

**Министерство образования и науки
российской федерации**

ФГБОУ ВО "Воронежский государственный технический университет"

**Теория подъемно-транспортных,
строительных и дорожных машин**

Учебное пособие

Воронеж 2021

УДК 621.86
ББК

Авторы:

Ю.И.Калинин, Н.М. Волков, В.А. Жулай, В.Н. Геращенко,
Р.А. Жилин, Ю.Ф Устинов, А.В. Ульянов,

Рецензенты:

*кафедра эксплуатации транспортных и технологических машин Воронежского государственного аграрного университета им. императора Петра I (зав. кафедрой док. техн. наук, доц. Е.В. Пухов);
д-р. техн. наук, профессор В.А. Нилов*

Теория подъемно-транспортных, строительные и дорожных машин.

Учебн. пособие /Ю.И Калинин, Н.М. Волков, В.А. Жулай и др.; под общ. ред. Ю.Ф. Устинова. – Воронеж: ФГБОУ ВО "Воронежский государственный технический университет" , 2021. – 244 с., рис. 158, табл. 26.

Теория подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин знакомит будущих специалистов и бакалавров с общей концепцией машин, как таковых, и теоретическими основами подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин. Пособие позволяет системно подойти к более глубокому изучению отдельных направлений специальных строительных машин транспортно - технологического комплекса. Предназначен для подготовки по специальности 23.05.01 направлений подготовки: 23.03.02 - "Наземные транспортно-технологические комплексы", 23.03.03 - "Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов". Пособие может быть полезно студентам других специальностей, обеспечивающих промышленное и гражданское строительство.

Введение

Механизация, как средство для повышения эффективности технологических процессов в строительном производстве, в свою очередь создает экономические предпосылки для создания новых высокопроизводительных машин и методов современных технологий строительства различных объектов.

Новое технологическое оборудование обеспечивает благоприятные санитарно-технические и безопасные условия труда обслуживающего персонала, а также способствует совершенствованию оптимальных систем управления производством. Однако, без соответствующе подготовленного персонала, эксплуатация и развитие технологического оборудования может приносить убытки.

Основная задача настоящего учебного пособия состоит в том, чтобы дать студентам универсальное представление о базовой структуре наиболее распространенных машин строительного производства, как объектах для совершенствования их технических и технологических возможностей. На основе теоретических и технических знаний обозначить практику путей решения инженерных задач по созданию новых и совершенствованию существующих технических средств, обеспечивающих снижение себестоимости и повышение безопасности эксплуатации подъемно-транспортных, строительных, дорожных средств и оборудования.

В учебном пособии излагаются базовые требования к средствам механизации технологических процессов, общий подход и методика определения параметров рабочих органов и параметров технологического оборудования машин для строительных работ.

Производство и эффективная эксплуатация транспортно-технологических машин требует владения широким кругом знаний, получаемых в рамках дисциплин специальности. Рациональная организация взаимодействия разных по своим технологическим возможностям и устройству строительных машин невозможна без органической связи с комплексом общетехнических знаний.

Обеспечение расчетных сроков службы таких машин требует не только комплекса теоретических знаний, но и практическое владение решением задач по оптимальной организации эксплуатации строительной техники. Владение компьютерными ресурсами позволяет правильно и оперативно строить взаимодействие со смежными отраслями производства технических средств различного назначения.

Введение, главы 1, 6, пп. 2.5-2.6, 4.2.1, 5.4 написаны доц. Ю.И. Калинин, глава 7 – проф. В.А. Жулаем, глава 3, пп. 2.1-2.4, 4.1, 4.2 – проф. Ю.Ф. Устиновым, пп. 5.1-5.3 – доц. Н.М. Волковым, пп. 4.3 – доц. В.Н. Герашенко, пп. 4.4 – доц. Р.А. Жилиным, гл. 8 – ст. преп. А.В. Ульяновым.

Глава 1.

Характеристики строительных и дорожных машин

1.1. Термины и определения средств механизации строительства

Термин "машина" имеет римские корни. Назначение любой машины определилось потребностью уменьшить нагрузку на человека, увеличить его физическую и умственную мощь. В разных отраслях социально-производственных отношений термин «машина» может иметь свои специфические особенности. Машиной можно называть самолет, автомобиль, станок, танк, автогрейдер, вентилятор, электродвигатель, электронно-вычислительную машину и т. д. В общем случае машиной называется технический объект, состоящий из взаимно-функциональных частей, и использующий какую-либо энергию для выполнения определенных действий.

В условиях конкретных производственных отношений строительного производства образовались устойчивые понятия определенных технических объектов, называемых в общем случае «строительные машины».

Каждая машина обычно имеет в своем составе силовую установку (двигатель), рабочее оборудование, передаточные механизмы, функциональное оборудование для обслуживания собственных нужд машины, систему управления, несущую конструкцию (раму) для размещения на ней для соответствующего взаимодействия названных элементов. В строительном производстве для выполнения каждого вида технологической операции может потребоваться строительная машина со специфическим рабочим органом, что может повлиять на название (обозначение) машины.

Ниже предлагается разъяснение понятий, употребляемых в строительном производстве.

Производство строительное – совокупность производственных процессов, выполняемых как непосредственно на строительной площадке, так и на вспомогательных производствах, включая строительные-монтажные и специальные работы в подготовительный и основной период строительства.

Машина строительная – механическое устройство с двигателем и согласованно взаимодействующими частями для выполнения требуемой технологической операции в строительном производстве.

Самоходная строительная машина – строительная машина, оснащенная двигателем для перемещения по опорной поверхности со свободной траекторией.

Передвижная строительная машина – строительная машина, оснащенная двигателем для перемещения по заданной траектории, опреде-

ляемой рельсовым путем, специальными направляющими или другими средствами.

Марка машины – обозначение машины изготовителем. Разработка обозначения машины подчинена некоторым общепринятым принципам.

Тип машины – образец машины, обладающий качественными признаками и конструктивным исполнением.

Типаж машин – специальный размерный ряд машин, устанавливающий их тип, основные параметры и размеры.

Модель – образец машины для серийного изготовления.

Остов (металлоконструкция) машины – жесткое соединение элементов, образующих каркас машины для размещения на нем агрегатов.

Агрегат – укрупненный узел машины, выполняющий определенную функцию в машине; - механическое соединение нескольких машин для выполнения требуемой технологической операции.

Конструкция машины – взаимное расположение агрегатов на остове машины.

Рабочее оборудование машины – совокупность элементов машины, обеспечивающая манипуляцию специальным (рабочим) органом для осуществления требуемого вида технологических операций.

Рабочий орган – элемент машины, непосредственно взаимодействующий с рабочей средой или обрабатываемым материалом.

Противовес – груз, уравнивающий относительно какой-либо оси (ребра опрокидывания) силы и моменты, действующие на машину, для обеспечения ее устойчивости от опрокидывания.

Технологическая операция – действие, выполняемое рабочим оборудованием машины для получения желаемого результата.

Режим работы машины – интенсивность использования машины. Характеризуется относительной величиной от максимальной расчетной нагрузки и частотой ее воздействия. Качественно оценивается одним из уровней: легкий – Л, средний – С, тяжелый – Т, весьма тяжелый – ВТ.

Уровень использования машины – отношение времени фактической работы машины к календарному времени в процентах.

Привод – система, состоящая из двигателя и трансмиссии для приведения в действие рабочего органа или вспомогательных агрегатов.

Сервопривод – привод с автоматической коррекцией заданного положения исполнительного органа за счет внутренней обратной связи.

Трансмиссия – совокупность взаимодействующих между собой элементов (деталей) для передачи или преобразования скоростей и моментов.

Модуль – унифицированный узел, выполняющий самостоятельную функцию в машине.

Модульный принцип – способ создания машины из унифицированных модулей.

Двигатель – устройство, преобразующее какую-либо энергию в механическую работу.

Механизм – совокупность взаимодействующих звеньев для создания требуемого полезного движения промежуточного или конечного звена.

Звено – деталь (неразборный элемент машины), выполняющая определенную функцию в механизме.

1.2. Классификация и параметрические ряды строительных машин

Строительная индустрия всех ее направлений использует широкую номенклатуру строительных машин самых различных возможностей. Здесь рассматриваются категории машин, которые решают различные технологические задачи, обеспечивающие строительное производство.

В общей классификации машин обычно в первую очередь используют глобальные признаки, такие как технологическое назначение машины, общая масса машины, технологический параметр рабочего органа, вид потребляемой энергии, возможности перемещения по строительной площадке и между строительными объектами.

Внутри каждого глобального признака может быть выделено множество отличительных характеристик машины согласно принятым классификационным признакам. Классификационные схемы позволяют наглядно представить возможные конструктивные исполнения машин определенной группы по их основным частям: металлоконструкции, ходовому устройству, приводу, рабочим органам.

Кроме основного параметра, определяющего место строительной машины в параметрическом ряду в соответствующей подгруппе машин, в условиях эксплуатации возникает необходимость пользоваться рядом других параметров, характеризующих специфические возможности машин. Такими параметрами являются следующие параметры:

Снаряженная масса машины, t – масса машины, заправленная топливом, другими необходимыми компонентами для работы, материалами и оператором в кабине;

Габариты машины, мм (длина, ширина, высота) – предельные очертания машины в транспортном положении;

Проезжимость – способность машины (особенно транспортной) передвигаться по неровной неуплотненной поверхности и преодолевать препятствия без применения вспомогательных средств;

Давление опорных элементов машины на поверхность опирания, Pa – отношение вертикальной нагрузки опорного элемента к площади его опирания;

Габаритная полоса движения, мм – разность радиусов поворота точек наиболее удаленной и наиболее близкой к центру поворота;

Дорожный просвет, мм – расстояние от наиболее низко расположенной точки машины до поверхности дороги;

Устойчивость машины – свойство машины противостоять опрокидыванию, заносу, скольжению;

Угол переднего (заднего) свеса, град – угол между опорной поверхностью дороги и плоскостью, касательной к окружности наружного диаметра колеса и проходящей через крайнюю точку передней (задней) части машины;

Тормозной путь – путь, пройденный от начала торможения до полной остановки машины;

Выработка машины – объем выполненных работ в натуральном измерении, приходящийся на одну машину;

Производительность машины – объем работ, выполненных машиной в единицу времени.

Одним из главных требований при производстве строительных машин является обеспечение их высокого качества.

Качество строительной машины – это совокупность ее свойств, обуславливающих ее пригодность удовлетворять определенные потребности в соответствии с ее назначением в эксплуатационных условиях.

Классификационные схемы могут охватывать применяемые в строительстве машины для механизации общих и отдельных видов работ: свайных, подготовительных, монтажных, отделочных и т.д.

Среди машин, применяемых в строительном производстве, можно обозначить три класса, объединенных общностью назначения, а в каждом классе выделить несколько подклассов, предназначенных для определенного вида работ (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Классы строительных машин

Строительные машины общего назначения				
Машины для земляных работ	Подъемно-транспортные машины	Сваебойные машины	Машины для бетонных работ	Ручные и отделочные машины
Дорожно-строительные машины				
Машины для уплотнения грунта	Машины для формирования дорожного полотна и укладки дорожных покрытий	Машины для приготовления дорожных смесей	Машины для реконструкции и содержания дорог	
Транспортные машины				
Автомобили бортовые и самосвальные	Тягачи, тракторы, прицепы	Трейлеры, специальные тягеловозы	Стационарные машины непрерывного вертикального и горизонтального транспорта	

Большое разнообразие технологических операций в строительстве требует большое количество разнообразных рабочих органов, которыми могут оснащаться специальные или универсальные машины. Так в подклассе ма-

шин для земляных работ можно выделить группы, объединенные общностью назначения и сходным принципом действия. В каждой группе можно выделить подгруппы машин, объединенных общностью выполнения технологических операций (табл. 1.2). Каждая подгруппа может быть характеризована по нескольким критериям.

Таблица 1.2

Подгруппы машин для земляных работ

Землеройные машины	Землеройно-транспортные машины	Машины для скважин (шпуров)	Машины гидро-механизации
Экскаваторы циклического действия	Бульдозеры	Бурильные машины	Гидромониторы
Экскаваторы непрерывного действия	Скреперы	Машины бурильно-крановые	Землесосные снаряды
Рыхлители	Грейдеры Грейдер-элеваторы		Комбинированные машины

Сокращение выпуска типоразмеров строительных машин, их унификация с целью снижения стоимости создает предпосылки для повышения качества машин, их универсальности (рис. 1.1). Создание модификаций на базовых машинах упрощает проектирование, производство и эксплуатацию машин. Унификация машин опирается на параметрические ряды главных параметров машин на основе ряда предпочтительных чисел.

Параметрический ряд одноковшовых строительных экскаваторов построен по вместимости ковша, м³ – 0,15; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5.

Параметрический ряд бульдозеров построен по силе тяги на крюке, т.с – 6; 10; 15; 25; 35; 50; 75.

Параметрический ряд башенных кранов построен по грузовому моменту, т·м – 100; 160; 200; 250; 400; 630; 1000.

Параметрический ряд стреловых самоходных кранов построен по грузоподъемности, т – 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 160; 200; 250; 400; 630; 1000.

Для удобства пользования и отражения модели машины и ее главного признака, отражающего назначение машины, заводы-изготовители применяют буквенно-цифровое обозначение, называемое индексом, на основе которого обозначают марку машины. В буквенной части индекса обычно используют начальные литеры характерного определяющего признака строительной машины (например: кран башенный – КБ; кран гусеничный – КГ; кран стреловой – КС; кран пневмоколесный – КП; автогидроподъемник – АГП; бурильные машины – БМ; специальный монтажный кран – СМК; дизель-электрический кран ДЭК и т.д.).

В индексе могут быть использованы дополняющие литеры, расширяющие признаки машины. Например: МКГ – монтажный гусеничный кран; ЭТР – экскаватор траншейный роторный. Дорожные землеройные машины – бульдозеры, скреперы, автогрейдеры имеют маркировку ДЗ,

дорожные машины для уплотнения грунтов имеют маркировку ДУ. Инструмент электрический маркируют ИЭ, инструмент пневматический – ИП.

Цифровая часть индекса содержит зашифрованный основной параметр машины, порядковый № модели и очередность модернизации. В индексе может быть обозначено климатическое исполнение.

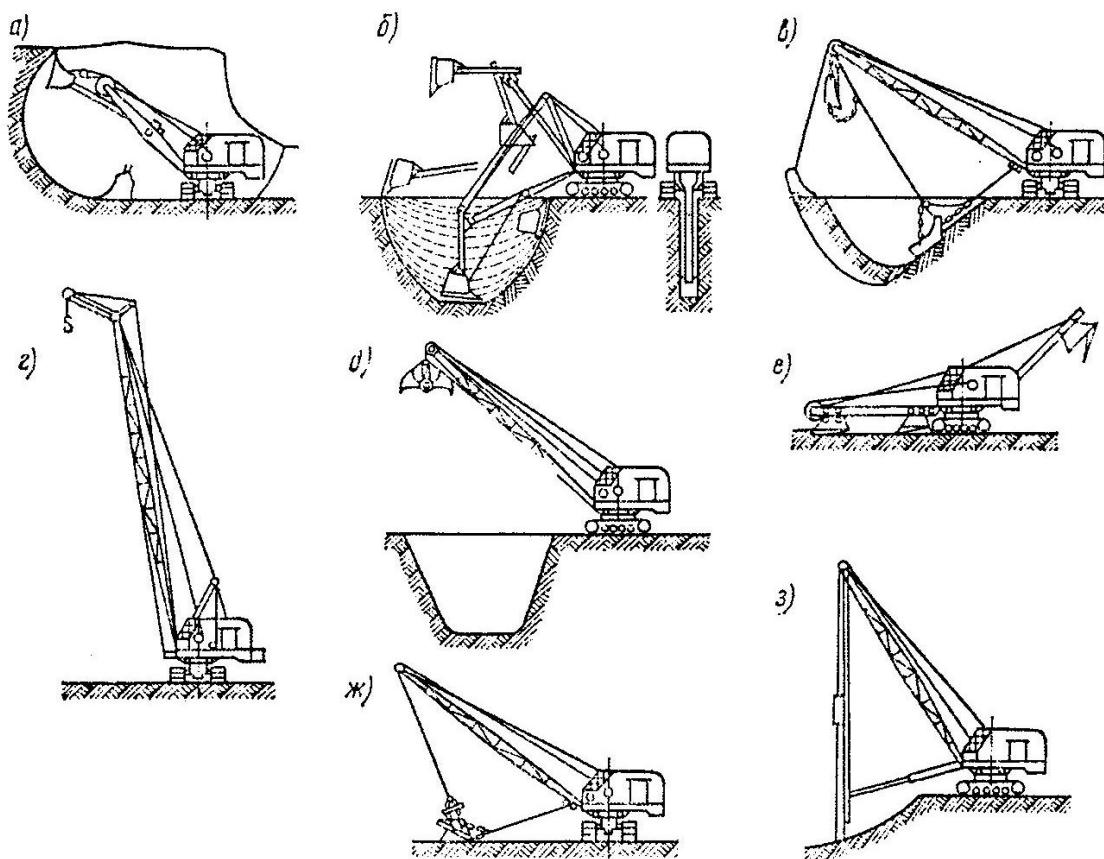


Рис. 1.1. Схемы унифицированного рабочего оборудования на базе гусеничного экскаватора: а – прямая лопата; б – обратная лопата; в – драглайн; г – грузоподъемный кран; д – грейфер; е – планировщик; ж – корчеватель; з – копер

Индексация (марка) грузового транспорта состоит из буквенных обозначений завода-изготовителя (ЗИЛ, КамАЗ, БелАЗ и т.д.), через тире – индексы самой модели из шести цифр.

В первой цифре зашифрован класс автомобиля, определяющей полную массу автомобиля (табл. 1.3). Вторая цифра характеризует вид автомобиля (табл. 1.4). Третья и четвертая цифры обозначают номер модели (от 01 до 99). Пятая цифра обозначает номер модификации (от 1 до 9). Шестая цифра присваивается экспортным вариантам исполнения.

Пример: автомобиль КАМАЗ – 53229 имеет полную массу не менее 15 т, грузовик, 22 модель, 9-ой модификации.

Таблица 1.3

Шифр полной массы автомобиля

Полная масса, т	< 1,2	1,3–2	2,1–8	9–14	15–20	21–40>	> 40
Шифр массы	1	2	3	4	5	6	7

Таблица 1.4

Шифр вида автомобиля

Вид	Легковое авто	Автобус	Грузовик	Тягач	Самосвал	Цистерна	Фургон	Резерв	Спец-автомобиль
Шифр	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Примеры индексации широко применяемых строительных машин представлены на рис. 1.2 - 1.5.

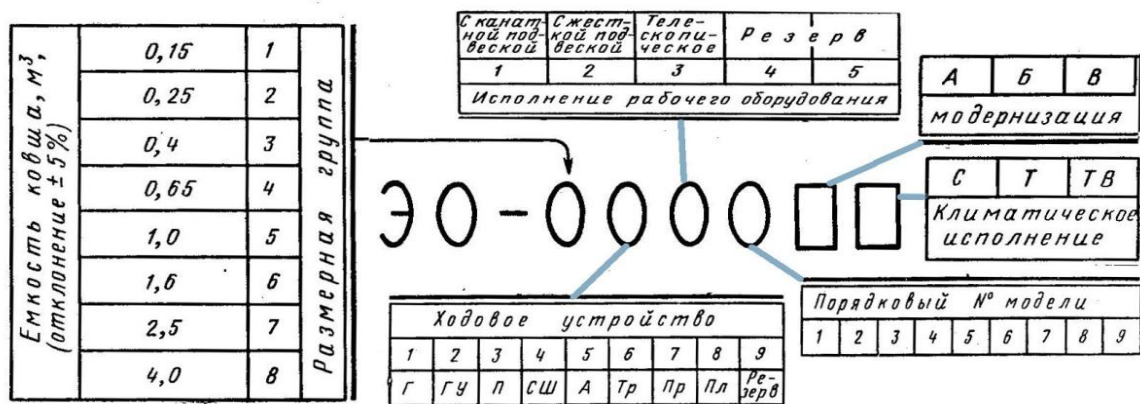


Рис. 1.2. Структура индексации одноковшовых универсальных экскаваторов

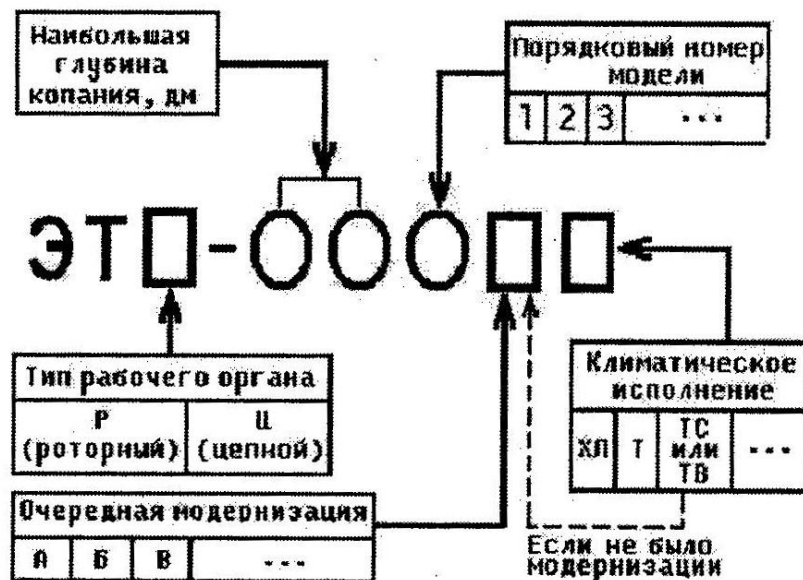


Рис. 1.3. Структура индексации траншейных экскаваторов

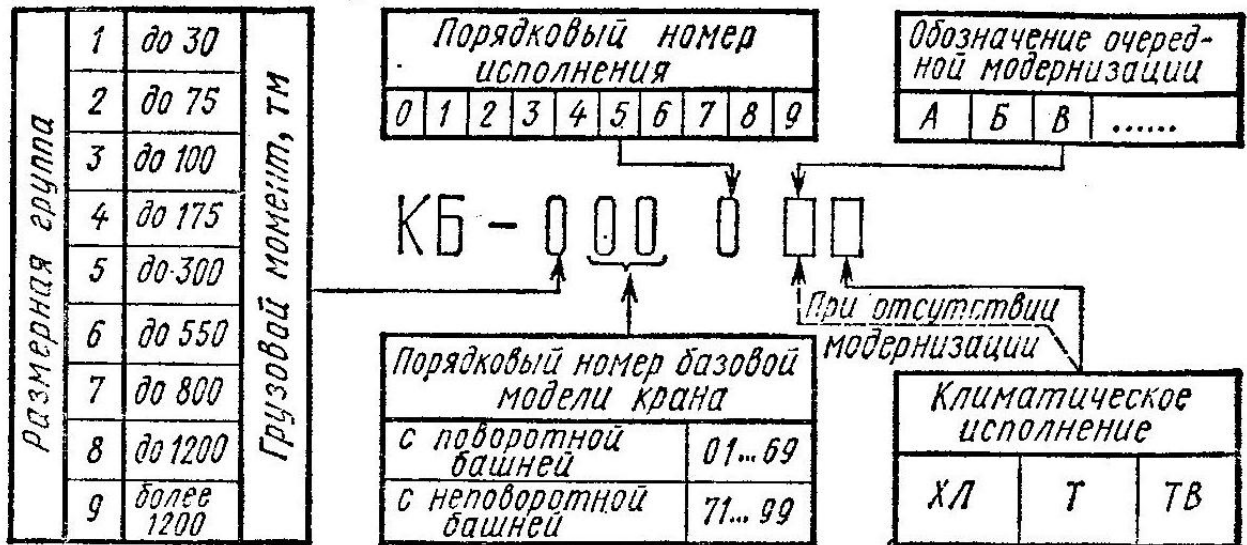


Рис. 1.4. Структура индексации башенных кранов

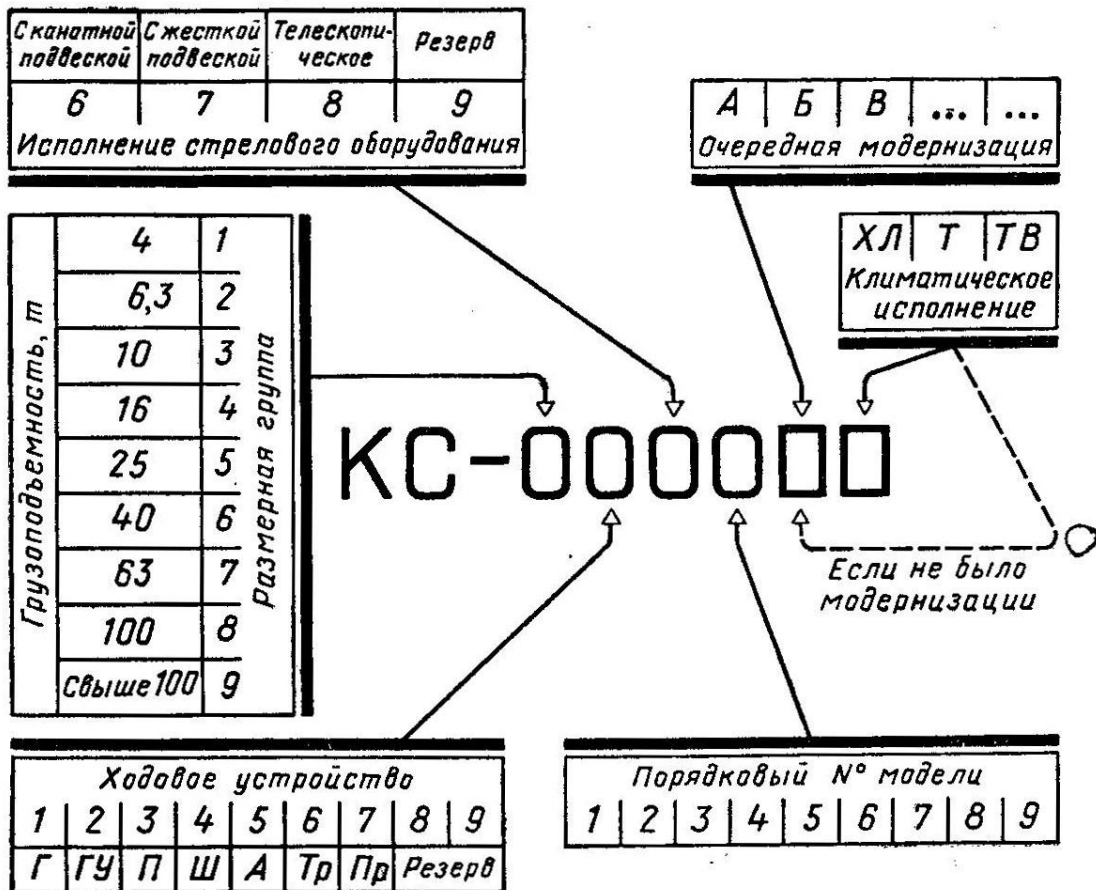


Рис. 1.5. Структура индексации стреловых самоходных кранов

Обозначение ходового устройства по рис. 1. 5: Г – гусеничное; ГУ – гусеничное уширенное; П – пневмоколесное; Ш – специальное шасси автомобильного типа; А – автомобильное; Тр – тракторное; Пр – прицепное.

