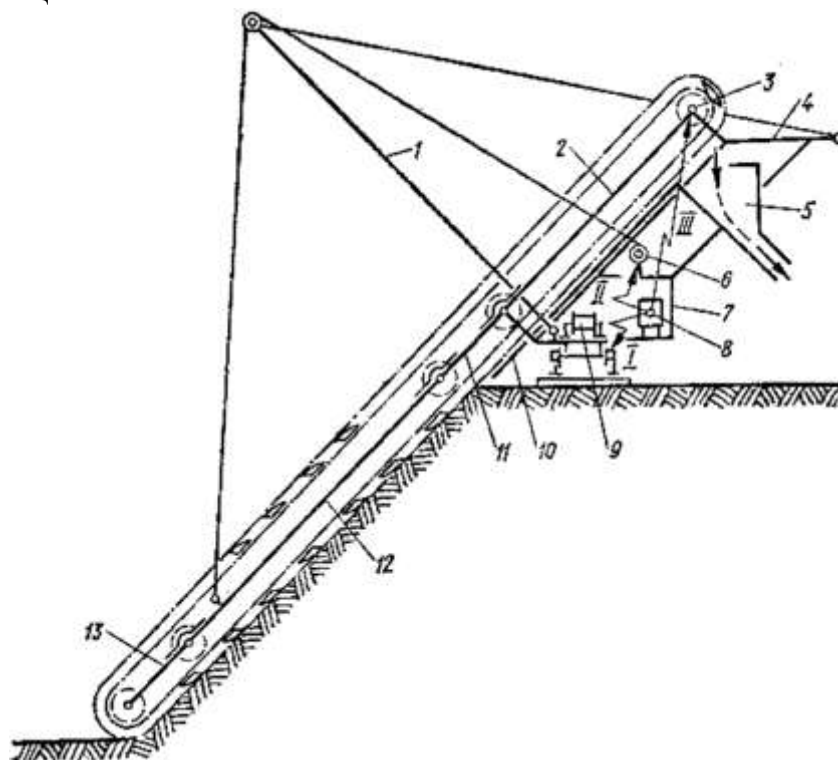


Рис. 5.19. Схема конструкции многоковшового экскаватора нижнего резания с жестконаправленной ковшовой цепью и боковой отгрузкой грунта через бункер:

1 – укосина; 2 – верхняя ковшовая рама; 3 – привод ковшовой цепи; 4 – верхняя рама экскаватора; 5 – бункер; 6 – лебедка подъема ковшовой рамы; 7 – корпус экскаватора ; 8 – двигатель; 9 – кабельный барабан; 10 – лоток; 11 – внутреннее планирующее звено; 12 – нижняя ковшовая рама; 13 – наружное планирующее звено; I – механизм привода тележки; II – то же, подъемной лебедки; III –то же, ковшовой цепи

К основным частям приведенного на схеме (см. на рис. 5.19) экскаватора для очистки оросительных и осушительных каналов относятся ковшовая цепь, нижняя ковшовая рама 12, укосина 1 и ходовая тележка, на которой помещаются основная рама экскаватора 7 и с противовесом, бункер 5, кабина, верхняя ковшовая рама 2, силовая установка 8 и при питании электроэнергией от внешней электросети кабельный барабан 9.

Ковшовая рама имеет два планирующих звена: наружное 13 – для планирования подошвы забоя при нижнем резании и внутреннее – для параллельного резания. Укосина 1 поддерживает систему канатов с блочными подвесками ковшовой рамы и внутреннего планирующего звена.

Ковшовая рама (телескопическая) поднимается и опускается гидравлическими цилиндрами при помощи канатов. Ее длина может изменяться в зависимости от глубины канала. Наружное планирующее звено 13 ковшовой рамы позволяет планировать дно канала.

Особенности рабочего процесса

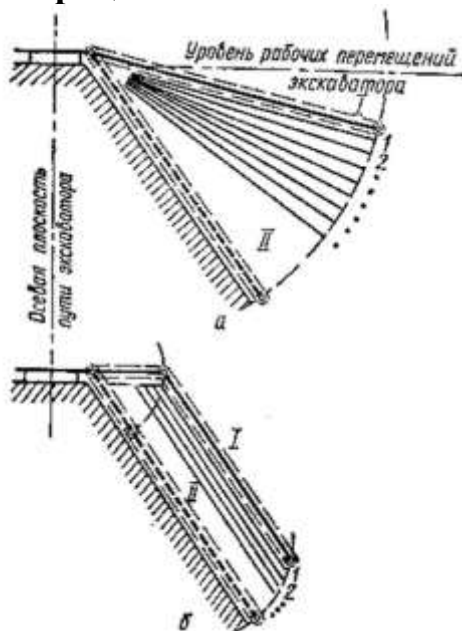


Рис. 5.20. Схемы рабочего процесса:

а – радиальными срезами грунта; б – параллельными срезами грунта в поперечном сечении забоя; I, II – крайние положения ковшовой рамы; 1, 2... – последовательные срезы

Принцип рабочего процесса (см. рис. 5.20) таких машин заключается в послойном отделении от массива грунта или полезного ископаемого (добыча глины в карьерах кирпичных заводов).

В зависимости от возможных положений ковшовой рамы относительно поверхности массива различают технологические схемы рабочего процесса с радиальными и параллельными срезами грунта в профиле забоя. В первом случае траектории резания имеют очертание пучка веерообразно-расходящихся линий (рис. а). Во втором случае угол наклона ковшовой рамы не изменяется, для чего во внутренней ее части имеется шарнирное членение – внутреннее планирующее звено (б). При его повороте рабочая часть рамы подается на массив без изменения ее угла наклона.

Раздел VI. Машины и оборудование для специальных земляных работ

Тема 6.1. Машины и оборудование для уплотнения грунтов

Общие сведения о процессе уплотнения грунтов

Насыпи и другие грунтовые сооружения возводятся из грунтов, разрыхленных в процессе разработки и, следовательно, обладающих пониженной прочностью. Поэтому для обеспечения устойчивости земляных сооружений и долговечности возводимых на них инженерных сооружений отсыпаемые грунты подвергаются уплотнению, которое включает в себя два этапа: разрушение существующей структуры грунта и создание новой, более

устойчивой по отношению к различным механическим воздействиям путем относительного смещения частиц грунта, необходимого для наиболее компактной их укладки и вытеснения газообразной и жидкой фаз. Этот процесс сопровождается уменьшением объема.

Качество уплотнения грунта характеризуется постоянством его упругих свойств (упругие деформации значительно преобладают перед остаточными). Увеличение степени нагружения на грунт возможно лишь до достижения предела уплотнения. Дальнейший рост нагрузки будет вызывать не уплотнение, а разрушение грунта, сопровождающееся сдвигом, появлением трещин и даже разрыхлением сложившейся структуры грунта.

Структуру грунта обычно оценивают одним показателем – плотностью, которую должны получить в результате его уплотнения. Большое значение при уплотнении имеет влажность грунтов. Влажность, при которой требуемая плотность достигается при наименьшей затрате механической работы, называется оптимальной.

Машины для уплотнения грунтов работают по принципу периодических местных нагружений или циклических нагрузок, сопровождающихся последующей разгрузкой. В зависимости от вида нагружения различают статическое и динамическое воздействие на грунт. Статическое воздействие характеризуется сравнительно небольшими скоростями изменения напряженного состояния, динамическое – резким изменением состояния (ударные или вибрационные волны).

Уплотнение грунтов производят укаткой, трамбованием, вибрацией, вибротрамбованием и виброукаткой.

При укатке деформация и связанное с ней уплотнение грунта происходят в результате давления, создаваемого вальцом или колесом на поверхности уплотняемого слоя.

При трамбовании грунт уплотняется падающей массой, обладающей в момент встречи с поверхностью грунта определенной скоростью.

При вибрировании уплотняемому слою грунта сообщаются колебательные движения, а сам вибрационный орган машины не отрывается от грунта.

Если возмущения вибрирующей массы превзойдут определенный предел, рабочий орган машины будет отрываться от поверхности грунта и ударять о грунт с большой частотой; этот процесс называется вибротрамбованием.

В соответствии с приведенными выше методами уплотнения грунтов по принципу воздействия на уплотняемый грунт машины бывают статического (катки), ударного (трамбующие), вибрационного (вибрационные машины) и комбинированного действия.

Основные параметры машин для уплотнения грунтов

Параметры машин для уплотнения грунтов при рассмотренных выше методах уплотнения занесем в табл 6.1.

Табл. 6.1. Параметры циклической нагрузки

Метод уплотнения	Максимальное напряжение, МПа	Скорость изменения напряженного состояния, МПа/с	Общее время напряженного состояния грунта за один цикл, с
Укатка катками на пневматических шинах	0,6–1	0,5–6	0,1–0,4
Трамбование	0,5–1,8	45,0–200	0,016–0,03
Вибрирование	0,03–0,09	1,0–9	0,01–0,03
Вибротрамбование	0,05–0,09	4,5–45	0,008–0,011

Максимальная толщина уплотняемого слоя – это глубина активной зоны h_0 , которая зависит от поперечного размера рабочего органа в плане, возникающих в грунте напряжений, скорости изменения напряженного состояния, вида и влажности грунта:

$$h_0 = \alpha B_{\text{мин}} \frac{W}{W_0} (1 - e^{-\beta \frac{\sigma_0}{\sigma_p}}),$$

где α – коэффициент, зависящий от скорости изменения напряжения (при укатке $\alpha = 2$, при трамбовании и вибрировании $\alpha = 1,2$); $B_{\text{мин}}$ – минимальный поперечный размер поверхности контакта рабочего органа машины с уплотняемым грунтом, см; W и W_0 – влажность и оптимальная влажность уплотняемого грунта, %; e – основание натуральных логарифмов; β – коэффициент, зависящий от свойств грунта (для связных грунтов $\beta = 3,7$); σ_0 – напряжения по поверхности контакта; σ_p – предел прочности грунта.

Давление на поверхности контакта рабочих органов с грунтом не должно превышать предела прочности грунта. Наиболее эффективное уплотнение достигается при

$$\sigma_{\text{макс}} = (0,8 \dots 0,9) \sigma_p$$

где $\sigma_{\text{макс}}$ – допустимое максимальное значение контактного давления.

Машины статического действия

К машинам статического действия относят прицепные, полуприцепные и самоходные катки. Рабочими органами катков являются металлические вальцы (гладкие, кулачковые, решетчатые) или колеса с пневматическими шинами. Они получили большое распространение вследствие своей простоты и экономичности.

Катки с гладкими вальцами и на пневмошинах применяют для уплотнения как связных, так и несвязных грунтов. Кулачковыми катками уплотняют только связные грунты, решетчатыми – обломочные, мерзлые и др.

Рабочий процесс катков с гладкими вальцами состоит из многократного перекатывания вальцов по поверхности уплотняемого грунта, т. е. циклического воздействия на него. Деформации и связанное с ними уплотнение происходят в результате давления, создаваемого силой тяжести вальцев (см. рис. 6.1).

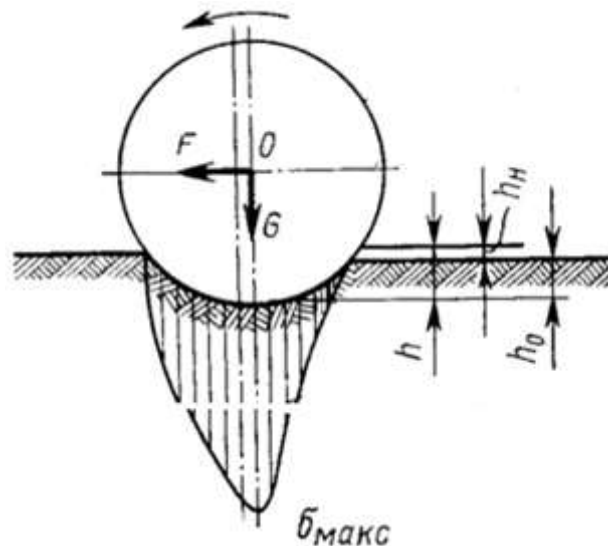


Рис. 6.1. Распределение давлений под гладким движущимся валцем: h_0 и $h_{\text{н}}$ – обратимая и необратимая части полной деформации h ; $\sigma_{\text{макс}}$ – допустимое максимальное контактное давление

При движении вальца симметричность эпюры нарушается (при неподвижном вальце эпюра симметричная), и эпюра как бы сдвигается вперед, а перед вальцом возникает волна, величина которой пропорциональна напряжениям. Для увеличения контактного давления внутреннюю полость вальца загружают балластом через специальный люк, расположенный в торцевой части.

Машины динамического действия

Основным недостатком катков статического действия является их большая масса, необходимая для нормальной работы. Эту массу можно значительно снизить при том же уплотняющем эффекте, если рабочие органы машин выполнить вибрирующими.

Вибрационные катки выполняют прицепными и самоходными. Рассмотрим односекционный (с одним вальцом на оси) прицепной виброкаток (рис. 6.2)

Чаще всего в виброкатках применяют центробежные вибровозбудители с круговой вынуждающей силой. Их приводят в действие от двс самоходного катка или специально установленного на раме прицепного катка двигателя привода возбудителя. Сущность работы виброкатка состоит в том, что периодические возмущения, передаваемые от вибратора в грунт рабочим органом, интенсифицируют перестройку сложившейся структуры грунта, в результате чего получается более плотная упаковка грунтовых частиц, при этом нужное уплотнение слоя грунта достигается меньшим числом проходов.

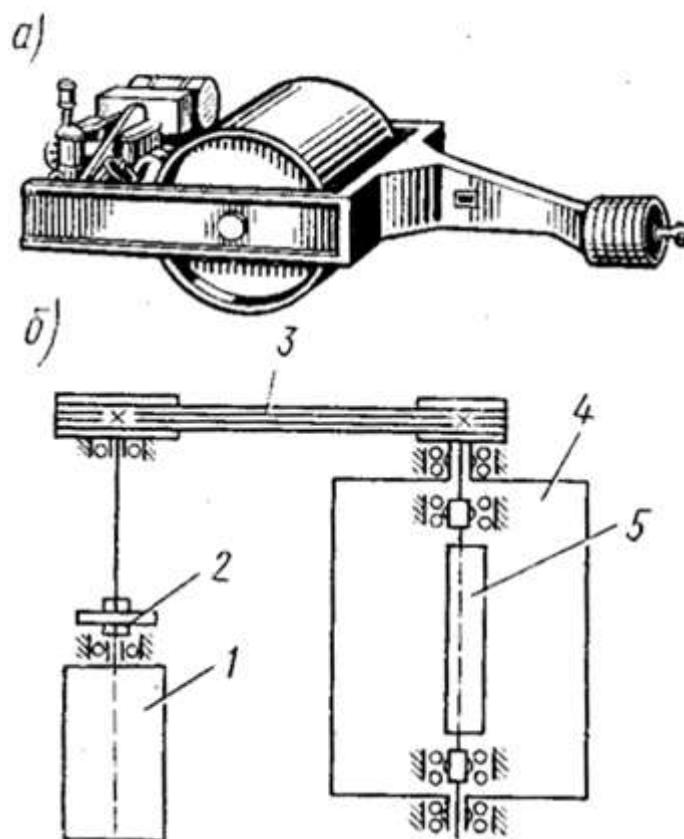


Рис. 6.2. Прицепной вибрационный каток:

1 – двигатель; 2 – муфта сцепления; 2 – клиноременная передача; 4 – валец; 5 – дебаланс

Максимальное контактное давление $\sigma_{\text{макс}}^*$ вибрирующего вальца на грунт равно примерно половине максимального статического контактного давления (у машин статического действия)

$$\sigma_{\text{макс}}^* \approx 0,5 \sigma_{\text{макс}}$$

Оптимальную скорость движения виброкатка, км/ч, при которой обеспечивается необходимая для уплотнения повторность приложения нагрузки, рекомендуется определять для связных грунтов по формуле

$$v = 0,2 \sqrt{n}$$

где n – частота колебаний, Гц.

Виброплиты. Для уплотнения несвязных грунтов и гравийно-песчаных материалов в стесненных или недоступных для других машин местах применяют вибрационные плиты (рис. 6.3).

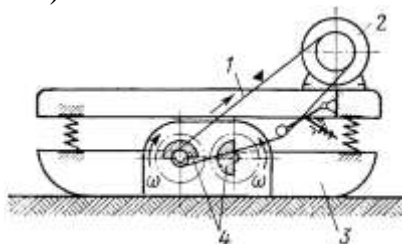


Рис. 6.3. Виброплита:

1 – клиноременная передача; 2 – двигатель; 3 – уплотняющая плита; 4 – дебалансы

Для привода вибраторов на вибрационных плитах чаще всего используют двигатели внутреннего сгорания – дизельные или карбюраторные. По принципиальной схеме эти устройства могут быть одномассными (вибратор и двигатель установлены непосредственно на плите) и двухмассными (на плите монтируют лишь вибратор, а двигатель устанавливают на специальную раму, соединенную с плитой упругими элементами). В этом случае в колебательное движение приводится лишь нижняя часть, тогда как верхняя, поддрессоренная, не колеблется, но воздействует на грунт общей массой статического давления.

К основным параметрам виброплит относят геометрические размеры опорной плиты l и b , массу m , вынуждающую силу P , развиваемую вибратором, частоту колебаний и мощность двигателя.

Для обеспечения требуемого уплотнения и удобства обслуживающего машину оператора, скорость передвижения виброплиты v назначают не более 0,25–0,33 м/с, а число проходов $n_{пр} = 3 \div 5$.

Длину плиты l находят из соотношения

$$l = v n_{п} / n_{\omega};$$

где v – скорость передвижения; $n_{пр}$ – число проходов; ω – угловая скорость вращения дебалансов, $\omega = 2\pi n$; n – частота колебаний плит, Гц; $n_{п}$ – число повторностей приложения нагрузки, необходимое для уплотнения грунта до требуемой плотности.

В зависимости от массы плиты частота колебаний может меняться в пределах от 20 до 60 Гц. Обычно $n_{п}$ принимают равным $1,5 \cdot 10^2 \div 4 \cdot 10^2$. Нижний предел относится к пескам оптимальной влажности, верхний – к супесчаным грунтам.

Ширина контактной площадки виброплиты b должна быть на 5–15% меньше длины l .

Зная геометрические характеристики контактной площадки можно определить массу машины:

$$m = \sigma b l / g$$

где σ – требуемое давление на грунт. Для влажных песков $\sigma = 3 \div 4$ Па, для песков средней влажности $\sigma = 6 \div 10$ Па, для супесчаных грунтов – 10–20 Па.

В зависимости от массы вибрационные плиты разделяют на легкие – до 500 кг, средние – 500–1500 кг и тяжелые – более 1500 кг. Более часто в строительстве применяют легкие виброплиты.

Машины ударного действия (трамбующие)

Их применяют для уплотнения связных и несвязных грунтов, грунтов в естественном залегании и мерзлых, в условиях зимнего строительства. Трамбующими машинами можно уплотнять грунты в слоях до 80 см.

Чаще всего используют машины с канатным механическим приводом. Работа этих устройств связана с большими динамическими нагрузками, которые преждевременно выводят из строя такие дорогостоящие и сложные машины, как краны и экскаваторы. Поэтому трамбующие плиты на кранах и экскаваторах применяют главным образом в стесненных условиях, когда использовать другие

уплотняющие машины невозможно. Динамические нагрузки на элементы конструкций базовой машины можно значительно уменьшить, если вместо подъема лебедкой поднимать трамбуемые плиты с помощью механизма кривошипно-полиспастного типа (рис. 6.4).

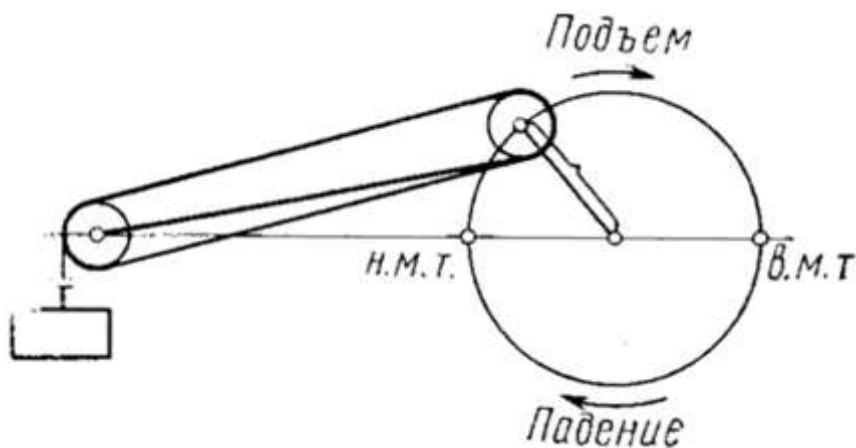


Рис. 6.4. Кривошипно-полиспастный механизм подъема и сбрасывания плит:

н. м. т. – нижняя мертвая точка; в. м. т. – то же, верхняя

К основным параметрам машин ударного действия относят массу рабочего органа, скорость в момент начала его удара, а также размеры контактной поверхности в плане.

Производительность машин для уплотнения грунтов

Производительность средств уплотнения грунта, т. е. площадь, прорабатываемую той или иной машиной в единицу времени, можно определить по общей формуле

$$П = \frac{(b - c) v}{n_{пр}} k_{в}$$

где b – ширина рабочего органа машины; c – ширина перекрытия уплотняемых полос; v – рабочая скорость движения рабочего органа (машины); $n_{пр}$ – число проходов по одному участку; $k_{в}$ – коэффициент использования по времени ($k_{в} = 0,8 \div 0,9$).

Тема 6.2. Машины для рыхления грунтов

Назначение, устройство и рабочий процесс

Рыхлители применяют для послойного рыхления грунта и некоторых горных пород на отдельные куски или глыбы с размерами, удобными для погрузки или последующей разработки. С помощью рыхлителей можно удалять из грунта крупные камни, взламывать различные покрытия и разрабатывать мерзлый грунт. Рыхлить грунт механическим способом обычно экономически выгоднее, чем буровзрывным.

Рабочим органом рыхлителя являются стойки-зубья, погружаемые в грунт и рыхлящие его при движении машины. До недавнего времени эти машины выпускали только прицепными. Они имеют большую массу, облегчающую внедрение зубьев в грунт, но маломаневренны и малопродуктивны – могут работать с базовыми тягачами без дополнительных видов рабочего

оборудования.

В последние годы выпускают только навесные рыхлители, свободные от указанных недостатков. Их масса передается на базовый трактор, чем увеличивается тяговое усилие его по сцеплению. Эти рыхлители имеют большую маневренность; их можно агрегатировать с бульдозерным или погрузочным оборудованием, что повышает универсальность машины.

Рыхлители можно навешивать на трактора различных классов, чем обеспечивается выполнение разнообразных работ. Глубина рыхления изменяется в пределах 0,4–1,0 м, иногда даже до 1,5 м. Навесные рыхлители соединяют с базовой машиной по трехзвенной или четырехзвенной схеме подвески. Разновидностью четырехзвенной подвески является параллелограммная.

Трехзвенная подвеска (рис. 6.5, а) отличается простотой конструкции и малой металлоемкостью. Вместе с тем существенный недостаток ее – зависимость угла резания зубьев от их заглубления; он изменяется от максимального в начале заглубления до минимального на полной глубине рыхления.

Четырехзвенная подвеска рыхлителя (рис. 6.5, б), хотя и более металлоемка, но применяют ее чаще, так как угол резания остается почти постоянным, что увеличивает срок службы наконечников рабочих органов. Существенным преимуществом такой подвески является и то, что рабочий орган при опускании на грунт отодвигается от базового тягача, вследствие чего исключается заклинивание кусков породы между рабочим органом и гусеницами трактора. Четырехзвенная подвеска позволяет разрушать грунт при подъеме рабочего органа, что невозможно при подвеске трехзвенной.

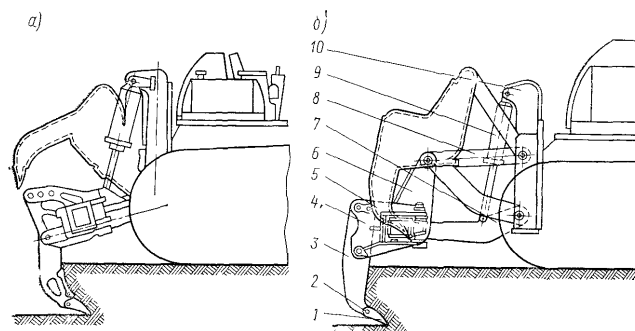


Рис. 6.5. Конструктивные схемы навесных рыхлителей:

а – трехзвенного; б – четырехзвенного; 1 – наконечник; 2 – стопорное устройство, 3 – стойка; 4 – флюгер; 5 – балка; 6 – рабочая балка; 7 – нижняя тяга; 8 – верхняя тяга; 9 – гидроцилиндр; 10 – опорная рама

Рабочее оборудование крепят к раме базового трактора или к корпусу его заднего моста. Крепление к балкам гусеничных тележек менее рационально из-за повышенной металлоемкости, увеличения габаритов машины, усложнения обслуживания ходовой части и из-за плохого прохождения комьев разрушенного грунта или породы под охватывающей рамой.

В зависимости от назначения рыхлителя и вида выполняемых работ число зубьев может быть от одного до пяти. На тяжелых работах при рыхлении горных пород и мерзлых грунтов применяются однозубые рыхлители; для рыхления

обычных тяжелых грунтов можно применять пятизубые рыхлители. Зубья выполняют прямыми или изогнутыми и обычно снабжают съемными наконечниками. Подъем и заглубление рабочего органа производится гидроцилиндрами.

Тяговый расчет и устойчивость

Основными параметрами рыхлителя являются: наибольшее тяговое усилие базовой машины по сцеплению $P_{т.сц}$, наибольшая глубина рыхления h_p , число зубьев z , ширина наконечника стойки b_n , угол резания α , расстояние l_p от нижней точки рамы до опорной поверхности машины при максимальной глубине рыхления h_p , расстояние l_n от наконечника зуба в крайнем нижнем положении до оси ведущей звездочки трактора.

Главным параметром, определяющим работу рыхлителя, является номинальное тяговое усилие базовой машины (трактора) по сцеплению; его определяют на плотном грунте при скорости 2,5 – 3,0 км/ч и буксовании не более 7%. Для увеличения тягового усилия трактора при рыхлении очень плотных, мерзлых и скальных грунтов на траки устанавливают специальные грунтозацепы, позволяющие полностью реализовать мощность двигателя по сцеплению.

Максимальную глубину рыхления, зависящую от класса базового трактора, выбирают в соответствии с данными табл. 6.2.