1. 3. Критерии развития и качества строительных машин

Показатели и параметры, как мера совершенства технических объектов, оказывают существенное влияние на развитие отдельных видов технических устройств и техники в целом. Такие показатели принято называть критериями развития технических объектов. Например, к таким критериям можно отнести удельную материалоемкость изделий, их энергопотребление, дизайн, уровень механизации технологического процесса и т. д.

Критерии развития одновременно являются и важнейшими критериями (показателями) качества и поэтому используются при оценке качества технических объектов.

Любой технический объект имеет, как правило, не один, а несколько критериев развития, поэтому при разработке технических объектов каждого нового поколения стремятся максимально улучшить одни критерии и при этом не ухудшить другие. В этом и состоит инженерный опыт и инженерная интуиция.

Всю совокупность критериев развития техники (единой для различных классов технических объектов) обычно подразделяют на четыре группы:

- 1) *функциональные*, характеризующие показатели реализации функции объекта – производительность, точность выполнения технологических операций, надежность, специфические (металлоемкость; энергоемкость; уровень автоматизации выполнения рабочих операций; контроль работы ДВС, агрегатов и узлов; встроенная диагностическая система технического состояния узлов и агрегатов);
- 2) *технологичность изготовления*, отражающие возможность и сложность изготовления технического объекта – расчленение на подсистемы, трудоемкость изготовления, использование материалов, технологичность изготовления;
- 3) *экономические*, определяющие экономическую целесообразность реализации функций с помощью рассматриваемого технического объекта - затраты на материалы, затраты на энергию, затраты на информацию, подготовка и подбор кадров, себестоимость, затраты на заработную плату и налоги;
- 4) *эргономические*, связанные с оценкой воздействия на человека отрицательных и положительных факторов со стороны созданного им технического объекта – экологичность, безопасность, дизайн.

Из большого числа параметров технического объекта за критерии развития принимаются лишь такие, которые удовлетворяют следующим требованиям.

Требования должны быть измеримыми, что предполагает возможность количественно оценить по одной из шкал измерений (шкала отношений, интервалов и порядка).

Требования должны быть сопоставимыми, то есть иметь такие единицы измерения, которые позволяют сопоставлять технические объекты разных времен и стран.

Требования должны быть приоритетными, то есть такими, которые в первую очередь характеризуют эффективность технического объекта и оказывают определяющее влияние на его развитие.

Требования должны быть логически минимальными и независимыми, то есть не могут быть логически выведены из других критериев или являться их прямым следствием.

Единичный критерий, сколь важным он бы не был, не может полностью характеризовать ни эффективность разрабатываемого технического объекта, ни эффективность процесса его создания. Исходя из этого, приступая к созданию нового технического объекта, разработчики (заказчики, или совместные усилия обеих сторон) формируют набор критериев (показателей качества) и к техническому объекту, и к процессу его создания, совокупно характеризующего эффективность решения поставленной задачи. Причем в набор критериев могут входить критерии различной значимости: наиболее важные, ординарные и даже несущественные.

Процедуру отбора критериев и признания степени важности иногда называют *политикой или стратегией выбора*.

Вместе с тем, набор критериев регламентируется государственным стандартом. В соответствии с ГОСТ 15467-79, *показатели качества* разделены на 10 следующих групп: назначения; надежности; экономического использования материалов и энергии; эргономические и эстетические показатели; показатели технологичности, стандартизации, унификации и безопасности; патентно-правовые показатели; экономические показатели.

Конкретизируя комплекс требований можно сформулировать следующие категории требований к вновь создаваемой строительной машине:

1. Назначение и область применения машины.
2. Основание для разработки исходных требований
3. Наименование заменяемой машины
4. Исходные материалы для разработки требований
5. Требования к техническим параметрам и показателям машины
6. Специальные конструктивно-технические требования к машине
7. Требования к надежности
8. Требования к эргономике
9. Требования к экологическому обеспечению
10. Требования к экономному расходованию материалов при производстве и эксплуатации
11. Требования стандартизации и унификации
12. Требования безопасности при производстве и эксплуатации
13. Требования к транспортировке, монтажу и хранению машины
14. Требования к комплектности поставки машины

15. Ожидаемая экономическая эффективность от внедрения
16. Ориентировочная потребность строительной отрасли в создаваемой машине.

1.4. Жизненный цикл машины

Процесс создания новой высокоэффективной строительной машины, способной заменить существующий устаревший аналог, сложный многогранный процесс, который должен обеспечить эффективный жизненный цикл вновь создаваемой машины.

Жизненный цикл машины – это совокупность производственных процессов от начала исследования необходимости создания машины до прекращения потребления, включая стадии исследования, проектирования, изготовления, эксплуатации и списания (утилизации).

На рис. 1.6 показана схема жизненного цикла строительной машины с момента зарождения идеи создания нового образца до утилизации после эксплуатации.

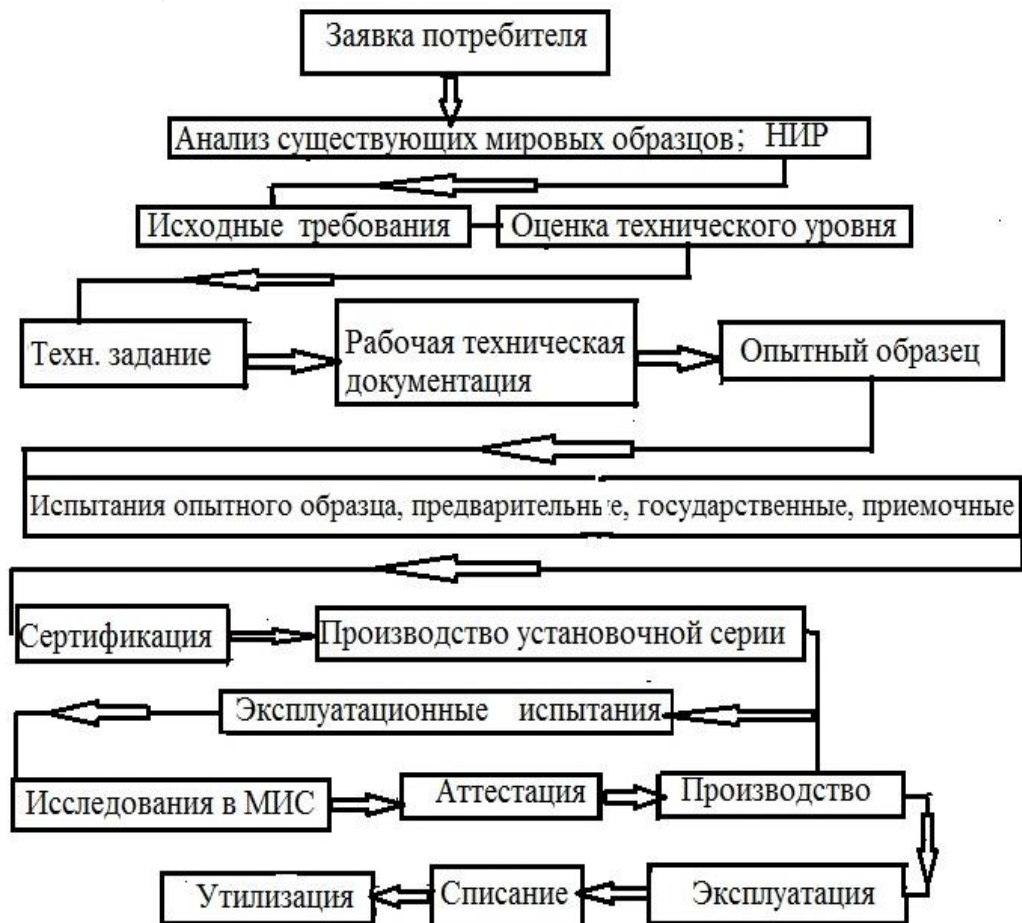


Рис. 1.6. Схема жизненного цикла строительной машины

Необходимость создания той или иной машины, кроме сформулированных требований заказчика, принимается на основе анализа технологии строительных работ, анализа технического уровня существующих машин и

возможности организовать комплексную механизацию строительных работ.

В техническом задании на разработку новой машины должны быть сформулированы требования, определяющие ее технологические и эксплуатационные качества, решен комплекс вопросов, обеспечивающих соответствующий технический и перспективный эксплуатационный уровень при высоком качестве машины.

Заводы-изготовители стремятся к повышению качества машин, их конкурентоспособности путем совершенствования машин, обеспечения оптимального жизненного цикла машины.

Эксплуатирующие организации, налаживая обратную связь с изготовителями, образуют систему совершенствования машин (рис. 1.7). Они дают предложения по модернизации, своевременному снятию с производства морально устаревших моделей, включаются в процесс освоения новых машин, организуют системы сервисного обслуживания и обучения обслуживающего персонала.

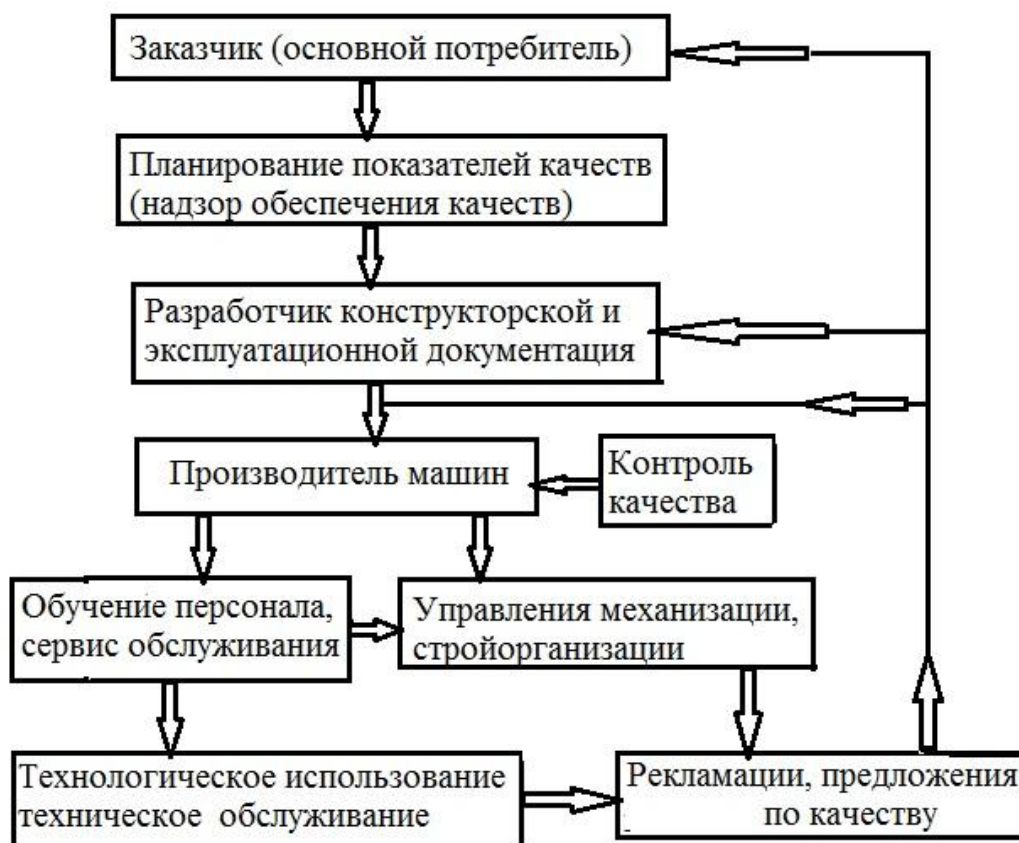


Рис. 1.7. Схема системы создания и совершенствования машин

Создание новых машин и оборудования, а также их модернизация, связано с применением стандартов. Стандартизация основывается на объединенных достижениях науки, техники и практического опыта и определяет основу их развития. Основные определения и термины в области стан-

дартизации установлены Международным комитетом по стандартизации (ISO) и рекомендованы для принятия во многих странах мира, в том числе и в России. Соблюдение стандартов обязательно для всех исполнителей.

Государственная система стандартизации предусматривает четыре категории стандартов в зависимости от требований, предъявляемых к объектам стандартизации.

Государственные стандарты (ГОСТ) устанавливаются на продукцию массового и серийного производства, на экспортную продукцию (детали, сборочные единицы, изделия, нормы и правила и т.п.). Соблюдение государственных стандартов обязательно для всех отечественных организаций и предприятий.

Отраслевые стандарты (ОСТ) устанавливаются на продукцию технологической оснастки, инструмент, характерные данной отрасли. Отраслевые стандарты обязательны для организаций и предприятий определенной отрасли промышленности и смежных отраслей, применяющих продукцию данной отрасли.

Стандарты предприятий (СТП) устанавливаются на нормы, правила, требования, методы, составные части изделий и другие объекты, имеющие применение только на данном предприятии. На поставляемую продукцию стандарты предприятий не распространяются.

На оборудование и другую продукцию, выпускаемую небольшими партиями или имеющую ограниченное применение, устанавливать стандарты нецелесообразно, т.к. это привело бы к огромному росту числа государственных стандартов. На продукцию, неохваченную требованиями государственных стандартов, составляют **технические условия** (ТУ).

В практической работе разработчик пользуется целым рядом стандартов и ТУ. Они определяют особенности конструкции и состава изделия, а также требования к разрабатываемому изделию и оформлению конструкторской документации.

Комплекс государственных стандартов, устанавливающих взаимосвязанные правила и положения по порядку разработки, оформления и обращения конструкторской документации сведен в **единую систему конструкторской документации** (ЕСКД). Основные положения ЕСКД отражены в ГОСТ 2.001 – 2013.

При этом необходимо руководствоваться ГОСТ 2.103 – 2013 и другими [8-13].

1.5. Качество строительных машин

Качество машины должно обеспечиваться на всех этапах жизненного цикла строительной машины (проектирование, изготовление, эксплуатация). Параметры машины, количественно характеризующие ее свойства, являются составляющей частью показателей качества. В практике оценки

качества строительной машины применяются следующие методы определения показателей качества: регистрационный, расчетный, экспертный, измерительный.

Регистрационный метод осуществляется на основе наблюдений и подсчета числа определенных событий или затрат.

Расчетный метод заключается в определении показателей качества на основе использования теоретических и эмпирических зависимостей показателей машины от ее параметров.

Экспертный метод заключается в определении показателей качества на основе решения, принимаемого экспертами.

Измерительный метод сводится к определению показателей качества на основе показателей технических средств измерений.

Качество строительной техники достигается за счет глубоких научных исследований, являющихся основой для разработки исходных требований и технических заданий на новые машины, совершенствования опытно-конструкторских работ, использования прогрессивных материалов и комплектующих изделий, внедрения современных технологий и повышения качества обработки и сборки деталей и сборочных единиц машин.

Для оценки уровня качества дорожно-строительных машин составляют карту технического уровня, предусмотренную единой системой конструкторской документации (ЕСКД).

Качество наиболее сложной строительной техники (экскаваторов, стреловых самоходных кранов, башенных кранов) определяется многими показателями. Их можно сгруппировать по следующим категориям: технико-экономические, эксплуатационные, конструктивные, технологические.

1.6. Показатели эффективности работы машин

Технико-экономические показатели качества строительных машин должны отвечать требованиям потребителя, учитывать мировые достижения, не уступать требованиям мировых стандартов без ухудшения отечественных норм. Эти требования должны в полной мере соответствовать условиям применения машин. Технико-экономические показатели определяют качество (эффективность) по основным техническим параметрам.

Время на операцию t_o и время на весь рабочий цикл $t_{ц}$ определяют величину других технико-эксплуатационных показателей и ряда коммерческо-рыночных показателей. Эти показатели являются функциями времени продолжительности технологического цикла машины $t_{ц}$. Производительность Π , выработка $n_{выр}$, удельная производительность $\Pi_{уд}$ являются функциями, обратно пропорциональными времени рабочего цикла $t_{ц}$.

Производительность

$$\Pi = \frac{qk_1}{t_u}. \quad (1.1)$$

Выработка на одного оператора

$$n_{\text{выр}} = \frac{qk_1}{n_p t_u}. \quad (1.2)$$

Удельная производительность

$$\Pi_{y\partial} = \frac{qk_1}{m \cdot t_u}. \quad (1.3)$$

Показатели удельной энергоемкости $N_{y\partial}$ и удельной материалоемкости $m_{y\partial}$ являются функциями, прямо пропорциональными времени рабочего цикла t_u .

Удельная энергоемкость

$$N_{y\partial} = \frac{Nt_u}{qk_1}. \quad (1.4)$$

Удельная материалоемкость

$$m_{y\partial} = \frac{mt_u}{qk_1}. \quad (1.5)$$

Обобщенный удельный показатель энергоемкости и материалоемкости Π_{Nm} является функцией времени рабочего цикла t_u в квадрате:

$$\Pi_{Nm} = \frac{Nmt_u^2}{q^2 k_1^2}, \quad (1.6)$$

где m – масса машины, кг; N – мощность двигателя, кВт; q – вместимость ковша, объем грунта и др., м³; k_1 – коэффициент использования машины по времени.

При уменьшении времени цикла $t_u \rightarrow \min$ показатели Π , $n_{\text{выр}}$, $\Pi_{y\partial}$ увеличиваются, показатели $N_{y\partial}$, $m_{y\partial}$ и Π_{Nm} уменьшаются. На основании минимизации величины t_u могут быть установлены, при неизменных других технико-эксплуатационных параметрах, оптимальные значения основных технико-эксплуатационных показателей: Π , $n_{\text{выр}}$, $\Pi_{y\partial}$, $N_{y\partial}$, $m_{y\partial}$ и Π_{Nm} . Для большинства землеройно-транспортных и многоцелевых машин анализ минимизации показателей Π , $n_{\text{выр}}$, $\Pi_{y\partial}$ по величине оптимальной массы $m_{\text{онт}}$ дает результат, аналогичный получаемому при минимизации t_u .

Величина t_u определяет также эффективность машины по рыночным показателям, которые зависят от себестоимости машино-часа $C_{мч}$ и удельной себестоимости $C_{уд}$.

Эксплуатационные затраты по величине себестоимости машино-часа определяются зависимостью, прямо пропорциональной времени рабочего цикла t_u :

$$Z = C_{мч} \cdot t_u . \quad (1.7)$$

Удельная себестоимость единицы продукции определяется по формуле, являющейся также прямо пропорциональной t_u :

$$Z_{уд} = \frac{C_{мч} t_u}{qk_1} . \quad (1.8)$$

При уменьшении t_u , при прочих неизменных условиях, снижаются затраты на механизацию работ и себестоимость единицы продукции.

Рассмотренные положения показывают, что продолжительность времени цикла t_u является, наряду с другими, объективным показателем, определяющим в ряде случаев эффективность использования машины и рациональность технических параметров машины в зависимости от условий эксплуатации. Вычисление продолжительности времени цикла машины t_u в виде функции от технических параметров, определяющих условия эксплуатации, имеет практическое значение.

Надежность машин в рассматриваемой системе показателей учитывается использованием при определении показателей эффективности эксплуатационной производительности Π . В формулу для расчета Π входит коэффициент k_1 , который включает в свою структуру коэффициент использования машины по времени k_u . Последний учитывает простои машины из-за технических отказов. Более надежная машина имеет большее значение коэффициента k_u .

Оценку эффективности машины по технико-эксплуатационным показателям t_u , Π , $n_{вып}$, $\Pi_{уд}$, $N_{уд}$, $m_{уд}$ и Π_{Nm} целесообразно осуществлять при одинаковой надежности сравниваемых машин. Производству необходимы надежные машины с обеспеченным сервисным сопровождением.

Время рабочих операций дорожно-строительных, землеройных и многоцелевых машин определяется в основном экспериментально.

Определение времени рабочих операций в виде аналитических функций независимых аргументов, технических и эксплуатационных параметров, характеризующих процесс, представляет научный и практический интерес. Один из методов установления условий рационального использования техники на основе аналитических зависимостей, определяю-

щих время рабочих операций путем минимизации времени рабочего цикла, разработан в МАДИ (ГТУ).

Метод основывается на анализе функций времени рабочих операций средств механизации для получения полезного продукта в зависимости от технико-эксплуатационных параметров объекта. Рациональное решение определяется минимизацией функции продолжительности времени рабочего процесса машины или группы машин для получения конечного полезного продукта (КПП).

Оценка эффективности осуществляется на основе анализа времени продолжительности рабочих операций t_o и рабочего цикла $t_{ц}$. Для получения требуемой аналитической зависимости времени рабочего цикла как функции технико-эксплуатационных параметров машины необходимо выразить время каждой операции через технико-эксплуатационные параметры агрегата (масса машины m , мощность двигателя N , вместимость ковша q , прочностные характеристики материала, дальность рабочих и холостых перемещений машины и др.). Связь между этими параметрами может быть установлена на основании законов механики, связывающих работу действующих сил, время и мощность N (Вт) в виде зависимости

$$N = \frac{A}{t}, \quad (1.9)$$

где A – работа действующих сил на пути перемещения l , Н·м; t – время действия сил, с.

Величина работы определяется произведением $A = T \cdot l$.

Следовательно,

$$N = T \cdot v, \quad (1.10)$$

где T – действующая сила, Н; v – скорость движения, м/с.

Для самоходных технологических машин при равномерном движении по горизонтальной поверхности имеет место соотношение

$$T \leq T_{сц} = mg \cdot \varphi_{сц}. \quad (1.11)$$

На основании (1.10) и (1.11) связь между мощностью и массой самоходных технологических агрегатов определяется аналитической функцией:

$$N = mg\varphi_{сц} \cdot v, \quad (1.12)$$

где m – масса агрегата, включающая тягач, двигатель и рабочее оборудование, кг; $g = 9,81$ м/с²; $\varphi_{сц}$ – коэффициент сцепления.

Между мощностью и массой самоходных машин имеет место аналитическая функциональная прямо пропорциональная связь в виде выраже-

ния (1.12). Все величины этого выражения, кроме определяемой, являются независимыми аргументами, а сама функция является непрерывной во всем диапазоне изменения параметров.

На основании (1.9) определяется время операции t (с):

$$t = \frac{A}{N} . \quad (1.13)$$

Принятые обозначения даны выше. Следовательно, $t = P \cdot l / N$. Эта функция является непрерывной. Все величины (N , P и l), кроме определяемой, рассматриваются в качестве независимых аргументов.

Производительность эксплуатационная для машин циклического действия Π (ед. продукции / ед. времени) на основании (2.1) определяется по формуле

$$\Pi = \frac{qk_1}{\sum_1^n \frac{W_i l_i}{P_{onepi} \cdot v_{onepi}}} , \quad (1.14)$$

где n – число рабочих операций.

Обобщенный показатель удельных энергоемкости и материалоемкости Π_{Nm} на базе зависимостей (1.4) и (1.14) определяется по выражению

$$\Pi_{Nm} = \frac{Nm}{q^2 k_1^2} \sum_1^n \left(\frac{W_i l_i}{P_{onepi} \cdot v_{onepi}} \right)^2 . \quad (1.15)$$

где W_i – силы сопротивления, преодолеваемые машиной в процессе выполнения технологической операции, Н; l_i – путь перемещения машины или рабочего органа при выполнении i – ой операции, м; P_{onepi} – максимальная активная сила на рабочем органе i – ой операции, которая может быть реализована для преодоления сил сопротивления, Н; v_{onepi} – скорость машины на i – ой операции при выполнении технологического процесса, м/с.

На основании рассмотренных положений могут быть установлены аналитические функциональные связи между главными техническими параметрами машины или многоцелевого агрегата и параметрами, характеризующими эксплуатационный фон машины. Рациональные параметры машины в зависимости от условий эксплуатации устанавливаются на основании оптимизации целевой функции времени рабочего цикла машины в виде зависимости, содержащей в своей структуре весь набор технико-эксплуатационных параметров системы «машина – среда».

Рассмотренная методика будет полезна на этапах определения исходных основных рациональных технических параметров машин (массы m , мощности N , энергонасыщенности N/m , производительности Π и др.) в зависимости от условий эксплуатации. Установленные параметры являются базой для выбора техники и исходной информацией при дальнейших традиционных силовых, энергетических, прочностных, эргономических, экологических, технико-экономических и других инженерно-технических расчетах.

Общая эффективность и качество машины оценивается также рядом качественных параметров

- *масса машины*, кг;
- *производительность машины* (часовая, сменная или в единицах продукции – выработка);
- *мощность* – установленная мощность всех двигателей на машине, кВт (л.с.);
- *энергоёмкость* – отношение установленной мощности к производительности машины, кВт·час/ m^3 ;
- *удельные расход топлива* – отношение объема топлива к производительности машины (л·час/ m^3);
- *удельная мощность* – отношение установленной мощности двигателей к массе машины (кВт/кг);
- *материалоемкость (удельная масса)* – отношение массы машины к основному технологическому параметру машины; емкости ковша, (t/m^3) грузовому моменту, ($t/кг·м$), тяговому усилию, ($t/кН$);
- *стоимость машины* – отпускная цена, руб.

Эксплуатационные показатели характеризуют работу машины в производственных условиях. Сюда относятся:

- *типоразмерность* – соответствие машины экономически оправданному размерному ряду, насколько эффективно она работает в едином технологическом процессе с другими машинами;
- *универсальность* – степень многоцелевого использования машины;
- *мобильность* – способность и готовность к быстрому преодолению расстояния;
- *проходимость* – свойство машины работать в трудных дорожных условиях, характеризуемых значительными углами подъема дороги, малым коэффициентом сцепления движителя с опорной поверхностью в условиях бездорожья, низкой несущей способностью грунтовых условий;
- *маневренность* – способность машины изменять направление движения на ограниченных площадках при небольших скоростях движения;
- *транспортабельность* – возможность перевозки машины по железной дороге с минимальной частичной разборкой;
- *эргономичность* – показатели, относящиеся к вопросам общения человека с машиной: уровень вибрации, уровень звука, температура в кабине

летом и зимой, уровень загазованности на рабочем месте, усилие и удобство манипулирования органами управления, комфортность кресла и внутренних размеров кабины, обзорность из кабины, освещенности на рабочем месте;

- *эстетичность* – соответствие машины требованиям технической или производственной эстетики, определяющей общую художественную композицию машины (форма, пропорции частей, выразительность, патентная чистота общего вида).

- *товарный вид* – обработка поверхностей, сочетание цветов, орнаментация, качество окраски, выразительность сопроводительной документации, выразительность фирменных знаков и т. п.;

Конструктивные показатели – надежность, обусловленная безотказностью, долговечностью, работоспособностью, ремонтпригодностью, сохраняемостью.

- *безотказность* – свойство машины непрерывно сохранять работоспособность в течение некоторого установленного времени. Характеризуется наработкой на отказ;

- *долговечность* – свойство машины сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе обслуживания и ремонтов. Характеризуется ресурсом до капитального ремонта.

- *работоспособность* – состояние, при котором машина может выполнять заданные при проектировании функции с установленными для нее параметрами.

- *равнопрочность* – одинаковое время службы основных узлов до их предельного состояния.

- *ремонтпригодность* – приспособленность машины к предупреждению, обнаружению причин отказов и оперативному устранению путем ремонтов и технического обслуживания, обеспечивает удобство демонтажа и монтажа узлов, снижает трудоемкость технического обслуживания.

- *стандартизация и унификация* – определяющий фактор ремонтпригодности. Характеризуется использованием деталей массового производства и узлов машин размерного ряда. Оценивается коэффициентом применимости, коэффициентом повторяемости.

- *сохраняемость* – свойство машины сохранять исправное и работоспособное состояние в течение хранения и после транспортировки.

- *автоматизация* – способность машины обеспечить оптимальное саморегулирование рабочим процессом, его контроль и защиту.

- *показатели безопасности*: запас устойчивости, путь торможения, наличие средств защиты в аварийных ситуациях.

- *экологические показатели*: уровень звука в рабочей зоне, состав отработавших газов, наличие очистительных устройств.

- *патентная чистота* – определяющий фактор конкурентоспособности машины на внешнем рынке. Архитектоника машины, защищенная авторскими свидетельствами и патентами.

Технологические показатели предусматривают оценку машины по трудоемкости изготовления деталей, узлов, а также сборки и отделки машины. Технологические качества машины находятся в неразрывной связи с конструктивными показателями, так как стандартизация, унификация способствует уменьшению трудоемкости изготовления. Применение прогрессивных методов производства деталей и агрегатов, кооперация со специализированными предприятиями способствуют повышению качества и надежности машины. Технологичность конструкции характеризуется затратами труда на изготовление машины в сопоставимых производственных условиях:

- *общая трудоемкость изготовления* (нормо-часов);
- *удельная трудоемкость* – отношение общей трудоемкости к общей массе машины;
- *удельная энергоемкость изготовления* – отношение затрат энергии (электроэнергии, газа, тепла) к массе машины;
- *удельную стоимость* – отношение отпускной цены машины к ее массе, руб/кг.
- *коэффициент использования металла* – отношение массы металлических частей к общей массе машины;

Действия, осуществляемые при создании и эксплуатации машин в целях установления и поддержания необходимого уровня качества, составляют предмет управления качеством продукции изготовителем.

Нормативная документация значений параметров или показаний качества машины (техническое задание, стандарты, технические условия, рабочие чертежи, условия поставки и т. д.), а также техническую документацию, устанавливающую требования к процессам разработки, производства, эксплуатации, принимают как программу управления качеством строительной техники.

Действия, осуществляемые при создании и эксплуатации машин в целях установления и поддержания необходимого уровня качества, составляют предмет управления качеством продукции изготовителя.

Нормативная документация значений параметров или показаний качества машины (техническое задание, стандарты, технические условия, рабочие чертежи, условия поставки и т. д.), а также техническую документацию, устанавливающую требования к процессам разработки, производства, эксплуатации, принимают как программу управления качеством строительной техники.

Выработка управляющих решений по качеству строительной техники составляют основу *системы управления качеством продукции*. В систему управления качеством входят: аттестация строительной техники, прогно-

зирование и планирование ее качества, непрерывное образование (обучение и переподготовка) специалистов предприятий, изготавливающих и эксплуатирующих строительную технику.

Показатели качества должны обеспечивать непосредственную оценку качества строительной техники применительно к условиям ее создания и эксплуатации.

Климатические условия применения машин предполагают четыре категории: умеренный климат, холодный климат, влажный тропический климат, сухой тропический. Жесткой границы климатических условий не существует, но качество машины должно быть обеспечено в переходных климатических условиях. На рис. 1.8 и 1.9 показаны факторы, при действии которых машины могут ухудшать свои качества. Задача производителя машин заключается в сохранении качества выпускаемых машин с учетом действия указанных факторов.

Таблица 1.1

Показатели качества стоительной машины

Социальная приспособленность	Безопасность	При работе, ремонте, транспортировке
	Эргономика	На рабочем месте В зоне работы
	Экология	Влияние на атмосферу Влияние на землю
	Эстетика	Товарный вид Форма
Функциональное назначение	Технологические возможности	Зоны обслуживания Скоростные показатели Энергетические затраты
	Эксплуатационная приспособленность	Надежность Ремонтопригодность Проходимость
	Приспособленность к работе в различных условия	Климатические условия Работа в стесненных условиях Набор сменного оборудования
Ресурсо-потребление	Трудозатраты	При работе При техобслуживании
	Энергопотребление	При работе При передвижении
	Затраты материалов	При работе Монтаж, демонтаж Материалоемкость
Экономичность	Лимитная цене	Капвложения
	Оптовая цена	Установочной серии Серийного образца
	Экономический эффект	На одну машину в год За весь срок службы

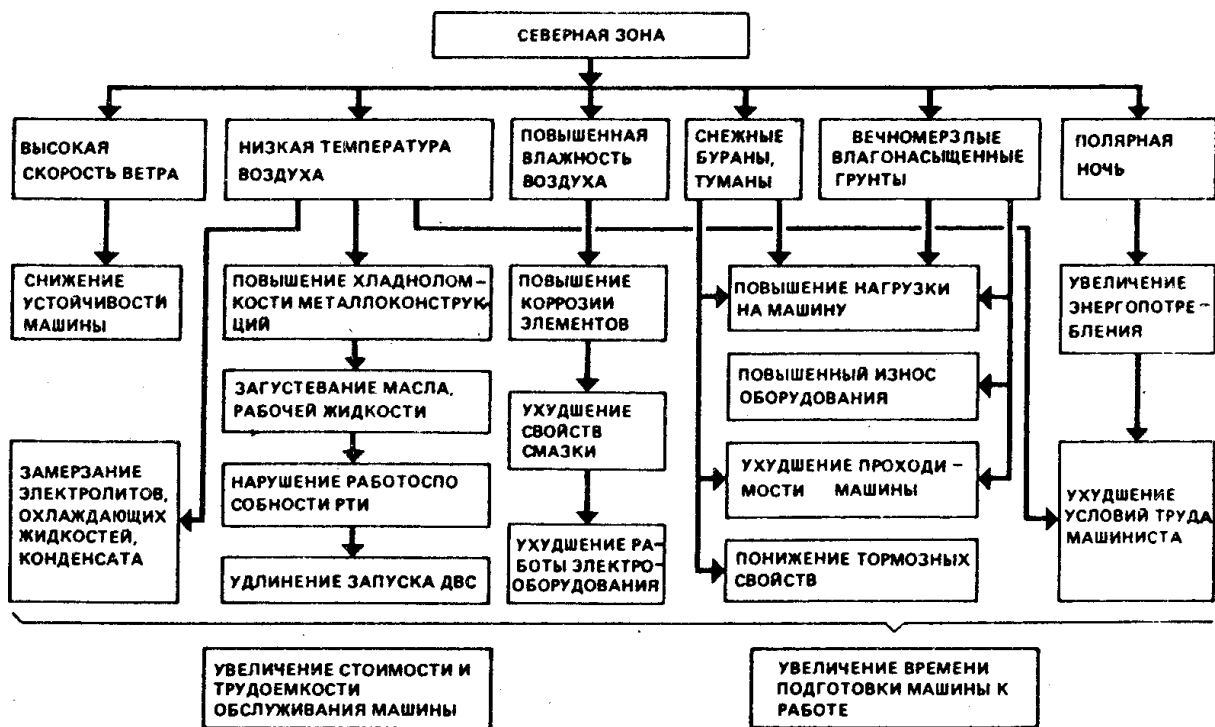


Рис. 1.8. Факторы, характеризующие воздействие холодного климата на машину

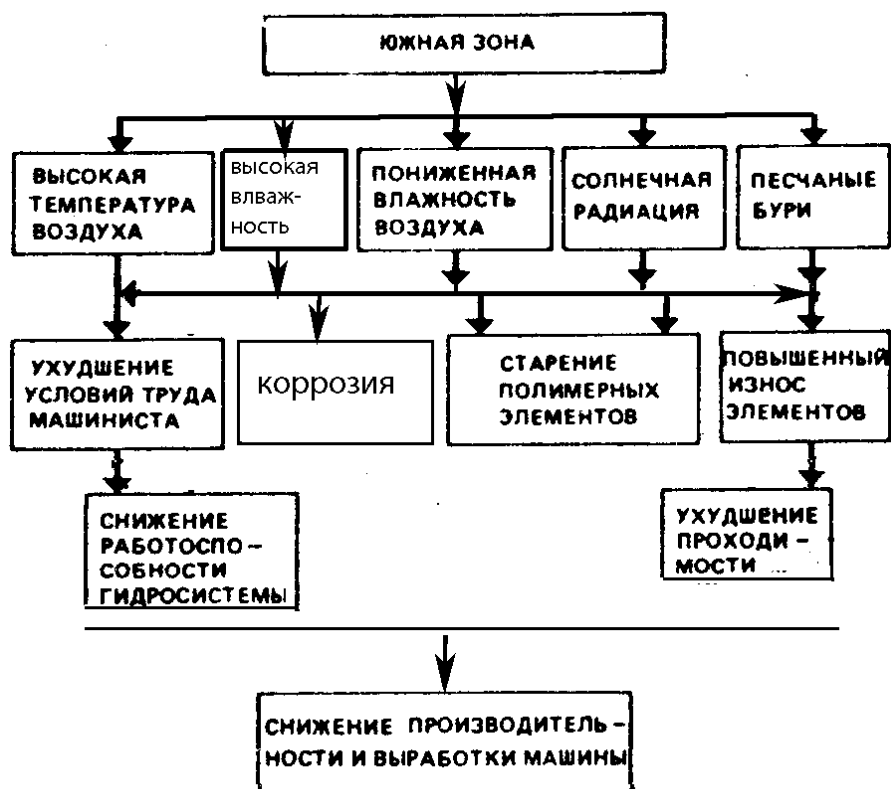


Рис. 1.9. Факторы, характеризующие воздействие тропического климата на машину

Рациональные режимы работы СДМ обеспечивают эффективное их использование на строительной площадке.

От выбора рациональных схем и технологий зависит продолжительность работы различных строительных машин под нагрузкой. Работа под нагрузкой составляет 60-75 % общего срока службы. На выполнение наиболее энергоемких операций у экскаваторов приходится 60-65 % времени (копание, поворот на выгрузку), у скреперов – 56-70 % (набор, транспортировка и отсыпка грунта), у погрузчиков – 46-50 % (набор, движение с груженым ковшом), у бульдозеров – 58-69 % (резание и перемещение грунта), у кранов – 45-50 % (подъем груза и поворот стрелы с грузом).

По данным А.К. Костина [6], СДМ работают в наиболее тяжелых условиях. Количество включений основных механизмов машин и число пусков в период эксплуатации наибольшее. Число включений основных механизмов за час работы достигает 1500 (например, для трелевочных тракторов число включений основных механизмов не превышает 200).

Нагрузки на двигатель меняются в больших пределах. Степень неравномерности момента сопротивления $\delta_c = (M_{c\max} - M_{c\min}) / M_{c\text{cp}}$ меняется от 0,1 до 1,64.

На рис. 1.10 приведены типичные диаграммы нагрузок двигателей СДМ за рабочий цикл.

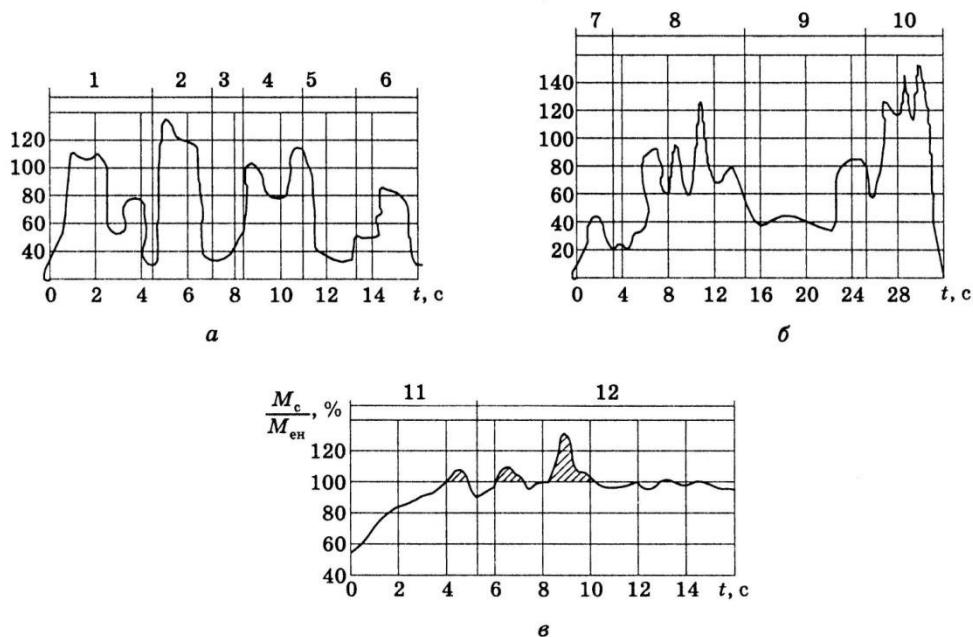


Рис. 1.10. Типичные диаграммы нагрузок двигателей СДМ за рабочий цикл: а – одноковшового экскаватора с механическим приводом; б – гусеничного бульдозера с механическим приводом при разработке траншеи; в – автогрейдера при планировке:

фазы рабочего цикла: 1 – копание; 2 – разгон платформы с груженым ковшом; 3 – равномерное вращение платформы с груженым ковшом; 4 – разгон с порожним ковшом; 5 – равномерное вращение с порожним ковшом; 6 – торможение платформы с порожним ковшом; 7 – трогание с места; 8 и 12 – срезание и перемещение грунта; 9 – перемещение грунта; 10 – выезд на кавальер и отсыпка грунта; 11 – заглубление ножа отвала в грунт.

Анализ типовых диаграмм двигателей СДМ показывает резкое и частое изменение нагрузки в больших пределах. Работа их практически полностью связана с неустановившимися режимами, которые вызывают интенсивное изнашивание деталей машин, особенно цилиндропоршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателя. На этих режимах значительно возрастают инерционные нагрузки, ухудшаются условия смазки, нарушается процесс нормального горения топлива. Для повышения работоспособности техники со значительной степенью неравномерности момента сопротивления двигателя должны быть менее форсированными, а для машин большой мощности применяться гидротрансмиссии. Увеличение нагрузочного режима работы машины приводит к росту износа деталей, но одновременно повышается эффективность использования машины. Оптимальный нагрузочный режим работы машины определяется по удельным значениям износа и энергозатрат при ее эксплуатации. Для СДМ рациональные нагрузочные режимы соответствуют нагружению ДВС на 90 % от максимального значения. Это условие можно выполнить при автоматизации процесса нагружения рабочего органа.

В условиях эксплуатации при выполнении отдельных операций рациональный нагрузочный режим определяется по частоте вращения коленчатого вала двигателя; тепловой режим по температуре охлаждающей жидкости или масла и режим работы по времени использования машины оценивается счетчиком в мото-часах или машино-часах.

1.7. Состав строительной машины

Приведенное ранее понятие строительной машины, как механического устройства с двигателем и согласованно взаимодействующими частями для выполнения требуемой технологической операции, в сфере строительного производства нуждается в определенной конкретизации.

В строительном производстве машина должна заменить ручной труд при выполнении таких технологических операций, как:

- разработка грунтовых выемок;
- перемещение и отсыпка грунта с целью создания определенного рельефа поверхности;
- подъем и перемещение строительных материалов и изделий на требуемую высоту;
- установка свай в грунт;
- трамбовка (уплотнение) грунта;
- рыхление грунта;
- распределение строительных материалов по поверхности;
- доставка строительных материалов от места их производства или добычи к строительным объектам.

В сфере производства строительных материалов требуются свои технологические операции: дробление, измельчение материалов, просеивание (разделение фракций), прессование материалов, смешивание и др.

Создать универсальную строительную машину для выполнения названных технологических операций в строительстве не представляется возможным. Развитие строительных машин пошло другим путем: для каждой технологической операции создавалось специальное устройство – рабочий орган, которым оснащался подвижный остов машины. При этом мощность рабочего органа машины практически может быть не ограничена. Для копания и разработки грунтов в строительном комплексе были созданы *рабочие органы* в виде режущих ножей, различных форм ковшей вместимостью от 0,01 до 2 м³.

Для захвата и удержания грузов при подъеме их на высоту применяют *крюки или специальные грузозахватные устройства*.

Для перемещения машин по горизонтальным и наклонным поверхностям, как технологической операции, в качестве рабочего органа используется *колесо*.

Для забивки свай в грунт с целью повышения его несущей способности используют мощные *молоты*. Молотобойные работы по забивке свай заменили на копание грунта с помощью винтовой фрезы и заполнение полученной вертикальной полости железобетоном. Современная технологическая операция установки свай в корне изменила характер сваебойных работ.

В этих и других технологических операциях требуемые усилия создаются двигателем (мотором). Мощность таких двигателей может быть сколь угодно большой.

Для передачи усилия и манипуляции рабочим органом между двигателем и рабочим органом устанавливают передаточное устройство – трансмиссию. Трансмиссия может быть механической, электрической, гидравлической или комбинированной из уже упомянутых – электромеханической, электрогидравлической, гидромеханической и пр.

Таким образом, базовая структура любой строительной машины проста: двигатель – трансмиссия – рабочий орган (рис. 1.11).



Рис. 1.11. Базовая структура самоходной строительной машины

Каждый элемент в этой структуре обычно имеет свою систему управления. В процессе совершенствования машин элементы этой струк-

туры дополняются различными вспомогательными устройствами. Например: устройством для смазки трущихся поверхностей, устройством подкачки пневматических колес в случае их прокола, устройствами охлаждения или подогрева. На случай невнимательности оператора, управляющего машиной, машина комплектуется различными устройствами безопасности и т.д.

В процессе совершенствования машина может обрести отдельные вспомогательные агрегаты, имеющие ту же структуру: двигатель – трансмиссия – рабочий орган. На рис. 1.12 показан роторный экскаватор, имеющий независимые приводы передвижения, поворота экскаватора, привод роторного колеса, привод отвального транспортера. Они призваны для повышения эффективной работы основной машины в целом и повышения ее качества, но при этом происходит значительное усложнение машины.

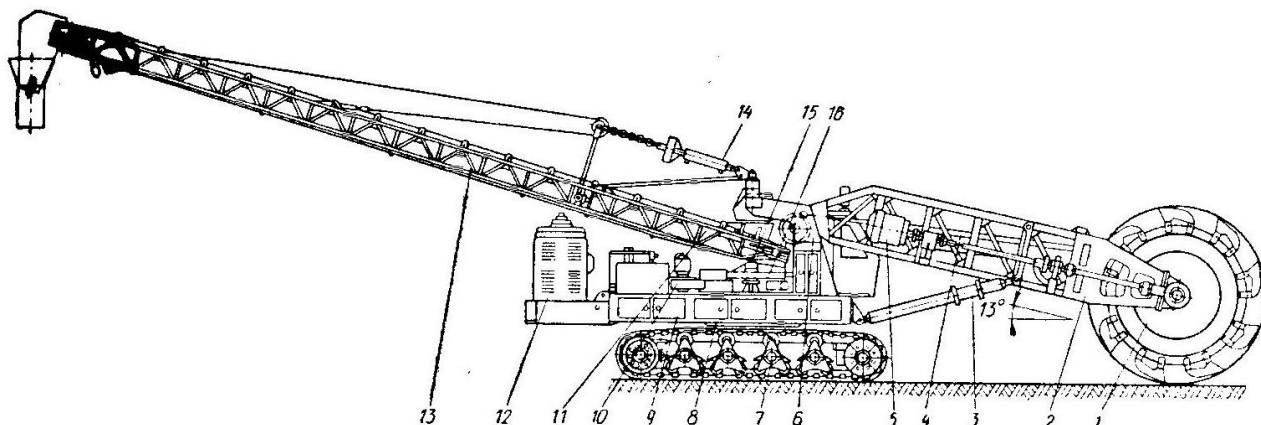


Рис. 1. 12. Общий вид роторного экскаватора: 1 – ротор с ковшами; 2 – стрела; 3 – гидроцилиндр наклона стрелы; 4 – приемный транспортер; 5 – привод ротора; 6 – портал стрелы; 7 – гусеничный движитель; 8 – ОПУ; 9 – поворотная платформа; 10 - привод поворота; 11 – корневая секция отвального транспортера; 12 – силовая установка; 13 – наклоняемая секция отвального транспортера; 14 – привод наклона транспортера; 15 – портал отвального транспортера; 16 – привод поворота отвального транспортера

Требование надежности, экономичности производства и эксплуатации строительных машин во многом обеспечивается стандартизацией и унификацией их конструкции. Часто эти агрегаты унифицированы с применяемыми в автотракторной промышленности. Такими агрегатами являются двигатели, коробки передач, гидротрансформаторы, ведущие мосты, колеса, крепежные детали, подшипники и т.д.

Протяженность строительных объектов требует кроме выполнения основной для строительства технологической операции обеспечить эффективное перемещение строительной машины по объекту. Для этого машина должна иметь самоходную платформу для передвижения - шасси. Основной технологический механизм может быть смонтирован на специальном или заимствованном шасси.

Ниже рассмотрены некоторые особенности строительных и дорожных машин, выполняемых на базе колесных и гусеничных тягачей или специализированных шасси. Выбор вида базовой машины, прежде всего, ведется с учетом нагрузок, передаваемых от рабочего органа на тягач. В зависимости от направления нагрузок, передаваемых от рабочего оборудования на базовую машину, различают:

1) навесное рабочее оборудование, нагружающее базовую машину собственной массой (весом), рабочим сопротивлением и другими вертикальными и горизонтальными силами и моментами во всех плоскостях. Такое оборудование монтируют на специализированных гусеничных и колесных шасси, как было показано на рис. 1.1

2) прицепное рабочее оборудование, нагружающее базовую машину только горизонтальными силами. Для работы с таким оборудованием применяют также гусеничные и двухосные или многоосные колесные тягачи. Некоторые виды оборудования первой и второй групп, например плужные снегоочистители и некоторые другие коммунальные машины, монтируют на автомобиле;

3) полуприцепное рабочее оборудование, передающее на базовую машину часть вертикальных и все продольные силы. В качестве базовых машин используют одноосные колесные тягачи и седельные автомобильные тягачи (рис. 1.13).

В зависимости от режимов работы все самоходные строительные и дорожные машины можно разбить на следующие группы:

1) машины с ярко выраженным разделением режимов работы на рабочий и транспортный. При рабочем режиме реализуется максимальная тяговая мощность при значительных рабочих сопротивлениях, при транспортном – использование мощности двигателя ограничивается дорожными условиями, безопасностью и т.д., при этом движение происходит с сравнительно низкими значениями сопротивлений движению и с возможно более высокими скоростями. К этой категории машин относятся, например, самоходные и прицепные скреперы рис. (1.13);

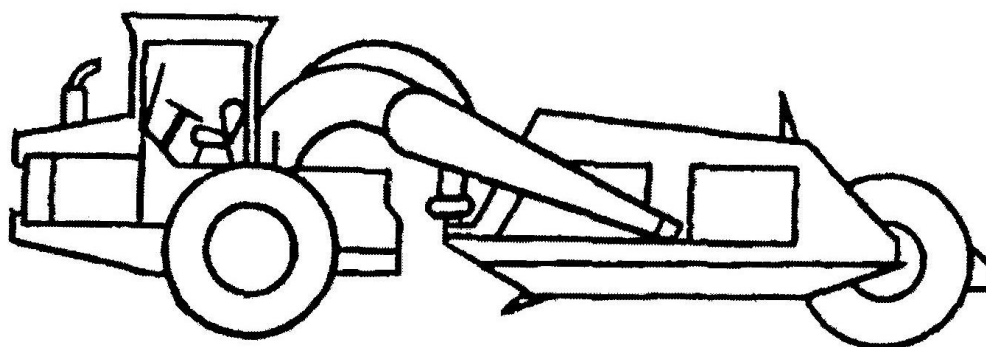


Рис. 1.13. Общий вид одноосного тягача со скреперным оборудованием

2) машины, работающие длительное время в тяговом режиме при сравнительно небольших колебаниях нагрузки на рабочем органе. Для этих машин характерна работа длительное время на одной передаче, наиболее соответствующей данным условиям, а максимальная мощность двигателя используется наиболее полно – примерно так же, как у сельскохозяйственных тракторов. К машинам этой группы относятся грейдер-элеваторы, автогрейдеры на работах по вырезанию грунта и др. (рис. 1.14);

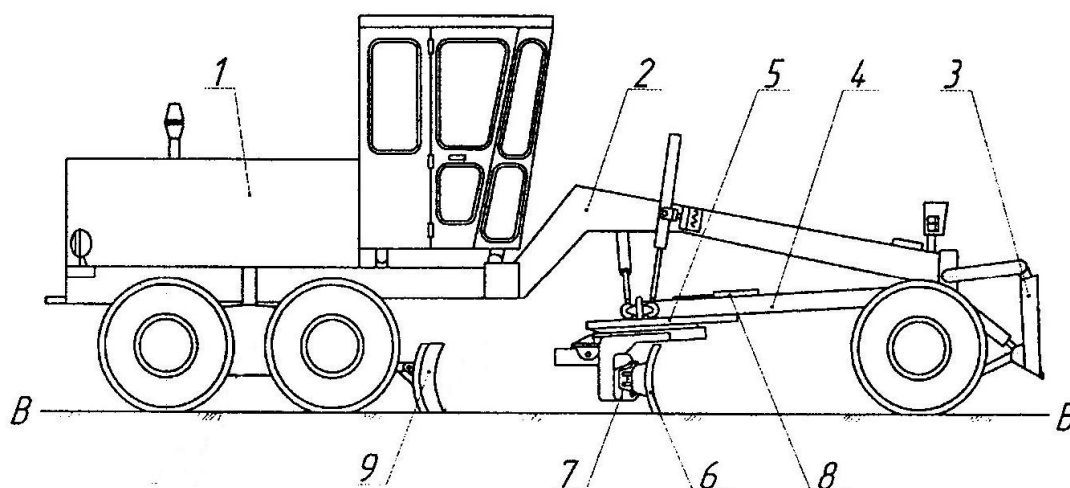


Рис. 1.14. Общий вид автогрейдера с дополнительным бульдозерным оборудованием: 1 – силовая усновка; 2 – основная рама; 3 – бульдозерный отвал; 4 – тяговая рама; 5 – поворотный круг; 6 – планировочный отвал; 7 – гидроцилиндр бокового выдвижения отвала; 8 – привод поворота отвала; 9 – зачистный отвал;

3) машины, работающие циклично на площадках ограниченных размеров в условиях частого изменения нагрузок на рабочем органе и частой необходимости изменения направления движения. Двигатель таких машин часто перегружается, работает на внешней характеристике, а трансмиссия – при частом изменении передаточного числа. К машинам этой группы относятся бульдозеры, фронтальные погрузчики, катки на пневмошинах и др. (рис. 1.15);

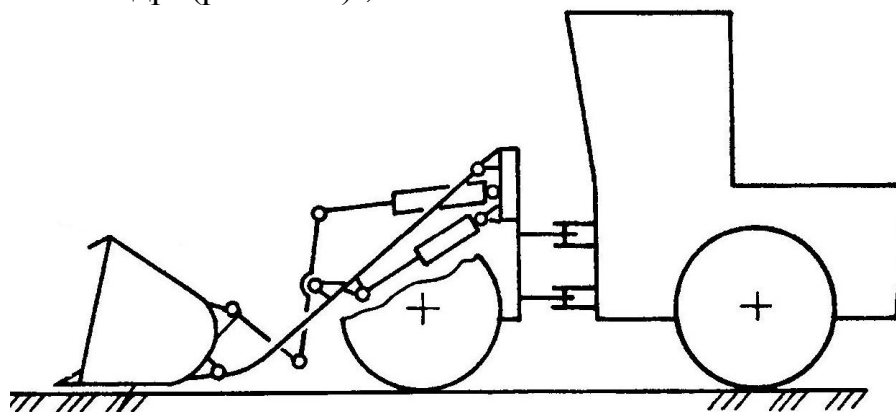


Рис. 1.15. Схема фронтального колесного погрузчика

4) машины, работающие с очень малыми, «ползучими» скоростями. К этим машинам, как правило, относятся машины с активными рабочими органами: дорожные фрезы, многоковшовые погрузчики, траншейные экскаваторы и т.д. Такие машины обязательно имеют ходоуменьшитель или диапазон пониженных передач. Режим их работы характеризуется длительными и незначительно меняющимися по величине рабочими нагрузками и высокой степенью использования мощности двигателя, работающего продолжительное время на регуляторной характеристике (рис. 1.16);

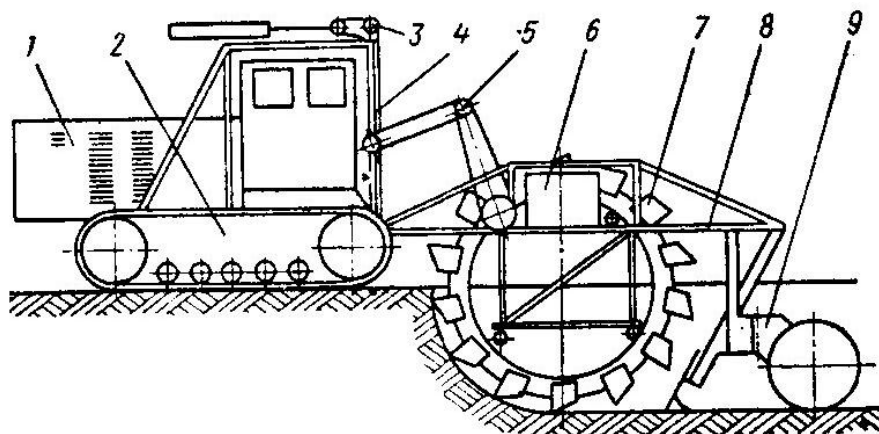


Рис. 1.16. Схема траншейного экскаватора: 1 – силовая установка; 2 – ходовое оборудование; 3 – механизм подъема рабочего оборудования; 4 – рама экскаватора; 5 – трансмиссия; 6 – отвальный транспортер; 7 – ротор; 8 – рама ротора; 9 – опора рамы

5) машины, рабочий режим которых осуществляется при неподвижной ходовой части. При этом загрузка двигателя определяется нагрузочным режимом рабочих механизмов машины. Механизм передвижения таких машин может быть в значительной мере унифицирован с автомобилями или тракторами. К этому классу машин относятся экскаваторы, полуповоротные одноковшовые погрузчики, строительные краны.