Табл. 6.2. Параметры и показатели навесных рыхлителей в зависимости от класса тракторов

Параметры	Номинальное тяговое усилие базового трактора, кН				
	30	60	100	150	250
Количество зубьев	1–5	1–3	1–5	1–3	1–3
Вылет от оси подвески l_n , мм	450–800	600–1000	700–1400	800–1500	1000–1900
Наибольшая глубина рыхления от опорной поверхности h_p , мм	200–500	350–700	400–1000	500–1200	600–1500

По данным ВНИИстройдормаша, оптимальную глубину рыхления грунта определяют из отношения

$$h_{p,о}/b_n = 3,5 \div 4,0.$$

Параметры рыхления следует определять исходя из этих оптимальных условий. Наименьшая глубина рыхления за один проход должна на 20–30% превышать толщину стружки бульдозера или скрепера, в комплекте с которым работает рыхлитель.

Зубья рыхлителя размещают симметрично относительно продольной оси машины. Угол резания α выбирают исходя из условий обеспечения прочности наконечника рыхлителя и оптимального заднего угла γ : при небольшом опускании зубьев рекомендуется принимать не менее 45° при заднем угле не менее 8° .

Расстояние l_p должно быть таким, чтобы рама рыхлителя свободно проходила над разрыхленным грунтом при любой глубине рыхления. Для тракторов с тяговым усилием до 100 кН включительно это расстояние составляет не менее $(0,65 \div 0,75) h_{p \text{ макс}}$, с усилием больше 100 кН $-(0,33 \div 0,60) h_{p \text{ макс}}$.

Минимальное расстояние $l_{н\text{ мин}}$ назначают из условия свободного выпирания грунта перед зубом и для того, чтобы исключить заклинивание его под гусеницами. В зависимости от класса трактора $l_{н\text{ мин}} = (1,5 \div 2,0) h_{р\text{ макс}}$. Высоту подъема зубьев определяют из условия обеспечения заднего угла въезда β_v , который должен быть не менее 20° .

В процессе рыхления скального и мерзлого грунтов периодически изменяются силы сопротивления рыхлению, причем нагрузки снижаются в момент отделения крупных кусков грунта от массива. После рыхления мерзлого грунта наконечник рыхлителя образует прорезь характерного сечения (рис. 6.6): верхняя ее часть значительно шире наконечника, а нижняя соответствует форме его передней части.

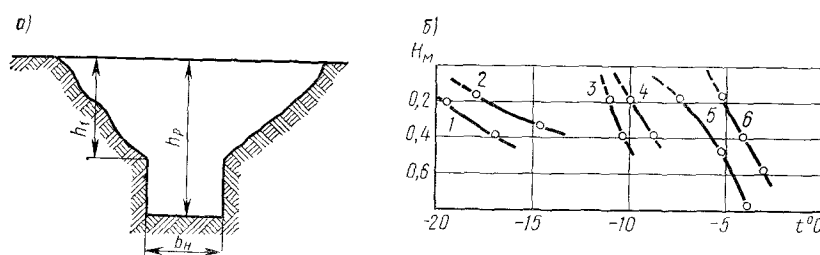


Рис. 6.6. Характерная форма поперечного сечения реза при рыхлении (а) и распределение температур грунта по глубине для различных климатических зон (б):

1 – в Восточной Сибири, г. Нерчинск; 2 – то же, г. Якутск; 3 – в Западной Сибири (Новосибирск); 4 – в северо-восточном Казахстане; 6 – в Воркуте; 7 – в Центральной части европейской территории СССР

Верхняя трапецевидная зона прорези начинается несколько выше ее дна и имеет развал с наклоном стенок к горизонту, который зависит от физико-механических свойств грунта и глубины рыхления. В среднем, угол наклона равен 45° .

Исследованиями ВНИИстройдормаша установлен характер разрушения грунта в прорези. Верхняя ее часть имеет рваную поверхность без признаков пластических деформаций, что подтверждает предположение о преобладании растягивающих напряжений в этой зоне в момент предельно напряженного состояния грунта. В нижней части прорези уровень грунта снижается, и он уплотняется наконечником.

Среднее значение горизонтальной составляющей сопротивления грунта рыхлению P_k определяют по формуле

$$P_k = h_p^2 \sigma_p + 0,5 k_{вд} b_n (h - h_1),$$

где h_p – глубина рыхления;

h_1 – глубина зоны развала грунта;

b_n – ширина наконечника рыхлителя;

σ_p – предел прочности грунта при растяжении;

$k_{вд}$ – удельное сопротивление вдавливанию наконечника в грунт,

$$k_{вд} = 21 \sigma_p \sqrt{T_1/T_2},$$

где T_1 – средняя температура грунта в слое $(h - h_1)$;

T_2 – то же, в слое h .

Значения T_1 и T_2 определяют по графику (рис. 10.6, б). Вертикальную или нормальную составляющую сопротивления грунта рыхлению можно определить по усилию

$$P_H = P_K C \operatorname{tg}(\alpha + \varphi),$$

где φ – угол трения грунта по материалу наконечника рыхлителя.

Усилие P_H при установившемся процессе рыхления и остром наконечнике зуба рыхлителя направлено в массив грунта, т. е. рабочий орган как бы затягивается в грунт. При затуплении наконечника зуба и появлении площадки износа во время заглабления несущая способность грунта может оказаться больше усилия, прикладываемого к зубу. В этом случае P_H будет направлено вверх.

Тяговое усилие базовой машины по сцеплению $P_{т.сц}$ должно быть больше или равно сумме сопротивлений W , действующих на рабочий орган при разработке грунта:

$$P_{т.сц} \geq W.$$

Величину тягового усилия по сцеплению $P_{т.сц}$ можно определить по формуле

$$P_{т.сц} = (G_6 + G_o + G_o' \pm P_H) \varphi_{сц},$$

где G_6 – масса трактора;

G_o – бульдозерного оборудования;

G_o' – рыхлителя.

При этом необходимо учитывать направление нормальной составляющей P_H . В случае затягивания зуба эта составляющая увеличивает сцепное усилие трактора, в случае выталкивания – уменьшает.

Силами сопротивления перемещению разрыхленного грунта перед зубом можно пренебречь вследствие их незначительности. Поэтому сумма сопротивлений W будет равна:

$$W = (G_6 + G_o + G_o' + P_H)(f \pm i) + P_K,$$

где G_o' – масса рыхлителя;

$\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления гусеничного движителя с грунтом;

i – уклон местности.

При встрече рабочего органа рыхлителя с трудно преодолемым препятствием могут возникнуть динамические нагрузки, в несколько раз превышающие тяговые усилия базовой машины. Эти нагрузки необходимо учитывать при расчете металлоконструкции навесного оборудования. Для определения максимальных динамических нагрузок $P_{т.д}$ с достаточной для инженерных расчетов точностью можно пользоваться зависимостью

$$P_{т.д} = P_{т.сц} k_d,$$

где k_d – коэффициент динамичности.

По данным ВНИИСтройдормаша, значение коэффициента динамичности возрастает от 1,5 до 3,6 при изменении скорости рыхления от 0,6 до 1,2 м/с.

Максимальное усилие заглабления в грунт зуба рыхлителя определяют из условия вывешивания базового трактора относительно ребра A (рис. 6.7, а).

Из условия равновесия $\Sigma M_a = 0$ можно записать

$$P_H' = \frac{G_6 l_1 + G_o'(l + l_2) - G_o l_4}{l + l_3}$$

(размеры l, l_1, l_2, l_3, l_4 показаны на рис. 6.7, а).

Усилие подъема зуба рыхлителя $P_{\text{н}}$ определяют из условия опрокидывания базового трактора относительно ребра B при максимальной глубине рыхления (рис. 6.7, б). Условие равновесия обеспечивается уравнением $\Sigma M_B = 0$, откуда

$$P_{\text{н}} = P_{\text{в}} = [G_0(l + l_4) + G_6 l_5 - G'_0 l_2] / l_3.$$

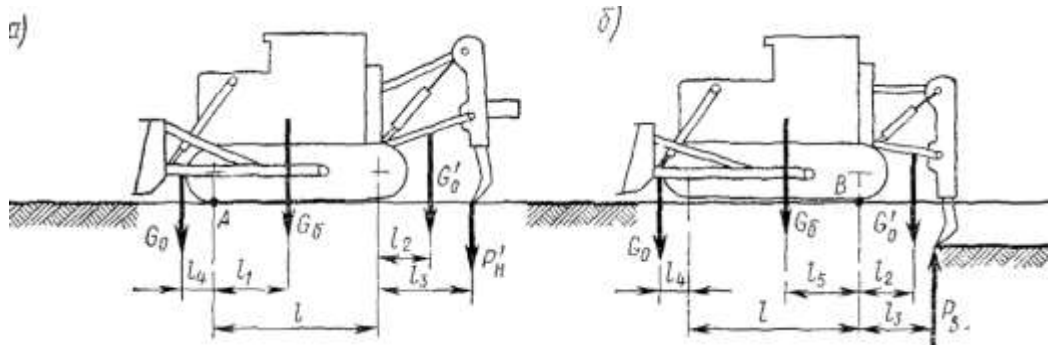


Рис. 6.7. Схемы к расчету усилий на зубьях рыхлителя:
а – при заглублении; б – при подъеме

Реакции в шарнирах закрепления и усилия в стержнях навески можно определять исходя из следующих соображений. При заглублении зуба рыхлителя во всех расчетных положениях действуют сочетания нагрузок, показанные на рис. 6.7, а: тяговое усилие базовой машины $P_{\text{т.сц}}$, сила сопротивления грунта заглублению $P_{\text{н}}$ и сила тяжести рыхлителя G'_0 .

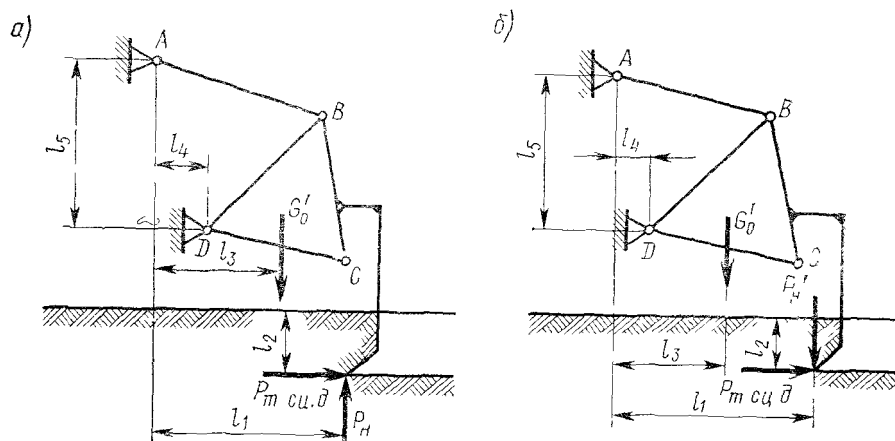


Рис. 6.8. Схемы к расчету усилий в стержнях рыхлителя:
а – при заглублении, б – при подъеме

При подъеме зубьев рыхлителя во всех расчетных положениях действуют следующие силы (рис. 6.8, б): тяговое усилие базовой машины $P_{\text{т.сц}}$, вертикальная составляющая сопротивления грунта рыхлению $P_{\text{н}}$ и сила тяжести рыхлителя G'_0 . При расчете принимают, что все составляющие сил сопротивления рыхлению приложены на конце зуба рыхлителя.

Опорные реакции в шарнирах закрепления навесного оборудования и усилия в его стержнях определяют при подъеме и заглублении зуба на различной глубине рыхления, в том числе и в начале заглубления.

Производительность

Производительность рыхлителя в значительной степени зависит от

прочности разрабатываемого грунта, организации и технологии работ.

Применяют две технологические схемы рыхления грунта: челночную (рис. 6.9, а) и продольно-поворотную (рис. 6.9, б). В первом случае грунт рыхлят параллельными проходами до края площадки без разворота. В исходное положение трактор возвращается задним ходом. Такую схему применяют при небольших размерах разрабатываемых площадок, когда разворот трактора затруднен или время разворота больше времени холостого хода.

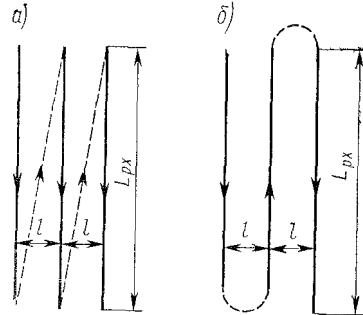


Рис. 6.9. Технологические схемы работы рыхлителя:
а – челночная; б – продольно-поворотная

По второй схеме грунт рыхлят параллельными проходами с поворотом трактора в конце каждого хода. Такую схему применяют при большей протяженности участков рыхления, при которой относительная затрата времени на повороты минимальна.

Эксплуатационную производительность рыхлителя, м³/ч, определяют по формуле

$$P_э = \frac{B_э h_p L_{р.х} k_в}{L_{р.х}/1000 v_{раб} + t_{пов}/3600},$$

где $v_{раб}$ – скорость рабочего хода, км/ч;

h_p – глубина рыхления;

$L_{р.х}$ – длина рабочего хода в одну сторону;

$t_{пов}$ – время одного разворота в конце участка с учетом выглубления зубьев,
 $t_{пов} = 15 \div 20$ с.

Ширина захвата при рыхлении

$$B_э = k_{пер} [b_n h_p + 2h_p \operatorname{tg} \beta_c + s(Z - 1)],$$

где $k_{пер}$ – коэффициент перекрытия, $k_{пер} = 0,75$;

b_n – ширина зуба;

Z – количество зубьев;

β_c – угол скола по вертикали, $\beta_c = 15 \div 45^\circ$ (меньше при рыхлении мерзлых грунтов и скальных пород, больше при рыхлении талых грунтов);

s – шаг зубьев.

Расстояние между соседними полосами рыхления l следует выбирать такое, чтобы зубья рыхлителя не попадали в ранее полученные прорезы. Буровые машины предназначены для проходки скважин в грунтах. Скважины бурят при взрывной разработке мерзлых и плотных грунтов, для исследования физико-механических свойств грунтов, при водопонижении, бестраншейной прокладке подземных коммуникаций и т. п. В последние годы распространено бурение для устройства фундаментов из буронабивных свай и опор, которые часто позволяют в 10–15 раз сократить объемы земляных работ по сравнению с обычными

фундаментами и в 2–4 раза снизить их трудоемкость.

В зависимости от назначения скважины бурят различных диаметров (40–2000 мм) и длины (0,5–100 м). Наибольшие размеры обычно имеют скважины, предназначенные для прокладки труб под автомобильными и железными дорогами.

Вследствие различия в размерах прокладываемых скважин, механических характеристиках разрабатываемых грунтов и в условиях работ буровое оборудование изготавливают самых разнообразных конструкций.

Тема 6.3. Буровые машины и оборудование

Назначение, классификация, основные параметры, способы бурения.

По назначению буровое оборудование подразделяют на буровые машины и станки, предназначенные для бурения скважин, и на устройства для бестраншейной прокладки труб. Буровыми машинами и станками можно бурить любые грунты, в том числе скальные и плотные; бестраншейным способом прокладывают трубы в грунтах I–III категорий.

Разделение бурового оборудования на указанные группы объясняется существенными различиями в размерах и формах скважин, проходимых этими типами машин, а также различиями в технологии работ.

Процесс бурения состоит из операций разрушения породы на дне скважины и удаления ее. Наиболее распространены механические способы разрушения грунтов, при которых от действия рабочего органа буровой машины создаются местные напряжения в грунте, превосходящие предел его прочности. Механическое разрушение грунтов можно производить ударным, вращательным и ударно-вращательным способами.

Под ударным понимают такой способ бурения, при котором процесс разрушения породы в забое происходит при внедрении в нее инструмента со значительной начальной скоростью, т. е. с запасом кинетической энергии. Рабочий инструмент может свободно падать на дно скважины или погружаться в нее под действием специального органа ударника.

Ударник, наносящий удары по рабочему инструменту, погружается в скважину вместе с ним или остается на поверхности грунта. При погружаемом ударном инструменте скорость бурения не зависит от глубины скважины. Во втором случае рабочий инструмент наращивают с углублением скважины, вследствие чего в ходе бурения изменяется соотношение между массой ударника и инструмента и в конечном счете уменьшается скорость бурения.

При вращательном способе бурения грунт разрушается вследствие сжатия его давлением (осевым усилием) резцовой головки бура, режущая кромка которого внедряется в грунт под влиянием окружного (вращательного) усилия бура, уплотняющего грунт перед режущей кромкой и скалывающего (срезающего) его частицы. При бурении каждая точка режущей кромки совершает поступательное и вращательное движение и все деформации и разрушения происходят одновременно.

При ударно-вращательном способе бурения вращающемуся инструменту периодически передаются ударные импульсы, направленные по его оси. Эффект разрушения при ударно-вращательном бурении получается больший, чем при разрушении грунта суммарным ударным и вращательным воздействием, что

объясняется сложным динамическим взаимодействием грунта и инструмента.

К механическим относят также способ образования скважины вдавливанием в нее рабочего инструмента путем сжатия поверхностного слоя.

Применяют также гидравлические, термические и электрофизические способы бурения скважин.

При гидравлическом способе бурения грунт разрыхляется или разрушается струей воды, подаваемой под давлением. В случае разработки мягких грунтов это давление сравнительно невелико. Для бурения плотных пород используют тонкую струю воды давлением до 1000 МПа. Недостатками гидромеханизированных установок для разработки мягких грунтов являются большой расход воды, небольшие скорости проходки, трудность разработки плотных глинистых грунтов. При проходке скважин под дорожными насыпями могут образовываться каверны, что не допускается техническими условиями.

Способ термического бурения скважин основан на том, что высокотемпературная газовая струя, имеющая большую (нередко сверхзвуковую) скорость, быстро передает тепло породе, в результате под действием термических напряжений она разрушается. Один из основных недостатков термических буров состоит в том, что уровень возникающего при их работе шума значительно превышает допустимый.

Электрофизические способы бурения в принципе весьма эффективны, однако их разработка еще не закончена, вследствие чего применяют их мало.

При звуковом способе бурения энергия колебания сердечника магнестрикционного вибратора передается по буровому инструменту, который эффективно разрушает горную породу.

Электроимпульсный способ бурения основан на использовании энергии высоковольтных импульсов разрядов в жидкой среде. Возникающие во время разрядов гидравлические и кавитационные удары разрушают горную породу.

При электромагнитном способе бурения порода нагревается и разрушается под действием электромагнитных волн высокой частоты.

Взрывной способ бурения скважин предназначен для проходки их главным образом в особо крепких породах, основан на взрывании в забое непрерывно поступающих по рабочему инструменту жидких взрывчатых веществ или поочередно подаваемых микрозарядов в ампулах. Рабочий инструмент при этом вращается вокруг продольной оси, покрывая все сечения скважины. Отделяющиеся при микровзрывах частицы породы выносятся из скважины газообразными продуктами взрыва.

Очистка скважин от породы при всех способах ее разрушения может вестись непрерывно или циклично. В первом случае скважины очищают шнеками, скребками, продувкой сжатым воздухом, промывкой водой. При циклической очистке часто применяют черпаки, ковши, желонки.

Основные типы рабочих органов. Буровые станки и бурильно-крановые машины

Буровые установки разделяют на буровые машины, имеющие собственный источник энергии, и буровые станки, снабжаемые энергией от внешних источников. Их можно монтировать на автомобилях, тракторах, автоприцепах, некоторые же из установок не имеют ходового оборудования.

Установки ударно-канатного бурения, являющиеся устаревшими конструкциями, вследствие простоты и надежности применяют и в настоящее время. Так, на строительстве БАМа используют станки УКС-30М, которые при массе бурового оборудования 2500 кг могут бурить скважины диаметром 920 мм и глубиной в десятки метров.

Буровой инструмент и буровая штанга установок (рис. 6.10) подвешиваются к канату. Канат проходит через головные блоки, а также блоки, установленные на балансире, и лебедку. Балансир с помощью шатуна качается при вращении балансирной шестерни. Во время качания его передний конец периодически поднимается и опускается; соответственно этому опускается или поднимается и буровой инструмент. Высота падения инструмента равна амплитуде колебаний балансира, несколько увеличиваясь за счет упругости каната и эластичности посадки головного блока (часто его закрепляют на пружинах).

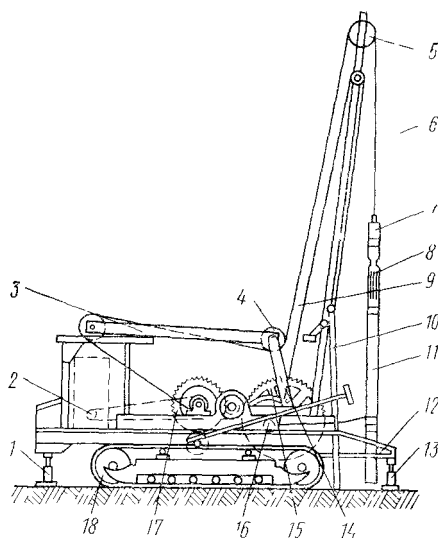


Рис. 6.10. Схема станка ударно-канатного бурения:

1, 13 – выносные опоры, 2 – силовая установка, 3 – балансир; 4 – блок балансира, 5 – головной блок, 6 – канат, 7 – вертлюг, 8 – замок, 9 – канат желонки; 10 – желонка, 11 – буровая штанга, 12 – буровой инструмент, 14 – шатун, 15 – балансирная шестерня, 16 – лебедка подъема желонки, 17 – подъемная лебедка, 18 – ходовое устройство

Очищают скважины периодически с помощью желонки и стакана. Последний имеет обратный клапан и заполняется измельченным грунтом при погружении, желонку опускают в скважину вместо бурового инструмента после каждых 30–70 см проходки.

Производительность установок ударно-канатного бурения, равная в среднем 1 м/ч, уменьшается с увеличением глубины скважины вследствие увеличения времени на замену бурового инструмента желонкой.

Широко применяют в строительстве перфораторы, которыми можно бурить скважины малых диаметров, глубиной до 12–15 м в породах любой крепости. Перфораторы изготовляют ручные, колонковые и телескопические. Ручной перфоратор, имеющий массу до 20–25 кг, при работе удерживает руками один рабочий.

Колонковыми перфораторами массой 85–100 кг можно бурить скважины в любых направлениях. При работе их закрепляют на вертикальных, наклонных или горизонтальных колонках, буровых каретках и других приспособлениях с

помощью шарнирно-стержневых устройств-манипуляторов.

Телескопические перфораторы, буровые части которых составляют одно целое с поддерживающими телескопическими стойками, имеют массу 30–50 кг. Применяют их в строительстве мало – в основном для бурения снизу вверх.

Принцип устройства перфораторов всех типов одинаков. В цилиндре перфоратора помещен поршень-ударник. Сжатый воздух, поступающий в цилиндр, автоматически подается то с одной, то с другой стороны поршня-ударника, который вследствие этого совершает частые возвратно-поступательные движения. В конце прямого движения поршень наносит удар по хвостовику буровой штанги. При обратном ходе поршень-ударник при помощи храпового механизма поворачивается на небольшой угол, поворачивая при этом сопряженную с ним буровую штангу. В результате каждый следующий удар наносится по иному месту буримого грунта и эффективность бурения повышается. Периодически сжатый воздух направляют не под поршень-ударник, а в продольный канал буровой штанги и бура. Воздух при этом продувает и очищает скважину от продуктов бурения. Некоторые перфораторы имеют, кроме того, промывочное устройство, с помощью которого в скважину подается вода. Перфораторы снабжают устройствами, гасящими вибрации и глушащими шум.

В строительстве в основном применяют ручные перфораторы, которыми можно бурить скважины глубиной до 3–4 м и диаметром 35–50 мм.

В настоящее время увеличивается применение буровых установок, в которых удары по рабочему оборудованию наносят дизельные или вибрационные молоты. Эти молоты обычно используют как погружные, т. е. при бурении их опускают в скважину с продвижением забоя, чем обеспечивается постоянство соотношения соударяющихся масс. Буровым органом такой установки служит труба, на которой закреплены коронка и ножи. К верхней части трубы прикреплен шабот молота, по которому наносит удары его ударная часть.

Очищают скважины непрерывно или периодически. Для этого в буровую трубу вставляют другую очистную. В образовавшийся между трубами кольцевой канал подают сжатый воздух, уносящий из скважины буровой шлам через очистную трубу. Такие установки применяют обычно для бурения шпуров в мерзлых грунтах со скоростью 0,2–0,3 м/мин.

Несмотря на различие конструкции установок ударного бурения, принцип внедрения инструмента в породу у них один – динамический удар. Одинаковы и факторы, определяющие эффективность их работы: величина энергии удара и скорость движущихся масс в момент удара, частота ударов.

Для станков ударно-канатного бурения основным способом повышения эффективности разрушения следует считать увеличение массы ударных частей. У перфораторов эту массу нельзя увеличивать, поскольку есть предел увеличения массы всего перфоратора, главное направление здесь – повышение скорости движущихся масс в момент удара. При этом число ударов иногда доводят до 1800–2600 в минуту и более. Если же оно превышает 2000, эффект разрушения породы за один удар снижается, что может привести к снижению скорости бурения.

Энергия удара существенно влияет на скорость бурения. Например, при ее

увеличении в 1,5 раза скорость бурения возрастает примерно в 2 раза. Значительно влияет на эффект разрушения угол заточки инструмента. В тех случаях, когда он меньше угла, образующегося в породе скола, инструмент погружается глубоко, скалываемые частицы получают более крупных размеров, и КПД бура повышается.

В установках вращательного (шарошечного) бурения рабочими буровыми органами являются шарошки, алмазные буры или разнообразные буровые коронки. Шарошечное долото (рис. 6.11) состоит из 3–4 лап, на консольных осях которых на роликовых или шариковых подшипниках смонтированы конусы-шарошки. На конусах имеется несколько рядов зубьев, разрушающих породу при вращении долота, укрепленного на штанге.

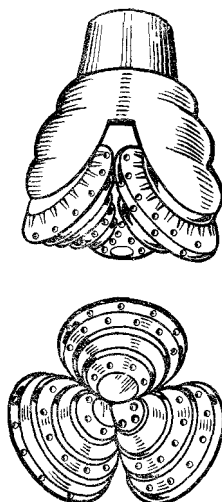


Рис. 6.11. Шарошечное долото. Вид сбоку и снизу

Способ шарошечного бурения применяют для самых разнообразных пород, начиная с весьма крепких и мерзлых. Бурить скважины можно с продувкой сжатым воздухом, промывкой водой или воздушно-водяной смесью. Очищать же скважины можно одновременно с бурением или при его перерывах.

Сжатый воздух для продувки подается через отверстие в шарошечном долоте. Продукты бурения выносятся из скважин под действием большой плотности восходящего потока воздуха. С увеличением подачи воздуха значительно увеличится скорость бурения, так как лучше очищается забой скважин. Расход воздуха примерно прямо пропорционален диаметру долота.

Для свободного прохода частиц измельченной породы под действием воздушного потока необходимо иметь между штангой и стенками скважины зазор 8–25 мм. Воздух, подаваемый в скважину для удаления продуктов бурения, кроме того, охлаждает рабочий инструмент, без чего бурить было бы практически невозможно. Именно перегревом инструмента при бурении пород особой крепости вследствие большого осевого усилия объясняется неприменимость вращательного бурения для этих пород.