Глава 2. Двигатели строительных машин

2.1 Виды двигателей строительных и транспортных машин

В строительных машинах используют двигатели внутреннего сгорания (ДВС), электрические и гидравлические двигатели. Каждый из этих двигателей обладает положительными и отрицательными сторонами в определенных условиях эксплуатации. Двигатели внутреннего сгорания устанавливаются на строительных машинах в случае необходимости перемещать-

ся по свободным траекториям и дорогам общего пользования к объектам со значительным удалением от источников энергии.

Для мощных электрических двигателей необходимо подключение к электрическим сетям. Электродвигатели небольшой мощности могут питаться от независимых источников – аккумуляторов или других гальванических элементов. Возможны также гибридные схемы, сочетающие в себе возможность перемещения строительных машин по свободным протяженным траекториям, и обладающие достоинствами электрических двигателей – дизель-электрические установки.

Гидравлические двигатели, питаемые от насосов с приводом от ДВС или электрических двигателей, в эксплуатационных условиях обладают теми же особенностями, что и основные двигатели, но и с определенными достоинствами, присущими гидравлическим машинам.

2.2. Общие технические характеристики ДВС

Значительное количество строительных машин, а транспортные машины в своем большинстве, оснащаются двигателями внутреннего сгорания. Не смотря на большое разнообразие конструкций ДВС (дизельные, карбюраторные, инжекторные, одноцилиндровые, многоцилиндровые, рядные, V-образные, оппозитные, двухтактные, четырехтактные), их можно характеризовать по ряду общих характеристик, присущих только ДВС.

Таковыми характеристиками являются:

- тип ДВС (карбюраторные, дизельные);
- тактность двигателя (2-тактные; 4-тактные) – количество ходов поршня в цилиндре для осуществления одного рабочего цикла (наполнение рабочей смесью цилиндра, сжатие рабочей смеси, воспламенение смеси и ее расширение, удаление продуктов горения из цилиндра);
- количество цилиндров (1, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16);
- расположение цилиндров (рядное, V-образное, оппозитное)
- порядок работы цилиндров – последовательность, с которой чередуются одноименные такты в пронумерованных по порядку цилиндрах (1-3-4-2; 1-5-3-6-2-4; 1-5-4-2-6-3-7-8; 1-3-5-2-4-7-9-11-8-10-12);

$$\text{- рабочий объем цилиндра: } V_u = S \cdot h = 0,785d^2h, \quad (2.1)$$

где S – площадь поршня;

h – ход поршня;

d – диаметр поршня.

$$\text{- суммарный рабочий объем всех цилиндров: } V_p = z V_u, \quad (2.2)$$

где z – количество цилиндров.

Известны дизели, имеющие рабочий объем до $7500 \text{ мм}^3 = 7,5 \text{ л}$;

- частота вращения вала двигателя $n_{\text{дв}}$. Она зависит от конструкции и настройки газораспределительного механизма, который должен учитывать степень наполнения, скорость и полноту сгорания топливовоздушной сме-

си в цилиндрах, степень очистки цилиндров от отработавших газов, фазы газораспределения и действие других сопутствующих систем (систем управления подачей топлива, зажигания, наддува воздуха и др.).

- максимальная мощность двигателя $N_{дв}$ развивается при таких оборотах вала, которые обеспечивают оптимальную работу всех систем и явлений.

Двигатели, у которых максимальная мощность достигается при частоте вращения вала 4000÷6000 об/мин и более, называются скоростными, при меньших частотах – тихоходными.

Для оценки и сравнения двигателей применяют конструктивные и термодинамические параметры.

Литровой мощностью двигателя называют отношение эффективной мощности двигателя к его литражу

$$N_l = N_e / V_c \cdot z, \text{ кВт/л} \quad (2.3)$$

Чем больше литровая мощность, тем меньше (при прочих равных условиях) габариты и вес двигателя.

Удельной поршневой мощностью называют отношение эффективной мощности к суммарной площади поршней двигателя

$$N_y = N_e / S \cdot z, \text{ кВт/м}^2. \quad (2.4)$$

Удельная поршневая мощность характеризует общую напряженность двигателя.

Коэффициентом форсировки называют произведение средней скорости поршня на среднее эффективное давление газов в цилиндре.

$$K_f = v P_e = n_{дв} h P_e / 30, \text{ Н/м} \cdot \text{с}. \quad (2.5)$$

Среднее эффективное давление на поршень в номинальном режиме работы четырехтактного карбюраторного двигателя $P_e = 0,6 - 0,95$ МПа, у четырехтактного дизеля $P_e = 0,65 - 0,85$ МПа.

Форсировку двигателя с целью повышения мощности можно осуществить за счет увеличения подачи топлива и соответствующего наддува и увеличения частоты вращения вала двигателя с возрастанием скорости поршня. Высокая скорость поршня отрицательно сказывается на долговечности двигателя. Оптимальная скорость поршня получается при соотношении $h \approx d$.

Сухой вес двигателя G_c – вес двигателя с элементами, обеспечивающего его нормальное функционирование, но без воды и масла.

Литровым весом двигателя называют сухой вес двигателя, отнесенный к литражу двигателя

$$G_d = G_c / N_{ц} z. \quad (2.6)$$

Литровый вес двигателя позволяет судить о степени его конструктивного совершенства и технологии изготовления.

Удельным весом двигателя называется сухой вес двигателя, приходящийся на единицу эффективной мощности двигателя $G_y = G_c / N_{э}$.

Основными показателями работы двигателя являются мощность, крутящий момент и число оборотов. Индикаторная мощность N_i – это мощность, развиваемая газами внутри цилиндра двигателя. Для определения индикаторной мощности двигателя необходимо знать среднее индикаторное давление P_i , т. е. условное, постоянное по величине избыточное давление, которое, действуя на поршень в течение одного хода, совершает работу, соответствующую работе газов в цилиндре двигателя за полный цикл. Среднее индикаторное давление P_i определяют по индикаторной диаграмме (рис. 2.1). Величину P_i можно подсчитать по полезной площади индикаторной диаграммы. Для бензиновых двигателей величина P_i составляет $0,7 - 1,2 \text{ МН/м}^2$, а для дизельных – $0,65 - 1,2 \text{ МН/м}^2$. Если известно P_i , то индикаторная мощность (в кВт)

$$N_i = \frac{\pi d^2}{4} P_i \frac{Sni}{\tau} = \frac{\pi d^2 P_i Sni}{4\tau} \cdot \frac{P_i V_p n}{\tau}, \quad (2.7)$$

где n – частота вращения коленчатого вала, об/с;

d – диаметр поршня, м;

h – ход поршня, м;

i – число цилиндров двигателя;

τ – коэффициент, учитывающий тактность двигателя (для двухтактного двигателя $\tau = 1$, для четырехтактного $\tau = 2$);

V_p – рабочий объем (литраж) двигателя, м^3 .

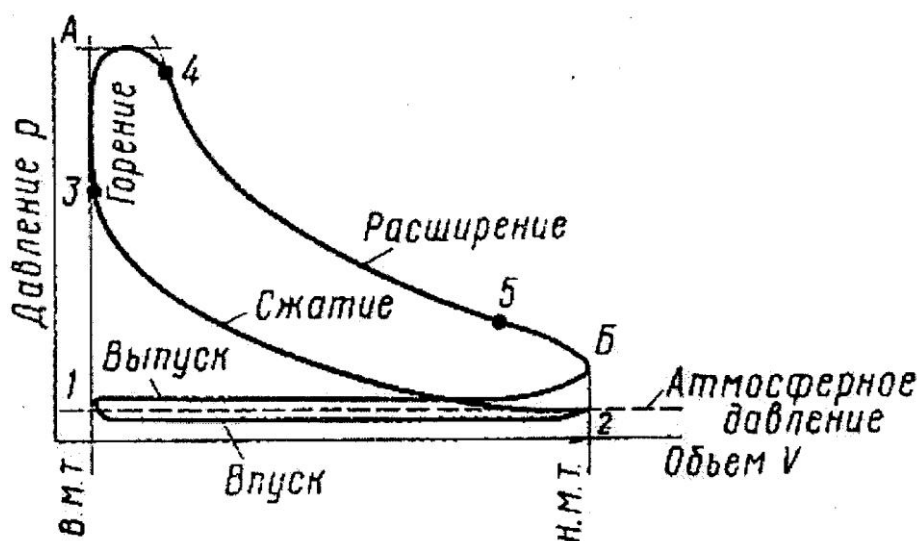


Рис. 2.1. Индикаторная диаграмма дизельного двигателя

Эффективная мощность двигателя N_e – это мощность, получаемая на коленчатом валу двигателя. Индикаторная мощность, развиваемая в цилиндре двигателя при передаче на коленчатый вал, частично затрачивается на преодоление сил трения в двигателе и на приведение в движение вспомогательных механизмов, обслуживающих двигатель. Поэтому действительная или эффективная мощность, получаемая на коленчатом валу двигателя, всегда меньше индикаторной мощности N_i . Отношение эффективной мощности двигателя к индикаторной называется *механическим коэффициентом полезного действия*, т.

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}. \quad (2.8)$$

Величина механического к. п. д. для различных двигателей колеблется в пределах от 0,65 до 0,9. Выражение эффективной мощности имеет следующий вид:

$$N_e = N_i \eta_m. \quad (2.9)$$

Обозначим $N_i \eta_m$ – среднее эффективное давление через P_e , тогда

$$N_e = \frac{P_e V_l n}{\tau}. \quad (2.10)$$

На практике эффективную мощность N_e определяют по результатам испытания двигателя на тормозных стендах. Во время этих испытаний одновременно замеряют крутящий момент и число оборотов коленчатого вала.

Литровая мощность N_l (в кВт/м³) – это эффективная мощность двигателя, отнесенная к рабочему объему цилиндров, т. е.

$$N_l = \frac{N_e}{V_l}. \quad (2.11)$$

Величина литровой мощности имеет прямую зависимость от среднего эффективного давления и частоты вращения вала двигателя и характеризует использование рабочего объема двигателя. Чем выше литровая мощность, тем совершеннее конструкция двигателя.

У современных бензиновых двигателей литровая мощность (15 – 37)·10³ кВт/м³ (20 – 50 л. с./л.), а у дизелей (8,8 – 15)·10³ кВт/м³ (12 – 20 л. с./л.).

2.3. Графические характеристики ДВС.

Изменение основных величин, характеризующих работу двигателя на разных режимах работы, может быть представлено в виде графических характеристик.

Характеристика двигателя – взаимозависимость параметров друг с другом, представленная наглядно в графической форме. Характеристики двигателя получают на основании серии опытных данных при испытании двигателя в лабораторных условиях. Данные для построения кривых получают экспериментально на специальном тормозном стенде. При испытаниях двигателя получают различные характеристики, позволяющие оценить взаимовлияние различных параметров работы двигателя.

В условиях эксплуатации ДВС практический интерес представляет мощность N , и крутящий момент $M_{кр}$, которые можно снять с вала работающего двигателя, и частота вращения вала $n_{об}$. Эти параметры в работающем двигателе взаимосвязаны и зависят от подачи топливной смеси в двигатель.

Лабораторные испытания двигателей позволяют получить регулировочную характеристику по составу горючей смеси, регулировочную характеристику по опережению зажигания, скоростную характеристику, регуляторную характеристику, нагрузочную характеристику.

Скоростная характеристика, снятая при полном открытии дроссельной заслонки или полной подаче топлива, называется внешней. Скоростные характеристики, полученные в случае работы двигателя с прикрытой дроссельной заслонкой или с неполной подачей топлива, называются частичными.

Скоростная характеристика ДВС служит для его сравнительной оценки при проектировании и в эксплуатации. Скоростной характеристикой называют графическую зависимость мощности, крутящего момента, расхода топлива от частоты вращения вала двигателя. Скоростная характеристика карбюраторного ДВС показана на рис. 2.2.

Скоростная характеристика, снятая при полностью открытом дросселе или при полной подаче топлива у дизеля, называется внешней скоростной характеристикой и характеризует полную загрузку двигателя.

Анализ скоростной характеристики быстроходного ДВС показывает, что с повышением частоты вращения вала растет мощность и крутящий момент за счет лучшего наполнения цилиндров и качества рабочей смеси. При этом обеспечивается высокая скорость и хорошая динамика разгона автомобиля. Естественно, это сопровождается увеличением расхода топлива. Минимальный удельный расход топлива соответствует достаточно высокому крутящему моменту при средних значениях частот вращения вала (2500 – 3000 об/мин).

Характерными точками на скоростной характеристике являются:

$n_{мин}$ – минимальная частота вращения вала, при которой двигатель работает устойчиво с максимальным крутящим моментом;

n_m – частота вращения вала при максимальном крутящем моменте;

n_g – частота вращения вала при наибольшей экономичности;

n_e – частота вращения вала, соответствующая наибольшей мощности;
 n_x – максимальная частота вращения вала без нагрузки;
 n_p – недопустимая частота вращения вала (разнос) при полной подаче топлива

Скоростная характеристика двигателя внутреннего сгорания (рис. 2.2) отражают зависимости

$$P_e, N_e, M_d, g_e = f(n). \quad (2.12)$$

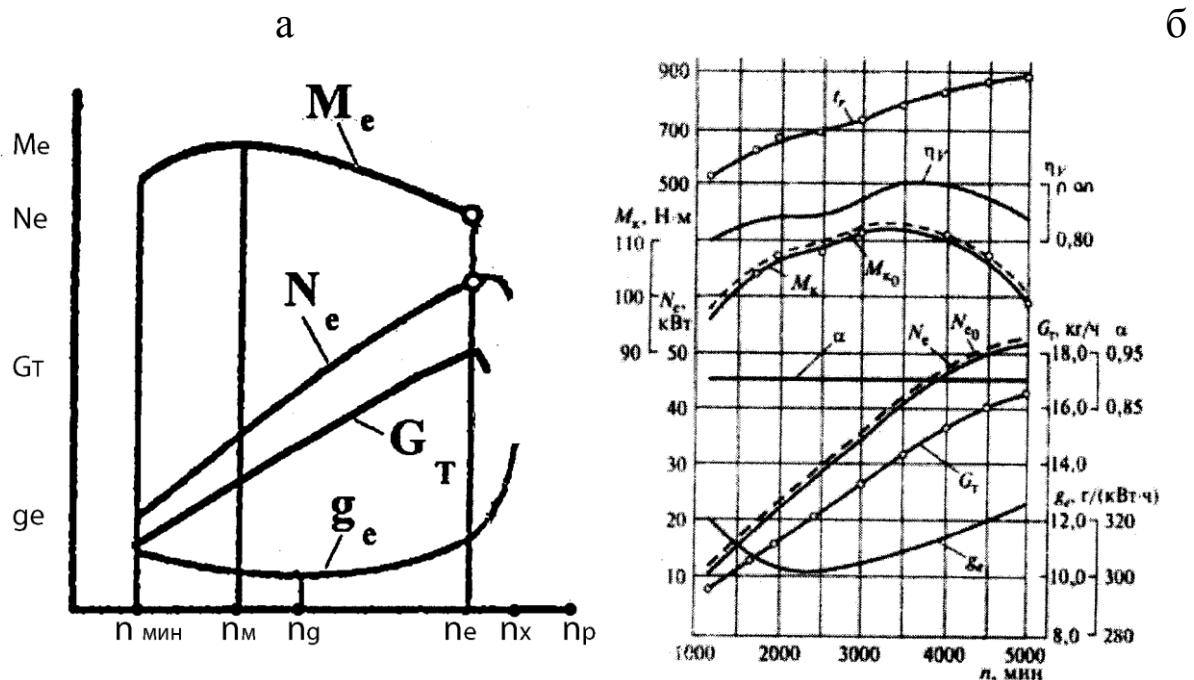


Рис. 2.2. Типовая (а) и реальная (б) скоростные характеристики быстроходного ДВС

На скоростной характеристике видно, что первоначально эффективная мощность увеличивается почти пропорционально росту оборотов, затем происходит замедление прироста мощности, и при дальнейшем повышении оборотов мощность начинает снижаться вследствие того, что уменьшается наполнение цилиндров двигателя, ухудшается процесс сгорания, понижается механический к. п. д. и, как следствие этого, возрастает удельный расход топлива. С изменением частоты вращения вала двигателя изменяются эффективная мощность, крутящий момент M_d и удельный расход топлива g_e . При малой частоте вращения вала, когда рабочая смесь сгорает медленно, а следовательно, увеличиваются потери тепла через стенки цилиндров, удельный расход топлива повышается.

Двигатели тягачей работают в условиях переменных нагрузок, близких к максимальным, поэтому для них имеет существенное значение воз-

возможность преодолевать кратковременные перегрузки путем увеличения крутящего момента при уменьшении частоты вращения.

Способность двигателя автоматически преодолевать перегрузки путем увеличения крутящего момента по мере снижения частоты вращения оценивается коэффициентом приспособляемости. Отношение максимального крутящего момента к моменту при максимальной мощности называют коэффициентом приспособляемости.

$$K = \frac{M_{\text{дmax}}}{M_{\text{дном}}}, \quad (2.13)$$

где $M_{\text{дmax}}$ – максимальный крутящий момент двигателя; $M_{\text{дном}}$ – крутящий момент при номинальном числе оборотов.

Величина коэффициента приспособляемости у бензиновых двигателей равна 1,20 – 1,35, у дизельных двигателей, имеющих корректоры подачи топлива 1,2 – 1,25.

Удельный расход топлива g_e – количество топлива, расходуемое двигателем в час, отнесенное к соответствующей мощности, развиваемой двигателем. Принято различать два удельных расхода: на единицу индикаторной мощности (g_i в г/кВт·ч) и на единицу эффективной мощности (g_e в г/кВт·ч)

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} 1000; \quad (2.14)$$

$$g_e = \frac{G_T}{N_e} 1000, \quad (2.15)$$

где G_T – расход топлива, кг/ч.

Величину G_T определяют экспериментально при испытании двигателя или расчетным путем.

Удельный эффективный расход топлива у бензиновых двигателей составляет 297 – 337 г/кВт·ч (220 – 250 г/л. с·ч), а дизелей 243 – 270 г/кВт·ч (180 – 210 г/л. с·ч) [3].

У грузовых автомобилей повышение крутящего момента и улучшение тяговых свойств коэффициент наполнения формируется на средних частотах вращения вала.

Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя снимается в диапазоне от минимальных частот вращения вала до номинальных. В диапазоне от номинальных частот вращения вала до максимальных получают регуляторную ветвь характеристики (рис. 2.3).

При увеличении внешней нагрузки повышается мощность дизеля за счет увеличения цикловой подачи топлива, автоматически обеспечиваемой регулятором.

При формировании внешней скоростной характеристики дизеля изменение коэффициента избытка воздуха является основным управляющим фактором. В дизеле с нерегулируемым газотурбинным наддувом с ростом

частоты вращения вала повышается расход газов через турбину. Это вызывает возрастание частоты вращения вала турбокомпрессора и повышение коэффициента наполнения цилиндров.

В дизелях применяют систему наддува, настроенную на промежуточную частоту вращения вала для улучшения экономичности на малых частотах вращения. Для дизелей, работающих в широком диапазоне частот вращения, применяют комбинированный наддув. При этом наддув обеспечивается приводным компрессором в комбинации с турбокомпрессором: на малых частотах плотность воздуха повышает приводной компрессор, а на больших – турбокомпрессор. Эта система обеспечивает высокий запас крутящего момента и высокую экономичность во всем диапазоне режимов работы дизеля. Характеристика агрегатов наддува существенно влияет на параметры дизеля. Применение приводного компрессора с высоким КПД уменьшает затраты мощности на привод и обеспечивает уменьшение удельного расхода топлива. Газотурбинный наддув также способствует уменьшению расхода топлива.

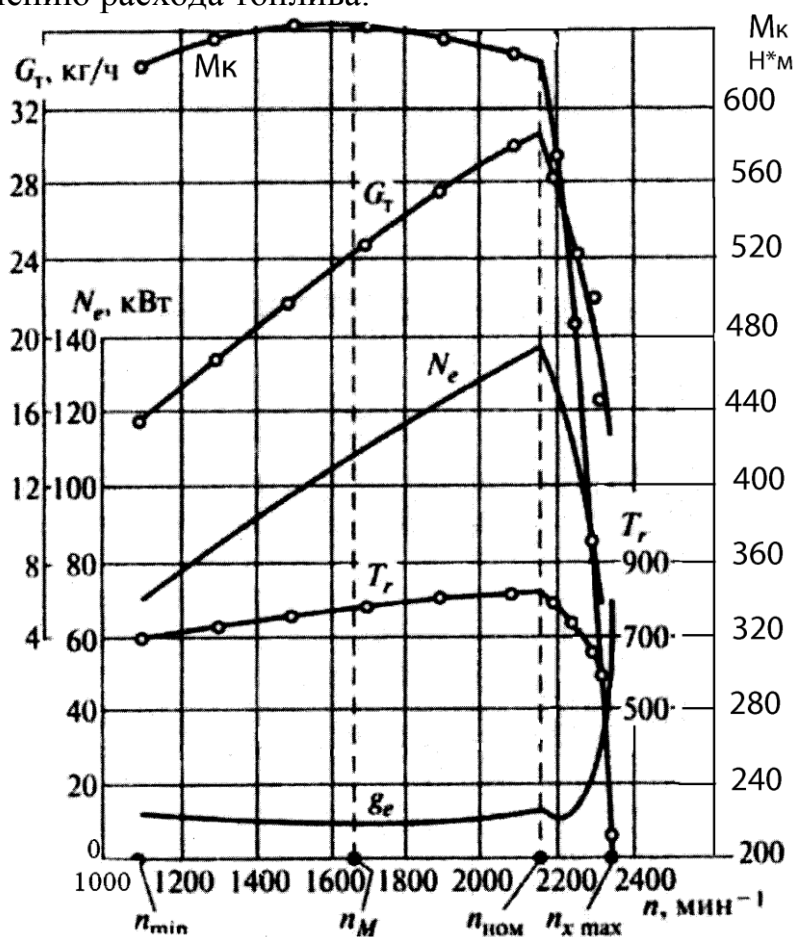


Рис. 2.3. Внешняя скоростная характеристика дизеля с регуляторной ветвью

На форму внешней скоростной характеристики дизеля существенное влияние оказывает коэффициент избытка воздуха α . Он в значительной мере определяет температуру отработавших газов и индикаторный КПД

двигателя. В дизеле без наддува максимальное значение коэффициента наполнения цилиндров рабочей смесью достигается на средних частотах вращения вала.

Для оценки параметров, характеризующих работу дизеля с регулятором, используют регуляторную характеристику, определяющую зависимость чисел оборотов, часовых и удельных расходов топлива от эффективной мощности, при воздействии регулятора на орган подачи топлива. Снятие регуляторной характеристики производится при постоянном положении органа управления регулятором за счет постепенного увеличения нагрузки от холостого хода до полной. При этом числа оборотов вала двигателя изменяется от максимальных, устанавливаемых регулятором, до оборотов при максимальном крутящем моменте. При увеличении внешней нагрузки повышение мощности дизеля должно быть получено автоматически за счет возрастания цикловых подач дизельного топлива (рис. 2.4).

Регуляторная характеристика дизеля при анализе совместной работы дизеля с потребителем его мощности в ряде случаев удобнее скоростных и нагрузочных характеристик. Она нагляднее и точнее отражает изменение показателей дизеля в зависимости от внешней нагрузки в эксплуатации, так как при работе регулятора одновременно изменяются нагрузка и частота вращения.