При удалении из скважин бурового шлама шнеками минимальные затраты энергии бывают при соотношении шага витков шнека и диаметра бура, близком к единице. При оптимальном шаге витков шнека частота его вращения должна быть не менее 40–60 об/мин в зависимости от крепости породы и степени ее увлажнения. Наиболее эффективно бурение проходит при максимально допустимом осевом давлении на шарошечное долото по условиям прочности

конструкции. Во всех случаях величина давления на забой должна превосходить сопротивление породы сжатию по площади контакта долота с породой.

Значительно повышается скорость бурения при увеличении частоты вращения бурового инструмента с 60–80 до 150–250.

об/мин при неизменном осевом давлении. С дальнейшим увеличением скорости вращения эффективность бурения без повышения осевого давления не увеличивается.

Алмазное бурение производят с помощью коронок, на которые прикреплены мелкие алмазы. Частота вращения коронки 300–3000 об/мин при осевом давлении 3–7 кН (300–700 кг). В начале работы частота вращения коронки и осевое усилие должны быть небольшими, в процессе приработки алмазов их постепенно увеличивают. При алмазном бурении обязательно промывают скважины, так как алмазы при работе нуждаются в интенсивном охлаждении.

Преимуществами алмазного бурения являются постоянство скорости бурения независимо от его глубины, правильность и постоянство сечения скважин, компактность оборудования.

При вращательном бурении применяют также плоские, резцовые, фрезерные и буровые коронки.

Плоские коронки имеют слабосферические поверхности, армированные твердыми сплавами. Резцовое долото, имеющее обычно два плоских лезвия из твердых сплавов, похоже на обычную перку для сверления больших отверстий в древесине. Фрезерная коронка представляет собой торцовую фрезу с вертикальной осью.

Установки для вращательного бурения с различными рабочими органами монтируют на экскаваторах (рис. 6.12), автомобилях, тракторах и специальных шасси. К голове стрелы экскаватора прикреплена шарнирно стойка, нижний конец которой тоже шарнирно соединен с экскаватором посредством рамы. На стойке укрепляют навесное буровое оборудование, в состав которого входят: каретка, привод, буровые колонки и очиститель. Привод состоит из электромотора и редуктора, выходной вал которого соединен с буровой телескопической штангой.

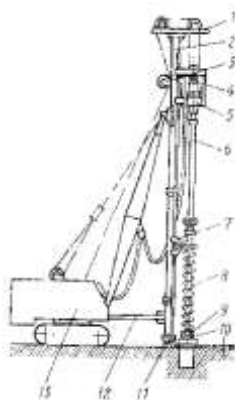


Рис. 6.12. Схема установки вращательного бурения:

1 – оголовок; 2 – стойка; 3 – отклоняющий ролик; 4 – каретка; 5 – привод; 6 – буровая колонка; 7 – очиститель; 8 – шнек; 9 – буровая колонка; 10 – перехват для удержания буровой колонки от падения в скважину; 11 – винтовой домкрат; 12 – связь; 13 – экскаватор

Буровая колонка состоит из нескольких секций трубчатого сечения,двигаемых друг в друга при необходимости. К нижней секции прикреплены шнек и буровая коронка. Грунт, разрушаемый буровой коронкой, подается ею на шнек, который периодически поднимается вверх. Вокруг его верхней части замыкают лопасти очистителя, прикрепленного к стойке, как к направляющей. При вращении буровой колонки очиститель, подобно гайке, движется вниз по виткам шнека и очищает его.

В рассматриваемой конструкции давление на буровую колонку создается силой тяжести рабочего оборудования. В некоторых установках осевое давление на буровую колонку создают гидравлическими цилиндрами.

Вращательное бурение наиболее часто применяют в условиях строительства. Объясняется это простотой, легкостью, дешевизной, универсальностью и экономичностью средств бурения, удобством монтирования бурового оборудования на транспортных средствах.

При ударно-вращательном бурении необходимы значительно большее, чем при других способах бурения, окружное усилие и удельное давление лезвия на породу в забое скважины. В этих случаях и при большом числе ударов (2000–4000 в минуту) инструмент внедряется в породу со скоростью 0,3–0,5 м/мин и более. Рабочим инструментом при таком бурении являются трехперые буровые коронки (рис. 6.13).

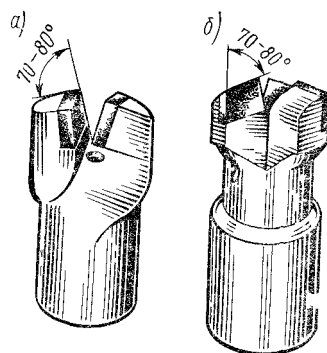


Рис. 6.13. Рабочий орган ударно-вращательного бурения:
а – двухперая коронка, б – трехперая коронка

Способом ударно-вращательного бурения можно проходить скважины в очень крепких породах (IX и X групп), однако стоимость работ при этом получается относительно высокой, в основном из-за недостаточной стойкости инструмента. Машины ударновращательного бурения чаще всего применяют для бурения в подземных выработках, в строительстве же их используют сравнительно редко.

Методом термического бурения скважин разрабатывают наиболее крепкие породы, в основном кристаллической структуры, где механические способы бурения дают низкую производительность или не применимы. Этим способом можно прожигать скважины диаметром до 450–500 мм и глубиной до 20–25 м.

Термическое бурение производят рабочим инструментом, представляющим собой горелку, работающую по типу камер сгорания реактивных двигателей. В горелке при сгорании керосина в газообразном кислороде температура достигает 3000° С. Из горелки раскаленные газы выбрасываются через сопло со сверхзвуковой скоростью и направляются на разрушаемую поверхность.

Вследствие высокой температуры и сверхзвуковой скорости истечения огневых струй тепло быстро передается к нагреваемой поверхности, в количестве до $(9-50) \cdot 10^6$ кДж/м². При такой интенсивности нагрева можно разрушать хрупкие горные породы не плавлением, а растрескиванием от термических напряжений. В результате образования сетки трещин с поверхности разрушаемой породы отделяются мелкие частицы (тонкие чешуйки, зерна), которые легко удаляются из скважины с выходящим газовым потоком. При разрушении горной породы вследствие термических напряжений крепость ее не лимитирует процесса огневого бурения.

Схема устройства газовой горелки термического бурения показана на рис. 6.14. По трубкам кислород и керосин подводят через распыляющие устройства к камере сгорания. Для охлаждения кислородно - керосиновых установок применяется вода, подаваемая в полость, которая при выходе из горелки превращается в пар.

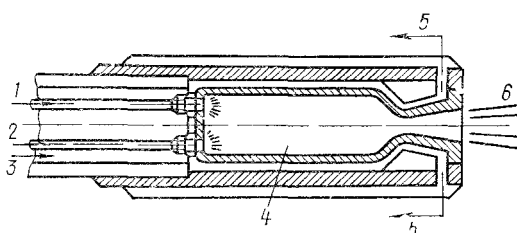


Рис. 6.14. Схема устройства горелки для термического бурения
1 – топливо 2 – окислитель, 3 – вода, 4 – камера сгорания, 5 – раскаленный газ,
6 – сверхзвуковая струя газа

Продукты сгорания (раскаленный газ) выбрасывается наружу через сопло, в котором они разгоняются до сверхзвуковой скорости. Парообразование в скважине увеличивает количество газов, выходящих из скважины, почти в 4 раза, что облегчает выброс разрушенных частиц наружу.

Там, где затруднительно обеспечить термическое бурение газообразным кислородом, применяют горелки, в которых окислителем служит сжатый воздух, а топливом – бензин.

Термическим способом скважины бурят с помощью станков с рабочим органом в виде термобура или ручным буровым инструментом. Ручные термобуры имеют сравнительно небольшую массу (5–8 кг) и удобны для бурения скважин глубиной до 1,4–1,5 м и диаметром 40–80 мм.

Конструкции станков для термического бурения проще, чем для других способов, так как эти станки сообщают вращательное и поступательное движение, а также направляют сравнительно легкий рабочий инструмент. При вращении бура с частотой 6–30 об/мин порода равномерно разрушается по всему забою. Иногда в нижней части рабочего инструмента помещают резцы, которые дополнительно разрушают породу. Такой способ бурения называют термомеханическим.

Универсальные сборные инструменты удобны тем, что позволяют устанавливать на одном агрегате комбинации из нескольких горелок, обеспечивающие бурение скважин различного диаметра от 80 до 450 мм.

Существенное преимущество термического способа заключается также в том, что с его помощью можно расширить любую часть скважины на 100–200

мм приемом замедления подачи бура в нужном месте. Это важно при устройстве скважин для взрывных работ.

Скорость термического бурения более высокая, чем при любом другом способе. Для мерзлых грунтов она составляет 8–20 м/ч, а для крепких каменных пород 4–20 м/ч, уменьшаясь с увеличением диаметра скважины. Масса и стоимость бурового оборудования, отнесенная к 1 м пробуренной скважины, при термическом бурении во много раз меньше, чем при всех остальных способах. Стоимость же материалов, расходуемых при бурении, значительно выше.

В заключение отметим, что термический и термомеханический способы бурения мерзлых и очень плотных грунтов, а также просверливания отверстий в бетоне, обработки каменных материалов (например, стесывания граней бордюрных камней) являются перспективными, хотя они пока недостаточно разработаны.

Устройство буронабивных свай и способ «стена в грунте»

Способ «стена в грунте». Подземные сооружения в зависимости от гидрогеологических условий и глубины заложения осуществляют разными способами, основные из которых — открытый, «стена в грунте» и способ опускного колодца.

Сущность технологии «стена в грунте» заключается в том, что в грунте устраивают выемки и траншеи различной конфигурации в плане, в которых возводят ограждающие конструкции подземного сооружения из монолитного или сборного железобетона, затем под защитой этих конструкций разрабатывают внутреннее грунтовое ядро, устраивают днище и воздвигают внутренние конструкции.

В отечественной практике применяют несколько разновидностей метода «стена в грунте»:

- свайный, когда ограждающая конструкция образуется из сплошного ряда вертикальных буронабивных свай;
- траншейный, выполняемый сплошной стеной из монолитного бетона или сборных железобетонных элементов.

Технология перспективна при возведении подземных сооружений в условиях городской застройки вблизи существующих зданий, при реконструкции предприятий, в гидротехническом строительстве.

Возведение стен в грунте может осуществляться буровзрывными методами. В этом случае производится последовательное бурение скважин, которые соединяются друг с другом при помощи лидернонаправляющих труб. При этом в устойчивых скальных и полускальных грунтах с небольшим количеством воды траншеи разрабатываются длинными захватками способом секущихся секций без применения глинистого раствора. В водонасыщенных неустойчивых грунтах траншеи устраиваются короткими захватками способом секущихся буронабивных свай с применением глинистого раствора. Этот способ предусматривает последовательное бурение всех скважин с армировкой их арматурными каркасами и бетонированием каждой скважины в отдельности методом ВПТ, за исключением двух-трех последних в захватке, и извлечение направляющих труб из заполненных бетоном скважин.

При бурении скважины ее устье на глубину 2–3 м закрепляют обсадным

патрубком, после чего буровым станком бурят скважину на проектную глубину и для направленного бурения последующих скважин производят обсадку стенок скважины лидернонаправляющей трубой (рис. 6.15).

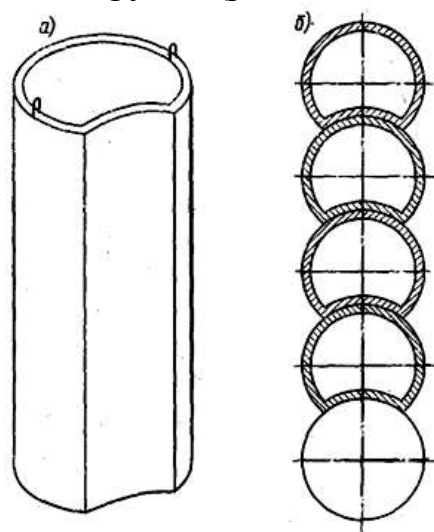


Рис. 6.15. Лидернонаправляющие трубы:

а – общий вид; б – план расположения лидернонаправляющих труб при разработке траншеи

После сооружения несущих стен и набора прочности бетона до 100% начинают работы по разработке грунта между возведенными стенами котлована, установке расстрелов или анкеров и монтажу внутренних сооружений и свода перекрытия. Организация работ зависит от размеров сооружения и гидрогеологических условий строительства.

При глубине котлована до 15,0 м работы обычно осуществляются в такой последовательности. Экскаватором обратная лопата разрабатывает грунт на глубину до 5,0 м с погрузкой в автосамосвалы. Второй уступ высотой 10 м разрабатывается экскаватором типа драглайн с оставлением откосов у стен котлована. К закладным деталям в стене привариваются монтажные столики, на них собираются пояса из двух двутавров и устанавливаются расстрелы из труб диаметром 630 мм, после чего производится разработка грунта откосов бульдозером с передвижением его в зону работы экскаватора.

В настоящее время возможно применять и гидромеханизированную разработку грунта, которая производится гидромонитором послойно. При этом землесосы устанавливают непосредственно на грунт или на понтоны.

Эффективно использовать также комбинированную схему разработки грунта бульдозеров в сочетании с гидромеханизацией.

Устройство буронабивных свай. Технология сооружения буронабивной сваи включает в себя следующие процессы (рис. 6.16):

бурение в грунте скважины, крепление ее стенок, разработка и удаление из забоя грунта;

опускание в скважину арматурного каркаса;

заполнение скважины бетонной смесью, обычно методом вертикально перемещаемой трубы (ВПТ).

Способ разработки грунта в скважине определяется видом грунта:

несвязные грунты можно разрабатывать эрлифтом;

связные – одно- или двухканатным грейфером или шнековым буром;
нескальные грунты – ковшовым буром;

в скальных можно использовать колонковый бур для проходки кольцевых прорезей с отрывом и без отрыва керна.

Работы по устройству сваи на водоеме с глубиной воды до 3 м ведут с искусственных островков, огражденных шпунтом, если глубина больше – с подмостей или на плаву. Скважины бурят через обсадные инвентарные (извлекаемые) стальные трубы или же через железобетонные или металлические трубы, которые оставляют в конструкции сваи. Погружаются трубы различными способами, в том числе забивкой, вибропогружением или задавливанием.

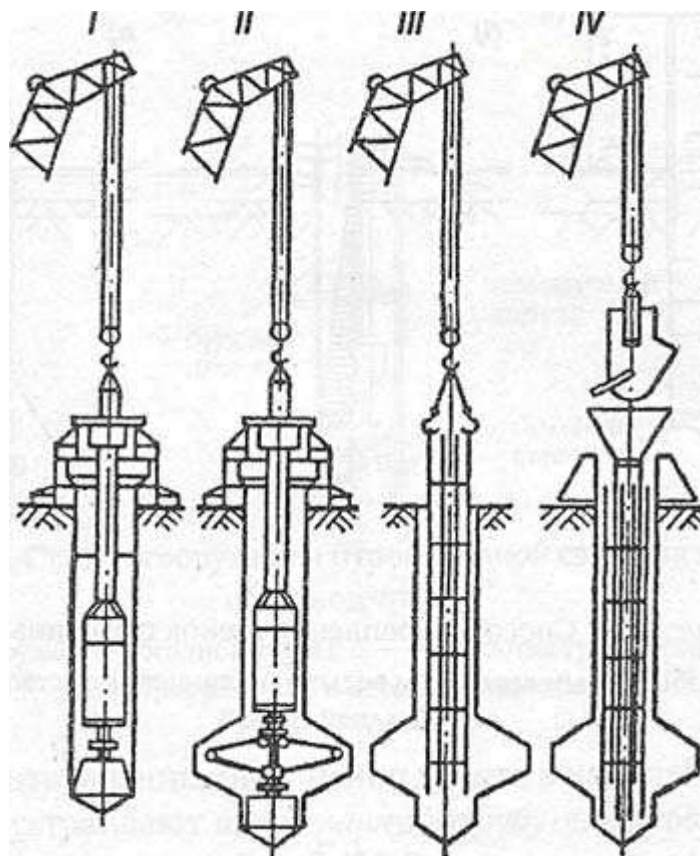


Рис. 6.16. Технологическая последовательность сооружения буронабивной сваи:

I – бурение скважины; II – разбуривание уширения; III – установка арматурного каркаса; IV – заполнение скважины бетонной смесью

Крепление стенок скважины от возможного обрушения грунта производится с помощью обсадной трубы, избыточного давления воды (в глинистых и водонасыщенных песчаных грунтах) или глинистого раствора, который подают в скважину (рис. 6.17).

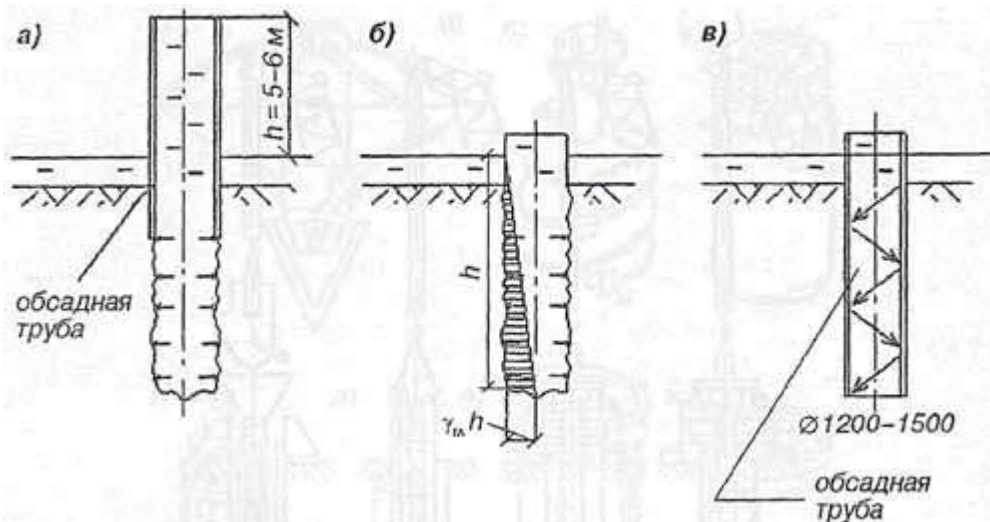


Рис. 6.17. Способы крепления стенок скважины:
 а – избыточным давлением воды; б – глинистым раствором; в – обсадной трубой

При использовании избыточного давления воды в скважине необходимо поддерживать уровень воды на 5–6 м выше уровня грунтовых вод или уровня воды в реке. Столб воды создает избыточное давление на стенки скважины:

$$p = \gamma_{\text{в}} \cdot h,$$

где h – высота столба воды над уровнем естественного горизонта воды в скважине;

$\gamma_{\text{в}}$ – плотность воды.

Глинистый раствор имеет плотность 1,05–1,3 г/см³, что выше плотности воды, окружающей скважину. Эта разница обеспечивает гидростатическое противодействие горному давлению грунта в скважине.

Первые два способа дешевы и просты, но грунт может вывалиться в скважину: ее качество не гарантируется.

Достоинство обсадной трубы заключается в том, что она обеспечивает идеальную форму скважины и гарантирует ее качество. Обсадные трубы – инвентарные конструкции многоразового использования. Они состоят из стыкуемых на резьбовых пробках секций длиной до 6 м и подлежат обязательному извлечению из грунта.

Стадии сооружения буронабивной сваи под защитой обсадной трубы наглядно показаны на рис. 6.18.

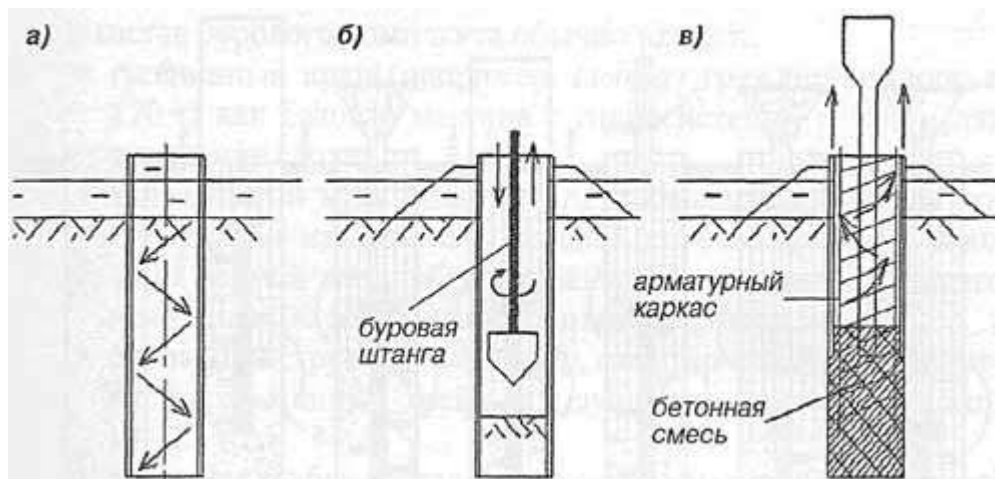


Рис. 6.18. Стадии сооружения буронабивной сваи под защитой обсадной трубы: а – погружение обсадной трубы; б – разработка грунта скважины; в – армирование и бетонирование сваи

Для предотвращения обрушения грунта в верхней части скважины часто устраивают инвентарную трубу-патрубок длиной до 5–10 м. Патрубок заглубляют в верхние слои неустойчивых грунтов, после чего разрабатывают скважину под глинистым раствором или при избыточном давлении воды.

Погружение обсадной трубы при бурении скважины осуществляется, как правило, ее задавливанием при вращении в горизонтальной плоскости («качании»). Угол вращения («качания») трубы, наращиваемой в процессе погружения, составляет около 20° , ход погружения (подъема) трубы за одно «качание» составляет около 0,5 м.

Инвентарные или оставляемые в грунте стальные обсадные трубы (с закрытым или открытым нижним концом) можно погружать в грунт и забивкой, и вибропогружателем.

Скважину заполняют бетонной смесью после подвески арматурного каркаса не позднее чем через 16 ч после окончания буровых работ.

Если невозможно уложить бетонную смесь насухо, следует применить подводную кладку методом ВПТ при осадке конуса 16–20 см.

Толщина защитного слоя в буронабивных сваях, бетонируемых методом ВПТ, должна быть не менее 10 см.

Метод ВПТ не обеспечивает высокой прочности бетона, потому приходится прибегать к особым технологиям. Например, используется укладка в скважину бетонной смеси с вибрированием. По другой технологии применяется комплект бетонолитного оборудования с использованием виброштампа (рис. 6.19). При этом способе бетонная смесь подается по вертикальной бетонолитной трубе, как из бункера, так и бетононасосом.

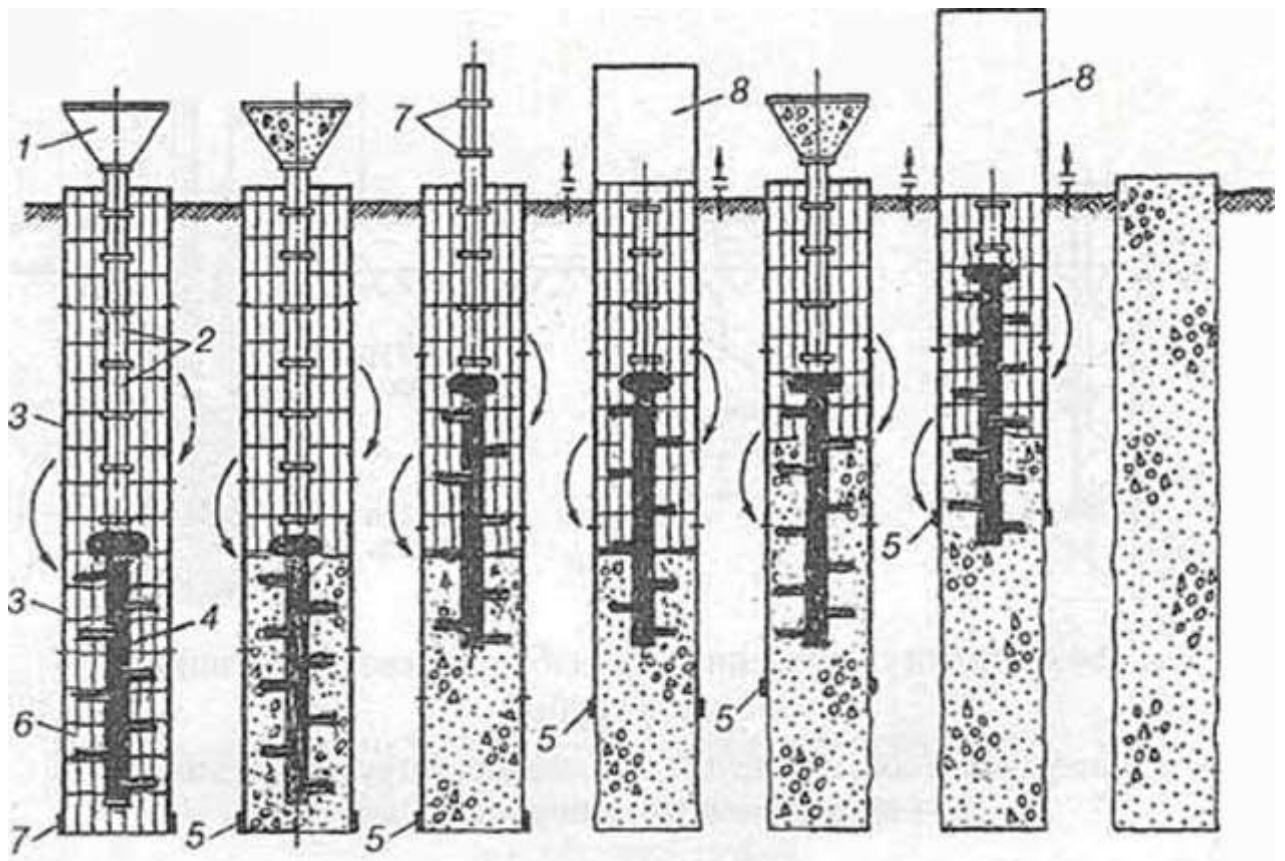


Рис. 6.19. Бетонирование скважины при помощи виброштампа:
 1 – накопительный бункер; 2, 3 – секции бетонолитной и инвентарной обсадной трубы; 4 – виброштамп; 5 – режущая коронка обсадной трубы; 6 – арматурный каркас; 7, 8 – демонтируемые звенья бетонолитной и обсадной труб соответственно

По мере подачи бетонной смеси и проработки ее виброштампом обсадная труба постепенно извлекается из скважины. Прочность бетона сваи при укладке с вибрированием повышается в 1,2–1,5 раза.