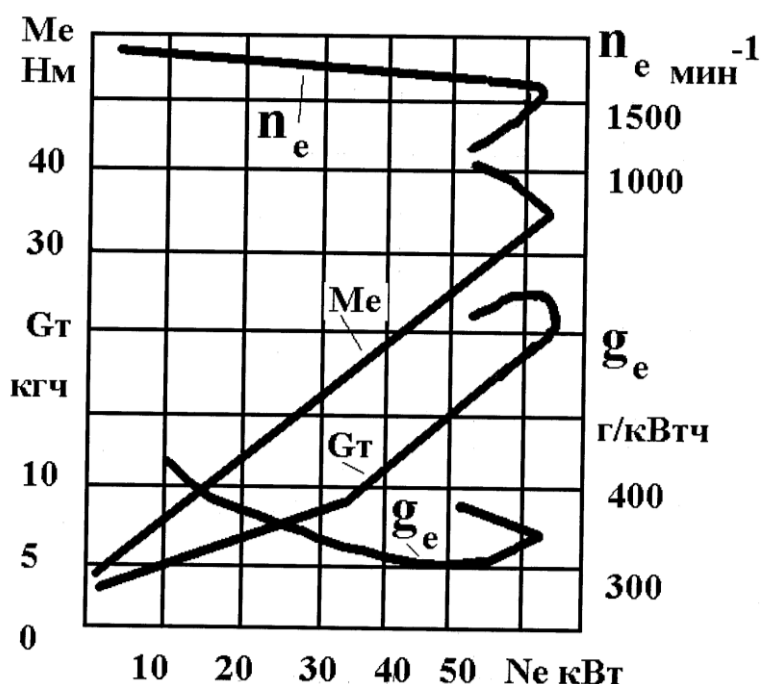


Рис. 2.4. Регуляторная характеристика дизеля

Регулировочной характеристикой по составу смеси называют зависимость мощности и экономичности двигателя от состава горючей смеси (рис. 2.5). Для полного сгорания одного килограмма бензина требуется приблизительно пятнадцать килограммов воздуха. Это соотношение счи –

тается базовым и принимается за единицу.

Для снятия регулировочной характеристики по составу смеси испытывают двигатель при неизменном числе оборотов коленчатого вала, постоянном положении дроссельной заслонки, постоянной температуре охлаждающей жидкости, оптимальном угле зажигания. При испытаниях изменяют расход бензина через жиклеры с помощью регулировочной иглы. При стабильной работе двигателя при указанных условиях количество воздуха остается постоянным. Жиклером регулируется обогащение или обеднение рабочей смеси.

Количество тепла, которое выделяется при полном сгорании топлива, уменьшается как при обеднении смеси, так и при ее обогащении, учитывая неполноту сгорания. При уменьшении тепловыделения в процессе сгорания топлива, понижаются максимальная температура и давление цикла.

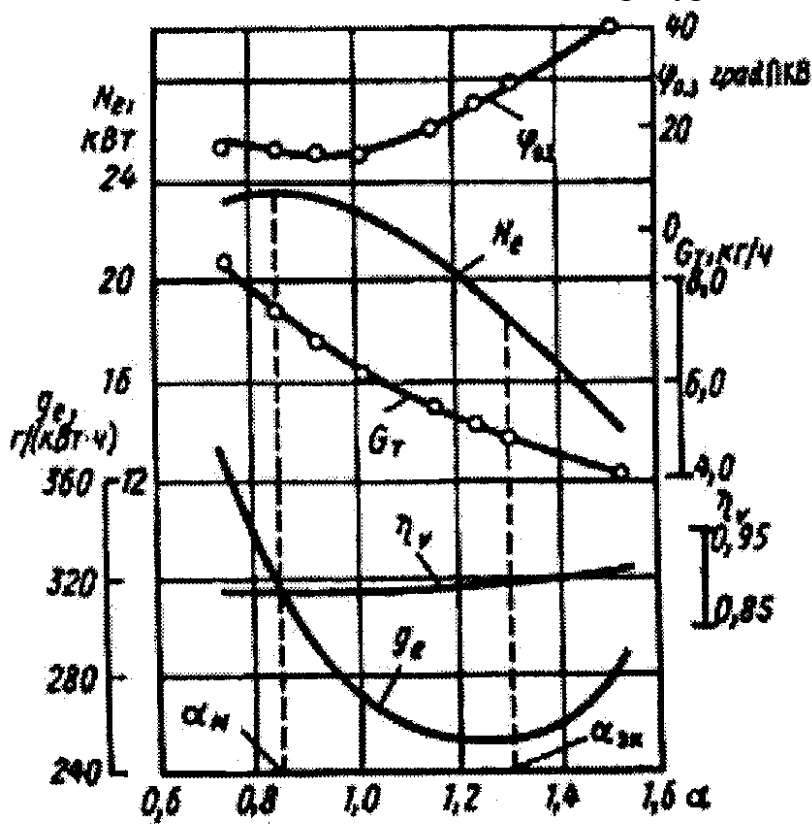


Рис. 2.5. Регулировочная характеристика по составу смеси

Рациональная регулировка дозирующей системы выбирается на основании серии характеристик, полученных для конкретных скоростных режимов.

Характеристика на рис. 2.5 показывает, что максимум мощности N_e и минимум удельного расхода топлива g_e достигаются при различных составах смеси: мощностной состав (богатая смесь — $\alpha_M < 1$) и экономичный состав (бедная смесь — $\alpha_{эK} > 1$). Смесь бедного состава выгодна для достижения высокого индикаторного КПД и снижения образования вредных

выхлопных газов, хотя при этом уменьшается удельная мощность. Сейчас приоритет отдается экономическим и экологическим показателям при эксплуатации. Для компенсации снижения мощности при работе на обедненных составах используют более высокие степени сжатия при соответствующем опережении зажигания для предупреждения появления детонации. При этом обеспечивается более мягкое сгорание топлива.

На рис. 2.6 показана регулировочная характеристика карбюраторного двигателя по опережению зажигания.

Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания снимается при постоянной частоте вращения коленчатого вала и постоянном положении дроссельной заслонки. Угол опережения зажигания определяет момент начала загорания топливной смеси относительно ВМТ, что существенно влияет на мощность, экономичность двигателя и токсичность отработанных газов

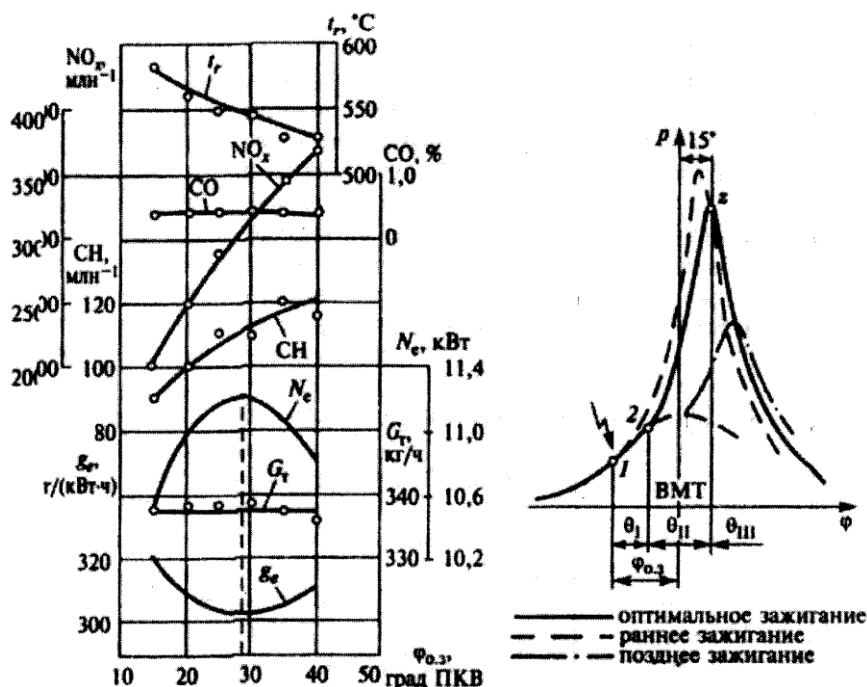


Рис. 2.6. Регулировочная характеристика по углу опережения зажигания и индикаторная диаграмма при раннем, оптимальном и позднем зажигании

При раннем зажигании активная теплота появляется до ВМТ. Теплота уходит через стенки цилиндра, а рабочее тело уходит через сопряжения поршня с цилиндром. Это приводит к уменьшению полезной работы, увеличивается склонность к детонации.

При позднем зажигании значительная часть теплоты образуется после ВМТ. Это приводит к росту температуры рабочего тела в процессе расширения и потери теплоты с отработавшими газами, увеличивается токсичность отработавших газов. Угол опережения зажигания иногда делают

меньше оптимального для снижения окислов азота или для ухода от детонации.

Регулировочная характеристика дизеля по углу впрыска топлива имеет характер подобный характеристике карбюраторного двигателя по углу опережения зажигания.

Нагрузочной характеристикой двигателя называют графическую зависимость часового G_T , удельного g_e расхода топлива и других показателей работы двигателя от нагрузки на вал при постоянной частоте его вращения установившемся температурном режиме, при отрегулированном карбюраторе и наивыгодном угле опережении зажигания при установленных оборотах. Показателем нагрузки может быть отдаваемая мощность или среднее эффективное давление (рис. 2.7).

На характеристике могут присутствовать часовой расход воздуха, коэффициент наполнения, коэффициент избытка воздуха и др. В двигателях с искровым зажиганием (рис. 2.7, а) изменение мощности достигается за счет изменения количества горючей смеси. Состав смеси теоретически должен оставаться экономическим во всем диапазоне снимаемой мощности. Исключение составляют режимы перегрузки, когда исчерпаны возможности регулирования и достижение максимальной мощности возможно за счет обогащения смеси до мощностного состава.

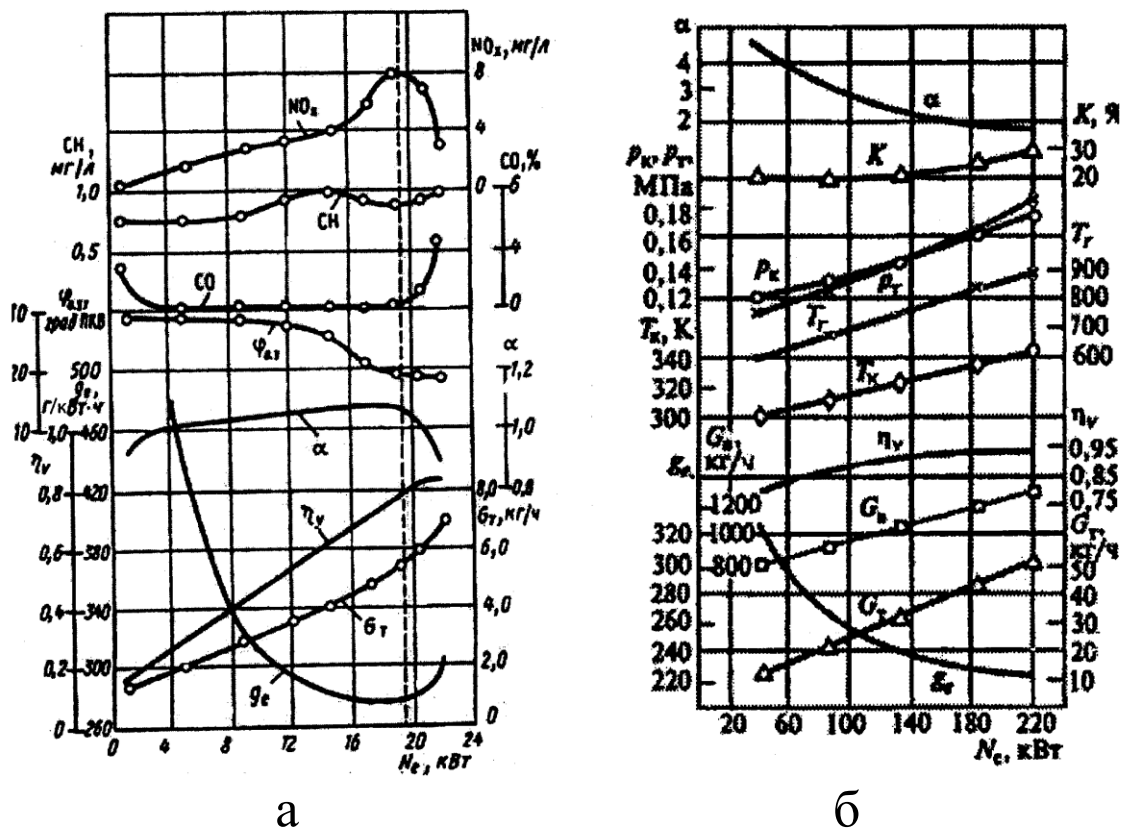


Рис. 2.7. Нагрузочные характеристики двигателей внутреннего сгорания: а – карбюраторный двигатель; б – дизельный двигатель

При изменении степени открытия дроссельной заслонки часовые расходы воздуха, топлива и коэффициент наполнения также изменяются, чем достигается количественное регулирование мощности двигателя. Наибольшей мощности двигателя соответствует полное открытие дроссельной заслонки.

С увеличением внешней нагрузки возрастает расход воздуха и увеличивается коэффициент наполнения η_v от 0,25 на режиме холостого хода до 0,85 при полной нагрузке. Коэффициент избытка воздуха соответствует экономному составу $\alpha = 1,1 \dots 1,2$. Часовой расход G_T топлива возрастает почти по линейному закону.

При снятии нагрузочной характеристики дизеля (рис. 2.7, б) нагрузку изменяют варьированием цикловой подачи топлива.

В дизеле с турбонаддувом при уменьшении нагрузки за счет уменьшения цикловой подачи топлива снижается расход воздуха G_B в связи с падением температуры отработавших газов перед турбиной, что приводит к снижению частоты вращения турбины и компрессора. При этом коэффициент избытка воздуха α возрастает плавно, уменьшается коэффициент наполнения η_v , более интенсивно растет удельный расход топлива g_e .

Предел форсирования дизеля по нагрузке определяется дымностью отработавших газов и тепловой напряженностью деталей, так как на средних и высоких частотах вращения вала большое значение имеет коэффициент избытка воздуха α .

2.4. Сравнительный анализ дизельных и карбюраторных двигателей

Дизельный двигатель по сравнению с бензиновым имеет следующие преимущества: более высокий эффективный к. п. д. 27 – 35 % (для бензиновых двигателей 20 – 24 %); высокую степень сжатия, обеспечивающую более экономичный расход топлива на единицу работы, – на 20 – 25 % меньше, чем у бензинового двигателя; обладает лучшей приемистостью и развивает больший крутящий момент при малой частоте вращения; работает на тяжелых сортах топлива, которые менее опасны в пожарном отношении.

Основные недостатки дизельного двигателя по сравнению с бензиновым: большая масса (вес), приходящаяся на единицу мощности; тихоходность (максимальная частота вращения коленчатого вала не превышает 3000 об/мин); более трудный пуск при низких температурах окружающей среды, что вызывает необходимость установки дополнительных систем подогрева и пуска двигателя.

Высокая топливная экономичность дизелей предопределила широкое внедрение их во все области промышленности и транспорта. Такие двигатели устанавливаются почти на всех тракторах и автомобилях повышенной

грузоподъемности, где большая масса (вес) двигателя не имеет решающего значения.

Качественное изменение поршневых двигателей идет как по пути совершенствования их рабочих процессов, так и по пути улучшения их конструкций. Ведутся работы по созданию многотопливных двигателей, способных работать на различных жидких нефтяных топливах. Применение таких двигателей даст возможность шире использовать нефтепродукты. В настоящее время при существующем требовании к топливу все двигатели (бензиновые и дизельные) позволяют использовать 54 % топлива, получаемого из сырой нефти, а в многотопливном двигателе – до 71 % нефтепродуктов.

2.5. Электрические двигатели строительных машин

2.5.1. Общая характеристика электрических двигателей

Качество работы современных машин и механизмов с приводом от электрических двигателей определяется правильным выбором электродвигателя, что в свою очередь может способствовать эффективности технологических процессов в промышленном, гражданском и дорожном строительстве.

Основные достоинства электрических двигателей:

- постоянная готовность к работе;
- возможность широкого регулирования скоростей и моментов;
- экологическая чистота;
- удобство управления;
- широкая возможность автоматизации управления и защиты;
- надежность и долговечность.

Классификация электрических двигателей:

- по характеру создаваемого движения – с вращательным, линейным, дискретным;
- по роду тока – постоянного и переменного тока;
- по конструктивному исполнению – на лапах, фланцевые, встроенные.

При выборе двигателя прежде всего опираются на его технические характеристики (род тока, мощность, частота вращения, продолжительность включения, конструктивное исполнение, цена). Выбор двигателя с теми или иными техническими характеристиками, в конечном счете, определяется экономическими показателями при производстве машины и при ее эксплуатации не в ущерб качеству.

2.5.2. Характеристики машин, как приводимых объектов

Несмотря на большое разнообразие строительных машин для выполнения различных технологических процессов, можно выделить ряд общих моментов взаимодействия рабочих органов машин с обрабатываемыми объектами. Эти моменты можно характеризовать механической характеристикой производственного механизма. Под механической характеристикой будем понимать зависимость скорости взаимодействия рабочего органа механизма и усилия, действующего на рабочий орган: при поступательном движении $F = f(V)$, или при вращательном – $M_c = f(\omega)$. Все механические характеристики производственного взаимодействия строительных машин можно отнести к одному из пяти типов:

• **Тип 1. Рабочее усилие не зависит от угловой скорости.** Примером может служить механизм передвижения крана по рельсовым путям, приводной механизм тягового органа конвейера. Уравнение механической характеристики

$$M_c = M_{c1} = const, \quad (2.16)$$

где M_{c1} – момент сопротивления от сил трения при неизменной вертикальной нагрузке. График 1 такой характеристики показан на рис. 2.8.

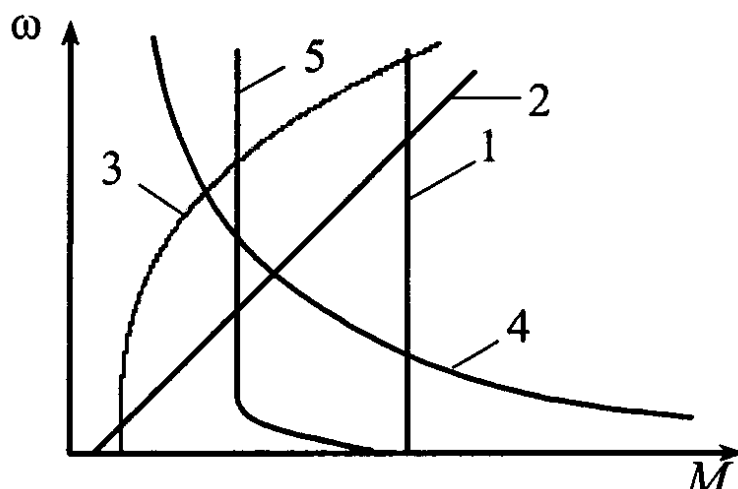


Рис. 2.8. Механические характеристики производственных механизмов

Тип. 2. **Линейно-возрастающая механическая характеристика.** График 2 на рис. 2.8. Такую характеристику имеют обжимные валки прокатных станов, генераторы постоянного тока, работающие на постоянную нагрузку. Уравнение такой механической характеристики имеет вид

$$M_c = M_{c2} + k \cdot \omega, \quad (2.17)$$

где M_{c2} – момент сил сопротивления;

κ – коэффициент пропорциональности.

• Тип 3. **Нелинейно-возрастающая механическая характеристика** соответствует кривой 3 на рис. 2.8. Такая характеристика соответствует лопастным смесителям для перемешивания строительных растворов и бетонных смесей. Уравнение с подобной механической характеристики представлено в виде

$$M_c = M_{c3} + \kappa_g \cdot \omega^g, \quad (2.18)$$

где M_{c3} – момент сопротивления от сил трения в движущихся частях технологического механизма;

κ_g – коэффициент пропорциональности вязко-пластичной среды;

g – показатель степени для вязко-пластичной среды.

• Тип 4. **Нелинейно-спадающая спадающая механическая характеристика** строительного механизма (кривая 4). Такой характеристикой обладают механизмы таких машин как бульдозер, главный подъем ковшового экскаватора при копании и др. Уравнение механической характеристики таких машин имеет вид

$$M_c = M_{c4} + \kappa_p \cdot \omega^{-1}, \quad (2.19)$$

где M_{c4} – момент сопротивления от сил трения в движущихся частях технологического механизма;

κ_p – коэффициент пропорциональности, характеризующий условия работы технологического механизма.

• Тип 5. **Механическая характеристика механизма с повышенным пусковым моментом** соответствует кривой 5 на рис. 2.8. Такая характеристика соответствует пуску механизма для преодоления состояния покоя для выхода на установившийся режим, например, пуск загруженного ленточного конвейера.

По характеру действия все виды статических моментов можно разделить на *активные и реактивные*. Реактивными моментами обладают все механизмы с ярко выраженными силами трения, всегда направленными против движения. Это необходимо учитывать при проектировании реверсируемых механизмов

Некоторые механизмы, имея постоянно действующие реактивные моменты, могут создавать и активные моменты за счет накопления потенциальной или кинетической энергии. При отключении привода накопленная энергия создает активные движущие моменты того же знака, и электропривод вынужден переходить в тормозной режим. Примером механизма с активным моментом является механизм подъема крана или механизмы, имеющие маховики большой массы на быстроходном валу трансмиссии.

2.5.3. Характеристики электродвигателей постоянного тока

Практическое применение электродвигателей определяется его характеристикой как источника движущей силы технологического механизма. Электродвигатели постоянного тока, в первую очередь, оценивают по зависимости угловой скорости ротора от тока ротора. Эту зависимость называют электромеханической характеристикой двигателя, которая адекватна механической характеристике двигателя, связывающей угловую скорость ротора с крутящим моментом на нем.

Электромеханическая характеристика (механическая характеристика) электродвигателя постоянного тока будет различной в зависимости от схемы включения в сеть. Различают электродвигатели с независимым возбуждением, двигатели с параллельным возбуждением, двигатели с последовательным возбуждением, двигатели со смешанным возбуждением. Напомним, что обмотка (обмотки) возбуждения расположена(ы) на статоре двигателя. Они могут быть подключены непосредственно к источнику электропитания или через обмотку ротора, которая запитывается через щеточно-коллекторное устройство.

Двигатели постоянного тока с независимым возбуждением получают питание обмоток ротора и статора от независимых источников питания. Схема включения такого двигателя показана на рис. 2.9, а. В этом электродвигателе обмотка ротора подключена к основному источнику постоянного тока с напряжением U , а обмотка статора – к вспомогательному источнику с напряжением U_e . Особенность такой схемы подключения двигателя к питающей сети состоит в том, что ток возбуждения I_e в статорной обмотке не зависит от тока I_a ротора. Такая схема включения двигателя при номинальных напряжениях питания статора и ротора и без добавочных сопротивлений позволяет получить его естественную механическую характеристику.

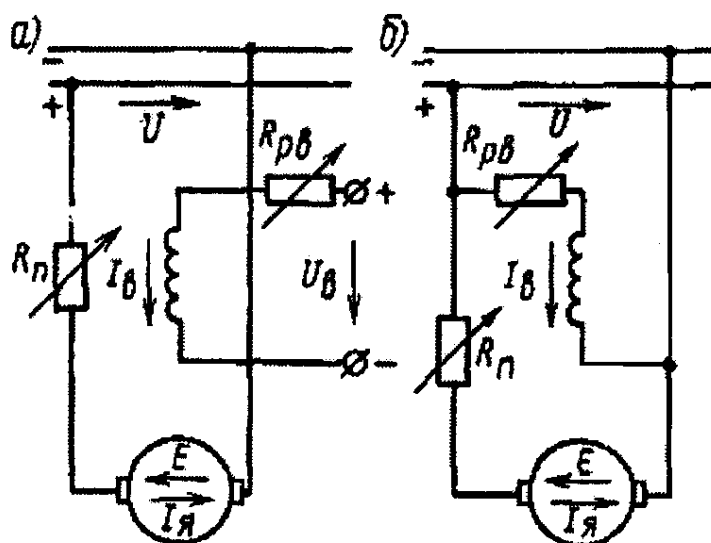


Рис. 2.9. Схемы включения двигателя с независимым возбуждением

Если в цепь обмотки статора включен регулировочный реостат $R_{pв}$, а цепь обмотки ротора – пусковой реостат R_n , то могут быть получены искусственные механические характеристики. С помощью искусственных характеристик производят регулирование скорости двигателя.

Регулирование скорости вращения вала двигателя обусловлено требованиями технологического процесса, в котором задействован двигатель. Выбор способа регулирования скорости двигателя определяется следующими требованиями:

- Диапазон регулирования скорости;
- Плавность регулирования скорости;
- Погрешность регулирования скорости;
- Направление регулирования скорости;
- Допустимая нагрузка двигателя.

Диапазоном регулирования скорости называют отношение максимальной скорости к минимальной при заданном диапазоне изменения нагрузки на валу двигателя:

$$D = \omega_{\max} / \omega_{\min}. \quad (2.20)$$

Плавностью регулирования скорости называют отношение разности двух соседних значений скоростей двигателя к ее номинальному значению:

$$\Phi = (\omega_i - \omega_{i-1}) / \omega_{\text{ном}}. \quad (2.21)$$

Погрешностью поддержания скорости называют отношение приращения скорости идеального холостого хода ω_0 двигателя при изменении нагрузки на его валу от нуля до номинальной, к скорости ω_{In} при номинальной нагрузке:

$$\Delta = (\omega_0 - \omega_{In}) / \omega_{In}. \quad (2.22)$$

Направлением регулирования скорости называют уменьшение или увеличение скорости по отношению к номинальной скорости.

Допустимой нагрузкой двигателя называют наибольшее значение момента двигателя при его длительной работе на регулировочной характеристике.

Регулирование скорости двигателя величиной тока ротора осуществляется при номинальных напряжениях питания статора и ротора (рис. 2.9). При $R_{pв} = 0$ и $R_n = 0$ получают естественную характеристику двигателя, у которой при токе ротора $I_r = 0$ двигатель вращается со скоростью идеального холостого хода ω_0 (рис. 2.10).

Зависимость частоты вращения ротора от тока в его обмотке практически получается линейной. Ступенчатое увеличение сопротивления реостата R_n в цепи ротора позволяет получить ряд более круто наклонных

(более мягких) электромеханических характеристик двигателя. Скорость идеального холостого хода ω_0 не зависит от добавочного сопротивления реостата R_n и для данного способа регулирования остается постоянной. При скорости ротора $\omega = 0$ в обмотке ротора протекает ток короткого замыкания $I_{кз}$.

Реостатное регулирование скорости, как правило, ступенчатое. Плавное регулирование скорости реостатом в цепи питания ротора возможно только у двигателей малой мощности. Диапазон регулирования скорости при номинальной нагрузке $D = 1 : 4$. Регулирование скорости сопротивлениями в цепи ротора сопровождается потерями на них мощности.

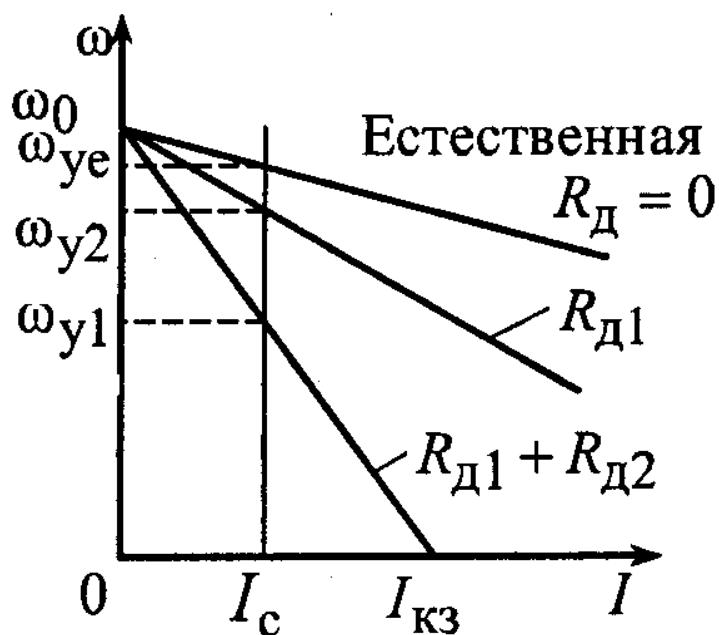


Рис. 2.10. Электромеханические характеристики двигателя с независимым возбуждением при изменении сопротивления в цепи ротора

Регулирование скорости двигателя изменением напряжения в цепи питания ротора возможно только от независимого преобразователя напряжения. Электромеханические характеристики при таком способе регулирования показаны на рис. 2.11.