В состав бурового комплекта обычно входят:

гусеничный кран (например, Liebherr грузоподъемностью 120 т) как базовая машина с гидросистемой и узлом для крепления стола;

качательный механизм – стол, предназначенный для погружения и извлечения обсадной трубы (например, стол VRM массой 63 т, обеспечивающий создание крутящего момента 1100 тсм и усилие подъема 725 тс);

буровой инструмент, например, грейфер или для разработки твердых пород грейфер с зубьями и долотом массой 10-13 т;

обсадные трубы, состоящие из отдельных секций со стыками на конических пробках;

приемный бункер; бетонолитные трубы с секциями по 6 м и фланцевыми стыками; стреловой кран (например, РДК-400) для обслуживания бурового комплекта; бетононасос для укладки бетонной смеси в скважину; погрузчик для уборки грунта от скважины.

В табл. 6.3 приведены технические характеристики некоторых моделей отечественного бурового оборудования для использования в практике строительства мостов с буронабивными сваями.

Табл. 6.3. Технические характеристики отечественного бурового оборудования

Параметры	МБУ-1,2	МБС-1,7	МБНА-1М
Диаметр скважины, м	1,2	1,7	0,7-1,0
Диаметр уширения, м	—	3,5	
Глубина бурения, м	32	28	20
Предельный наклон оси скважины	—	—	5:1
Крутящий момент ротора, кНм	4,0	9,85	3,0
Мощность двигателя привода ротора, кВт	44	2·45	65
Масса станка и базовой машины, т	62	70	22,4
Базовая машина	Кран-экскаватор Э-1258	Гусеничный кран ДЭК-251	Шасси автомобиля
Метод бурения	Вращательный	Вращательный, ударный	КРЛЗ-250К Вращательный, ударный

Буровое оборудование МБУ-1,2 навешивается на кран Э-1258. Вращение телескопической штанги, подвешенной к стреле крана, обеспечивается консолью с ротором, шарнирно закрепленной у основания стрелы (рис. 6.20).

Оборудование МБС-1,7А (МБС-1,7) также навешивается на гусеничный кран, и вращательное бурение ведется аналогичным образом (рис. 6.21). С помощью уширителя, раскрывающегося под весом штанги и закрывающегося под собственным весом, весом ковша и разбуренного грунта, устраивают уширение. Скорость бурения в нескальных грунтах достигает 3–5 м/ч.

Буровую машину МБНА-1 применяют при устройстве не только вертикальных, но и наклонных скважин диаметром до 1,0 м.

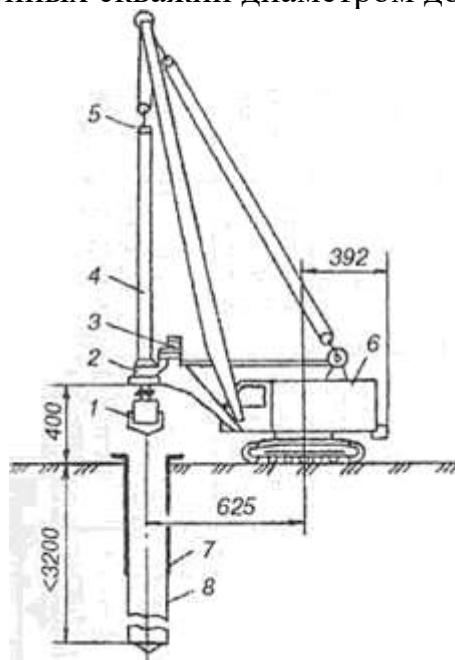


Рис. 6.20. Навесное оборудование МБУ-1,2 на кране:

1 – ковшовый бур; 2 – консоль; 3 – ротор с электроприводом; 4 – телескопическая штанга; 5 – вертлюг; 6 – кран; 7 – инвентарный патрубок; 8 – скважина

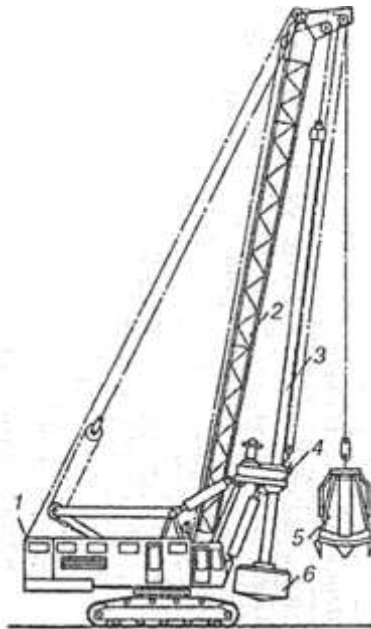


Рис. 6.21. Навесное оборудование МБС-1.7А:

1 – кран-экскаватор; 2 – стрела; 3 – телескопическая штанга; 4 – ротор с электроприводом; 5 – грейфер; 6 – ковшовый бур

В отечественной практике для буровых столбов обычно используют навесное оборудование на гусеничные краны и легкие бурильно-крановые машины. Вполне удовлетворительные по техническим возможностям, они заметно уступают лучшей зарубежной технике в надежности.

На наших стройках в последние годы широко применяется импортная буровая техника, характерной особенностью которой является оборудование буровой машины комплектом бурового инструмента для различных грунтов, уширителем скважины, домкратной установкой для погружения и извлечения обсадных труб, бетононасосом. Агрегаты фирмы Kato, пользующиеся большой популярностью у мостостроителей, позволяют разрабатывать грунт в скважинах специальными грейферами. Для устройства скважин с наклоном до 8:1 используются обсадные трубы длиной, равной глубине скважины. Известны бурошнековые машины и виброгрейферы других японских фирм. Кроме японской техники, в отечественных фирмах используются буровые машины фирм Bauer (рис. 6.22), Vade и др. (табл. 6.4).

Табл. 6.4. Технические характеристики буровых машин зарубежного производства

Показатели	Марки буровых машин					
	Tellbor фирмы Vade (Германия)	BC-14 фирмы Baiter (Германия)	B220 фирмы Casagrande (Италия)	PF1200-YSII фирмы Kara (Япония)	30THC-VS фирмы Kata (Япония)	50THC-vsIII фирмы Kato (Японии)
Диаметр скважины, м	0,9-2,0	1,2; 1,5; 1,8	1,5; 2,5	1; 1,2	1,2; 1,5; 1,7	1,5; 1,7
Диаметр уширения, м	–	–	–	2,5	–	3; 3,5
Глубина бурения, м	40	60	68	24; 20	40; 30; 24	50; 40
Предельный наклон оси скважины	–	–	–	5:1	–	5:1
Метод бурения	вращательный	вращательный	вращательный	вращательный	ударный	вращательный, ударный
Габариты, м: – высота; – длина; – ширина	– – –	20,35 7,725 3,8	21,55 9,35 3,0	22,5 10,65 4,06	13,3 9,45 3,2	22,5 11,07 4,06
Базовая машина	кран (навесное оборудование)	экскаватор R962T Liebherr	специальная гусеничная	специальная гусеничная	экскаватор фирмы Komatsu	специальная гусеничная
Ходовая часть, м: колея; – ширина башмака гусеницы – база	– – –	3,05 0,75 4,4	4,4 0,8 5,398	2,62 0,6 3,94	3,2 0,6 3,524	2,62 0,6 3,94
Масса, т	4,9 17,0	80	70	52	39	67

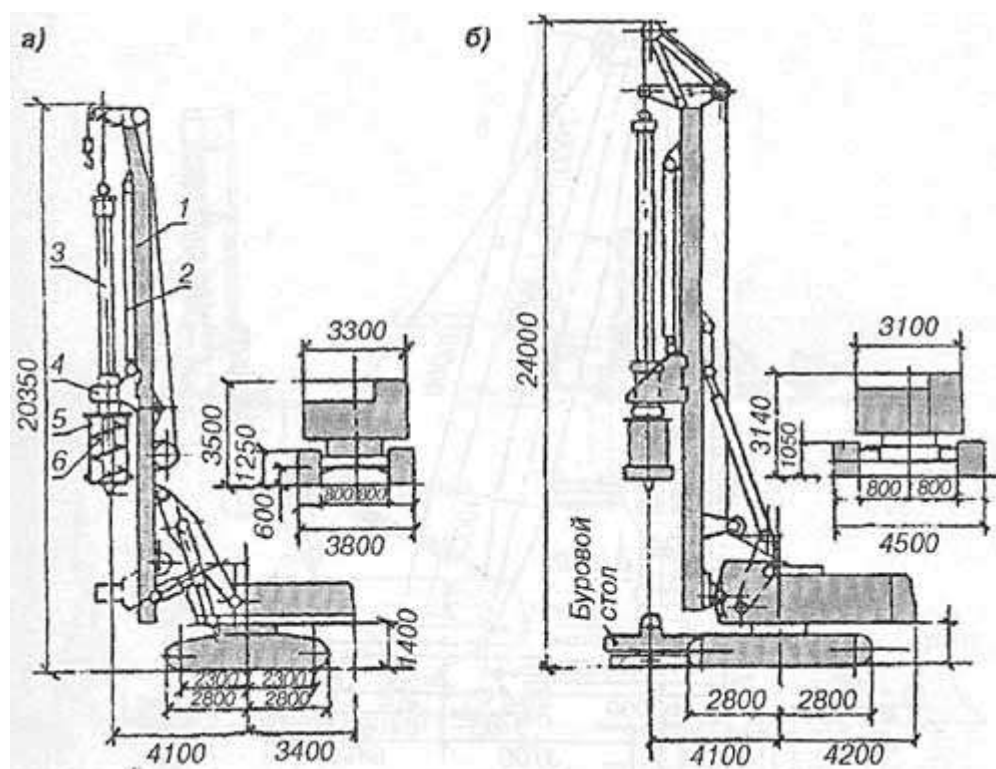


Рис. 6.22. Примеры бурового оборудования:
а – БГ-14; б – БГ-25; 1 – мачта; 2 – гидроцилиндр; 3 – буровая штанга; 4 – вращатель; 5 – адаптер; 6 – буровой орган

Современные буровые машины – вращательного или ударного действия. На рис. 6.23 показан гусеничный кран с оборудованием ударного действия (масса ударного грейфера – 9,1 т). Диаметр скважины – 150–200 см, глубина бурения – до 70 м. Бурение ведется под защитой обсадной трубы, угол вращения (качания) которой – 25°, а ход погружения (подъема) – 0,4–0,5 м.

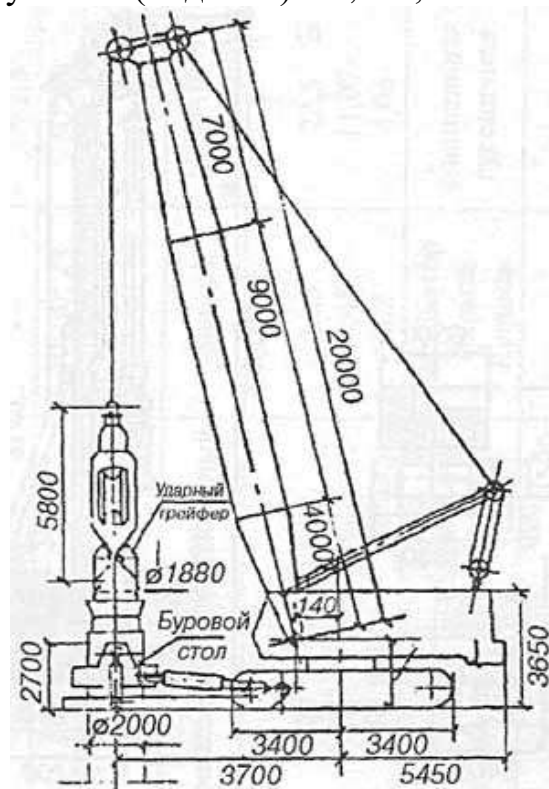


Рис. 6.23. Кран с ударным грейфером массой 9,1 т

После бурения в скважину опускают (подвешивают) арматурный каркас, и сразу же (или с минимальным перерывом во времени) скважину заполняют бетонной смесью. Бурить соседние скважины до бетонирования пробуренной не рекомендуется. Скважину заполняют чаще всего методом ВПТ. Если не пользуются методом виброуплотнения, применяют литые бетонные смеси высокой подвижности с осадкой конуса 16–20 см. Когда необходима укладка в скважину жесткой бетонной смеси, к нижнему концу бетонолитной трубы крепят 1–2 вибратора.

Интенсивность укладки бетонной смеси в скважину должна быть высокой. Назначается она из условия заполнения скважины не менее чем 4 пог. м/ч по высоте. Перерывы в бетонировании не должны превышать 1 ч летом и 0,5 ч зимой. Используют цемент марки не ниже 400, расход цемента на 1 м должен быть не менее 400 кг. Основное условие успешной работы – бетонолитная труба всегда должна быть заглублена в бетонную смесь не менее чем на 1 м.

Сооружение опор мостов и эстакад с фундаментами на буронабивных сваях-столбах производится в определенной последовательности с использованием комплекта строительных машин (рис. 6.24).

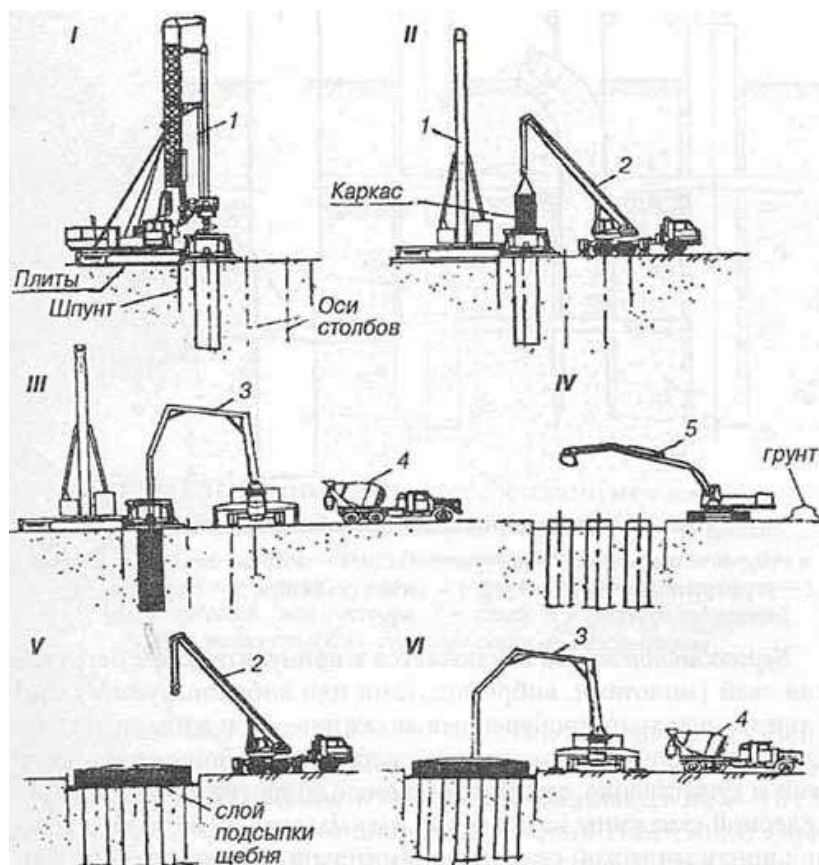


Рис. 6.24. Этапы сооружения опоры на буронабивных столбах:
 I – задавливание обсадной трубы и выемка грунта из ее внутренней полости; II – установка в скважину арматурного каркаса; III – заполнение скважины бетонной смесью с одновременным извлечением обсадной трубы; IV – разработка котлована после сооружения буронабивных столбов; V – монтаж щитов опалубки и армирование ростверка опоры; VI – бетонирование ростверка, монтаж щитов опалубки и бетонирование надфундаментной части опоры; I - буровая машина ; 2 – кран; 3 - автобетононасос; 4 – автомиксер; 5 – экскаватор

Тема 6.4. Машины и оборудование для бестраншейной прокладки труб

При применении способа бестраншейной прокладки подземных коммуникаций под автомобильными и железными дорогами не нарушается движение транспорта, сохраняется целостность земляного полотна, покрытий и верхнего строения дорог. Поэтому экономический эффект от использования такого оборудования достаточно высок.

Машины для бестраншейной прокладки труб разделяют на две основные группы: для прокладки малых (диаметром 100–500 мм) и больших (диаметром 600–2000 мм) скважин. Из машин первой группы чаще всего применяют пневмопробойники, рабочие органы которых вдавливаются в грунт ударами с помощью специальных ударников. Возвратно-поступательное движение ударника происходит под действием сжатого воздуха.

В последние годы серийно выпускают пневмопробойники для проходки скважин диаметром от 80 до 600 мм. Длина скважин, зависящая от их диаметра, может достигать 30–40 м. Скорость проходки в пределах 1,5–8 м/ч уменьшается с увеличением длины скважины.

Пневмопробойник состоит из ударного узла, стартового устройства, расширителей, удлинителя. Корпус ударного узла (рис. 6.25) является рабочим органом, образующим скважину. Корпус перемещается вперед под действием ударов, которые ударник наносит по его переднему внутреннему торцу. Обратному перемещению корпуса под действием реактивных сил препятствуют силы трения между его наружной поверхностью и грунтом. Направление ударов ударника можно изменять, что позволяет реверсировать движение корпуса.

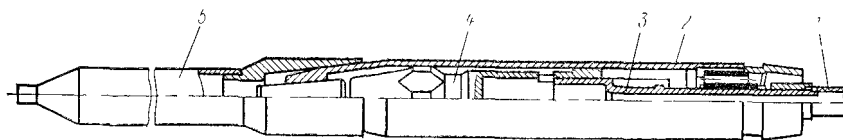


Рис. 6.25. Ударный узел с удлинителем:
1 – шланг; 2 – корпус; 3 – золотник; 4 – ударник; 5 – удлинитель

Работает ударник под действием сжатого воздуха, подводимого к пневмопробойнику по шлангу. Воздух направляется попеременно к разным концам ударника с помощью золотника.

Удлинитель, представляющий собой отрезок направляющей трубы и повышающий точность проходки скважин, соединен с корпусом ударного узла по конической поверхности.

Для образования скважин диаметром больше диаметра корпуса делают несколько проходов ударным узлом, устанавливая на корпусе при каждом проходе расширители увеличивающихся диаметров. Расширитель, представляющий собой сварной цилиндр с конической головной частью, устанавливают на головной части корпуса ударного узла. Для забивания в скважину труб к ударному узлу прикрепляют насадку, соединяемую с трубой. На переднюю часть трубы надевают конусный наконечник.

До начала работ на трассе скважины подготавливают прямки – входной и приемный. Во входной прямке устанавливают стартовое устройство, ориентированное по направлению скважины с помощью уровня и визирного шнура. Стартовое устройство, предназначенное для запуска ударного узла в грунт, состоит из рамы, пневмоцилиндра с прижимным станком, опорных костылей и кранов управления пневмосистемой. Устройство закрепляют в прямке с помощью опорных костылей, после чего на него укладывают ударный узел. Пневмоцилиндр стартового устройства своим прижимным станком подает ударный узел к забою прямки. После этого включают пневмосистему ударного узла, и его корпус начинает вдавливаться в грунт. Работу начинают без удлинителя, который устанавливают на извлеченном ударном узле после проходки 2,5–3 м скважины.

Аналогично производят работу с расширителями и по забивке труб. Расход пневмопробойником сжатого воздуха при давлении 0,6–0,7 МПа (6–7 ат) не превышает 8 м³/мин.

В машинах для проходки скважин большого диаметра применяют различные типы рабочих органов.

Машины, работающие методом продавливания грунта, вдавливают в него трубы с помощью силовых установок, состоящих из нескольких гидравлических

домкратов с усилием на штоке каждого 150–500 т. Домкраты упираются в деревянные, металлические или бетонные стенки, устанавливаемые во входных приямках. Вдавливаемая труба перемещается в приямке по направляющим. На переднем конце прокладываемой трубы укрепляют лобовую обделку-нож, облегчающую вдавливание.

Грунт, поступающий в трубу в виде цилиндра, разрабатывают механизированным способом или вручную и удаляют из забоя. Механизированная разработка грунта сравнительно сложна, и производят ее обычно с помощью совков и скребков. Значительно чаще применяют машины с ручной разработкой грунта, которые можно изготавливать в мастерской строительной организации. Производительность механизированных установок 10–18 м/см, ручных – значительно ниже.

Величину усилия, необходимого для внедрения труб, выбирают с учетом их диаметра (усилие возрастает приблизительно прямо пропорционально диаметру), вида грунта и способа его удаления из трубы, а также длины продавливаемой трубы.

Усилия продавливания значительно уменьшаются при разработке грунта на линии кромки ножа, укрепленного на трубе. Так, при продавливании трубы диаметром 1000 мм длиной 30 м в глинистом грунте оно равно 1,6 МН, а при разработке грунта на 2 м сзади кромки ножа усилие составляет 2,1 МН (210 т). При разработке песчаных грунтов по второму варианту усилие вдавливания требуется значительно большее, чем в глинистых. Для нашего примера оно равно 2,7 МН. При разработке грунта у кромки ножа вид грунта мало влияет на величину усилия. С увеличением длины прокладываемой трубы усилие значительно возрастает.

Машины, работающие методом горизонтального бурения, применяют чаще остальных. Возможно одновременное или раздельное бурение и прокладка труб с непрерывным или циклическим транспортированием грунта.

На рис. 6.26 показана схема машины с непрерывным транспортированием грунта, производимым шнеком и отдельной прокладкой труб. Процесс бурения грунта этой машиной аналогичен процессам сверления. Рабочее оборудование машины с помощью опорных роликов опирают на раму и подают на забой вручную штурвалом или с помощью специального привода. Организация работы этих машин аналогична описанной выше для пневмопробойников.

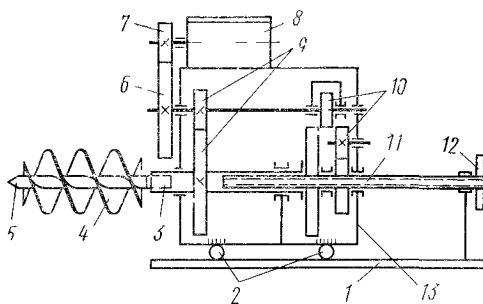


Рис. 6.26. Схема шнековой машины горизонтального бурения:

- 1 – рама; 2 – опорные ролики; 3 – главный вал со шпинделем; 4 – шнек; 5 – режущая головка; 6, 7 – сменные шестерни; 8 – электродвигатель; 9 – привод главного вала; 10 – привод подачи, ходовой винт; 12 – штурвал ручной подачи; 13 – корпус редуктора

Трубу протаскивают после очистки скважины от грунта и извлечения машины из приямка.

Машины такого типа могут бурить скважины диаметром до 500–600 мм, длиной до 35–40 м со скоростью 5–8 м/ч. Эти машины непригодны для работы в слабых и неустойчивых песчаных грунтах, а также в скальных и водонасыщенных. Кроме того, скважины, пробуренные ими, могут значительно отклоняться от заданного направления.

Машины с совмещенными процессами бурения и прокладки труб (рис. 6.27) обеспечивают более высокое качество работ. Транспортирующими органами у них обычно служат безопорные свободно плавающие шнеки, размещенные в прокладываемых трубах. Такой шнек состоит из нескольких секций, наращиваемых в процессе прокладки труб. На первой секции шнека устанавливают режущую головку, которая разрабатывает грунт по диаметру трубы. При этом создается серпообразный зазор между наружной стенкой трубы и сводом скважины, благодаря чему значительно уменьшаются усилия подачи труб в скважину.

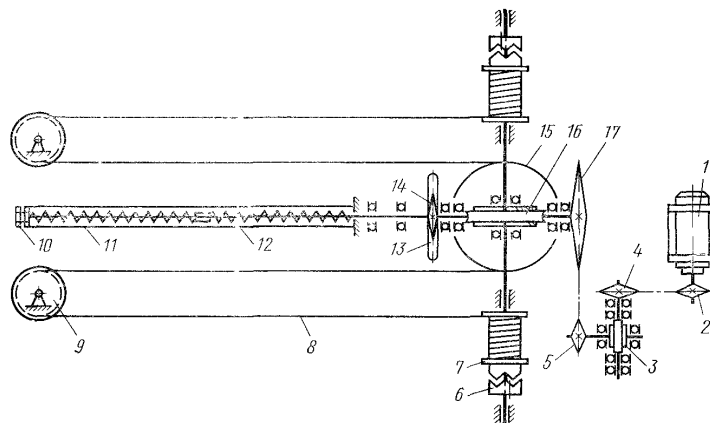


Рис. 6.27. Схема машины горизонтального бурения с совмещенным бурением и подачей труб:

1 – электродвигатель; 2, 4, 5, 13, 14, 17 – звездочки; 3, 16 – червячные редукторы; 6 – кулачковая муфта; 7 – барабан; 8 – трос; 9 – неподвижный блок; 10 – режущая головка; 11 – прокладываемые трубы; 12 – шнек; 15 – опорный ролик

Шнек и трубу подают в скважину с помощью каретки, получающей нажимные усилия от ходового винта, или используя полиспасты, как показано на рис. 6.27.

Режущая головка машины состоит из державки, на которой укреплены зубья, армированные твердыми сплавами. Зубья при вращении перекрывают все сечения скважины и равномерно разрабатывают грунт.

Производительность машин с совмещенным бурением и прокладкой труб более высокая, чем у машин с отдельно выполняемыми операциями.

К рассматриваемой группе машин относят также скребковые. В скребковой машине передняя секция трубы – инвентарная, т. е. ее не оставляют в скважине после окончания работы. В этой секции устанавливают режущий рабочий орган и его привод. Рабочий орган состоит из забурника и ротора. При вращении он вырезает и измельчает грунт, после чего он падает на нижнюю часть

инвентарной секции.

Удаляют грунт из секций скребковым конвейером (транспортёром). Скребки прикрепляют к бесконечной втулочно-роликовой цепи, которая с помощью приводного редуктора и кривошипного механизма совершает возвратно-поступательное движение вперед и назад. При движении вперед скребки свободно отжимаются и проскальзывают над грунтом, оставляя его на месте. При обратном движении скребки под действием собственной массы, заняв вертикальное положение, загребают грунт, оставленный смежными скребками, и передвигают его ближе к заднему концу трубы. Скребковые машины сравнительно просты по устройству и имеют небольшую массу. Их производительность составляет 2–3 м/ч.

Машинами с гидромеханизированными процессами разработки и удаления грунта чаще всего разрабатывают его одновременно двумя способами: механическим разрушением и размывом струей воды, вытекающей под напором. На конце прокладываемой трубы укрепляют буровую колонку. При вращательно-поступательном движении трубы буровая колонка вырезает керн грунта, который разрыхляется затем ножами. Одновременно грунт размывается струей воды и в виде пульпы стекает из трубы на дно котлована. Напор рабочих органов на грунт обеспечивается гидравлическим или канатным механизмом. Вода подается к рабочему органу по промывочной трубе, помещенной внутри прокладываемой трубы.