Из характеристик видно, что искусственные характеристики при таком способе регулирования несколько мягче естественной характеристики за счет добавочного сопротивления источника питания. Характеристики параллельны друг другу. Большому ЭДС источника питания E_i соответствует большая скорость идеального холостого хода ω_{0i} .

Плавность регулирования такого способа высокая и стремится к 1. Диапазон регулирования в замкнутой системе регулирования $D = 1 : 10000$ и более. Направление регулирования вниз от естественной характеристики. Скорость снижается с уменьшением напряжения питания ротора.

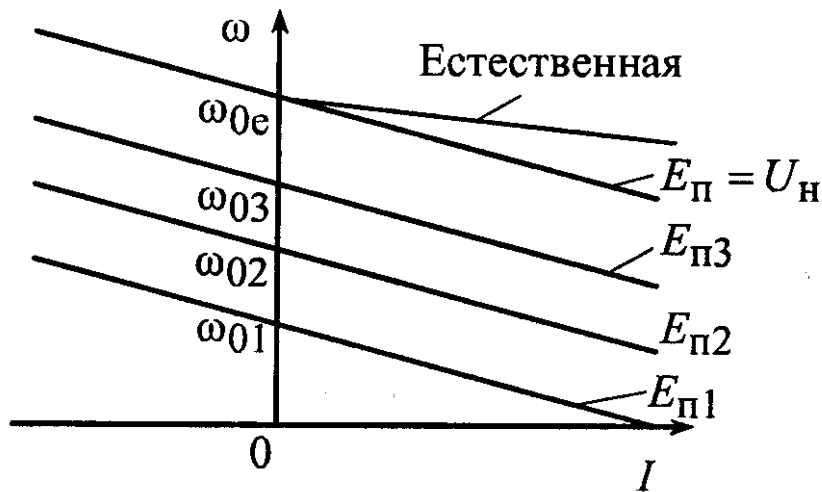


Рис. 2.11. Электромеханические характеристики двигателя независимого возбуждения, получаемые изменением напряжения питания ротора

Регулирование скорости вращения вала двигателя постоянного тока изменением напряжения питания статорной обмотки приводит к изменению потока возбуждения. Обычно регулирование в этом случае осуществляется уменьшением потока возбуждения, так как номинальный поток возбуждения Φ_n близок к потоку насыщения магнитной цепи. Увеличение тока намагничивания не приводит к существенному росту потока возбуждения (рис. 2.12, кривая 1), но может привести к пробое изоляции обмотки возбуждения.

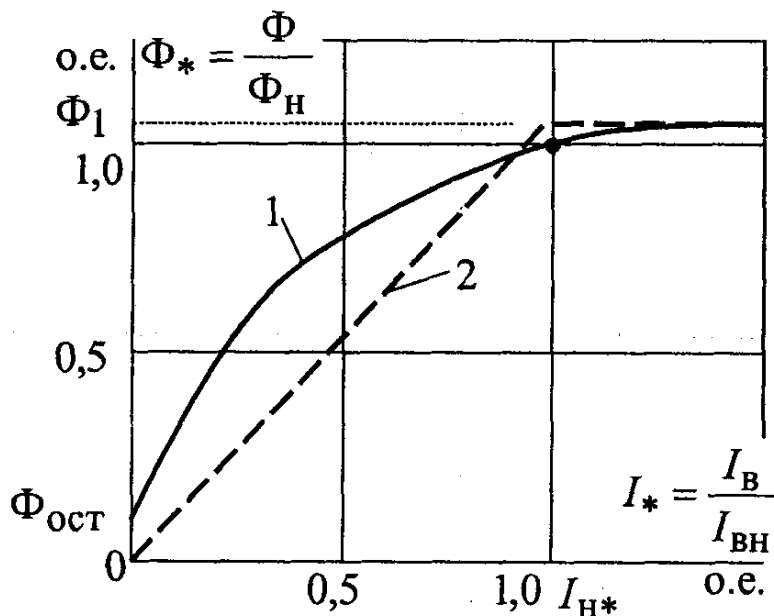


Рис. 2.12. Кривая намагничивания статора двигателя постоянного тока

Электромеханические характеристики при регулировании потоком возбуждения показаны на рис. 2.13, а. Все электромеханические характеристики на оси абсцисс сходятся в одной точке, соответствующей току ко-

роткого замыкания $I_{кз}$ при $\omega = 0$. Механические характеристики имеют скорости идеального холостого хода соответствующие электромеханическим характеристикам. Искусственные механические характеристики приведены на рис. 2.13,б.

Диапазон регулирования скорости небольшой: $D = 1,3 \div 1$. Направление регулирования скорости – вверх от естественной характеристики: скорость увеличивается с уменьшением напряжения на обмотке возбуждения.

Регулирование скорости производится с высоким КПД за счет уменьшения напряжения на обмотке возбуждения и уменьшения его магнитного потока.

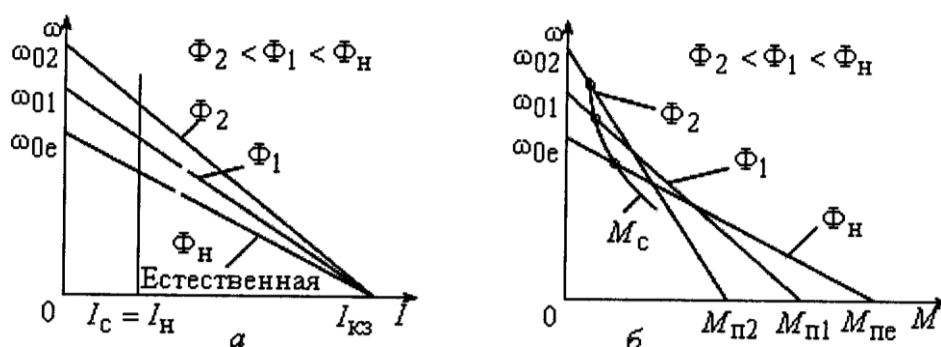


Рис. 2.13. Характеристики двигателя постоянного тока при регулировании скорости изменением потока возбуждения: а – электромеханические; б – механические

При этом изменяется и частота вращения ротора. Если двигатель работает на холостом ходу или с небольшой нагрузкой, то уменьшение магнитного потока до потока остаточного магнетизма (обрыв цепи возбуждения) приводит к резкому возрастанию частоты вращения ротора (двигатель идет вразнос). При этом сильно возрастает ток ротора и на его коллекторе может возникнуть круговой огонь. Защита должна отключить источник питания двигателя. При номинальной нагрузке на валу при обрыве обмотки возбуждения ротор остановится и возрастет ток ротора до тока короткого замыкания. Защита также должна отключить двигатель от питающей сети.

Электродвигатель с параллельным возбуждением (рис.2.9.б), хоть и питается от общей сети, но практически имеет отдельное питание ротора и обмотки возбуждения. Такой двигатель имеет характеристики аналогичные двигателю с независимым возбуждением при условии питания двигателя от источника с неизменным напряжением. Изменяющееся напряжение вызывает изменение тока возбуждения, что приводит к изменению тока ротора и частоты вращения. Это ограничивает возможность регулирования частоты вращения ротора путем изменения напряжения питания.

2.5.3.2. Электродвигатель постоянного тока с последовательным возбуждением (рис. 2.14) питание обмотки статора получает от сети через обмотку ротора.

Ток обмотки якоря является одновременно током обмотки возбуждения. Теоретические электромеханическая и механическая характеристики двигателя последовательного возбуждения показана на рис. 2.15.

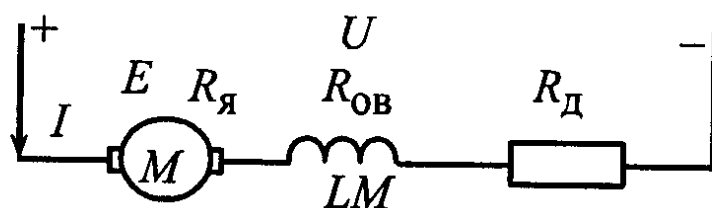


Рис. 2.14. Схема питания двигателя последовательного возбуждения

Анализ характеристик двигателя с последовательным возбуждением показывает нелинейность зависимости тока ротора и частоты вращения при малых нагрузках и линейность при нагрузках больше номинальной.

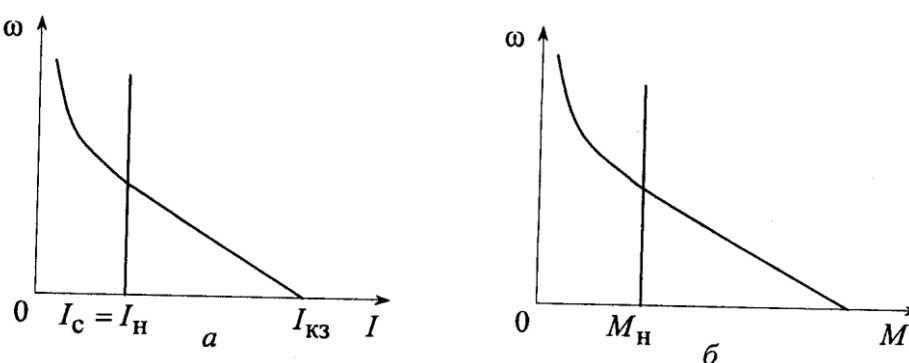


Рис. 2.15. Электромеханическая (а) и механическая (б) характеристики двигателя последовательного возбуждения

Теоретически они не имеют скорости идеального холостого хода. Регулирование скорости двигателя постоянного тока последовательного возбуждения можно осуществлять с помощью резисторов в цепи обмотки ротора (рис. 2.16).

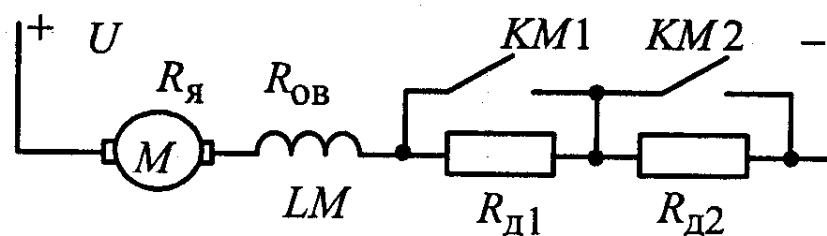


Рис 2.16. Схема регулирования двигателя резисторами в цепи ротора

При пуске двигателя, когда $\omega = 0$, по обмотке ротора протекает ток короткого замыкания. Для ограничения тока при пуске резисторы $R_{д1}$ и $R_{д2}$ активны. По мере увеличения скорости резисторы замыкаются контакторами КМ1 и КМ2 последовательно. Получаем реостатное регулирование скорости. На рис. 2.17 показаны реостатные характеристики двигателя последовательного возбуждения.

Характерной особенностью такого двигателя является пропорциональная зависимость тока возбуждения от тока ротора при токовой нагрузке ротора до 0,9 номинального. Скоростная характеристика будет мягкой, так как с увеличением тока ротора увеличивается магнитный поток статора и частота вращения ротора будет уменьшаться. Изменяя сопротивление реостата, можно получить семейство реостатных характеристик, при этом, чем больше сопротивление реостата, тем мягче будет характеристика. Диапазон регулирования скорости при номинальной нагрузке $D = 1: 3,5$. Погрешность регулирования скорости возрастает с увеличением добавочного сопротивления в цепи якоря. На сопротивлениях в цепи якоря происходит потеря мощности.

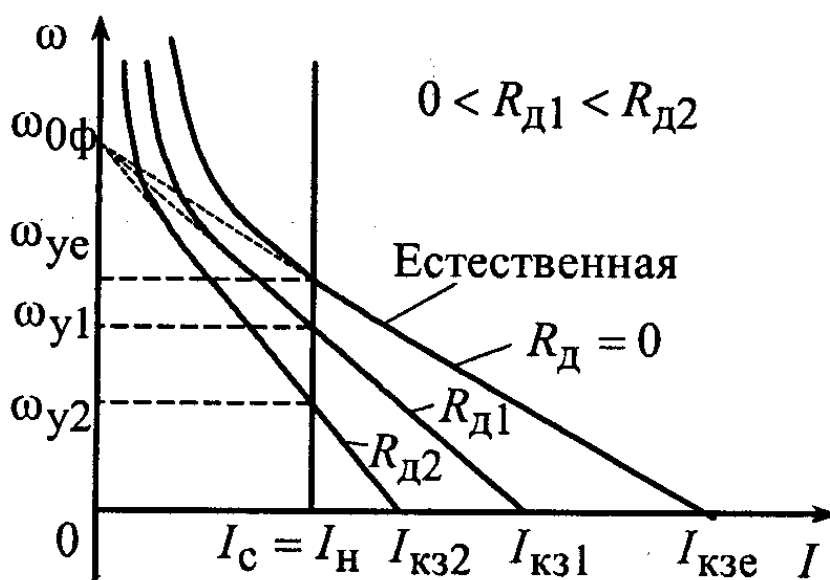


Рис. 2.17. Реостатная электромеханическая характеристика двигателя последовательного возбуждения

Регулирование двигателя последовательного возбуждения изменением питающего напряжения возможно только от отдельного преобразователя напряжения. Электромеханические характеристики двигателя в этом случае аналогичны характеристикам двигателя независимого возбуждения. При уменьшении напряжения скорость двигателя снижается, а их линейная часть смещается параллельно линейной части естественной характеристики (рис. 2.18).

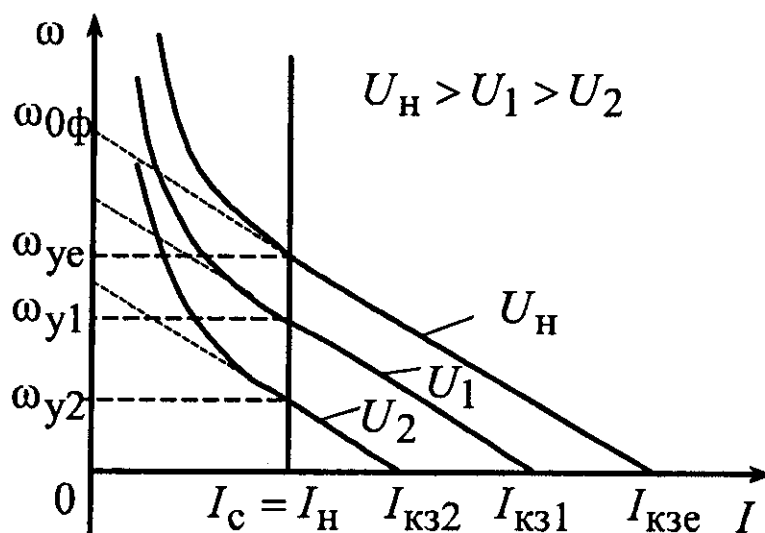


Рис. 2.18. Электромеханическая характеристика двигателя последовательного возбуждения при регулировании напряжением питания

При скорости $\omega = 0$ по обмотке ротора двигателя действует ток короткого замыкания, который пропорционален напряжению на обмотке ротора. Диапазон регулирования скорости не превышает $D < 1:100$.

Реверсирование двигателя последовательного возбуждения имеет некоторую особенность. Изменение полярности на схеме включения двигателя по рис. 2.16 не приводит к изменению вращения вала двигателя, так одновременно меняется направление тока в обмотках ротора и статора. Знак электромагнитного момента остается прежним. Это свойство позволяет электродвигатель с последовательным возбуждением включать в сеть однофазного переменного тока, направление вращения двигателя при этом будет всегда одного знака.

Реверсирование двигателя последовательного возбуждения в сети постоянного тока осуществляют изменением направления тока, протекающего по обмотке ротора (рис. 2.19).

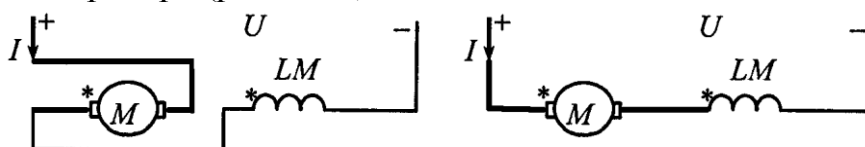


Рис. 2.19. Схемы включения двигателя последовательного возбуждения в сети постоянного тока при реверсировании

Двигатели последовательного возбуждения применяются в электроинструментах, включаемых в сеть однофазного переменного тока.

2.5.3.3. Двигатель смешанного возбуждения имеет две обмотки возбуждения, намотанные на одни и те же полюса. Одна из этих обмоток

(шунтовая ШО) подключена параллельно цепи ротора. Другая обмотка (серийная СО) подключена последовательно цепи ротора (рис. 2.20).

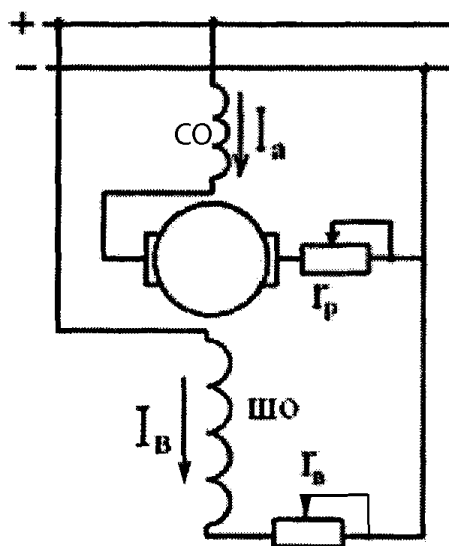


Рис. 2.20. Схема электродвигателя смешанного возбуждения

Эти обмотки по магнитному потоку могут быть включены согласно и встречно. При согласном включении, когда начало одной обмотки соединено с началом другой, магнитные потоки складываются и результирующий поток примерно равен сумме потоков каждой обмотки. При встречном включении, когда начало одной обмотки соединено с концом другой обмотки, результирующий магнитный поток равен примерно разности потоков параллельной и последовательной обмоток. Свойства и характеристики двигателя смешанного возбуждения зависят от способа включения обмоток и соотношения их магнитодвижущей силы.

На рис. 2.21 показаны электромеханические характеристики двигателя смешанного возбуждения. Соотношение магнитного потока обмоток статора можно менять в широких пределах и получать разные варианты характеристик.

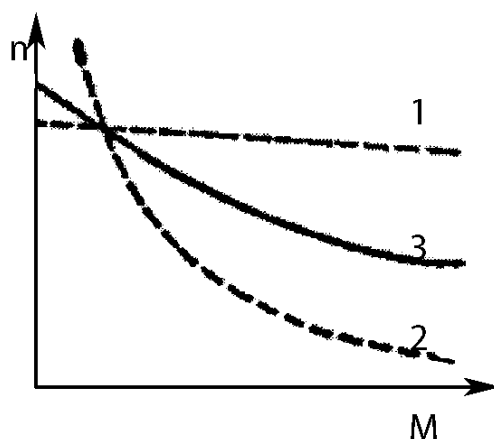


Рис. 2.21. Механические характеристики двигателя смешанного возбуждения.

Двигатели со слабой последовательной обмоткой имеют слабо падающую характеристику (линия 1 на рис. 2.21). Чем больше доля последовательной обмотки в создании МДС, тем ближе характеристика (кривая 3) приближается к характеристике двигателя последовательного возбуждения (кривая 2). Такая характеристика позволяет получить значительный пусковой момент и исключает возможность "разноса" двигателя на холостом ходу.

При встречном включении последовательной обмотки с увеличением нагрузки результирующий магнитный поток уменьшается и приводит к неустойчивой работе двигателя. Двигатели со встречным включением обмоток не применяются.

Асинхронные электродвигатели переменного тока просты и надежны в эксплуатации. Они имеют меньшие габариты, массу, стоимость, выпускаются серийно в широком диапазоне мощностей. Наибольшее распространение в нерегулируемом электроприводе получили короткозамкнутые асинхронные двигатели. Они запускаются прямым включением в сеть с помощью контактной аппаратуры без промежуточных преобразователей.

Для короткозамкнутого асинхронного двигателя представляет интерес электромеханическая характеристика, отражающая зависимость тока статора I_1 от скольжения s .

На рис. 2.22 представлены статические характеристики асинхронного двигателя.

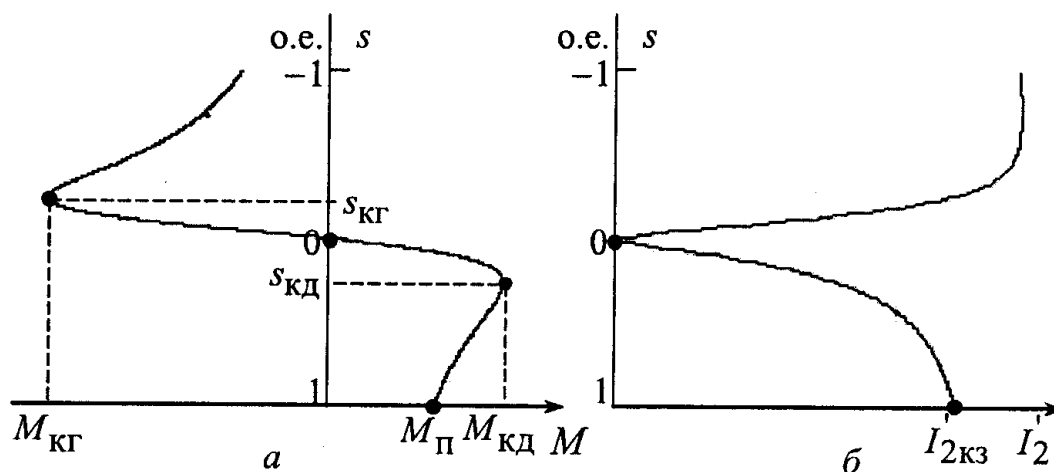


Рис. 2.22. Статические характеристики асинхронного двигателя:
а – механическая; б – электромеханическая

При скольжении $0 < s < 1$ асинхронная машина работает в двигательном режиме, при $s < 0$ – в генераторном режиме. Механическая характеристика, приведенная на рис. 2.22, а имеет три характерные точки

- 1) $s = 0$; $M = 0$, при этом скорость двигателя равна синхронной;
- 2) $s = s_{кд}$; $M = M_{кд}$, что соответствует точке с критическим скольжением и критическим моментом двигательного режима;

3) $s = 1$, при этом скорость двигателя будет равна нулю, а момент равен пусковому моменту $M = M_n$.

Электромеханическая характеристика, приведенная на рис. 2.22, б, имеет две характерные точки в двигательном режиме:

1) $s = 0$; $I_2 = 0$, при этом скорость двигателя равна синхронной скорости $\omega_0 = 2\pi \cdot \nu / z_p$;

2) $s = 1$, при этом скорость двигателя будет равна нулю, а ток ротора - току короткого замыкания ($I_2 = I_{2кз}$).

Различают естественную и искусственные механические характеристики асинхронного двигателя. Естественная механическая характеристика двигателя представляет зависимость скольжения s от момента двигателя M при номинальных параметрах питающей сети, схемы включения и отсутствии добавочных сопротивлений в цепях. Все остальные характеристики будут искусственными. С помощью искусственных характеристик регулируют скорость двигателя в соответствии с требованиями технологического процесса. В настоящее время практически используют следующие способы регулирования асинхронных двигателей:

- изменением величины питающего напряжения;
- изменением частоты питающего напряжения;
- изменением активного сопротивления в цепи обмотки ротора асинхронного двигателя с фазным ротором. Эти способы регулирования непосредственно связаны с пусковыми свойствами асинхронных двигателей.

При пуске асинхронного двигателя ротор двигателя преодолевает момент сопротивления от рабочей нагрузки и момент инерции всех вращающихся частей приводимого механизма. При пуске должны выполняться два основных требования: вращающий момент ротора двигателя должен быть больше рабочего момента сопротивления, а пусковой ток должен быть небольшим. В практике используются следующие способы пуска.

Прямой пуск. Пуск двигателя непосредственной подачей напряжения сети на статор двигателя называют прямым пуском. При этом в начальный момент скольжение равно 100 %, а пусковой ток в роторе и статоре в 5-7 раз превышает номинальный. Пусковой момент при этом близок к номинальному моменту, а при действии случайных дополнительных нагрузок ротор не тронется с места. Большой пусковой ток может вызвать перегрев статорной обмотки и выход двигателя из строя.

По правилам Ростехнадзора прямое включение асинхронного двигателя в сеть допускается при условии $N_{дв} \leq 0,25 Q_{сети}$,

где $Q_{сети}$ – мощность питающего трансформатора.

Пуск двигателей с улучшенными пусковыми свойствами. Улучшение пусковых свойств асинхронных двигателей достигается за счет специальной конструкции проводников ротора (двойная беличья клетка) или ротора с глубокими пазами для обмотки (глубина пазов в 9÷ 10 раз больше ширины).

Улучшение пусковых свойств таких двигателей достигается использованием эффекта вытеснения тока ротора на периферийный слой проводников за счет того, что индуктивное сопротивление проводников в глубине паза при частоте тока 50 гц выше. В результате ток в момент пуска протекает в основном по наружному слою проводников гораздо меньшего сечения и активное сопротивление обмотки получается выше. За счет этого уменьшается пусковой ток и увеличивается пусковой момент. По мере разгона скольжение и частота тока уменьшаются, выравнивается индуктивное сопротивление обмотки и ток ротора распределяется равномерно по сечению проводников. При сильно выраженном эффекте вытеснения тока становится возможным прямой пуск при меньших бросках тока и больших пусковых моментах.

Пуск переключением обмоток статора. При работе двигателя с номинальной нагрузкой его обмотки соединены в треугольник (рис. 2.23), при пуске их можно соединить в звезду. При этом напряжение на фазе будет в 1,73 раза меньше линейного, а следовательно будет меньше и пусковой ток. При этом будет меньше и пусковой момент. Электрическая схема такого пуска показана на рис. 2.24. После включения пускателя Q переключателем S концы обмоток X, Y, Z присоединяют к линиям П₁, П₂, П₃, а после завершения разгона двигателя переключатель переводят для соединения с линиями Р₁, Р₂, Р₃. Такой способ пуска применим при небольшом нагрузочном моменте и для двигателей, нормально работающих при соединении обмоток в треугольник.

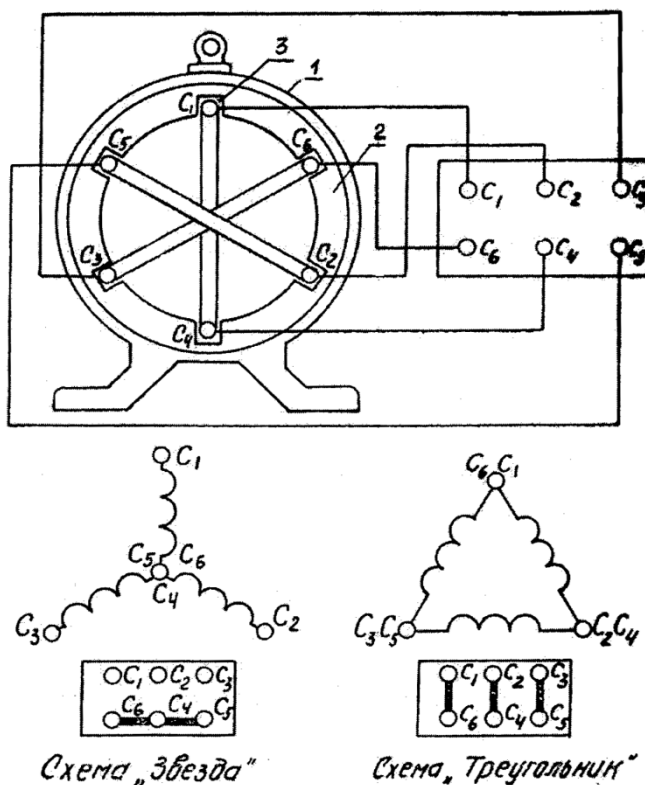


Рис. 2.23. Схема соединения обмоток двигателя "звездой" и "треугольником"

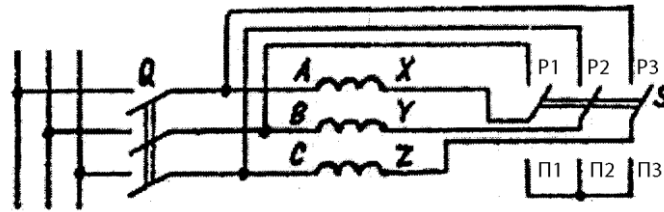


Рис. 2. 24. Схема пуска асинхронного двигателя переключением обмоток статора со звезды на треугольник.

Механические характеристики асинхронного короткозамкнутого двигателя при соединении обмоток статора звездой и треугольником показаны на рис. 2. 25. Как видно из характеристик пуск двигателя указанным способом предпочтительно осуществлять без рабочей нагрузки. При этом пусковые токи получаются удовлетворительными.

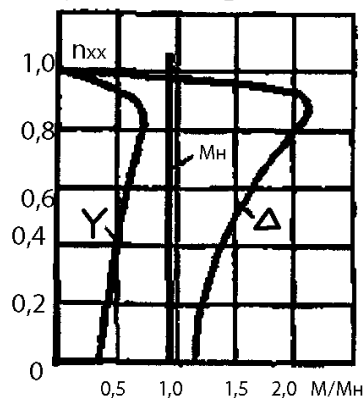


Рис. 2.25. Механические характеристики асинхронного двигателя при соединении обмоток статора звездой и треугольником

Пуск двигателя изменением напряжения в цепи статора. Такая схема пуска изображена на рис. 2.26, а. При включении пускателя П статор питается через резисторы R_d пониженным напряжением. После разгона двигателя замыкается выключатель К и на обмотку статора подается номинальное напряжение.

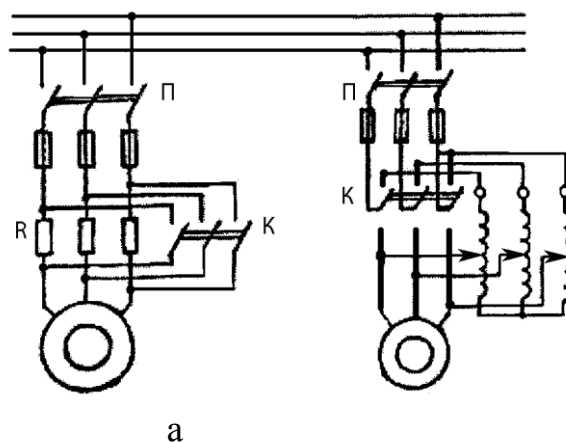


Рис. 2.26. Схемы запуска двигателя (а – с помощью резисторов; б – с помощью трехфазного трансформатора)

Подбором величины сопротивлений резисторов можно понизить напряжение на обмотках статора и ограничить пусковой ток до допустимой величины. При этом снижается и пусковой момент и возникают значительные потери на сопротивлениях.

Понизить напряжение на статоре можно также с помощью трехфазного трансформатора, как на рис. 2.26, б.

Пусковая характеристика двигателя при пониженном напряжении на статоре двигателя показана на рис 2.27.

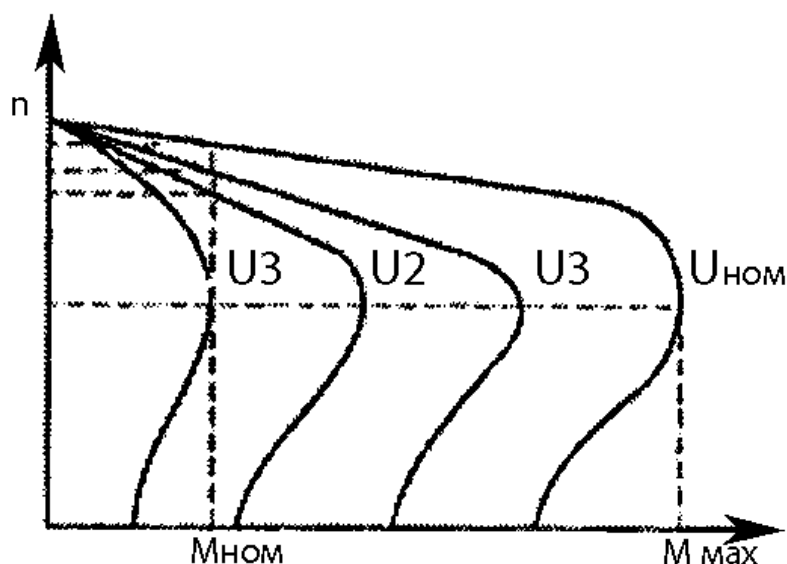


Рис. 2. 27. Механические характеристики асинхронного двигателя при изменении напряжения, подводимого к статору

Регулирование частоты вращения асинхронного двигателя изменением напряжения на статоре уменьшает максимальный момент двигателя пропорционально квадрату подводимого к двигателю напряжения. Если максимальный пусковой момент двигателя будет при запуске меньше номинального момента сопротивления на рабочем органе машины, то двигатель не будет вращаться. Поэтому необходимо подобрать пусковое напряжение трансформатором (рис. 2.26, б) или резисторами (рис. 2.21, а), или производить запуск двигателя без нагрузки.

Частотное регулирование асинхронного двигателя. Изменяя частоту ν питающего напряжения в соответствии с формулой

$$n_{дв} = 60\nu(1 - s)/2p, \quad (2.23)$$

при неизменном числе пар полюсов $2p$ можно изменять частоту вращения вала двигателя. Этот способ обеспечивает плавное регулирование скорости в широком диапазоне (30 : 1). Механические характеристики при частотном регулировании (рис. 2.28) обладают высокой жесткостью. С

уменьшением частоты ν критический момент несколько уменьшается в области малых частот вращения. Потери мощности при таком способе регулирования незначительны. Для получения высоких энергетических показателей асинхронных двигателей при постоянном моменте нагрузки напряжение на статоре должно регулироваться пропорционально частоте.

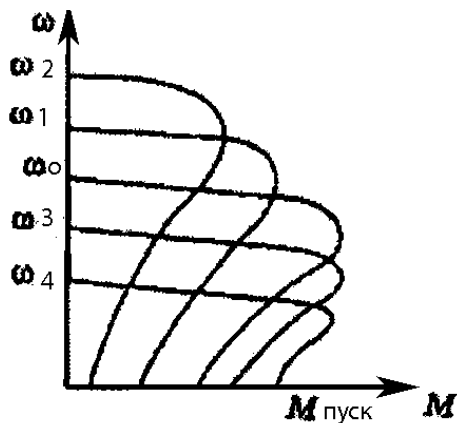


Рис. 2.28. Механические характеристики асинхронного двигателя при частотном регулировании питающей сети

Регулирование асинхронного двигателя с фазным ротором. Регулировать частоту вращения двигателя с фазным ротором можно путем введения в цепь питания ротора резисторов, а затем их ступенчатого выведения (рис. 2.29). Это приводит к увеличению потерь мощности и снижению частоты вращения вала двигателя за счет увеличения скольжения s .

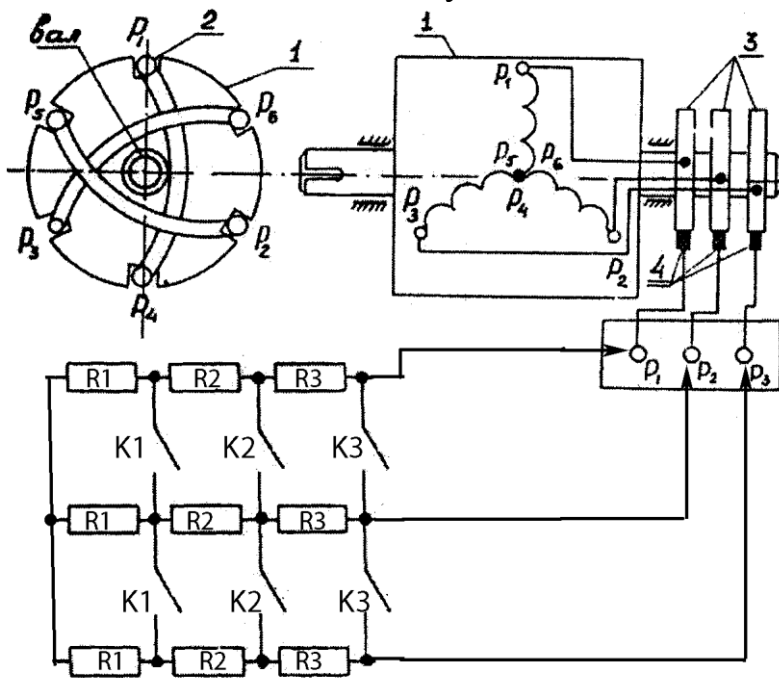


Рис. 2.29. Схема подключения резисторов к роторной обмотке электродвигателя с фазным ротором

Последовательное ступенчатое уменьшение величины сопротивления резисторов в цепи питания роторных обмоток позволяет перейти через искусственные промежуточные механические характеристики двигателя на естественную характеристику. Из пусковой характеристики двигателя на рис. 2.30 видно, что при большом добавочном сопротивлении в цепи ротора механическая характеристика становится более мягкой. Частота вращения вала двигателя значительно может быть уменьшена в том же диапазоне изменения пускового момента.

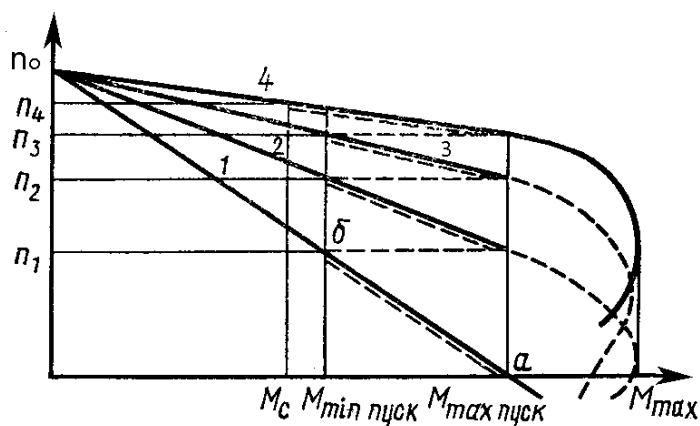


Рис. 2.30. Пусковая характеристика асинхронного двигателя с фазным ротором.

Регулирование частоты вращения вала асинхронного двигателя переключением пар полюсов в соответствии с формулой, определяющей частоту вращения вала асинхронного двигателя, следует, что изменением числа пар полюсов $2p$ можно изменять частоту вращения магнитного поля и получать естественные механические характеристики с различной номинальной частотой вращения вала. Регулирование таким способом экономично, а механические характеристики сохраняют жесткость

Недостатком такого способа регулирования является ступенчатое регулирование скорости и только для короткозамкнутых специальных многополюсных асинхронных двигателей. Выпускаются двухскоростные двигатели с числом полюсов 4/2, 8/4, 12/6. Четырехскоростной двигатель имеет две переключаемые обмотки с полюсами 12/8/6/4. Такие двигатели более дорогие.

Существуют два способа изменения действующих пар полюсов. В первом случае в пазы статора укладываются две обмотки с разным числом полюсов. Для разных скоростей используют разные обмотки. Во втором случае обмотку каждой фазы статора составляют из двух частей, которые соединяют параллельно или последовательно (рис. 2.31). При этом число пар полюсов изменяется в два раза.

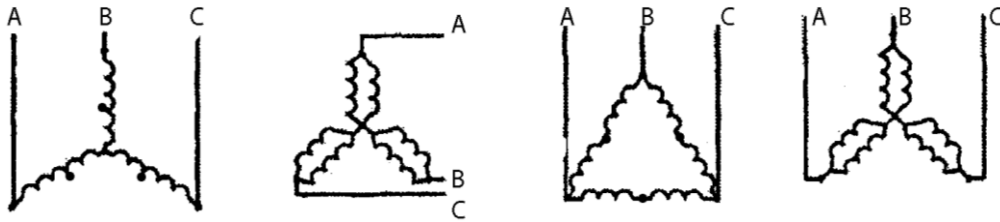


Рис. 2.31. Схема переключения обмоток для изменения частоты вращения вала:
 а – с одинарной звезды на двойную; б – с треугольника на двойную звезду

2.6. Гидравлические двигатели

2.6.1. Общая характеристика гидравлических двигателей

Гидравлические двигателя предназначены для преобразования потенциальной или кинетической энергии жидкости в механическую энергию.

В первом случае такими преобразователями являются гидродвигатели с вращательным движением выходного звена и гидроцилиндры с линейным перемещением выходного звена. Гидродвигатели используются в объемном гидроприводе.

Для преобразования кинетической энергии потока жидкости в механическую энергию вращательного движения используют турбины. Гидропривод с такими гидромашинами получил название гидродинамического привода.

Рассмотрим основные характеристики гидродвигателей для объемного гидропривода. Существует достаточно большое количество разнообразных конструкций гидродвигателей. Принципиальные технические решения современных гидродвигателей реализованы в следующих конструкциях:

- шестеренные гидродвигатели;
- героторные;
- пластинчатые;
- радиально-поршневые;
- аксиально-поршневые с наклонным блоком;
- аксиально-поршневые с наклонным диском;
- многотактные аксиально-поршневые
- линейные гидродвигатели;
- поворотные гидродвигатели.

Основными параметрами гидродвигателей являются:

- рабочий объем ($\text{см}^3/\text{об}$) – объем жидкости, который необходимо пропустить через гидродвигатель для поворота его вала на 360° (один оборот);
- рабочее давление (МПа);

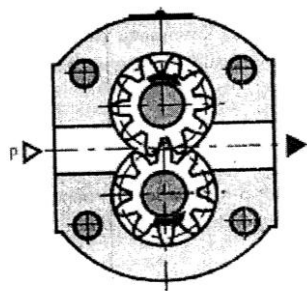
- крутящий момент (Н·м);
- частота вращения (об/мин).

2.6.2. Конструкция и параметры гидродвигателей

Гидравлические двигатели вращательного движения сравнительно недавно получили применение в строительных машинах в отличие от ДВС и электрических двигателей. В настоящее время в строительных машинах применяют следующие конструкции гидродвигателей вращательного движения.

Шестеренные гидродвигатели (рис. 2.32) применяют в гидроприводах навесного оборудования мобильной техники, в приводах вспомогательных механизмов различных машин. Гидродвигатели работают на частотах вращения вала до 10000 об/мин и давлениях до 20 МПа. КПД шестеренного гидродвигателя не превышает 0,9. Шестеренные гидродвигатели просты по конструкции, имеют низкую стоимость и высокую частоту вращения. Недостатком считается низкий кпд. Крутящий момент шестеренного гидродвигателя определяют по формуле

$$M = \Delta p \cdot b \cdot m^2 \cdot z + 1, \quad (2.24)$$



где Δp – перепад давлений на гидромоторе;
 b – ширина шестерен;
 m – модуль зацепления;
 z – количество зубьев шестерни.

Рис. 2.32. Схема шестеренного гидродвигателя

Героторный гидромотор является разновидностью шестеренного гидромотора с внутренним зацеплением зубьев специального кругового профиля. Зубчатое колесо с внутренним зубом одновременно является корпусом мотора. Внутри зубчатого колеса размещается шестерня с внешним круговым зубом. Шестерня имеет от 4 до 8 зубьев, но всегда на один зуб меньше, чем внешняя. При плотном контакте вершины зуба шестерни с впадиной колеса ось шестерни смещена относительно оси колеса. При обкатывании шестерни по колесу ось шестерни перемещается по круговой орбите. Поэтому их называют орбитальными или планетарными гидромоторами (рис. 2.33.).

В центре шестерни выполняют шлицевое отверстие, в котором размещается карданная передача для связи выходным валом гидромотора. Рабо-

чая жидкость в нагнетаемой полости действует на зубья ротора и создает крутящий момент. На выходном валу героторного мотора выполнен вращающийся распределительный узел. Он направляет рабочую жидкость от насоса в нагнетательную полость героторной пары по осевым каналам в корпусе мотора, а отработанную жидкость в сливную магистраль.

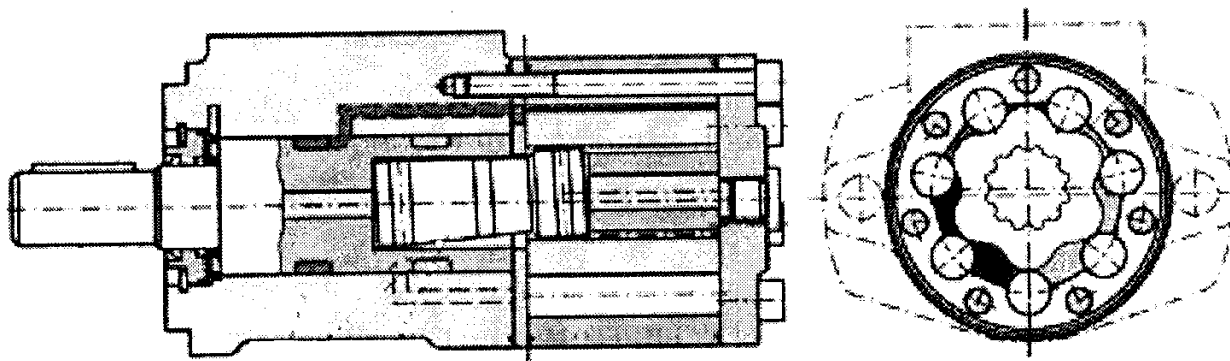


Рис. 2.33. Чертеж героторного гидромотора

Героторные гидромоторы просты по конструкции, имеют большие крутящие моменты, малые габариты. Героторные моторы имеют рабочий объем от 10 до 1000 см³, частоту вращения от 5 до 1000 об/мин, максимальный крутящий момент до 2000 Н·м, давление до 20 МПа, мощность до 50 кВт. Героторные моторы широко применяются в безредукторных приводах рабочих органов различных строительных машин.

Пластинчатые гидромоторы (рис. 2.34) представляют собой вал с продольными пазами, в которые вставлены пластины. Вал размещен в корпусе, так что пластины свободными торцами прижимаются к внутренним поверхностям корпуса. В радиальном направлении пластины прижимаются к корпусу пружинами, размещенными в пазах вала. В одноктактных гидромоторах вал размещен эксцентрично относительно корпуса, в двухтактных – симметрично. В последнем случае внутренняя поверхность корпуса выполнена овальной.

Достоинства пластинчатых гидромоторов заключаются в низком уровне шума, невысокая требовательность к чистоте рабочей жидкости, невысокая стоимость. Недостатком является сложность уплотнения торцов пластин, низкая ремонтпригодность, невысокий КПД.

Такие моторы работают на давлениях до 20 МПа, частотах вращения до 1500 об/мин. КПД моторов не превышает 0,8. Крутящий момент определяют по формуле

$$M = \Delta p \cdot q / 2\pi, \quad (2.25)$$

где Δp – перепад давлений на гидромоторе;
 q – рабочий объем гидромотора.

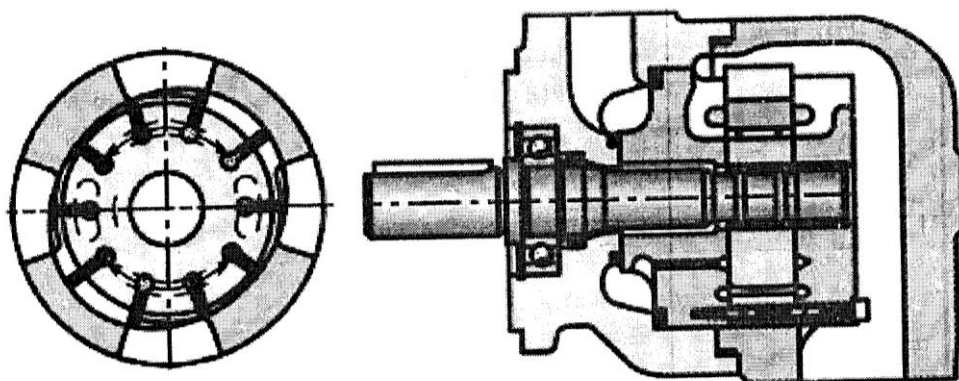


Рис. 2.34. Конструкция пластинчатого гидромотора

Радиально-поршневые гидромоторы имеют вал с радиально расположенными камерами с поршнями. Поршни при давлении на них жидкости воздействуют на эксцентриковый вал, приводя его во вращение в конструкциях с внутренней опорой поршней (рис. 2.35). Такие моторы являются моторами однократного действия.

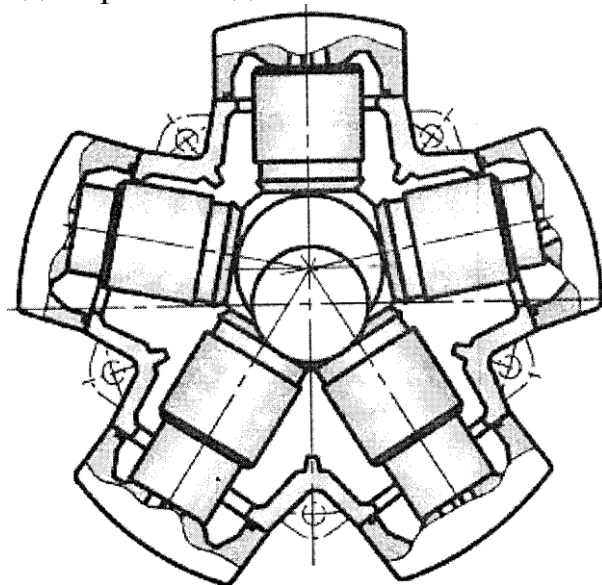


Рис. 2.35. Однотактный радиально-поршневой гидромотор с внутренней опорой поршней

В конструкциях гидромоторов многократного действия поршни под давлением рабочей жидкости взаимодействуют с внешней опорой специального периодического профиля (рис. 2.36). В такой конструкции можно реализовать ступенчатое управление рабочим объемом путем отключения рабочих камер с помощью специального распределителя. Отключенные камеры соединяются со сливом. В таких гидромоторах может быть реализован режим свободного вращения при соединении всех камер со сливом и подаче в дренажную линию небольшого давления (2...4 МПа). Подобное

решение необходимо в мотор-колесах мобильных машин. Моторы подобного типа могут развивать большие крутящие моменты (до 45000 Н·м), частоты вращения до 300 мин⁻¹, рабочие объемы до 8000 см³/об. Эти моторы характеризуются высокой стоимостью из-за сложности конструкции и высокой пульсацией рабочей жидкости.

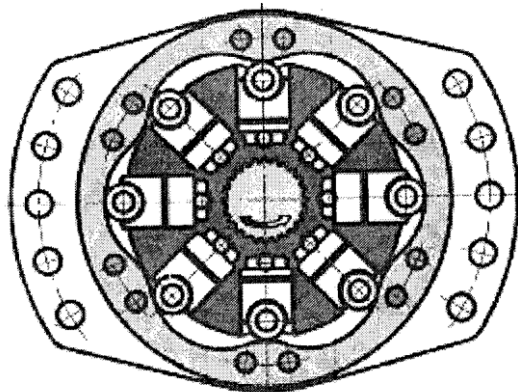


Рис.2.36. Многотактный радиально-поршневой гидромотор с внешней опорой поршней

Аксиально-поршневые гидромоторы, в отличие от радиально-поршневых, имеют рабочие камеры, расположенные параллельно оси вращения блока цилиндров. Ось блока цилиндров может быть соосна с выходным валом мотора или располагаться под некоторым углом к нему. На рис. 2.37 показана схема аксиально-поршневого мотора с наклонной шайбой, а на рис. 2.38 мотора с наклонным блоком. Под действием давления рабочей жидкости поршни взаимодействуют с наклонными поверхностями и создают крутящий момент на выходном валу гидромотора. Рабочая жидкость поступает в рабочие камеры и сливается из них через серповидные окна распределителя, расположенные на опорной сфере блока цилиндров. Такие моторы, как правило, реверсивные, и в обязательном порядке требуют подключения к дренажной линии. Частоту вращения регулируют изменением наклона шайбы (рис. 2.37), или наклона блока цилиндров (рис. 2.38).

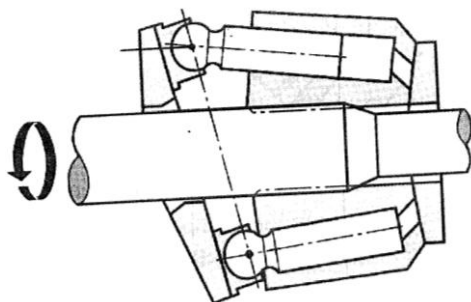


Рис. 2.37. Схема гидромотора с наклонной шайбой

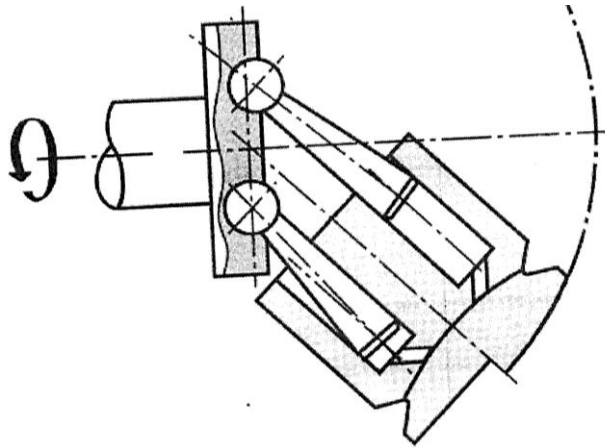


Рис. 2.38. Схема гидромотора с наклонным блоком

Аксиально-поршневые гидромоторы могут работать при давлениях до 45 МПа, частотах вращения до 5000 мин^{-1} , крутящем моменте до 6000 Н·м. Достоинством таких моторов является возможность регулирования рабочего объема, возможность реверсирования, высокая частота вращения и высокий КПД. Сложность конструкции мотора объясняет его высокую стоимость.

При работе мотора наблюдается высокая пульсация рабочей жидкости. Крутящий момент мотора можно вычислить по формуле

$$M = 0,125 \Delta p \cdot d_n \cdot D_{\text{ц}} \cdot z \cdot \text{tg} \gamma, \quad (2.26)$$

где Δp – перепад давлений на гидромоторе;

d_n – диаметр поршня;

$D_{\text{ц}}$ – диаметр расположения осей цилиндров;

z – число поршней;

γ – угол наклона блока цилиндров.