Гидромеханические установки расходуют 120–150 м³/ч воды при ее напоре 0,1–0,20 МПа (18–20 м). Скорость бурения – 1,5–8 м/ч. Эти машины нельзя применять для прокладки трубопроводов под железнодорожными насыпями ввиду опасности размыва насыпи.

Буровые установки циклическим удалением грунта обычно имеют в качестве рабочего органа винтообразный нож, который режет и разрыхляет грунт перед прокладываемой трубой. Внутри трубы помещают транспортирующее устройство, чаще всего ковш. После того как труба продвигается вперед на 10–15 см, ковш врезается в разрыхленный грунт. Затем ковш, не полностью заполненный грунтом, отводится немного назад. Такой цикл движения ковша повторяется. Для того чтобы грунт полностью заполнил ковш, в инвентарной передней секции трубы перемещается клапан, качающийся на неподвижной оси. Этот клапан при движении ковша вперед прижимается к передней части грунта, находящегося в ковше, перемещая его в заднюю часть ковша. При движении ковша назад клапан приподнимается, свободно пропуская под собой грунт в ковш. Полностью наполняется ковш за 3–4 цикла. Разгружают ковш при помощи разгрузочного клапана аналогичного загрузочному. Трубу подают в забой канатным механизмом.

Эти установки применяют, главным образом, для проходки скважин большого диаметра. Скорость проходки скважины описанными установками обычно не велика – 3–5 м/ч. Основные преимущества машин с циклическим удалением грунта – возможность проходки протяженных скважин (длиной до 90–100 м), а также сменная производительность примерно на 30–50% большая, чем у других типов машин этого назначения.

Машины для бестраншейной прокладки труб выпускают самоходные и несамоходные. Первые монтируют на гусеничных тракторах, вторые

поддерживаются во время работы кранами или их устанавливают на неподвижных рамах.

Для уменьшения сил трения грунта по металлу трубы, которые являются главными составляющими сопротивления вдавливанию труб, диаметр скважин принимают на 50–70 мм больше диаметра прокладываемых труб. Кроме того, с этой целью иногда поверхность труб покрывают полиэтиленом, глинистыми или глинисто-нефтяными растворами.

Тема 6.5. Машины и оборудование для гидромеханизации земляных работ

Введение. Общие схемы разработки грунтов

Гидромеханизация – особый вид механизации земляных работ, при котором все операции процесса (разработка, транспортировка и укладка грунта) или некоторые из них выполняют с помощью воды. При этом от забоя к месту укладки подается смесь грунта и воды, называемая пульпой. Этот непрерывный процесс обеспечивает комплексную механизацию земляных работ.

Преимущества гидромеханизации земляных работ состоят в высокой производительности оборудования и труда с подачей грунта на большие расстояния, возможности разработки грунта из-под воды, естественного уплотнения укладываемого намывом грунта и в возможности разделения его на фракции. Необходимо, однако, учитывать, что производительность и стоимость гидромеханизированных земляных работ в значительной мере зависят от местных условий. Эффективность гидромеханизации понижается, когда уровень отвала оказывается выше уровня места разработки грунта, а также при высокой стоимости электроэнергии в данной местности и значительном удалении источника водоснабжения от разрабатываемого забоя. Кроме того, способ гидромеханизации применим не для всех групп грунта. Плохо поддаются такой разработке грунты, содержащие большое количество камней, а также плотные глинистые.

Различают два способа гидромеханизации земляных работ – закрытый (подводный) и открытый. При закрытом способе применяют плавучие землесосные установки, снабженные всасывающей трубой, которую опускают на дно водоема. Водяным потоком, всасываемым землесосом, захватывают со дна грунтовые частицы и образовавшуюся пульпу перекачивают по трубам к месту отвала, где частицы оседают, а вода уходит из них.

При открытом способе грунт размывают гидромониторами. К ним под напором, создаваемым обычно центробежными насосами, подают воду, которая и размывает грунт, обращая его в пульпу. Пульпа стекает к месту отвала самотеком по канавам и лоткам, чаще же ее подают принудительным способом по трубам под напором, создаваемым грунтовыми насосами.

С учетом этих двух способов оборудование для механизации работ тоже подразделяют на две группы: для землесосных и для гидромониторных работ. Особую группу составляет вспомогательное оборудование.

В первую группу входят землесосные снаряды (автономные и с питанием от береговых энергетических систем), во вторую – гидромониторы, насосные и землесосные установки. Водоводы и пульповоды, а также перекачивающие землесосные установки включают в обе группы. К вспомогательному

оборудованию относят плавучие краны, трубоукладчики, бульдозеры, транспортные тракторы, буксирные суда и др.

Наиболее распространен в строительстве землесосный способ, которым выполняется более 95% всех гидромеханизированных работ.

Такой способ широко применяют при намыве территорий, возведении намывных сооружений и выемке котлованов в гидротехническом строительстве, для добычи и переработки песчано-гравийных материалов.

Трудоемкость работ и удельный расход электроэнергии при гидромониторном способе более высокие, чем при землесосном. Только в особо благоприятных природно-геологических условиях гидромониторный способ может дать высокие технико-экономические показатели. Размывать грунт гидромонитором можно также при погружении опускных колодцев и кессонов, что значительно увеличивает скорость их опускания.

Принципиальное устройство землесосных снарядов

Землесосный снаряд представляет собой землеройную машину непрерывного действия, предназначенную для разработки грунта в подводном забое и перемещения его к месту укладки. Это плавучий агрегат, оборудованный рядом специальных устройств (рис. 6.28). К ним относятся грунтозаборное устройство, предназначенное для непрерывного отделения грунта от массива забоя, грунтовый насос, всасывающий и перекачивающий пульпу, всасывающий пульпопровод – трубопровод, соединяющий грунтозаборное устройство с грунтовым насосом, напорный пульпопровод, предназначенный для соединения грунтового насоса с береговыми пульпопроводами.

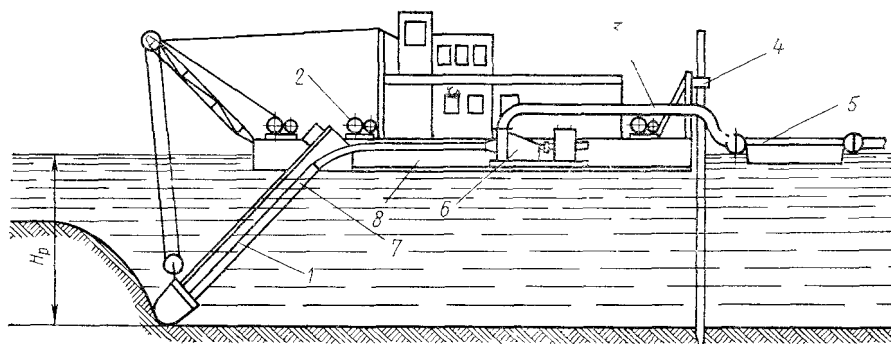


Рис. 6.28. Схема землесосного снаряда:

- 1 – грунтозаборное устройство, 2 – лебедка; 3 – напорный пульпопровод, 4 – свайный ход, 5 – плавучий пульпопровод; 6 – грунтовой насос, 7 – всасывающий пульпопровод, 8 – корпус

Землесосный снаряд имеет также устройство для рабочих перемещений, обеспечивающее непрерывный контакт грунтозаборного устройства с разрабатываемым грунтом (оперативные лебедки и свайное оборудование). Силовые установки снаряда используют для приведения в действие грунтового насоса (главная машина), дизель-электрические установки – для приведения в действие механизмов рабочих перемещений, для освещения, водоснабжения и бытовых нужд.

Грунтозаборные устройства могут быть двух типов: для непосредственного

всасывания без предварительного разрыхления грунта и с каким-либо рыхлителем, повышающим интенсивность грунтозабора. Основной частью этого устройства является наконечник, в зев которого при работе грунтового насоса поступает вода. Скорость движения воды возрастает с приближением к зеву наконечника, достигая в его плоскости 1,5–2 м/с. Струи воды, попадающие на грунт, размывают его и увлекают во всасывающее отверстие; в грунте образуются фильтрационные потоки, увлекающие частицы грунта.

Зону, в пределах которой частицы грунта перемещаются в сторону всасывающего отверстия, называют сферой всасывания. Обычно она распространяется не более чем на 1 м от зева наконечника.

Способ непосредственного всасывания грунта из-под воды достаточно эффективен при разработке несслежавшихся песков. Поэтому грунтозаборные устройства большинства земснарядов, предназначенных для работы в плотных и связных грунтах, оснащают рыхлителями, которые разрушают грунт непосредственно перед всасывающим отверстием. По принципу действия рыхлители можно разделить на два класса – гидравлические и механические.

Устройство и принцип действия гидравлического рыхлителя (одного из типов) показаны на рис. 6.29. Такие рыхлители просты по устройству и надежны в эксплуатации, однако они эффективны лишь при работе в гравелистых грунтах.

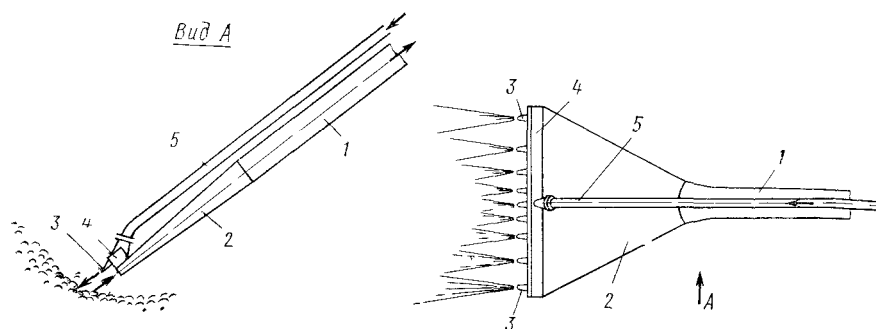


Рис. 6.29. Схема всасывающего наконечника:

1 – всасывающая труба; 2 – всасывающий патрубок. 3 – сопла, 4 – коллектор; 5 – труба для подачи воды

Для разработки связных грунтов применяют механические рыхлители (фрезерные, роторно-ковшовые, вибрационные и т. п.), наиболее распространенными типами которых являются фрезерные. При вращении они отделяют от дна водоема грунтовую стружку, увлекаемую потоком воды во всасывающую трубу. Эта труба входит внутрь фрезы, а подача грунта к всасывающему отверстию обеспечивается соответствующим наклоном ножей. Конструкции фрез весьма разнообразны.

Схема фрезерного рыхлителя приведена на рис. 6.30.

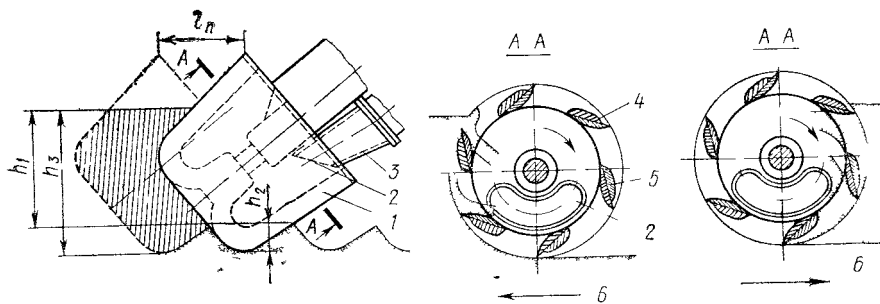


Рис. 6.30. Схема фрезерного рыхлителя:

1 – фреза. 2 – всасывающее отверстие, 3 – всасывающая труба, 4 – ножи, 5 – ребра ступицы, 6 – направление перемещения фрезы

Фрезу укрепляют на конце вала, идущего от двигателя. Мощность двигателя рыхлителя обычно составляет 25–50% мощности, потребляемой грунтовым насосом. Скорость резания его – 1,25–1,5 м/с, что при диаметре рыхлителя 2 м соответствует частоте вращения 12–14 об/мин.

В результате движения грунтозаборного устройства, оснащенного фрезерным рыхлителем, удаляется стружка грунта, поперечное сечение которой на рис. 6.30 заштриховано. После этого землесосный снаряд подают вперед на расстояние l_n , а грунтозаборное устройство перемещают в обратном направлении. Рыхлители вращаются в одном направлении; поэтому при перемещении их в одну сторону грунт срезается ножами снизу вверх или вподрез. При обратном движении грунт срезается сверху вниз – внакат. Работа вподрез несколько эффективнее, так как при вращении фрезы рыхлитель прижимается к дну прорези.

При работе внакат рыхлитель, при попадании на камень или участок с плотным грунтом, может приподняться и катиться по его поверхности. Вследствие этого при резании внакат производительность землесосного снаряда получается меньшая, чем в первом случае.

Водогрунтовую смесь всасывает грунтовый насос или, как его называют, землесос. Он представляет собой центробежный насос, состоящий из корпуса и вращающегося в нем рабочего колеса, которое укреплено на валу двигателя. Основное отличие грунтовых насосов от центробежных для перекачки чистой воды заключается в том, что их конструкция рассчитана на пропуск крупнообломочных и абразивных материалов.

Схема устройства насоса приведена на рис. 6.31. К всасывающему пульпопроводу присоединяют патрубок насоса, прикрепленный к насосу по оси рабочего колеса. Рабочее колесо состоит из лопастей и двух дисков. Диск, расположенный со стороны входного патрубка, имеет отверстие, через которое пульпа поступает на лопасти крыльчатки. Второй диск оснащен ступицей, насаженной на конец вала. С противоположной от всасывающего патрубка стороны корпус насоса закрывают крышкой, которую снимают лишь при осмотре или замене рабочего колеса. Сальниковое уплотнение, предотвращающее просачивание воды из насоса, находится между ступицей и задней крышкой корпуса – там, где проходит вал.

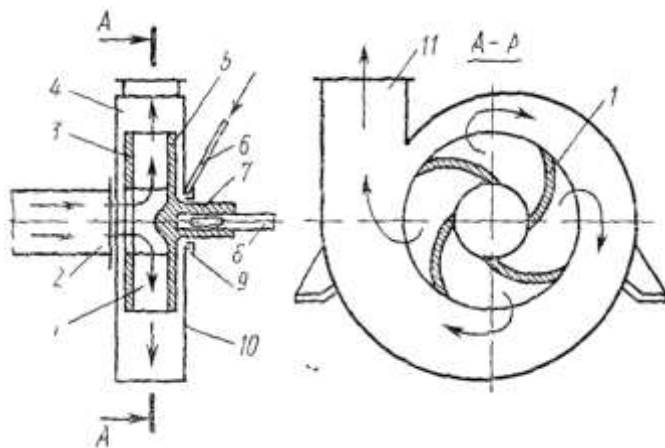


Рис. 6.31. Грунтовой насос:

1 – лопасти; 2 – всасывающий патрубок; 3, 5 – диски рабочего колеса; 4 – корпус; 6 – трубка для подачи воды; 7 – ступица; 8 – вал; 9 – сальниковое уплотнение; 10 – крышка корпуса; 11 – отливной канал. Стрелками показаны направления движения пульпы

В результате вращения рабочего колеса пульпа, заполняющая внутреннюю полость корпуса, отбрасывается от центра насоса к концам лопастей и направляется в отливной канал. Вследствие этого в центральной части насоса образуется зона пониженного давления, в которую под влиянием атмосферного давления устремляется пульпа от всасывающего патрубка.

Внутреннюю поверхность корпуса насоса, соприкасающуюся с частицами грунта, защищают от износа прочной облицовкой из марганцовистой или хромоникелевой стали. Облицовывают также всасывающий патрубок.

Для обеспечения исправной работы грунтового насоса систематически проверяют состояние облицовки и зазоры между рабочим колесом и корпусом. Изношенные части облицовки восстанавливают или заменяют.

Размещать грунтовой насос можно на палубе землесосного снаряда или в трюме, а также на несущей конструкции грунтозаборного устройства ниже поверхности воды. Вследствие этого длина всасывающего пульпопровода, т. е. участка, расположенного между грунтозаборным устройством и грунтовым насосом, зависит от расположения последнего. Обычно грунтовые насосы размещают в трюме, вблизи уровня воды. В этом случае глубина разработки, определяемая атмосферным давлением, не превосходит 7–8 м. В последнее время широко распространены землесосные снаряды, в которых насосы расположены вблизи заборного устройства (погружные насосы). При этом у всасывающего патрубка может возникать иногда незначительное положительное давление. Это обеспечивает устойчивую работу грунтового насоса на высоких консистенциях пульпы при большой глубине разработки.

В процессе работы всасывающий пульпопровод с грунтозаборным устройством должен иметь возможность подниматься и опускаться, т. е. совершать рабочие движения в вертикальной плоскости, а также изменять свое положение относительно корпуса землесосного снаряда и располагаемого в нем участка напорного пульпопровода. Конструкция их соединения должна обеспечивать возможность таких движений и вместе с тем герметичность. Гибкие соединения выполняют в виде металлического шарового шарнира, а

иногда в виде специального резинового рукава. Шланговые резиновые соединения уменьшают гидравлические потери в пульпопроводе, монтировать их значительно проще, чем шаровые, однако последние более изнаноустойчивы и надежны.

Напорный пульпопровод землесосного снаряда обычно состоит из двух основных участков – внутреннего, находящегося внутри снаряда, и внешнего, плавучего, поддерживаемого на поверхности водоема с помощью поплавков, понтонов и т. п. Звенья плавучего пульпопровода соединяют между собой, а также с внутренним участком напорного пульпопровода с помощью гибких устройств, что обеспечивает всему снаряду необходимую подвижность и маневренность.

Плавучие пульпопроводы предназначают для транспортировки водогрунтовых смесей к месту укладки, причем дальность транспортирования может достигать нескольких километров. Процесс перемещения пульпы по пульпопроводу называют рефулированием. Рефулировать можно почти все виды грунта; гравелистые же и каменистые грунты перемещать таким способом нецелесообразно вследствие сильного износа грунтового насоса и пульпопровода. При перемещении грунтов на небольшое расстояние в некоторых случаях можно обойтись без плавучего пульпопровода. Пульпу можно выбрасывать на расстояние 30–40 м в виде струи через коническую насадку или на расстояние до 15 м непосредственно с конца укороченного пульпопровода. Однако на выброс пульпы через насадки затрачивается очень много энергии: по сравнению с транспортированием пульпы обычным пульпопроводом для перемещения ее выбросом нужен напор в 15–20 раз больший. Поэтому использовать конические насадки целесообразно лишь там, где плавучий пульпопровод применить нет возможности.

Рабочие перемещения землесосных снарядов должны обеспечивать движение грунтозаборного устройства в горизонтальной плоскости. При этом движение должно осуществляться по заданным траекториям с регулируемой скоростью, без холостых ходов, т. е. движения грунтозаборного устройства по выработанным участкам забоя.

В последние годы применяют три способа рабочих перемещений земляных снарядов: канатный, свайно-канатный и свайный. Каждый способ может осуществляться по нескольким схемам в зависимости от характера работ, выполняемых земснарядом. В соответствии с этими схемами земснаряд с грунтозаборным устройством может перемещаться поступательно вдоль своей продольной оси или поперек нее; может совершать веерное движение, поворачиваясь относительно неподвижной точки или, оставаясь на месте, поворачивать в горизонтальной плоскости грунтозаборное устройство и т. д. Большая часть землесосных снарядов с грунтозаборным устройством в процессе работы движутся по дугам окружностей. Их центрами служат сваи, опущенные в грунт.

В состав свайного устройства входят две сваи, расположенные в кормовой части снаряда, и лебедки, с помощью которых он совершает повороты. Сваи поднимают и опускают в грунт попеременно, что дает возможность поворачивать землесосный снаряд относительно их поочередно.

На рис. 6.32 сплошными линиями показано первоначальное положение

снаряда П у правой бровки разрабатываемого участка.

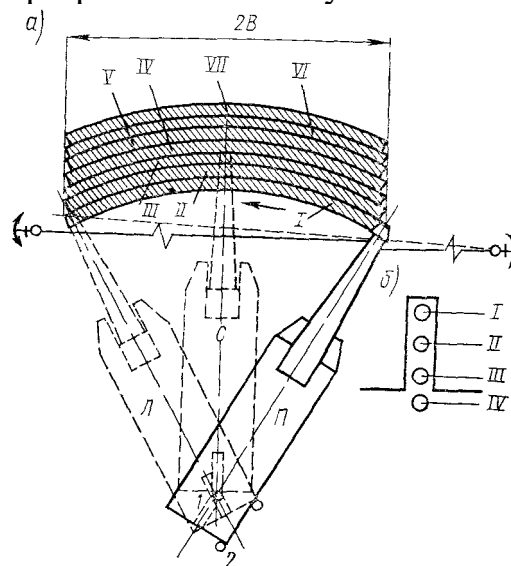


Рис. 6.32. Способ папильонирования с рабочим свайным ходом:
 а – план; б – положение напорной сваи в прорези корпуса; П, Л –
 положение земснаряда соответственно у правой и левой бровок, С – среднее
 положение снаряда; I–VII – папильонажные ленты; I–IV – положения напорной
 сваи; 2В – ширина разрабатываемого участка, 1 – напорная свая, 2 – прикольная
 свая

Снаряд поворачивается вокруг сваи с помощью натягиваемых тросов, соединенных с якорями. В это время фреза разрабатывает грунт на площади ленты, после чего снаряд переходит в положение Л (у левой бровки). Затем при помощи напорного механизма землесосный снаряд отталкивается от сваи, продвигается вперед на ширину одной ленты и совершает рабочий ход в обратном направлении. Такие веерные перемещения грунтозаборного устройства или землесосного снаряда называют папильонированием (в переводе с французского – порхание бабочки).

Принципиальное устройство гидромониторов снарядов

Основным оборудованием для выполнения гидромониторных работ служат гидромониторы – устройства, предназначенные для формирования компактной водяной струи. Они превращают потенциальную энергию воды, подаваемой по напорному трубопроводу, в кинетическую энергию струи и направляют ее в нужную точку забоя. В результате действия струи грунт разрушается и, смешиваясь с водой, образует пульпу.

Гидромонитор (рис. 6.33) состоит из неподвижного нижнего колена и верхнего, которое можно поворачивать вокруг вертикальной оси благодаря вертикальному шарнирному устройству. Подвижное колено с помощью шарового шарнира соединено со стволом, несущим на конце насадку. Оси шарниров взаимно перпендикулярны. Шаровой шарнир дает возможность поворачивать ствол гидромонитора в вертикальной плоскости на угол около 25° вниз и около 50° вверх от горизонтального положения. Воду подводят к нижнему колену, из которого она поступает в верхнее колено, а через ствол и насадку в виде компактной струи выбрасывается наружу.

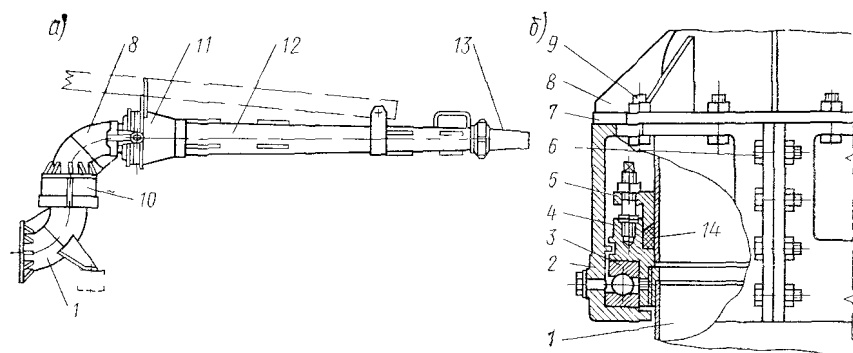


Рис. 6.33. Гидромонитор ГМН-250С:

а – общий вид гидромонитора; б – вертикальный шарнир гидромонитора;
 1 – нижнее колено, 2 – обойма; 3 – шарикоподшипник; 4 – кольцо; 5 – крышка сальника; 6, 9 – стяжные болты; 7 – фланец верхнего колена; 8 – верхнее колено; 10 – шарнирное устройство; 11 – шаровой шарнир; 12 – ствол; 13 – насадка; 14 – сальник

Гидромониторы питают водой с помощью насосных установок. Обычно насосную станцию компонуют из двух или больше центробежных насосов. Проточную часть гидромониторов (нижнее и верхнее колено, ствол, насадка) проектируют так, чтобы компактную струю воды можно было создать с наименьшими гидравлическими потерями. С этой целью внутренней полости ствола придают конусность в $3\text{--}5^\circ$ в направлении движения потока. Кроме того, внутри ствола устанавливают ребра-успокоители, параллельные его оси. Эти ребра служат для гашения вращательного движения воды и уменьшения вихревых токов в струе.

Вертикальный шарнир гидромонитора должен препятствовать утечке воды и отрыву верхнего колена от нижнего и, кроме того, обеспечивать поворот ствола с наименьшими усилиями. Из нескольких типов вертикальных шарниров, наиболее эффективной в настоящее время признана конструкция с сальниковым уплотнением (рис. 6.33). На нижнее колено навинчено кольцо, застопоренное винтами. К фланцу верхнего колена на болтах крепится обойма, разрезанная по диаметру на две половины, также соединяемые между собой болтами. В зазор между наружной поверхностью обоймы верхнего колена и кольцом, навинченным на нижнее колено, укладывается сальник, уплотняемый прижимной крышкой.

Такая конструкция обеспечивает необходимую герметичность соединения и позволяет поворачивать ствол на 360° . Усилия, отрывающие верхнее колено от нижнего, воспринимаются шарикоподшипником. Шаровой шарнир гидромонитора также уплотнен сальником.

Гидромониторы монтируют обычно на металлических салазках (сварных или штампованных) или на самоходных шасси (гусеничных или шагающих). В зависимости от этого их подразделяют на переставные и самоходные. В строительстве наиболее широко используют переставные гидромониторы, которые перемещают в пределах площадки тракторами или переставляют грузоподъемными кранами.

Грунт, размывтый гидромонитором, может подаваться к месту укладки по

канавам и лоткам. Такое безнапорное самотечное транспортирование можно применять лишь в тех случаях, когда местность имеет уклон в сторону нужного направления движения пульпы. Такой способ транспортировки применяется довольно редко.

При напорном транспорте, применяемом наиболее широко, пульпа самотеком поступает в приямок, называемый зумпфом, который устраивают у места стоянки гидромонитора. Из приямка пульпа засасывается грунтовым насосом (землесосом), подается в напорный пульпопровод, по которому транспортируется к месту укладки.

1.2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

Методические указания к выполнению контрольных работ для студентов, обучающихся по заочной форме, представлены в [1] и выдаются преподавателем индивидуально для каждого обучающегося на установочной лекции.

II ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

2.1.1. Тяговый расчет тракторного поезда

Задание. Произвести тяговые расчеты тракторного транспорта в условиях строительства и определить производительность тракторного поезда.

Исходные данные для расчета приведены в табл. II.1 и II.2.

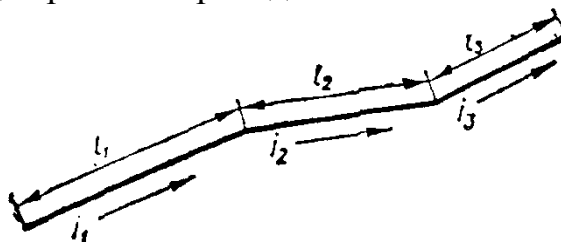


Рис. II.1. Схема трассы движения тракторного поезда

Табл. II.1. Варианты заданий

Вариант	Длина участка, м (см. рис. II.1)			Вариант Г	Длине участка, м (см. рис. II.1)		
	l_1	l_2	l_3		l_1	l_2	l_3
1	200	800	450	16	200	1000	450
2	250	900	400	17	250	1100	400
3	300	1000	350	18	300	1200	350
4	350	800	450	19	350	800	400
5	400	900	400	20	400	900	450
6	450	1000	350	21	450	1000	350
7	500	800	450	22	500	800	450
8	350	1100	300	23	550	700	500

Вариант	Длина участка, м (см. рис. П.1)			Вариант	Длине участка, м (см. рис. П.1)		
	l_1	l_2	l_3		l_1	l_2	l_3
9	400	1200	250	24	600	700	400
10	450	1300	200	25	350	1300	300
11	200	800	300	26	400	1400	250
12	250	900	250	27	450	1500	200
13	300	1000	200	28	200	800	300
14	500	800	300	29	250	900	250
15	550	700	200	30	300	1000	200

Табл. П.2. Дополнительные данные для вариантов заданий к упражнению 1

Варианты	Подъем участка			Марка трактора	Марка прицепа	Продолжительность загрузки и прицепа, с	Продолжительность разгрузки прицепа, с	Перевозимый груз
	i_1 – дорога неукатанная	i_2 – дорога укатанная	i_3 – дорога укатанная					
1–7	0,09	0,04	0,05	Т-100	771Б	150	200	Гравий
8–15	0,08	0,05	0,06					
16–24	0,01	0,06	0,04	Т-140	8572	120	160	Щебень
25–30	0,07	0,05	0,04					

Табл. П.3. Технические характеристики гусеничных тракторов

Марка	Вес G, Н	Параметры	Передачи				
			I	II	III	IV	V
Т-100	111 000	Скорость v , км/ч	2,36	3,78	4,51	6,45	10,15
		Тяговое усилие на крюке $F_{кр}$, кН	100,0	52,0	44,0	27,0	15,0
Т-140	140 000	Скорость v , км/ч	2,86	4,62	6,37	8,66	11,96
		Тяговое усилие на крюке $F_{кр}$, кН	144,0	74,0	54,0	36,0	23,5

Табл. П.4. Технические характеристики тракторных прицепов на пневмоколесном ходу

Показатели	771Б	8572
Емкость кузова V , м ³	9	12
Емкость кузова с «шапкой» $V_{ш}$, м ³	12	15
Вес порожнего прицепа $G_{пр}$, Н	48 500	63 000

Табл. П.5. Основные удельные сопротивления движению на горизонтальном пути ω (пневмоколесного хода) и $\omega_{тр}$ (гусеничного хода) и коэффициенты сцепления гусеничного хода ϕ

Дорога	ω	$\omega_{тр}$	ϕ
Укатанная	0,03	0,06	1

Не укатанная	0,08	0,1	0,7
--------------	------	-----	-----

Табл. II.6. Насыпная плотность груза

Материал	γ , кг/м ³
Гравий	1800
Щебень	1700

Табл. II.7. Исходные данные для колесных тракторов:

К-701		Т-150К	
M=13,5т. G _{сц} =135кН		M=8т. G _{сц} =80кН	
$\varphi=0,8$ и $0,6$		$\varphi=0,7$ и $0,6$	
Скорость, км/ч	Тяговое усилие кН	Скорость, км/ч	Тяговое усилие кН
7,1	65	8,5	40
10,3	50	10,1	33
13,8	35	16,3	21
19,2	27	22,0	15
28,8	18	30,1	10

1. Определяем возможную силу тяги трактора по условиям сцепления применительно к наиболее тяжелому участку пути (рис. II.1):

$$F_{сц} = G \cdot \varphi, \text{ Н},$$

где G – вес трактора, Н (табл. II.3);

φ – коэффициент сцепления гусениц с дорогой (табл. II.5).

2. Устанавливаем, на какой передаче может двигаться трактор, исходя из возможного сцепления. Для движения трактора должно быть выполнено условие

$$F_{кр} \leq F_{сц} - G \cdot \omega_{тр},$$

где $F_{кр}$ – тяговое усилие на крюке трактора при соответствующей передаче, (табл. II.3);

$\omega_{тр}$ – основное удельное сопротивление движению трактора (табл. II.5).

Учитывая это условие, по технической характеристике трактора устанавливаем, на какой передаче трактор может реализовать наибольшее тяговое усилие по условиям сцепления.

3. Вычисляем вес груза в прицепе:

$$Q = \gamma \cdot V, \text{ кг},$$

где γ – насыпная плотность, кг/м³ (табл. II.6);

V – емкость кузова прицепа, м³ (табл. II.4).

4. Подсчитываем количество прицепов применительно к наиболее тяжелому участку дороги:

$$n = \frac{F_{кр} - G \cdot i}{(Q \cdot g + G_{пр}) \cdot (\omega + i)},$$

где $G_{пр}$ – вес прицепа без груза, Н (табл. II.4);

ω – основное удельное сопротивление движению прицепа на горизонтальном пути (табл. II.5);

i – подъем (табл. II.2);

g – ускорение свободного падения, $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

5. Определяем требуемые тяговые усилия на крюке трактора и скорости движения на всех участках трассы, исходя из следующего условия движения тракторного поезда:

$$F_{кр} \geq n \cdot (Q \cdot g + G_{пп}) \cdot (\omega + i) + G \cdot i.$$

По табл. П.3 устанавливаем, на каких передачах будет двигаться тракторный поезд и каковы будут его наивысшие возможные скорости на участках трассы.

6. Рассчитываем продолжительность движения поезда по отдельным участкам трассы с грузом $t^{гп}$ и порожнего (без груза) $t^{пор}$:

$$t_1^{гп} = \frac{3,6 \cdot l_1}{0,8 \cdot v_1}, \text{ с};$$

$$t_2^{гп} = \frac{3,6 \cdot l_2}{0,8 \cdot v_2}, \text{ с};$$

$$t_3^{гп} = \frac{3,6 \cdot l_3}{0,8 \cdot v_3}, \text{ с},$$

где v_1, v_2, v_3 – скорости движения груженого поезда (км/ч) на различных участках l_1, l_2 и l_3 трассы, м, найденные по табл. П.3;

3,6 – коэффициент перевода из км/ч в м/с;

0,8 – коэффициент, учитывающий затраты времени на ускорение, замедление и переключение передач.

Порожний поезд практически движется на IV передаче (скорость v_{IV} , км/ч).

Поэтому продолжительность движения порожнего поезда

$$t^{пор} = \frac{3,6 \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{0,8 \cdot v_{IV}}, \text{ с}.$$

7. Вычисляем длительность рейса тракторного поезда:

$$t_p = t_1^{гп} + t_2^{гп} + t_3^{гп} + t^{пор} + n \cdot (t_{загр} + t_{разгр}), \text{ с},$$

где $t_{загр}$ – продолжительность загрузки одного прицепа, с (табл. П.2);

$t_{разгр}$ – продолжительность разгрузки одного прицепа, с (табл. П.2).

8. Определяем сменную производительность тракторного поезда:

$$П_c = \frac{3,6 \cdot T \cdot k_v \cdot Q \cdot n}{t_p}, \text{ т/смену},$$

где T – количество часов в смене;

k_v – коэффициент использования сменного времени, $k_v = 0,75 \dots 0,8$.

2.1.2. Тяговый расчет автосамосвала

Задание.

1. Проверить возможность движения автосамосвала по сцеплению на каждом участке пути.
2. Определить скорости движения груженого самосвала на каждом участке трассы.
3. Определить скорости движения порожнего самосвала на каждом участке трассы.
4. Определить продолжительность движения груженого и порожнего самосвалов на каждом участке трассы.
5. Подсчитать продолжительность загрузки автосамосвала.

6. Вычислить длительность рейса автосамосвала, включая время на загрузку и разгрузку.
7. Определить сменную производительность автосамосвала.
8. Подсчитать сменный пробег машины.

Табл. II.8. Варианты заданий

Вариант	Длина участка, м			Подъем участка (см. рис. II.2)		
	l_1	l_2	l_3	i_1 – дорога забойная	i_2 – дорога щебеночная	i_3 – дорога отвальная
1	400	1600	300	0,02	0,06	0,045
2	450	1700	400	0,03	0,08	0,035
3	500	1800	500	0,04	0,12	0,025
4	550	2000	300	0,025	0,05	0,04
5	600	2500	400	0,035	0,07	0,03
6	650	3000	500	0,045	0,10	0,02
7	700	1600	300	0,02	0,06	0,045
8	750	1700	400	0,025	0,08	0,035
9	800	1800	450	0,03	0,1	0,025
10	850	2000	500	0,04	0,12	0,04
11	500	1500	300	0,02	0,06	0,05
12	550	1700	450	0,03	0,05	0,04
13	600	1900	500	0,04	0,065	0,01
14	650	2000	400	0,02	0,06	0,045
15	400	2500	300	0,03	0,08	0,035
16	450	3000	400	0,04	0,12	0,025
17	500	3500	500	0,05	0,04	0,02
18	700	2500	600	0,035	0,07	0,04
19	600	2000	400	0,035	0,07	0,04
20	650	2500	500	0,045	0,07	0,02
21	400	1600	300	0,02	0,06	0,045
22	450	1700	400	0,03	0,08	0,065
23	500	1800	500	0,04	0,12	0,02
24	550	3000	300	0,025	0,05	0,04
25	600	3500	400	0,035	0,07	0,03
26	650	4000	500	0,045	0,1	0,02
27	550	2000	300	0,04	0,12	0,035
28	600	2500	400	0,05	0,07	0,02
29	700	2000	550	0,025	0,06	0,04
30	800	3000	600	0,035	0,07	0,03

Табл. II.9. Дополнительные данные для вариантов заданий

Варианты	Марка автосамосвала	Емкость ковша экскаватора, m^3	Продолжительность рабочего цикла экскаватора, с	Количество ковшей грунта n , вмещающихся в кузов
----------	---------------------	----------------------------------	---	--

1-10	МАЗ-503А	0,5	15	9
11-20	КрАЗ-256Б	1	20	7
21-30	БелАЗ-540	4,6	40	4

Табл. II.10. Технические характеристики самосвалов

Показатели	Марка		
	МАЗ-503А	КрАЗ-256Б	БелАЗ-540
Грузоподъемность Q, т	8	12	27
Полный вес груженого самосвала G, Н	152 500	230 000	480 000
Сцепной вес автосамосвала G _{сц} , Н	100 000	190 000	324 000
Продолжительность разгрузки с маневрированием, t _{разгр} , с	80	100	120

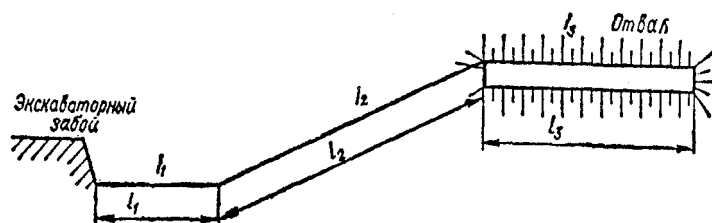


Рис. II.2. Схема трассы движения автосамосвала

Табл. II.11. Основное удельное сопротивление движению на горизонтальном пути ω и коэффициент сцепления ϕ на влажной дороге

Дорога	ω	ϕ
Забойная	0,04–0,05	0,2
Щебеночная	0,02–0,03	0,3
Отвальная	0,06–0,07	0,2

1. Проверяем заданные участки дороги по сцеплению (рис. II.2), исходя из движения с установившейся скоростью, по формуле

$$\phi \cdot G_{\text{сц}} \geq G \cdot (\omega + i), \text{ Н,}$$

где ϕ – коэффициент сцепления шин с покрытием дороги (табл. II.11);

$G_{\text{сц}}$ – сцепной вес автосамосвала, Н (табл. II.10);

G – полный вес груженого автосамосвала, Н (табл. II.10);

ω – основное удельное сопротивление движению на горизонтальном пути (табл. II.11);

i – заданный подъем участка (табл. II.8).

2. Определяем скорость движения груженого автосамосвала на каждом участке трассы по его динамической характеристике $D=f(v)$, исходя из того, что динамический фактор при установившемся движении (то есть при постоянной скорости) численно равен $\omega + i$ (рис. II.3).

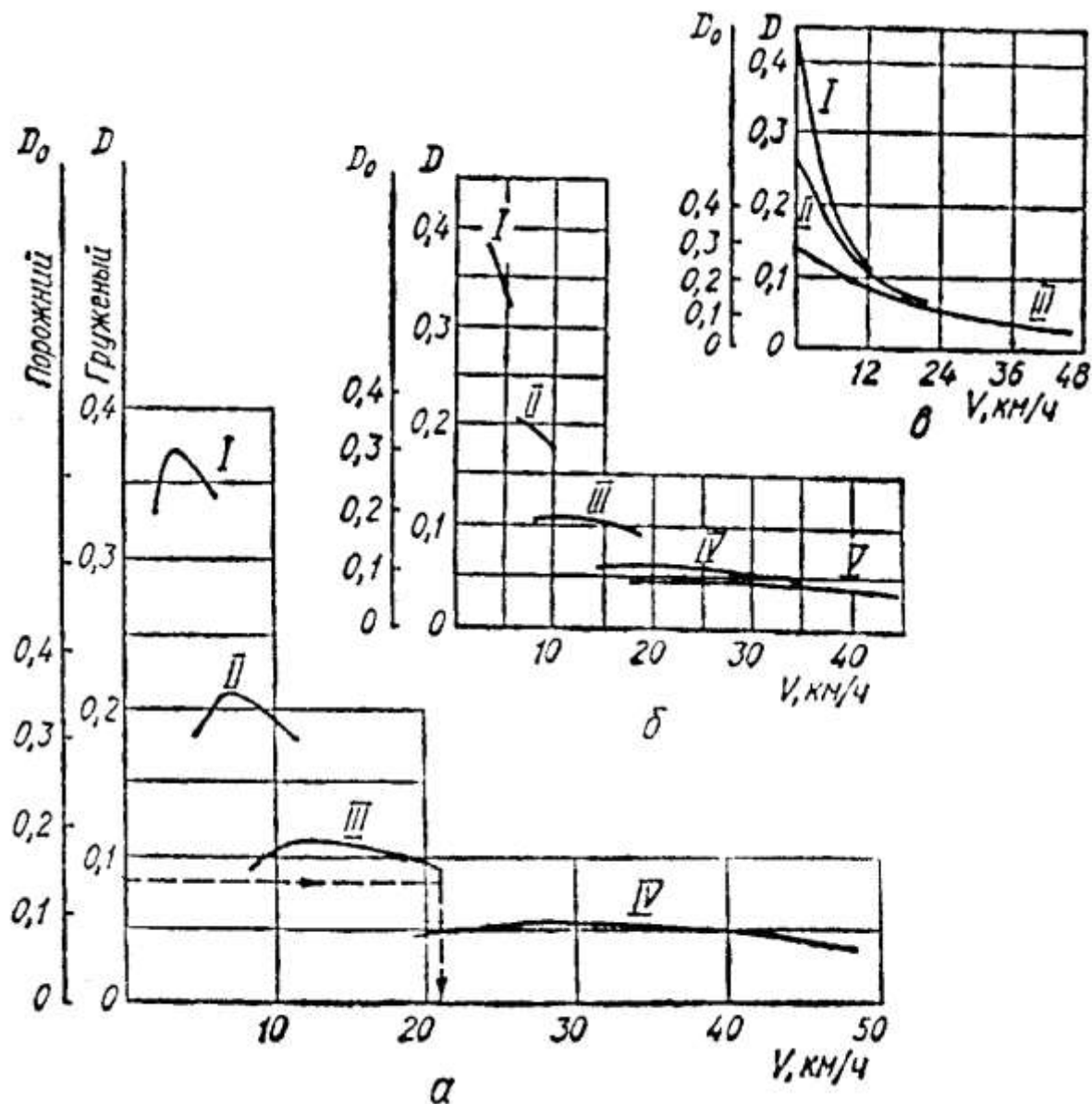


Рис. П.3. Динамические характеристики автосамосвалов:
 а – МАЗ-503А; б – КрАЗ-256Б; в – БелАЗ-540.

3. Определяем скорости движения порожнего автосамосвала на каждом участке трассы. При $\omega - i > 0$ пользуемся шкалой динамического фактора порожнего самосвала D_0 (рис. П.3).

При $\omega - i < 0$ руководствуемся допустимым тормозным путем S_T и формулой

$$v^{nop} = \sqrt{130 \cdot S_m \cdot (\varphi - i + \omega)}, \text{ км/ч.}$$

Для условий строительной площадки можно принимать $S_T \approx 5\text{ м}$.

4. Определяем продолжительность движения груженого и порожнего автосамосвалов по отдельным участкам трассы:

$$t_1 = \frac{3,6 \cdot l_1}{0,9 \cdot v_1} + \frac{3,6 \cdot l_1}{0,9 \cdot v_1^{nop}}, \text{ с;}$$

$$t_2 = \frac{3,6 \cdot l_2}{0,9 \cdot v_2} + \frac{3,6 \cdot l_2}{0,9 \cdot v_2^{nop}}, \text{ с;}$$

$$t_3 = \frac{3,6 \cdot l_3}{0,9 \cdot v_3} + \frac{3,6 \cdot l_3}{0,9 \cdot v_3^{nop}}, \text{ с,}$$

где v_1, v_2 и v_3 – скорости движения груженого автосамосвала (км/ч) на каждом участке трассы, подсчитанные по динамическим характеристикам (см. п. 2);

$v_1^{nop}, v_2^{nop}, v_3^{nop}$ – то же, для порожнего автомобиля, км/ч (см. п. 3);

l_1, l_2 и l_3 – длины этих участков, м (табл. II.8);

3,6 – коэффициент перевода из км/ч в м/с;

0,9 – коэффициент, учитывающий затраты времени на ускорение и замедление движения.

5. Вычисляем продолжительность загрузки автосамосвала, исходя из рабочего цикла экскаватора ($t_{ц}$, с) (табл. II.9) и количества ковшей грунта, вмещающихся в кузов самосвала n (табл. II.9), то есть $t_{загр}=t_{ц} \cdot n$, с.

6. Подсчитываем полную длительность рейса автосамосвала:

$$t_p = t_1 + t_2 + t_3 + t_{загр} + t_{разгр}, \text{ с,}$$

где $t_{разгр}$ – длительность разгрузки автосамосвала с учетом маневров, с (табл. II.10).

7. Определяем сменную производительность автосамосвала:

$$P_c = \frac{3600 \cdot T \cdot k_b \cdot Q}{t_p}, \text{ т/смену,}$$

где T – количество часов в смене;

k_b – коэффициент использования сменного времени, $k_b=0,85 \dots 0,9$;

Q – грузоподъемность автосамосвала, т (табл. II.10).

8. Подсчитываем сменный пробег автосамосвала:

$$L_c = \frac{3600 \cdot T \cdot k_b \cdot 2 \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{1000 \cdot t_p}, \text{ км.}$$

2.1.3. Определение основных параметров трактора

Цель работы: Изучение основных параметров трактора.

Задание

1. Изучить основные параметры тракторов.

2. В соответствии с вариантом по исходным данным (см. табл. II.12) определить основные параметры трактора.

3. Полученные данные передаточных чисел трансмиссии, номинального крюкового усилия и теоретических скоростей движения на каждой передаче свести в таблицу, а также выписать полученные технические требования трактора.

1. Исходные данные. Исходными данными для расчета являются номинальное крюковое усилие $F_{кр.н.}$ (класс трактора), тип движителя (колесный, гусеничный), теоретические скорости движения трактора на низшей v_{min} и высшей v_{max} передачах рабочего диапазона, количество передач n рабочего диапазона, рабочий фон (коэффициенты сцепления ϕ и сопротивления движению f), которые помещены в табл. II.12.

2. Определение массы проектируемого трактора.

Табл. П.12. Исходные данные

№№ вариантов	Тяговый класс трактора, КлТр	Тип двигателя, колесная формула, размер колес	Рабочие скорости, км/ч		Число рабочих передач, k	Коэффициенты сцепления, φ и сопротивления движению, f
			низшая, v _{min}	высшая, v _{max}		
1	5	колесн. 4К2, одинаковые	5	10	5	0,75/0,09
2	2	гусеничный	3	8	4	0,85/0,10
3	3	гусеничный	3,5	9	5	0,90/0,09
4	0,9	колесн. 4К2, разные	4,5	11	5	0,75/0,10
5	0,2	колесн. 4К4, одинаковые	1,5	5	4	0,80/0,09
6	2	колесн. 4К2, разные	4	12	5	0,75/0,08
7	0,6	колесн. 4К2, разные	4,5	12	5	0,75/0,10
8	1,4	колесн. 4К2, разные	5	11	4	0,80/0,10
9	3	колесн. 4К2, одинаковые	5,5	12	5	0,75/0,08
10	5	гусеничный	3	12	5	0,95/0,012

Номинальная эксплуатационная масса – это масса снаряженного для работы трактора, при которой он на заданном рабочем фоне развивает номинальное тяговое (крюковое) усилие $F_{кр.н.}$, соответствующее классу трактора. Значение этой массы определяется по формуле

$$m_3 = \frac{\Delta_{lim} \cdot F_{кр.н.}}{g \cdot (\lambda \cdot \varphi - f)},$$

где $\Delta_{lim}=1,35 \dots 1,4$ – коэффициент возможной перегрузки;

$g=9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

$\lambda=G_{х.к.}/G$ – коэффициент нормальной нагрузки ведущих колес (при номинальном крюковом усилии для колесных тракторов 4К2 – $\lambda=0,8 \dots 0,85$; для колесных тракторов 4К4 и гусеничных тракторов – $\lambda=1$);

φ – коэффициент сцепления;

f – коэффициент сопротивления движению (качению) трактора.

3. Мощность двигателя определяется из условия обеспечения номинального тягового усилия на низшей рабочей передаче

$$P_n = \frac{\Delta_{lim} F_{кр.н.} v_{min}}{x_3 \eta_m \eta_z (1 - \delta_{дон}) \cdot \left(1 - \frac{f}{\lambda \varphi}\right)}.$$

где $x_3=0,85 \dots 0,9$ – коэффициент эксплуатационной нагрузки двигателя;

$\eta_{тр}=0,88...0,93$ – КПД трансмиссии;
 η_r – КПД, учитывающий потери в двигателе (для колесных тракторов $\eta_r=1$, для гусеничных тракторов $\eta_r=0,94$);
 $\delta_{доп}$ – допустимое по агротехническим требованиям, буксование двигателя (для колесных тракторов $\delta_{доп}=0,12...0,15$; для гусеничных – $\delta_{доп}=0,06...0,08$).

По определенной номинальной мощности подбирается двигатель (см. табл. II.13)

Табл. II.13. Краткие характеристики дизелей

Модель двигателя	Номинальная мощность, P_n , кВт	Номинальная частота вращения, n_n , об/мин	Модель двигателя	Номинальная мощность, P_n , кВт	Номинальная частота вращения, n_n , об/мин
Д-120	22	2200	СМД-17К	73,5	1900
Д-21А	18,4	1800	СМД-18	66,2	1700
А2	14,7	1600	СМД-14	58,8	1800
Д-144	44,1	2200	СМД-62	121,3	2100
Д-37Е	36,8	1800	СМД-60	110,3	2000
СЗ-1	29,4	1600	СМД-84	198,4	2100
Д-240	55,1	2200	СМД-82	147,0	2100
Д-240Г	51,4	2100	СМД-80	183,8	2100
Д-60Н	44,1	1800	Славия	11,5	2200
Д-50	40,4	1700	НР2	21,7	2200
Д-241Л	55	2100	Д-245.3	90	2200
Д-242/242Л	49	1800	Д-246	46	1500
Д-243/243Л	63	2200	Д-247	73	2350
Д-244	46	1700	Д-247.1	64	2200
Д-245/245Л	81	2200	Д-260.1	118	2100
Д-245.1	79	2200	Д-265.2	99	2100
Д-245.2	88	2200	Д-265	154	2100

4. Определение конструктивной массы трактора

Под конструктивной массой понимается масса трактора без тракториста, инструментов, сельскохозяйственных машин-орудий, дополнительных грузов, охлаждающей жидкости, масла и топлива.

Металлоемкость тракторов должна находиться в следующих пределах:

колесные тракторы (41...64)кг/кВт;
гусеничные тракторы (45...77)кг/кВт.

В соответствии с этими требованиями конструктивная масса трактора должна находиться в следующих пределах:

колесный трактор $m_k=(41...46) \cdot P$;
гусеничный трактор $m_k=(45...77) \cdot P$.

5. Выбор шин и определение расчетного радиуса ведущего колеса.

Шины ведущих колес выбираются по наибольшей нагрузке, приходящейся на колесо, табл. П.14.

Табл. П.14. Нормы нагрузок и давлений в шинах при скорости 30 км/ч

Обозначение, модель шины	Статический радиус, r_{cm} , М	Нагрузка на шину (G_k , кН) при давлении воздуха (p , МПа)				
		0,08	0,11	0,14	0,20	0,25
Шины ведущих колес						
8,3-20 В-105А	0,488	4,1	4,90	5,65	7,10	-
9,00-20 ВФ-223	0,450	5,0	6,05	6,95	-	-
9,5-42 Я-183	0,728	6,9	8,45	9,70	11,8	-
11,2-38 В-38	0,567	6,95	8,45	9,70	-	-
13,6R38 Я-261	0,717	-	13,4	15,3	-	-
15,5R38 Ф-2А	0,725	-	14,55	17,75	-	-
21,3R24 ФД-14А	0,640	-	20,2	23,3	-	-
23,1-26 Я242А6	0,735	-	28,5	32,45	-	-
28,1R26 ФД-12	0,790	-	33,6	35,7	-	-
Шины направляющих колес						
6,00-16 Я-225	0,355	-	-	3,4	4,20	4,8
6,50-16 Я-275А	0,370	-	-	3,9	4,75	5,5
7,50-20 В-103	0,427	-	-	5,9	7,20	8,5
9,20-20 ВФ-223	0,450	-	-	7,6	9,35	10,0

Расчетный радиус ведущего эластичного колеса

$$r_k = (1,02 \dots 1,04) \cdot r_{cm}.$$

Радиус ведущих колес гусеничных тракторов

$$r_k = z_{зв} t_r / (2\pi).$$

где $z_{зв}$ – число звеньев, укладываемых на ведущее колесо за один оборот;

t_r – шаг звена гусеницы.

Табл. П.15. Основные параметры звеньев гусениц

№№ вариантов	Шаг звена, t_r , мм	Число звеньев укладываемых на ведущее колесо за один оборот, $z_{зв}$	Число звеньев в цепи
2	170	13	43
3	171	14	43
10	170	14	47

6. Определение передаточных чисел ступенчатой трансмиссии (рабочий диапазон). Передаточные числа трансмиссии подбираются таким образом, чтобы наименьшие коэффициенты нагрузки двигателя были одинаковыми при работе трактора на всех передачах, т.е. передаточные числа образуют геометрическую прогрессию, знаменатель которой определяется по следующей формуле

$$q = n-1 \sqrt{\frac{v_{\min}}{v_{\max}}}$$

Передаточное число трансмиссии низшей (первой) передачи рабочего диапазона определяется по формуле

$$i_{p1} = \frac{\omega_1}{v_{\min}} r_{\delta} (1 - \delta)$$

Передаточные числа на остальных передачах определяются по выражениям

$$i_{p2} = q i_{p1}; i_{p3} = q^2 i_{p1}; \dots i_{pn} = q^{n-1} i_{p1}$$

2.1.4. Тяговый расчет бульдозера

Задание

1. Выполнить расчетную схему бульдозера (самостоятельно).
2. Определить составляющие общего сопротивления, преодолеваемые бульдозером при резании грунта.
3. Определить общее сопротивление при полном наборе грунта суммированием отдельных составляющих.
4. Вычислить мощность двигателя трактора, необходимую для работы в заданном режиме.
5. Сравнить расчетную мощность двигателя с мощностью двигателя базового трактора и сделать вывод.

Табл. II.16. Исходные данные к расчету

№ вариант а	Марка бульдозера	Наименование грунта	Удельное сопротивление резанию, кН/м ²	Подъем участка	Толщина срезаемой стружки, м
1	ДЗ-29	песок	10	0,04	0,2
2	ДЗ-27С	супесь	20	0,03	0,45
3	ДЗ-42	суглинок влажный	25	0,08	0,25
4	ДЗ-59	суглинок	30	0,09	0,30
5	ДЗ-101	гравий мелкий	35	0,01	0,35
6	ДЗ-34С	глина легкая	40	0,02	0,25
7	ДЗ-53	суглинок плотный	55	0,07	0,30
8	ДЗ-50	глина средняя	60	0,09	0,45
9	ДЗ-54С	глина тяжелая	65	0,04	0,15
10	ДЗ-35С	песок	10	0,05	0,40

Методика расчета

1. Определяем сопротивление грунта резанию по формуле:

$$W_1 = K \cdot b \cdot h \cdot \sin \alpha, \text{ Н}$$

- где K – удельное сопротивление грунта лобовому резанию, Н (табл. II.17);
 b – ширина вырезаемой стружки, равная длине отвала, м (табл. II.18);

h – толщина срезаемой стружки, м;
 α – угол резания отвала, град (табл. II.18).

2. Сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу определяем из выражения:

$$W_2 = G_{np} \cdot f_1 \cdot g \cdot \cos^2 \alpha, \text{ Н}$$

где G_{np} – масса грунта в призме волочения, кг;

f_1 – коэффициент трения грунта по металлу (табл. II.17);

Массу грунта в призме волочения перед отвалом определяют по формуле:

$$G_{np} = \frac{L(H-h)^2}{2K_p} \gamma_{об} \cdot K_{np}, \text{ кг}$$

где L – ширина призмы волочения, равная длине отвала, м;

H – высота отвала, м (табл. II.18);

h – толщина срезаемой стружки, м;

$\gamma_{об}$ – объемная масса грунта, кг/м³ (табл. II.17);

K_p – коэффициент разрыхления грунта (табл. II.17);

K_{np} – коэффициент призмы (табл. II.17).

Табл. II.17. Характеристики грунтов

Наименование грунта	Удельное сопротивление резанию, кН/м ²	Коэффициент трения грунта по металлу	Коэффициент трения грунта по грунту	Объемная масса, кг/м ³	Коэффициент разрыхления	Коэффициент призмы
песок	10	0,73	0,60	1500	1,08	0,7
супесь	20	0,74	0,62	1600	1,12	0,7
суглинок влажный	25	0,79	0,64	1600	1,16	0,8
суглинок	30	0,80	0,67	1650	1,19	0,9
гравий мелкий	35	0,81	0,69	1700	1,24	0,9
глина легкая	40	0,82	0,70	1750	1,26	0,95
суглинок плотный	55	0,83	0,73	1800	1,27	1,2
глина средняя	60	0,85	0,75	1850	1,29	1,25
глина тяжелая	65	0,87	0,77	1950	1,32	1,3

3. Сопротивление от перемещения призмы волочения грунта перед отвалом определяем по формуле:

$$W_3 = G_{np} \cdot g \cdot (f_2 + i) \cdot \sin \alpha, \text{ Н}$$

где f_2 – коэффициент трения грунта по грунту (табл. II.17).

4. Сопротивление от перемещения самой машины как тележки определяем по формуле:

$$W_4 = G_{он} (\omega_o + i), \text{ Н}$$

где $G_{\text{бн}}$ – масса бульдозера, кг (табл. II.18);

ω_0 – коэффициент сопротивления перемещению бульдозера, (0,10...0,12).

5. Суммированием отдельных сопротивлений определяем общее сопротивление:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \text{ Н}$$

6. Потребную мощность определяем из выражения:

$$N_n = \frac{W \cdot v_{\text{раб}}^{\text{сп}}}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}$$

где v – средняя рабочая скорость бульдозера, м/с (принимаем $v_{\text{раб}}^{\text{сп}} = 2,8$);

η – коэффициент полезного действия силовой передачи бульдозера, (0,75 – 0,90).

7. Коэффициент использования мощности определяем из отношения:

$$K_u = \frac{N_n}{N_{\delta}} \cdot 100\%$$

где N_{δ} – мощность двигателя базового трактора, кВт (табл. II.17).

Табл. II.18. Техническая характеристика бульдозеров

Марка бульдозера	Мощность двигателя базового трактора, кВт	Длина отвала, м	Высота отвала, м	Угол резания отвала, град	Масса бульдозера, кг
ДЗ-29	56	2,56	0,80	55	6730
ДЗ-27С	118	3,20	1,30	50	16460
ДЗ-42	56	2,52	0,80	60	6860
ДЗ-59	250	3,60	1,20	45	34000
ДЗ-101	95	2,60	0,90	50	9640
ДЗ-34С	238	4,54	1,55	45	30680
ДЗ-53	79	3,20	1,20	55	14020
ДЗ-50	162	3,46	1,50	60	24200
ДЗ-54С	79	3,20	1,20	55	14020
ДЗ-35С	132	3,64	1,23	45	10610

2.1.5. Тяговый расчет скрепера

Задание

1. Выполнить расчетную схему скрепера (самостоятельно)
2. Определить составляющие общего сопротивления, преодолеваемые скрепером при наборе грунта
3. Сопоставить величину суммарного сопротивления с тяговыми возможностями скрепера и сделать вывод об обеспечении нормальной работы скрепера при наборе грунта (надобность толкача или предварительного рыхления)

4. Определить потребную мощность двигателя для скрепера при работе без толкача
5. Сравнить расчетную мощность двигателя с мощностью двигателя базового трактора и сделать вывод

Табл. П.19. Исходные данные к расчету

№ варианта	Марка скрепера	Категория грунта	Удельное сопротивление грунта копанию, кН/м ²	Подъем участка	Толщина срезаемой стружки, м
1	ДЗ-30	I	30	0,04	0,15
2	ДЗ-33	II	80	0,03	0,20
3	ДЗ-57	III	130	0,08	0,27
4	ДЗ-49	IV	230	0,09	0,15
5	ДЗ-20	II	90	0,01	0,30
6	ДЗ-12	III	140	0,02	0,32
7	ДЗ-74	IV	240	0,07	0,30
8	ДЗ-77С	II	100	0,09	0,18
9	ДЗ-32	III	150	0,04	0,30
10	ДЗ-5	IV	250	0,05	0,32

Методика расчета

1. Определяем сопротивление грунта копания по формуле:

$$W_1 = K \cdot b \cdot h, \text{ Н} \quad (1)$$

где K – удельное сопротивление грунта копанию, Н/м²;

b – ширина копания (захвата), м (табл. П.21);

h – толщина срезаемой стружки, м.

2. Сопротивление наполнению ковша грунтом:

$$W_2 = (b \cdot h \cdot H + x \cdot H^2) \cdot \gamma_{об} \cdot g, \text{ Н}$$

где H – высота наполнения ковша, м (табл. П.21);

x – коэффициент, учитывающий действие сил трения в процессе движения грунта в ковше (табл. П.20);

$\gamma_{об}$ – объемная масса грунта, кг/м³ (табл. П.20).

Табл. П.20. Характеристики грунтов

Категория грунта	Коэффициент x	Коэффициент трения грунта по металлу	Коэффициент трения грунта по грунту	Объемная масса, кг/м ³	Коэффициент разрыхления	Коэффициент наполнения
I	0,50	0,73	0,60	1500	1,08	0,7
II	0,42	0,74	0,65	1600	1,12	0,8
III	0,38	0,79	0,75	1800	1,16	0,85
IV	0,30	0,80	0,85	1950	1,19	0,9

3. Сопротивление от перемещения призмы волочения:

$$W_3 = y \cdot b \cdot H^2 \cdot \gamma_{об} \cdot \mu \cdot g, \text{ Н}$$

где y – коэффициент объема призмы волочения, равный отношению призмы волочения к высоте загрузки ковша (принимается равным 0,5...0,7);
 μ – коэффициент трения грунта по грунту (табл. П.20).

4. Сопротивление от перемещения груженого скрепера:

$$W_4 = (G + G_{zp}) \cdot g \cdot (\omega_0 + i), \text{ Н}$$

где G – масса скрепера, т (табл. П.21);

G_{zp} – масса грунта в ковше, т;

ω_0 – коэффициент сопротивления перемещению скрепера (0,10...0,12).

Массу грунта в ковше скрепера:

$$G_{np} = \frac{q \cdot \gamma_{об} \cdot k_n}{k_p}, \text{ кг}$$

где q – геометрическая емкость ковша, м³ (табл. П.21);

k_n – коэффициент наполнения ковша (табл. П.20);

k_p – коэффициент разрыхления грунта (табл. П.20);

5. Суммированием отдельных сопротивлений определяем общее сопротивление:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \text{ Н}$$

6. Для нормальной работы прицепного скрепера должно быть соблюдено условие:

$$T_{\max} \geq W$$

где T_{\max} – максимальная сила тяги на крюке тягача, Н;

$$T_{\max} = F_{k\max} - W_T, \text{ Н}$$

где $F_{k\max}$ – максимальная сила тяги тягача, Н.

W_T – сопротивление передвижению тягача, Н.

$$F_{k\max} = \frac{1000 \cdot N \cdot \eta}{v}, \text{ Н}$$

где N – мощность двигателя тягача, кВт (табл. П.21);

η – коэффициент полезного действия силовой передачи тягача, (0,75...0,90);

v – рабочая скорость машины, м/с (принимается равной 1,56...1,73).

Далее $F_{k\max}$ проверяют по условиям сцепления:

$$F_{k\max} \leq 1000 G_{сц} \varphi g, \text{ Н}$$

где $G_{сц}$ – сцепная масса, кг ($G_{сц} = 0,65 \dots 0,75 G_T$);

G_T – масса тягача, кг (табл. П.21);

φ – коэффициент сцепления, ($\varphi = 0,65 \dots 0,90$).

$$W_m = G_T (\omega_0 + i) \cdot g, \text{ Н}$$

где G_T – масса тягача, кг (табл. П.21).

7. Определяем требуемую мощность двигателя для прицепного скрепера при работе без толкача:

$$N_n = \frac{[W + G_T \cdot g \cdot (\omega_0 + i)] \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}$$

8. Коэффициент использования мощности определяем из отношения:

$$K_u = \frac{N_n}{N_T} \cdot 100\%$$

где N_T – мощность двигателя тягача, кВт (табл. П.21).

Табл. П.21. Техническая характеристика скреперов

Марка скрепера	Мощность двигателя тягача, кВт	Геометрическая емкость ковша, м ³	Ширина копания, м	Высота наполнения ковша, м	Масса скрепера без тягача (масса тягача), кг
ДЗ-30	54	3,0	1,90	1,03	2385 (5500)
ДЗ-33	54	3,0	2,10	1,03	2748 (5499)
ДЗ-57	66	4,5	2,43	1,08	4425 (8175)
ДЗ-49	55	5,0	2,46	1,10	4490 (6450)
ДЗ-20	79,4	7,0	2,65	1,30	4000 (14100)
ДЗ-12	79,4	8,0	2,62	1,35	6700 (11100)
ДЗ-74	171,5	8,0	2,65	1,35	8900 (12300)
ДЗ-77С	117,7	8,0	2,65	1,35	10500 (11500)
ДЗ-32	127,7	10,0	2,72	1,40	10200 (11800)
ДЗ-5	127,7	10,0	2,82	1,50	9600 (13400)

2.1.6. Тяговый расчет автогрейдера

Задание

1. Выполнить расчетную схему автогрейдера (самостоятельно)
2. Определить составляющие общего сопротивления, преодолеваемые автогрейдером при резании и перемещении грунта
3. Вычислить общее сопротивление
4. Вычислить требуемую мощность двигателя для работы в заданном режиме
5. Сравнить требуемую мощность двигателя с действительной мощностью двигателя автогрейдера и сделать вывод

Табл. П.22. Исходные данные к расчету

№ варианта	Марка автогрейдера	Категория грунта	Удельное сопротивление грунта лобовому резанию, кН/м ²	Подъем участка	Глубина резания, м
1	ДЗ-122	I	20	0,04	0,25
2	ГС-10.01	II	40	0,03	0,27
3	ДЗ-298	I	30	0,08	0,35
4	ДЗ-98	II	45	0,09	0,25

№ вариант а	Марка автогрейде ра	Категория грунта	Удельное сопротивление грунта лобовому резанию, кН/м ²	Подъем участка	Глубина резания, м
5	ГС-14.02	II	50	0,01	0,27
6	G-930	I	15	0,02	0,35
7	ГС-18.05	II	60	0,07	0,30
8	20М	II	55	0,09	0,25
9	ГС-25.09	I	10	0,04	0,30
10	ДЗ-122-6	II	35	0,05	0,32

Методика расчета

1. Определяем сопротивление грунта резанию по формуле:

$$W_1 = K \cdot L \cdot h \cdot \sin \alpha, \text{ Н}$$

где K – удельное сопротивление грунта лобовому резанию, Н/м²;

L – длина отвала, м (табл. II.24);

h – глубина резания, м;

α – угол захвата отвала, град (табл. II.24).

2. Сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу:

$$W_2 = G_{np} \cdot g \cdot f_1 \cdot \cos \delta \cdot \sin \alpha, \text{ Н}$$

где G_{np} – масса грунта в призме волочения, кг;

f_1 – коэффициент трения грунта по металлу (табл. II.23)

δ – угол резания отвала, град (табл. II.24);

Масса грунта в призме волочения:

$$G_{np} = \frac{(H - h_{cp})^2 \cdot L \cdot \gamma_{об}}{2 \cdot \operatorname{tg} \rho \cdot K_p}, \text{ кг}$$

где H – высота отвала, м (табл. II.24);

h_{cp} – средняя глубина резания, м ($h_{cp} = \frac{1}{3} h$);

$\gamma_{об}$ – объемная масса грунта, кг/м³ (табл. II.23);

ρ – угол естественного откоса, град (табл. II.23);

k_p – коэффициент разрыхления грунта (табл. II.23).

Табл. II.23. Характеристики грунтов

Категория грунта	Угол естественного откоса, град	Коэффициент трения грунта по металлу	Коэффициент трения грунта по грунту	Объемная масса, кг/м ³	Коэффициент разрыхления
I	25	0,73	0,60	1500	1,08
II	35	0,76	0,65	1600	1,12

3. Сопротивление от перемещения призмы волочения перед отвалом:

$$W_3 = G_{np} \cdot g \cdot (f_2 + i) \cdot \sin \alpha, \text{ Н}$$

где f_2 – коэффициент трения грунта по грунту (табл. П.23).

4. Сопротивление от перемещения грунта вдоль по отвалу:

$$W_4 = G_{np} \cdot g \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot \cos \alpha, \text{ Н}$$

5. Сопротивление от перемещения самой машины:

$$W_5 = G_a \cdot g \cdot (\omega_o + i), \text{ Н}$$

где G_a – масса автогрейдера, кг (табл. П.24);

ω_o – коэффициент сопротивления перемещению автогрейдера, (0,10...0,12).

6. Суммированием отдельных сопротивлений определяем общее сопротивление:

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5, \text{ Н}$$

7. Потребную мощность двигателя определяем из выражения:

$$N_n = \frac{W \cdot v_{раб}^{cp}}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт}$$

где v – средняя рабочая скорость автогрейдера, м/с (принимаяем $v_{раб}^{cp} = 2,22$);

η – коэффициент полезного действия силовой передачи автогрейдера, (0,75 – 0,90).

8. Коэффициент использования мощности определяем из отношения:

$$K_u = \frac{N_n}{N_o} \cdot 100\%$$

где N_o – действительная мощность двигателя автогрейдера, кВт (табл. П.24).

Табл. П.24. Техническая характеристика автогрейдеров

Марка автогрейдера	Мощность двигателя, кВт	Высота отвала, м	Длина отвала, м	Угол захвата отвала, град	Угол резания отвала, град	Масса автогрейдера, кг
ДЗ-122	104	0,632	3,74	40	28	14600
ГС-10.01	58,7	0,47	3,04	35	30	7500
ДЗ-298	173	1,03	4,60	45	32	24000
ДЗ-98	173	0,70	4,10	35	30	19800
ГС-14.02	100	0,62	3,74	35	35	13500
G-930	145	0,635	3,66	40	40	15800
ГС-18.05	130	0,63	3,66	45	30	15775
20М	104	0,61	3,66	35	32	11358
ГС-25.09	184	0,70	4,27	45	35	18200

Марка автогрейдера	Мощность двигателя, кВт	Высота отвала, м	Длина отвала, м	Угол захвата отвала, град	Угол резания отвала, град	Масса автогрейдера, кг
ДЗ-122Б-6	133	0,632	3,74	40	41	14277

2.2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Методические указания к выполнению лабораторных работ представлены в [2] и [3], ниже приведен список тем лабораторных занятий:

1. Изучение устройства тягово-транспортных машин и определение тяговых усилий гусеничных тракторов [2, с. 27-40].
2. Изучение устройства двигателей внутреннего сгорания и определение их технико-эксплуатационных показателей [2, с. 40-62].
3. Изучение устройства и работы системы пуска дизельных двигателей [2, с. 62-72].
4. Изучение устройства и принципа работы муфт сцепления [2, с. 72-77].
5. Изучение устройства и принципа работы коробок перемены передач и раздаточных коробок [2, с. 77-87, 93-96].
6. Изучение устройства и принципа работы механизмов поворота гусеничных машин [2, с. 87-93].
7. Изучение устройства и определение производительности бульдозеров и бульдозеров-рыхлителей [3, с. 4-17].
8. Изучение устройства и определение производительности скреперов [3, с. 17-25].
9. Изучение устройства и определение производительности автогрейдеров [3, с. 25-34].
10. Изучение устройства и определение производительности одноковшовых экскаваторов [3, с. 34-44].
11. Изучение устройства и определение производительности многоковшовых экскаваторов [3, с. 44-59].
12. Изучение устройства и определение производительности одноковшовых погрузчиков [3, с. 59-68].
13. Изучение устройства и работы бурильно-крановых машин [3, с. 68-75].

III КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ

3.1 СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ РЕЗУЛЬТАТОВ УЧЕБНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Оценка уровня знаний студента производится по десятибалльной шкале в соответствии с критериями, утвержденными Министерством образования Республики Беларусь.

Для оценки достижений студента рекомендуется использовать следующий диагностический инструментарий:

защита выполненных работ;

проведение текущих коллоквиумов по отдельным разделам;
сдача экзамена по дисциплине.

3.2 ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Место и роль автотракторной техники в строительных работах.
2. Область применения тракторов.
3. Четыре вида транспорта применяемого в строительстве.
4. Четыре особенности безрельсового транспорта в строительстве.
5. Какие требования предъявляются к современным транспортным машинам?
6. Какие необходимо решить задачи для совершенствования и улучшения работы автомобильного транспорта?
7. По каким основным признакам классифицируются автомобили?
8. Классификация автомобилей по назначению.
9. Классификация пассажирских автомобилей.
10. Классификация грузовых автомобилей.
11. Классификация автомобилей по типу установленного двигателя.
12. Классификация автомобилей по типу остова.
13. Классификация автомобилей по проходимости.
14. Какая машина называется трактором?
15. По каким основным признакам классифицируются тракторы?
16. Классификация тракторов по назначению.
17. Основной классификационный параметр тракторов.
18. Классификация тракторов по конструкции ходовой части.
19. Классификация тракторов по типу остова.
20. Классификация тракторов по типу двигателя.
21. Классификация тракторов по типу трансмиссии.
22. Классификация по технологическому назначению специальных машин для строительства.
23. Машины для транспортирования насыпных грузов.
24. Тяговые машины.
25. Классификация тягачей.
26. Тракторные тягачи.
27. Специализированные транспортные машины для транспортирования строительных конструкций.
28. Специализированные транспортные машины для транспортирования длинномерных материалов.
29. Специализированные транспортные машины для порошковых грузов.
30. Специализированные транспортные машины для перевозки машин и оборудования весом до 120 т.
31. Общее устройство автомобилей и тракторов.
32. Основные части гусеничного трактора.
33. Назначение двигателя.
34. Перечислить семь признаков, по которым классифицируют автотракторные двигатели.
35. Классификация двигателей по способу преобразования тепловой энергии в механическую работу (3 шт.).
36. Классификация двигателей по способу смесеобразования (2 шт.).

37. Классификация двигателей по способу осуществления рабочего цикла.
38. Классификация двигателей по виду применяемого топлива.
39. Классификация двигателей по способу воспламенения смеси.
40. Классификация двигателей по числу и расположению цилиндров.
41. Классификация двигателей по способу охлаждения.
42. Назначение шасси машины.
43. Из чего состоит шасси машины.
44. Назначение трансмиссии (силовой передачи), классификация.
45. Из чего состоит трансмиссия (силовая передача) машины.
46. Ступенчатые трансмиссии.
47. Бесступенчатые трансмиссии.
48. Назначение муфты сцепления.
49. Классификация муфт сцепления по способу передачи крутящего момента.
50. Классификация муфт сцепления по форме и конструкции трущихся поверхностей.
51. Классификация муфт сцепления по числу ведомых дисков сцепления.
52. Классификация муфт сцепления по способу создания силы, сжимающей диски.
53. Классификация муфт сцепления по типу привода.
54. Классификация муфт сцепления по типу управления приводом.
55. Эксплуатация муфты сцепления.
56. Схема однодискового сухого постоянно-замкнутого сцепления, описать его конструкцию.
57. Многодисковые сцепления.
58. Назначение коробки передач.
59. Классификация коробок передач.
60. Ступенчатые коробки передач.
61. Гидромеханические коробки передач.
62. Составные коробки передач.
63. Коробки передач с шестернями постоянного зацепления.
64. Назначение раздаточной коробки.
65. Назначение главной передачи.
66. Назначение дифференциала.
67. Что такое движитель?
68. Гусеничная ходовая часть.
69. Классификация гусеничных ходовых частей.
70. Преимущества и недостатки гусеничных ходовых частей.
71. Механизмы управления гусеничными тракторами.
72. Механизм управления автомобилем.
73. Основные механизмы и системы поршневых ДВС.
74. Принцип работы роторно-поршневого двигателя (РПД).
75. Преимущества и недостатки роторно-поршневого двигателя.
76. Принцип работы газотурбинного двигателя (ГТД).
77. Преимущества и недостатки газотурбинного двигателя (ГТД).
78. Что такое ход поршня ДВС?
79. Что такое такт ДВС?
80. Что называется рабочим циклом ДВС? Назвать типы тактов.

81. Что называется рабочим объемом цилиндра ДВС?
82. Что называется объемом камеры сгорания ДВС?
83. По какой формуле находится полный объем цилиндра?
84. По какой формуле находится литраж двигателя?
85. Что такое степень сжатия ДВС?
86. Кратко описать рабочий процесс четырехтактного двигателя.
87. Кратко описать рабочий процесс двухтактного двигателя.
88. Системы продувок двухтактных двигателей.
89. Преимущества, недостатки и область применения контурной продувки.
90. Преимущества, недостатки и область применения прямоточной продувки двухтактных двигателей.
91. Для чего в ДВС устанавливают несколько цилиндров.
92. Классификация многоцилиндровых двигателей.
93. Что такое порядок работы многоцилиндрового двигателя?
94. Основные параметры работы двигателя (3 шт.). Типы мощностей ДВС.
95. По какой формуле находится индикаторная мощность ДВС?
96. По какой формуле находится индикаторная работа ДВС?
97. По какой формуле находится эффективная мощность ДВС?
98. Что собой представляет мощностью механических потерь ДВС?
99. По какой формуле находится механическим КПД ДВС?
100. По какой формуле находится индикаторный удельный расход топлива ДВС?
101. Детонационная стойкость бензина.
102. Какие факторы влияют на возникновение детонационного сгорания топлива ДВС?
103. Октановое число.
104. Термоокислительная стабильность бензина.
105. Цетановое число.
106. Вязкость (внутреннее трение) дизельного топлива.
107. Что такое карбюрация?
108. Коэффициент избытка воздуха топливной смеси карбюраторных двигателей.
109. Смесеобразование в дизелях.
110. Конструкции камер сгорания в дизелях.
111. Преимущества и недостатки неразделенных камер сгорания дизелей.
112. Преимущества и недостатки разделенных камер сгорания дизелей.
113. Рабочий процесс, преимущества и недостатки вихрекамерных дизельных двигателей.
114. Пленочный способ смесеобразования дизельных двигателей.
115. Преимущества и недостатки смесеобразования в двигателях с непосредственным впрыском.
116. Основные типы камер сгорания карбюраторных двигателей.
117. Назначение кривошипно-шатунного механизма (КШМ) ДВС.
118. Конструкции поршня кривошипно-шатунного механизма (КШМ) ДВС.
119. Поршневые кольца поршня кривошипно-шатунного механизма (КШМ) ДВС.
120. Поршневой палец кривошипно-шатунного механизма (КШМ) ДВС.

121. Шатунная группа кривошипно-шатунного механизма (КШМ) ДВС.
122. Коленчатый вал кривошипно-шатунного механизма (КШМ) ДВС.
123. Назначение маховика, расположенного на коленчатом валу кривошипно-шатунного механизма (КШМ) ДВС.
124. Механизм газораспределения ДВС.
125. Два типа механизмов клапанного газораспределения ДВС.
126. Что называется фазами газораспределения ДВС?
127. Что называется углом перекрытия клапанов газораспределения ДВС?
128. Клапаны механизма газораспределения ДВС.
129. Распределительный вал механизма газораспределения ДВС.
130. Назначение и классификация систем охлаждения ДВС.
131. Жидкостная система охлаждения ДВС.
132. Элементы жидкостной системы охлаждения ДВС.
133. Система воздушного охлаждения ДВС.
134. Назначение и классификация систем смазки ДВС.
135. Описать работу систем смазки разбрызгиванием и под давлением ДВС.
136. Описать работу комбинированной систем смазки с мокрым картером ДВС.
137. Описать работу комбинированной систем смазки с сухим картером ДВС.
138. Основные элементы системы смазки ДВС.
139. Смазочные материалы, применяемые в автотракторных двигателях.
140. Устройство элементарного карбюратора.
141. Специальные системы и устройства карбюраторов (5 шт.).
142. Приборы системы питания ДВС.
143. Системы подачи топлива дизелей.
144. Регуляторы частоты вращения коленчатого вала дизелей.
145. Система батарейного зажигания ДВС.
146. Приборы системы батарейного зажигания ДВС.
147. Магнето система зажигания ДВС.
148. Источники питания электроэнергией систем зажигания ДВС.
149. Типы пусковых устройств ДВС.
150. Устройства для облегчения пуска двигателей.
151. Назначение и типы силовых передач (трансмиссий).
152. Ступенчатые силовые передачи (трансмиссии) пневмоколесных и гусеничных машин.
153. Бесступенчатые силовые передачи пневмоколесных и гусеничных машин.
154. Назначение и классификация сцеплений.
155. Фрикционное сцепление. Момент трения сцепления.
156. Гидравлические и электромагнитные сцепления.
157. Ступенчатые коробки передач.
158. Раздаточные коробки.
159. Гидромеханические коробки передач.
160. Карданные передачи.
161. Главная передача и дифференциал
162. Конечные передачи.
163. Ведущие полуоси автомобилей и тракторов.
164. Механизмы поворота гусеничных машин.
165. Термодинамические теоретические циклы поршневых ДВС.

166. Действительные циклы двигателей поршневых ДВС.
167. Тепловые процессы, происходящие в поршневых ДВС.
168. Основные параметры и характеристики двигателя поршневых ДВС.
169. Тепловой баланс ДВС. Характеристики ДВС.
170. Сила тяги на ведущих элементах машины. Радиусы колес.
171. КПД трансмиссии.
172. Тяговая характеристика автомобиля.
173. Тяговая характеристика трактора.
174. Силы сопротивления движению машины: сила сопротивления качению.
175. Силы сопротивления движению машины: сила сопротивления подъему и суммарного сопротивления дороги.
176. Силы сопротивления движению машины: сила сопротивления подъему и сопротивления воздушной среде.
177. Силы сопротивления движению машины: суммарная сила сопротивления разгону.
178. Уравнение движения машины. Сила тяги по условиям сцепления движителя с дорогой.
179. Силовой баланс машины.
180. Баланс мощностей автомобиля.
181. Баланс мощностей трактора.
182. Измерители и показатели топливной экономичности.
183. Влияние эксплуатационных факторов на топливную экономичность.
184. Тормозная сила на колесах автомобиля и трактора.
185. Уравнение движения машины при торможении.
186. Распределение тормозной силы между колесами автомобиля.
187. Способы торможения автомобилей.
188. Поперечная устойчивость колесной машины.
189. Поперечная устойчивость гусеничной машины.
190. Продольная устойчивость колесной машины.
191. Продольная устойчивость гусеничной машины.
192. Управляемость колесной машины.
193. Общие требования к проходимости колесных и гусеничных машин.
194. Требования к проходимости автомобиля.
195. Влияние конструктивных показателей машины на проходимость.
196. Опорно-тяговые показатели проходимости машин.
197. Показатели плавности хода машины.
198. Влияние конструктивных факторов на плавность хода машины.
199. Тяговая характеристика трактора.
200. Тяговый баланс и сопротивление движению гусеничного трактора с прицепами.
201. Определить литраж двигателя: $d_{ц} = 100\text{мм}$, $S = 95\text{мм}$, $i = 4$.
202. Определить среднее эффективное давление: $N_e = 70\text{кВт}$, $n = 75\text{с}^{-1}$, $V = 4,5\text{л}$.
203. Определить литровую мощность двигателя: $N_e = 55\text{кВт}$, $V = 4,5\text{л}$.
204. Определить поршневую мощность двигателя: $N_e = 115\text{кВт}$, $d_{ц} = 100\text{мм}$.
205. Определить расход топлива для двигателя: $N_e = 70\text{кВт}$, $q_e = 220\text{г/кВт}\cdot\text{ч}$, $t = 8\text{ч}$.
206. Определить механический КПД двигателя: $N_i = 100\text{кВт}$, $N_e = 75\text{кВт}$.
207. Определить максимальное усилие на колесе: $M_{кр} = 30\text{кН}\cdot\text{м}$, $R_k = 0,75\text{м}$.

208. Определить крутящий момент на ведущем колесе: $M_{кр}^{об} = 250$ н.м., $i_{vh} = 125$;
 $\eta_{mp} = 0,9$.
209. Определить касательное усилие на ведущем колесе: $G_{сц} = 30$ кН, $\varphi = 0,65$.
210. Определить сцепной вес трактора схемы 4х2 на уклоне 5^0 , $m_{трактора} = 3400$ кг.
211. Определить возможную скорость движения трактора: $P_k = 14$ кН, $N_e = 80$ кВт.
212. Определить крюковое усилие трактора по сцеплению: $G = 5$ т, $f = 0,05$, $\varphi = 0,8$.
213. Определить сопротивление движению трактора на подъеме и спуске: $\alpha = 5^0$, $G_{тр} = 4000$ кг, $f = 0,08$.
214. Определить крюковое усилие трактора по мощности двигателя: $N = 80$ кВт, $V = 5$ км/ч, $f = 0,1$, $G = 6$ т, $\varphi = 0,7$.
215. Определить объем камеры сжатия цилиндра: $\varepsilon = 16$, $D = 100$ мм, $S = 110$ мм.
216. Определить эксплуатационную массу трактора с тяговым усилием 2кН, $f = 0,08$, $\varphi = 0,75$.
217. Определить радиус поворота гусеничного трактора $B = 1,4$, $V_1 = 6$ км/ч, $V_2 = 3$ км/ч.
218. Определить момент сопротивления повороту гусеничного трактора: $G = 7$ т, $L = 2,5$ м, $\mu = 0,5$.
219. Определить поворачиваемость трактора $B = 1,4$ м, $L = 2,0$ м.
220. Определить коэффициенты сопротивления и сцепления: $G = 5$ т, $P_k = 20$ кН, $P_f = 5$ кН.
221. Структурная схема тягово-транспортной машины, описание ее составных частей.
222. Грузовые автомобили: назначение, классификация, устройство и особенности рабочего процесса (схемы).
223. Тракторы и пневмоколесные тягачи: назначение, классификация, устройство и особенности рабочего процесса (схемы).
224. Методика определения силы тяги на крюке гусеничного трактора (формулы)
225. Основные термины, используемые при изучении ДВС. Его параметры и характеристики (схемы, формулы).
226. Принципиальная схема устройства четырехтактных карбюраторных ДВС с описанием их основных систем и механизмов. Свойства применяемых топлив и масел.
227. Принципиальная схема устройства четырехтактных дизельных ДВС с описанием их основных систем и механизмов. Свойства применяемых топлив и масел
228. Рабочие процессы четырехтактных ДВС (схемы).
229. Двухтактные ДВС: устройство, рабочий процесс, преимущества и недостатки (схемы).
230. Система пуска дизельных ДВС: устройство и порядок работы (схемы)
231. Назначение и конструкция элементов кривошипно-шатунного механизма ДВС (схемы).

232. Газораспределительные механизмы ДВС: назначение, устройство основных элементов и принцип работы. Фазы газораспределения (схемы).
233. Система охлаждения ДВС: назначение, разновидности, устройство основных узлов и принцип работы (схемы).
234. Система смазки ДВС: назначение, разновидности, устройство основных узлов и принцип работы (схемы).
235. Система питания дизельных ДВС: назначение, разновидности, устройство основных узлов и принцип работы (схемы).
236. Муфты сцепления: назначение, классификация, устройство и принцип работы (схемы).
237. Гидромеханические коробки перемены передач: назначение, устройство и принцип работы (схемы).
238. Устройство и принцип работы механизмов поворота гусеничных тракторов (схемы).
239. Классификация машин для земляных работ и их рабочих органов (схемы).
240. Производительность машин для земляных работ и ее виды (формулы).
241. Классификация грунтов и их физико-механические свойства (графики).
242. Методы определения категорий грунтов (схемы).
243. Рекомендации к выбору геометрических параметров рабочих органов машин для земляных работ (схемы).
244. Методика тягового расчета машин для земляных работ (схемы, формулы).
245. Гусеничное ходовое оборудование: область применения, предъявляемые требования, разновидности, устройство, преимущества и недостатки (схемы).
246. Пневмокошечное и шагающее ходовое оборудование: область применения, предъявляемые требования, разновидности, устройство, преимущества и недостатки (схемы).
247. Машины и оборудование для рыхления грунтов и водопонижения в строительстве: назначение, классификация, устройство, принцип работы и определение эксплуатационной производительности (схемы, формулы).
248. Машины для подготовки строительной площадки: назначение, классификация, устройство, принцип работы и определение эксплуатационной производительности (схемы, формулы).
249. Бульдозеры: назначение, классификация, устройство, рабочий процесс, определение эксплуатационной производительности (схемы, формулы).
250. Скреперы: назначение, классификация, устройство, рабочий процесс, определение эксплуатационной производительности (схемы, формулы).
251. Автогрейдеры: назначение, классификация, устройство, рабочий процесс, определение основных параметров (схемы, формулы).
252. Одноковшовые экскаваторы с рабочим оборудованием «прямая лопата» и «грейфер»: назначение, основные параметры, устройство, рабочий процесс, определение эксплуатационной производительности (схемы, формулы).
253. Одноковшовые экскаваторы с рабочим оборудованием «обратная лопата» и «драглайн»: назначение, основные параметры, устройство, рабочий процесс, определение эксплуатационной производительности (схемы, формулы).

254. Многоковшовые экскаваторы: назначение, основные параметры, устройство, рабочий процесс, определение эксплуатационной производительности (схемы, формулы).
255. Одноковшовые погрузчики: назначение, классификация, основные параметры, устройство, принцип работы, определение эксплуатационной производительности (схемы, формулы).
256. Многофункциональный мини-погрузчик АМКОДОР 211 с комплектом сменных рабочих органов: устройство, принцип работы и определение его эксплуатационной производительности (схемы, формулы).
257. Буровые машины: назначение, классификация, устройство и принцип работы (схемы).

IV ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

4.1 УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА

4.1.1 Введение

Учебная дисциплина базируется на знаниях, полученных при изучении таких дисциплин как «Математика», «Физика», «Химия», «Теоретическая механика», «Механика материалов», «Гидравлика», «Детали машин». Знания и умения, полученные студентами при изучении данной дисциплины, необходимы для освоения последующих специальных дисциплин, связанных с проектированием и расчетом машин, механизмов, их деталей и узлов, таких как: «Подъемно-транспортные машины», «Коммунальные машины» и др.).

В результате изучения учебной дисциплины «Строительные, дорожные и мелиоративные машины. Часть 1» студент должен:

знать:

- назначение, область применения, устройство, принцип действия машин;
- основные показатели, удельные показатели металлоемкости, энергонасыщенности;
- особенности проектирования строительных и дорожных машин (далее – СДМ).

уметь:

- анализировать конструкции машин и механизмов;
- проектировать машины и автоматизированные комплексы;
- использовать автоматизированные системы проектирования;
- проводить испытания машин и определять их выходные характеристики.

владеть:

- основами проектирования СДМ;
- основами безопасной эксплуатации подъемно-транспортных машин (далее – ПТМ) и СДМ;
- методами технического диагностирования.

4.1.2 Компетенции

Освоение данной учебной дисциплины обеспечивает формирование следующих компетенций:

АК-1. Уметь применять базовые научно-теоретические знания для решения теоретических и практических задач.

АК-2. Владеть системным и сравнительным анализом.

АК-3. Владеть исследовательскими навыками.

АК-4. Уметь работать самостоятельно.

АК-5. Быть способным порождать новые идеи (креативность).

АК-6. Владеть междисциплинарным подходом при решении проблем.

АК-7. Иметь навыки, связанные с использованием технических устройств, управлением информацией и работой с компьютером.

АК-8. Обладать навыками устной и письменной коммуникации.

АК-9. Уметь учиться, повышать свою квалификацию в течение всей жизни.

СЛК-5. Быть способным к критике и самокритике (критическое мышление).

СЛК-6. Уметь работать в команде.

СЛК-7. Самостоятельно приобретать и использовать в практической деятельности новые знания и умения, в том числе в новых областях знаний, непосредственно не связанных со сферой деятельности.

ПК-1. Работать с юридической литературой и трудовым законодательством.

ПК-6. Владеть современными средствами инфокоммуникаций.

ПК-7. Владеть методами определения технико-экономических показателей ПТМ и СДМ.

ПК-8. Владеть методами расчета энергетических, кинематических, динамических и силовых параметров ПТМ и СДМ и их проектирования.

ПК-9. Владеть методами контроля параметров машин (ПТМ и СДМ), применяемых в строительном комплексе.

ПК-10. Владеть методами диагностирования и оценки остаточного ресурса конструкций, механизмов и деталей ПТМ и СДМ.

ПК-11. Владеть методами монтажа, наладки, испытаний ПТМ и СДМ, лифтов и подъемников.

ПК-12. Владеть способами оценки и уменьшения вредного влияния ПТМ и СДМ на окружающую среду.

ПК-13. Оценивать патентоспособность технических решений, проводить патентные исследования.

ПК-14. Обеспечивать при проектировании безопасность конструкций ПТМ и СДМ.

ПК-15. В составе группы специалистов по проектированию ПТМ и СДМ, лифтов и подъемников или самостоятельно разрабатывать перспективный план развития отдельных машин, выполнять технико-экономическое обоснование структурной единицы машины или машины в целом.

ПК-16. Рассчитывать и проектировать ПТМ и СДМ, лифты и подъемники общего и специального назначения, работающих в условиях динамического нагружения в повторно-кратковременном режиме.

ПК-17. Применять теорию, методы расчета и режимы работы ПТМ и СДМ машин при физическом и математическом моделировании процессов.

ПК-18. Осуществлять оптимизацию параметров несущих конструкций, отдельных структурных единиц ПТМ и СДМ с целью снижения их металлоемкости и энергозатрат на изготовление и ремонт.

ПК-19 Разрабатывать техническое задание на проектируемую структурную единицу машины или машину в целом с учетом результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

ПК-20. Осуществлять авторский надзор за созданием или реконструкцией структурной единицы машины или машины в целом в пределах соответствующей компетенции.

ПК-21. Рассчитывать и анализировать надежность работы машин, агрегатов и комплекса машин с учетом их условий эксплуатации.

ПК-22. Анализировать технологичность процесса производства и ремонта ПТМ и СДМ.

ПК-23. Проводить испытания при подготовке производства, вводе ПТМ и СДМ, лифтов и подъемников в эксплуатацию, а также проводить диагностику при эксплуатации этих машин.

ПК-24. Намечать основные этапы научных исследований по производственно-технологической и ремонтно-эксплуатационной деятельности.

ПК-27. Осуществлять поиск, систематизацию и анализ информации по перспективам развития СДМ и ПТМ, инновационным технологиям, проектам и решениям.

ПК-28. Определять цели инноваций и способы их достижения.

ПК-29. Работать с научной, технической, патентной литературой по ПТМ и СДМ.

ПК-30. Разрабатывать бизнес-планы создания нового оборудования по ПТМ и СДМ.

ПК-31. Оценивать конкурентоспособность и экономическую эффективность разрабатываемого оборудования по ПТМ и СДМ.

ПК-32. Проводить опытно-технологические исследования для создания и внедрения нового оборудования ПТМ и СДМ, его опытно-промышленную проверку и испытания.

4.1.3 Содержание учебного материала

Раздел I. Общие сведения о тягово-транспортных машинах

Тема 1.1. Введение

Цели и задачи изучения дисциплины. Краткая история развития автотракторостроения. Место и роль автотракторной техники в строительных работах.

Тема 1.2. Классификация и компоновочные схемы тягово-транспортных машин

Назначение, разновидности и схемы общего устройства грузовых автомобилей, тракторов, колесных тягачей и специализированных транспортных средств. Основные функциональные узлы – поршневые двигатели внутреннего сгорания, трансмиссии, ходовые системы, посты управления, специальное оборудование.

Тема 1.3. Основы теории тягово-транспортных машин

Силы и моменты, действующие на мобильную машину. Баланс мощности и сил. Тяговый расчет автомобиля и трактора. Тяговые и динамические характеристики. Тяговые, опорно-сцепные и геометрические параметры проходимости. Устойчивость и управляемость. Принципы выбора режима движения, плавность хода.

Раздел II. Устройство основных узлов тягово-транспортных машин

Тема 2.1. Поршневые двигатели внутреннего сгорания

Основные понятия и определения, используемые при изучении ДВС. Устройство и рабочий процесс четырехтактных и двухтактных двигателей. Их основные параметры и характеристики. Устройство механизмов и систем ДВС: кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы, системы питания, охлаждения, смазки, зажигания и пуска ДВС. Топлива, применяемые для ДВС и их свойства.

Тема 2.2. Трансмиссии тягово-транспортных машин

Назначение, разновидности, основные конструктивные схемы и устройство трансмиссий. Муфты сцепления, автомобильные и тракторные коробки передач, раздаточные коробки, карданные валы, главная передача и дифференциал, конечные передачи колесных и гусеничных машин, валы отбора мощности.

Тема 2.3. Ходовые системы тягово-транспортных машин

Назначение, разновидности и устройство колесных и гусеничных ходовых частей автомобилей и тракторов. Механизмы управления поворотом колесных и гусеничных машин, тормозные системы и механизмы.

Раздел III. Общие сведения о земляных работах и машинах для земляных работ

Тема 3.1. Общие сведения о грунтах, земляных работах и сооружениях

Классификация грунтов и их физико-механические свойства. Способы разрушения грунтов при разработке. Технологические процессы и схемы производства работ.

Тема 3.2. Общие сведения о машинах для земляных работ

Классификация машин для земляных работ. Рабочие органы МЗР, их геометрические параметры. Сопротивление грунтов резанию и копанию. Нагруженность МЗР и режимы работы, их учет при выборе энергетических установок. Привод машин для земляных работ. Силовое оборудование, трансмиссии, системы управления. Ходовое оборудование машин для земляных работ (колесное, гусеничное, шагающее). Принципы тягового расчета. Производительность МЗР и ее виды.

Раздел IV. Землеройно-транспортные машины

Тема 4.1. Бульдозеры

Назначение, классификация, параметры, устройство и рабочий процесс бульдозеров. Основы тягового расчета и производительности.

Тема 4.2. Скреперы

Назначение, классификация, параметры, устройство и рабочий процесс скреперов. Основы тягового расчета и производительности.

Тема 4.3. Автогрейдеры и грейдер-элеваторы

Назначение, классификация, параметры, устройство и рабочий процесс автогрейдеров и грейдер-элеваторов. Основы тягового расчета и производительности.

Тема 4.4. Одноковшовые погрузчики

Назначение, классификация, параметры, устройство и рабочий процесс одноковшовых погрузчиков. Основы тягового расчета и производительности.

Раздел V. Землеройные машины

Тема 5.1. Одноковшовые экскаваторы

Назначение, классификация, индексация и основные параметры. Устройство и рабочий процесс одноковшовых экскаваторов с канатно-блочным и гидравлическим приводами. Определение производительности.

Тема 5.2. Многоковшовые экскаваторы

Назначение, классификация, индексация, особенности технологического процесса и основные параметры. Устройство и рабочий процесс многоковшовых экскаваторов продольного и поперечного копания. Выбор рабочих скоростей и определение производительности.

Раздел VI. Машины и оборудование для специальных земляных работ

Тема 6.1. Машины и оборудование для уплотнения грунтов

Общие сведения о процессе уплотнения грунтов. Устройство, рабочий процесс и основные параметры машин статического и динамического действия. Определение производительности.

Тема 6.2. Машины для рыхления грунтов

Назначение, устройство и рабочий процесс. Тяговый расчет и устойчивость при различных рабочих положениях.

Тема 6.3. Буровые машины и оборудование

Назначение, классификация, основные параметры, способы бурения. Основные типы рабочих органов. Буровые станки и бурильно-крановые машины. Методы сооружения буронабивных свай и «стены в грунте».

Тема 6.4. Машины и оборудование для бестраншейной прокладки труб

Основные способы проходки грунтов и типы применяемого оборудования. Устройство и рабочий процесс.

Тема 6.5. Машины и оборудование для гидромеханизации земляных работ

Общие схемы разработки грунтов, принципиальное устройство гидромониторов и землесосных снарядов.

4.1.4 Перечень тем практических занятий

1. Тяговый расчет тракторного поезда.
2. Тяговый расчет автосамосвала.
3. Определение основных параметров трактора.
4. Тяговый расчет бульдозера.
5. Тяговый расчет скрепера.
6. Тяговый расчет автогрейдера.

4.1.5 Перечень тем лабораторных работ

1. Изучение устройства тягово-транспортных машин и определение тяговых усилий гусеничных тракторов.
2. Изучение устройства двигателей внутреннего сгорания и определение их технико-эксплуатационных показателей.

3. Изучение устройства и работы системы пуска дизельных двигателей.
4. Изучение устройства и принципа работы муфт сцепления.
5. Изучение устройства и принципа работы коробок перемены передач и раздаточных коробок.
6. Изучение устройства и принципа работы механизмов поворота гусеничных машин.
7. Изучение устройства и определение производительности бульдозеров и бульдозеров-рыхлителей.
8. Изучение устройства и определение производительности скреперов.
9. Изучение устройства и определение производительности автогрейдеров.
10. Изучение устройства и определение производительности одноковшовых экскаваторов.
11. Изучение устройства и определение производительности многоковшовых экскаваторов.
12. Изучение устройства и определение производительности одноковшовых погрузчиков.
13. Изучение устройства и работы бурильно-крановых машин.

4.1.6 Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы студентов

При изучении дисциплины рекомендуется использовать следующие формы самостоятельной работы:

- решение индивидуальных заданий (задач);
- выполнение чертежей, расчетно-графических работ;
- проработка тем (вопросов), вынесенных на самостоятельное изучение.

4.2 ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНЫХ ИЗДАНИЙ

4.2.1 Основная литература

1. Строительные машины и механизмы : методические указания к выполнению практических и контрольных работ для студентов направления специальности 1-08 01 01-05 «Профессиональное обучение (в строительстве)» заочной формы обучения / сост. И.М. Черепанов ; Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Строительные и дорожные машины». - Минск : БНТУ, 2015. - 35 с. : ил., табл., <https://rep.bntu.by/handle/data/16459>
2. Тягово-транспортные машины : лабораторный практикум для студентов специальности 1-36 11 01 "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование" / сост. В. В. Яцкевич [и др.] ; под ред. В. В. Яцкевича. - Минск : БНТУ, 2012. - 97 с. : ил., табл. <https://rep.bntu.by/handle/data/5931>
3. Машины для земляных работ : лабораторный практикум для студентов специальности 1-36 11 01 "Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование" / сост. В. В. Яцкевич, А. А. Бежик, Ю. В. Соколовский. - Минск : БНТУ, 2012. - 93 с. : табл., ил. <https://rep.bntu.by/handle/data/5925>
4. Дорожно-строительные машины / А.В. Вавилов, И.И. Леонович, А.Н. Максименко, Л.С. Шкрадюк и А.М. Щемелев; под общ. ред. А.М. Щемелева. – Минск: Технопринт, 2000. – 515 с.
5. Дорожно-строительные машины и комплексы: учебник для вузов / В.И. Баловнев [и др.]; / под общ. ред. В.И. Баловнева. – 2-е изд. – Москва – Омск: Изд-во СибАДИ, 2001. – 528 с.
6. Дорожные машины в 2 ч.: учебник для вузов. Ч. 2. Машины для устройства дорожных покрытий / К.А. Артемьев, Т.В. Алексеева, В.Г. Белокрылов [и др.]. – Москва: Машиностроение, 1982. –396 с.
7. Щемелев, А.М. Строительные машины и средства малой механизации / А.М. Щемелев, С.Б. Партнов, Л.И. Белоусов; под ред. А.М. Щемелева. – Минск: Дизайн Про, 1998. – 271 с.
8. Сергеев, В.П. Строительные машины и оборудование / В.Н. Сергеев. – М.: Высш. шк., 1987. – 376 с.
9. Дорожные машины: теория, конструкция и расчет: учебник для вузов / Н.Я. Хархута [и др.]; под общ. ред. Н. Я. Хархуты. – Ленинград: Машиностроение, 1968. – 415 с.
10. Шестопапов, К.К. Машины для земляных работ: учеб. пособие / К.К. Шестопапов; М.: МАДИ, 2011. – 145 с.
11. Машины для земляных работ: учебник для студентов вузов / Ю.А. Ветров [и др.]; под общ. ред. Ю.А. Ветрова. – 2-е изд. – Киев: Вища школа, 1981. – 384 с.
12. Дорожные машины в 2 ч.: учебник для вузов. Ч. 2. Машины для земляных работ / Т.В. Алексеева, К.А. Артемьев, Л.А. Бромберг [и др.]. – М.: Машиностроение, 1972. – 504 с.
13. Машины для земляных работ: учебник / Н.Г. Гаркави [и др.]; под общ. ред. Н.Г. Гаркави. – М.: Высш. школа, 1982. – 335 с.

- 14.Езерский, Н.В. Механическое оборудование заводов сборного железобетона / Н.В. Езерский, Б.Ф. Кулик. – Минск: Выш. шк., 1977. – 240 с.
- 15.Дроздов, Н.Е. Механическое оборудование заводов сборного железобетона: учебник для вузов / Н.Е. Дроздов, М.И. Журавлев. – М.: Стройиздат, 1975. – 302 с.
- 16.Борщевский, А.А. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий / А.А. Борщевский, А.С. Ильин. – М.: Высшая школа, 1987. – 368 с.

4.2.2 Дополнительная литература

- 17.Добронравов, С.С. Машины для городского строительства / С.С. Добронравов, В.Г. Дронов. – М.: Высшая школа, 1985. – 360 с.
- 18.Барсов, И.П. Строительные машины и оборудование / И.П. Барсов. – 2-е изд. – М.: Стройиздат, 1986. – 511 с.