Многотактные аксиально-поршневые гидромоторы являются вариантом роторно-поршневых машин с аксиальным расположением рабочих камер. В них, как и в роторно-поршневых моторах, за один оборот вала поршень совершает несколько рабочих ходов. Поршни в таких гидромоторах взаимодействуют с круговым гребенчатым профилем торцевых дисков (рис. 2.39).

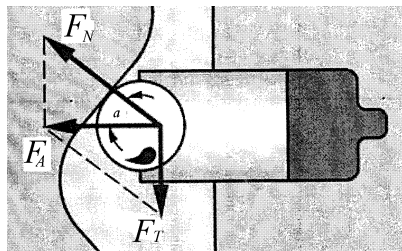


Рис. 2.39. Схема действия сил в многотактном аксиально-поршневом гидромоторе

Поршни ротора через шарик или ролик упираются в профильную поверхность торцевых дисков. Составляющая F_T нормального усилия F_N преобразуется в крутящий момент $M_{кр}$.

Многотактные аксиально-поршневые моторы способны создавать крутящие моменты до 5000 Н·м при давлении до 35 МПа. Частота вращения не превышает 500 об/мин. В таких моторах может быть реализован режим свободного вращения. Это позволяет их использовать как маршевые двигатели в мотор-колесах транспортных машин (рис. 2. 40, а). Вариант использования двигателя с неподвижным валом в мотор-барабане грузоподъемной лебедки показан на рис. 2. 40, б. Такие двигатели могут быть использованы в мотор-барабанах различных конвейеров с тяговым органом

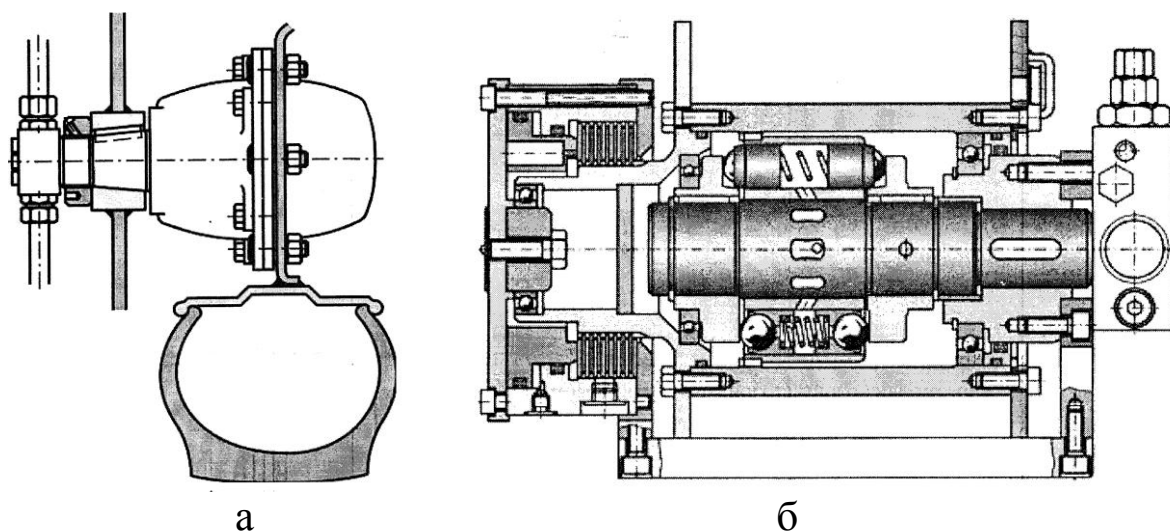


Рис. 2.40. Варианты использования многотактных аксиально-поршневых гидродвигателей с неподвижным валом: а – мотор-колесо транспортной машины; б – мотор-барабан грузоподъемной лебедки

Линейные гидродвигатели (гидроцилиндры) известны давно. Они создают поступательное движение, которое преобразуется исполнительными механизмами машин в технологическое действие рабочих органов. Гидроцилиндры могут развивать большие толкающие и тянущие усилия при соответствующем перепаде давления рабочей жидкости Δp в полостях гидроцилиндра и активной площади S поршня:

$$F = S \cdot \Delta p, \text{ Н.} \quad (2.27)$$

Гидроцилиндры по конструктивному исполнению подразделяются на плунжерные, поршневые, телескопические. Плунжерные и телескопические гидроцилиндры создают только толкающие усилия. Возвратное движение в них осуществляется под действием внешней нагрузки или с по-

мощью возвратной пружины. Поршневые гидроцилиндры могут быть выполнены с двумя штоками. Такие гидроцилиндры называют проходными. Усилия на штоках могут быть одинаковыми или разными в зависимости от разницы диаметров штоков.

Глава 3. Трансмиссии строительных машин.

3.1. Классификация трансмиссий

Для передачи механической энергии от двигателя к рабочему органу строительной машины используют специальные устройства – трансмиссии. Трансмиссии могут не только передавать, но и изменять по величине и направлению, управлять параметрами силового потока от первичной силовой установки: скоростью, крутящим моментом, усилием на рабочем органе.

По способу передачи энергии различают трансмиссии механические, гидравлические, электрические, пневматические и комбинированные из ранее названных: электромеханические, электрогидравлические, гидромеханические. В комбинированных трансмиссиях имеются участки, на которых энергия одного вида преобразуется в энергию другого вида: механическая в электрическую или сжатой жидкости, или воздуха. Такое преобразование может происходить несколько раз на пути от первичного двигателя к рабочему органу.

Показателем, оценивающим эффективность работы трансмиссии, является коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{вх}}} = \frac{M_{\text{вых}} \omega_{\text{вых}}}{M_{\text{вх}} \omega_{\text{вх}}} = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}} \quad (3.1)$$

К важным показателям трансмиссии относится степень прозрачности трансмиссии. Под прозрачностью трансмиссии понимают способность передовать (смягчать в большей или меньшей степени) влияние реактивных нагрузок рабочего органа на двигатель.

3.2. Механические трансмиссии

Механические трансмиссии состоят из системы зубчатых колес и валов. Зубчатые колеса и их валы располагают в общем корпусе так, чтобы был определен вход и выход приложения крутящего момента и угловой скорости. Такие устройства называют редукторами. Основным кинематическим параметром редуктора является его передаточное число, которое показывает кратность изменения выходных параметров относительно

входных. Редукторы могут быть в простом и планетарном исполнении. В простых редукторах валы и оси колес занимают постоянное положение.

В простых редукторах передаточное число постоянно. В сложных редукторах, называемых коробками перемены передач, передаточное число можно ступенчато менять, организуя варианты взаимодействия различного количества зубчатых колес с помощью ручного управления или с помощью синхронизирующих сервомеханизмов (рис. 3.1).

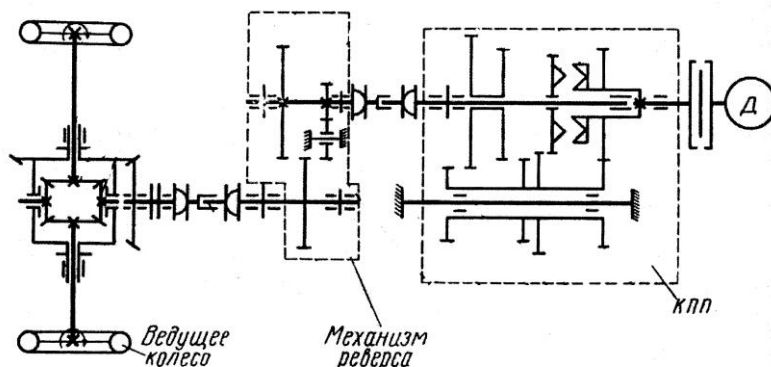


Рис. 3.1. Кинематическая схема погрузчика с механической трансмиссией (КПП – коробка перемены передач)

В планетарных редукторах оси колес могут перемещаться по круговым траекториям (рис. 3.2).

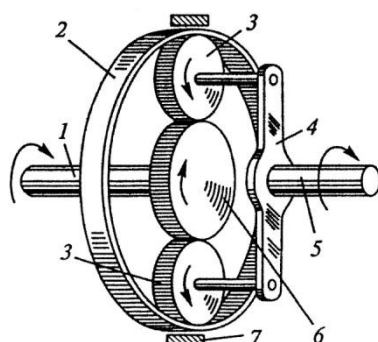


Рис. 3.2. Схема планетарной передачи (1- ведущий вал с солнечной шестерней; 2 – коронная шестерня; 3 – сателлиты; 4 – водило; 5 – ведомый вал; 7 – тормоз)

Выходные концы валов редукторов могут быть удлинены для соединения с рабочим органом технологической машины дополнительными валами необходимой длины. Соединение валов выполняют с помощью различных муфт, допускающих небольшие смещения и перекося осевых линий. При необходимости значительных перекосов осей валов их соединяют с помощью специальных карданных шарниров или шарниров равных угловых скоростей (ШРУСов).

Преимущество механических трансмиссий состоит в высоком коэффициенте полезного действия, надежности в работе, относительной простоте производства и эксплуатации.

Недостатком механической трансмиссии является ее полная прозрачность, ступенчатость изменения передаточного числа, заметное время на изменение передаточного числа и значительное физическое усилие на изменение передаточного числа, что усложняет управление механизмами.

Существуют конструкции, называемые вариаторами, которые позволяют плавно изменять передаточное число механической трансмиссии.

Плавное изменение передаточного числа вариаторами достигается клиноременной передачей, в которой клиновой ремень взаимодействует с двумя раздвижными коническими шкивами. При сближении (раздвижении) ведущих и ведомых конических дисков клиновой ремень взаимодействует с различными радиусами конусов. Максимальное и минимальное значение передаточного числа такого вариатора

$$u_{\text{макс (мин)}} = R_{1 \text{ мин (макс)}} / R_{2 \text{ макс (мин)}} \quad (3.2)$$

Клиноременные вариаторы просты и надежны в такой же степени как обычная клиноременная передача. Диапазон регулирования стандартизованного вариатора не превышает 3. КПД такого вариатора $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Конструкция торового вариатора состоит из двух соосных катков с тороидной рабочей поверхностью и двух промежуточных роликов, контактирующих с тороидными рабочими поверхностями (рис. 3.3). Изменение передаточного числа вариатора осуществляется синхронным наклоном осей роликов, в результате чего изменяются радиусы контактов роликов с ведущим и ведомым катками. Таким образом можно плавно изменять передаточное число в сторону замедления или ускорения ведомого вала.

$$u = \omega_1 / \omega_2 \approx R_2 / R_1 \quad (3.3)$$

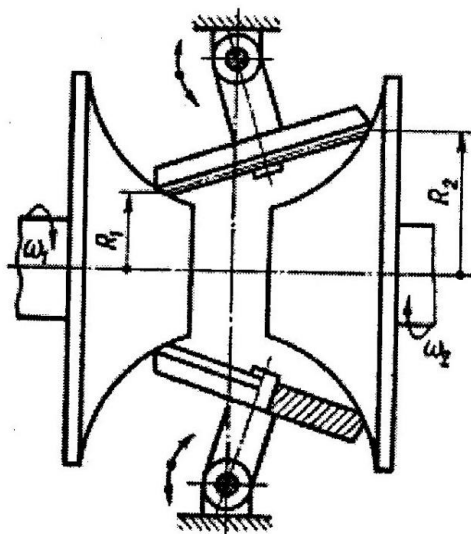


Рис. 3.3. Схема торового вариатора

Фрикционная связь ведущего катка с ведомым отражается на надежности и долговечности такой передачи. Диапазон регулирования достигает 10. Из всех вариаторов торовые вариаторы наиболее компактны, имеют минимальное скольжение и высокий КПД (до 0,95), но требуют высокой точности изготовления и монтажа.

Современные коробки перемены передач строительных и транспортных машин оснащаются сервомеханизмами переключения передач, что позволяет в некоторой степени улучшает управление механизмами.

3. 3. Гидравлические трансмиссии

Гидравлической трансмиссией называется совокупность устройств, предназначенных для приведения в движение рабочих (исполнительных) органов машин гидравлическими двигателями путем их управления для достижения требуемой скорости движения и усилия технологического звена машины. В машинах строительной отрасли используются гидрообъемные (гидростатические) и гидродинамические трансмиссии.

Гидрообъемный привод состоит из насоса, гидравлической трансмиссии и гидромотора.

Первичным источником энергии в транспортных, в строительных машинах, которые работают чаще всего вдали от источников электроэнергии, является двигатель внутреннего сгорания, который с помощью насоса преобразует механическую энергию в потенциальную или кинетическую энергию рабочей жидкости. Передающим устройством потенциальной энергии жидкости от насоса к двигателю исполнительного органа являются *гидролинии* с элементами управления потоком рабочей жидкости.

В зависимости от назначения гидролинии подразделяются на всасывающие, напорные, сливные, дренажные и гидролинии управления.

К устройствам управления относятся:

гидрораспределители для изменения направления движения потока жидкости и последовательности включения в работу исполнительных двигателей и их реверсирования;

регуляторы давления – предохранительный, редуцирующий, переливной и другие клапаны;

регуляторы расхода – дроссели, делители, сумматоры потока, направляющие клапаны и др, с помощью которых преобразуют скорость и давление потока рабочей жидкости;

гидроусилители, необходимые для управления работой насосов, гидродвигателей и других устройств управления посредством рабочей жидкости.

Вспомогательные устройства должны обеспечивать надежную работу гидропривода в целом. К ним относятся *уплотнители для герметизации*

гидросистемы, устройства для стабилизации параметров рабочей жидкости (*гидробаки, теплообменники, фильтры*). Для стабилизации работы гидропривода в гидросистему вводятся *гидроаккумуляторы, реле давления*.

Гидроприводы можно классифицировать по следующим признакам:

- По типу приводного двигателя, потребляющего внешний источник энергии, - *электроприводные, привод от ДВС, турбинный привод, комбинированный*.
- По источнику подачи рабочей жидкости – *насосные, аккумуляторные, магистральные*.
- По схеме циркуляции рабочей жидкости – *с замкнутой циркуляцией, с разомкнутой системой циркуляции*.
- По возможности регулирования – *нерегулируемый и регулируемый гидропривод*.
- По способу регулирования – *дроссельным, объемным, объемно-дроссельным, моторным*.
- По виду регулирования – *стабилизированный, программный, следящий*.
- По характеру движения приводного звена гидропривода – *с вращательным движением, с поступательным движением, с поворотным движением*.

Гидрообъемный привод машин по сравнению с механическим и электрическим приводами имеет ряд преимуществ, которые характеризуются следующими свойствами.

- Бесступенчатое регулирование скорости выходного звена во всем диапазоне работы гидропривода.
- Небольшие габариты и масса.
- Допускает высокую частоту реверсирования.
- Высокое быстродействие.
- Высокая скоростная и механическая жесткость.
- Эффективная защита от перегрузок.
- Большой ресурс и долговечность элементов гидроаппаратуры.
- Простота преобразования вращательного движения в поступательное.
- Простота автоматизации гидрофицированного механизма.

Гидроприводу присущ ряд недостатков, которые в некоторых случаях ограничивают возможность его применения. Эти недостатки заключаются в следующем.

- Изменение вязкости рабочей жидкости от температуры.
- Утечки жидкости из гидросистемы.
- Необходимость изготовления элементов гидропривода с высоким классом точности.
- Необходимость постоянного контроля за состоянием гидролиний.

- Дополнительные эксплуатационные расходы (замена, очистка гидрожидкости).
- Взрыво- и огнеопасность применяемых рабочих жидкостей.
- Невозможность передачи энергии на большие расстояния.

3.3.1. Гидрообъемная трансмиссия

При работе строительных машин, выполняющих различные технологические операции, возникает задача изменения скорости или усилия рабочего органа машины. Параметрами, характеризующими силовой поток объемного гидропривода, являются номинальное давление рабочей жидкости в гидросистеме p (Па) и объем жидкости, протекающий через некоторое сечение в единицу времени Q (m^3/c), называемый расходом. Для линейного двигателя с площадью поршня S без учета потерь давления величина расхода определяет скорость $v = Q/S$ движения выходного звена. Для двигателей вращательного движения с рабочим объемом q определяет частоту вращения $n = Q/q$.

Существуют два основных способа регулирования скорости выходного звена: *дроссельный* и *объемный*. Комбинация этих способов позволяет создать третий способ регулирования – дроссельно-объемный.

Дроссельный способ регулирования заключается в изменении эффективного сечения потока рабочей жидкости от насоса к двигателю через гидродроссель. Излишек гидрожидкости уходит через переливной клапан в гидробак.

При объемном способе регулирования соблюдается соответствие производительности насоса расходу гидродвигателя.

В сравнении с объемным регулированием гидропривода, при дроссельном регулировании хуже регулировочная характеристика (зависимость скорости выходного звена гидродвигателя от нагрузки), ниже КПД гидропривода и выше энергетические потери. Гидросистемы с дроссельным регулированием намного дешевле, имеют меньшую массу, менее инерционны, имеют широкую полосу пропускания частот, позволяют обеспечить высокую точность позиционирования выходного звена гидродвигателя. Из-за сравнительно низкого КПД дроссельное регулирование применяется в системах при мощностях не более 10 кВт.

На практике используются два варианта установки дросселя в гидросистему: параллельно или последовательно гидродвигателю. На рис. 3.4, а и 3.4, б показаны гидравлические схемы привода гидродвигателя с последовательной установкой дроссельного устройства: а – в напорной линии; б – в сливной линии. Давление p_2 в напорной линии после дросселя должно преодолевать внешнюю силу F , действующую на шток гидроцилиндра.

Расход $Q_{ц}$ рабочей жидкости, подводимой к гидроцилиндру, равен расходу рабочей жидкости через дроссель $Q_{др}$:

$$Q_{ц} = Q_{др} = \mu \cdot S_{др} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (3.4)$$

где μ – коэффициент расхода;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

Δp – перепад давления на дросселе;

$S_{др}$ – площадь проходного сечения дросселя, м².

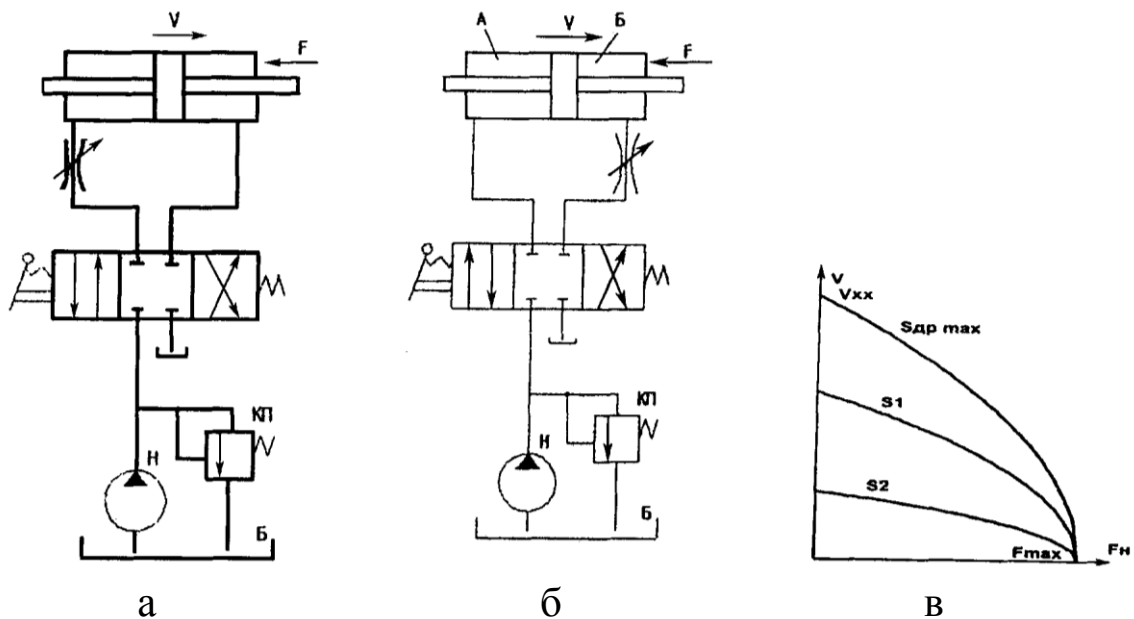


Рис. 3.4. Гидравлические схемы с дроссельным регулированием гидродвигателя: а – с дросселем в напорной линии; б – с дросселем в сливной линии; в – механическая характеристика привода с дросселем на входе (на выходе).

Давление p_2 после дросселя из условия равновесия гидроцилиндра без учета сил трения и инерции должно быть

$$p_2 = (F + p_c S_n) / S_n, \quad (3.5)$$

где p_c – давление в сливной линии;

S_n – площадь поршня гидроцилиндра.

Средняя скорость поршня гидроцилиндра

$$v = \frac{\mu \cdot S_{др}}{S_n} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_1 - \frac{F}{S_n} \right)} \quad (3.6)$$

На рис. 3.4, в представлена графическая зависимость скорости поршня от усилия на штоке при различной величине открытия дросселя. Такая

зависимость скорости выходного звена от нагрузки одинакова для обеих гидросхем.

Максимальная скорость поршня определяется при отсутствии нагрузки на штоке. Максимальная нагрузка не зависит от степени открытия дросселя.

В гидроприводе с дросселем на входе при отрицательной нагрузке на штоке может произойти разрыв сплошности потока рабочей жидкости и движение поршня станет неуправляемым. Рабочая жидкость при дросселировании нагревается и ее тепло нагревает рабочий двигатель. От этих недостатков избавлена гидросхема с дросселем на выходе из двигателя (рис. 3.4, б). Она имеет несколько меньший КПД, так как часть мощности затрачивается на преодоление противодействия в сливной магистрали.

Дроссель можно включить параллельно гидродвигателю в линию, соединяющую напорную магистраль со сливной (рис. 3.5, а).

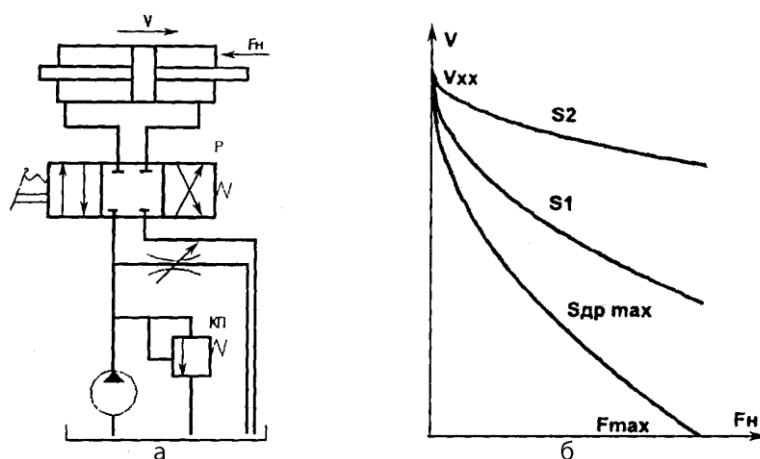


Рис. 3.5. Гидравлическая схема привода с параллельным включением дросселя: а – гидравлическая схема; б – механическая характеристика привода.

В этой схеме поток гидрожидкости от насоса разветвляется на две части: часть потока направляется к гидродвигателю, другая часть – на слив через дроссель. В зависимости от величины открытия дросселя можно получить различную скорость выходного звена гидродвигателя. Эта скорость будет также зависеть от нагрузки, действующей на выходное звено гидродвигателя (рис. 3.5, б).

Средняя скорость движения выходного звена гидродвигателя без учета давления в сливной линии может быть определена по формуле

$$v = \frac{Q_n}{S_n} - \frac{\mu \cdot S_{др}}{S_n} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot F}{\rho \cdot S_n}} \quad (3.7)$$

При нагрузке $F_n = 0$ скорость движения выходного звена гидродвигателя будет максимальна и не зависит от площади проходного сечения

дресселя. При полном закрытии дросселя нагрузка стремится к максимальной, определяемой максимальным давлением жидкости в гидросистеме. При параллельном включении дросселя исключается возможность работы гидросистемы при отрицательной нагрузке на выходном звене гидродвигателя.

КПД гидросистем с дроссельным регулированием пропорционален скорости выходного звена и достигает своего максимального значения при определенной величине скорости выходного звена гидродвигателя.

Общий недостаток схем с дроссельным регулированием состоит в том, что скорость выходного звена зависит от нагрузки. Устранение этого недостатка достигается установкой регулятора расхода на выходе из гидродвигателя. Схема гидропривода с регулятором расхода и его механическая характеристика показаны на рис. 3.6.

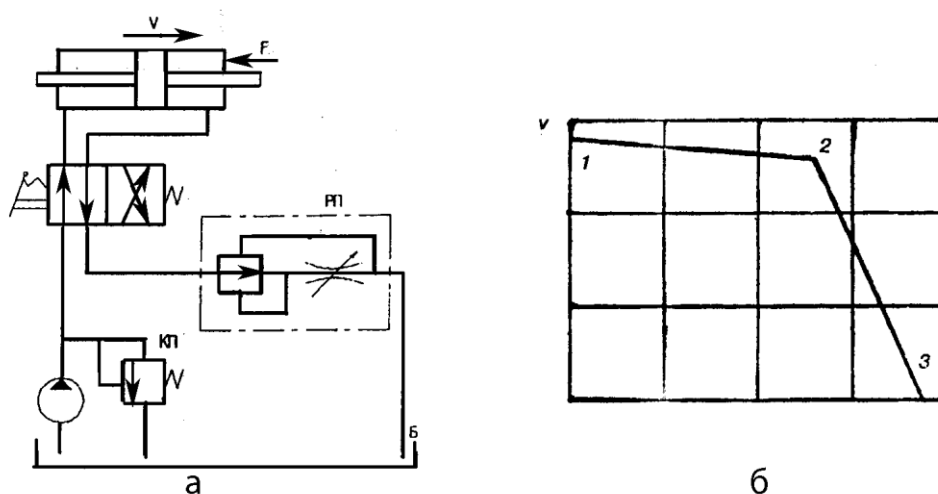


Рис. 3.6. Схема гидропривода с регулятором расхода и его механическая характеристика

Регулятор расхода устанавливается на выходе из гидродвигателя. Давление в напорной линии задается настройкой предохранительного клапана кп. Слив осуществляется через регулятор расхода в бак. Регулятор потока состоит из регулируемого дросселя и клапанов постоянной разности давлений. Регулятор обеспечивает постоянство скорости выходного звена независимо от нагрузки F . Механическая характеристика гидропривода с регулятором расхода на выходе из гидродвигателя показана на рис. 3.6, б. Небольшое уменьшение скорости выходного звена гидродвигателя на участке 1-2 характеристики обусловлено увеличением утечек рабочей жидкости при увеличении нагрузки на рабочем органе. Резкий спад скорости на участке 2-3 характеристики происходит при срабатывании предохранительного клапана и резким уменьшением расхода рабочей жидкости, подводимой к гидродвигателю.

Объемное регулирование позволяет соблюдать соответствие производительности насоса расходу рабочей жидкости гидродвигателем. Возможны следующие варианты объемного регулирования скорости выходного звена гидродвигателя:

- регулируемый насос питает нерегулируемый гидродвигатель;
- нерегулируемый насос питает регулируемый гидродвигатель;
- регулируемый насос питает регулируемый гидродвигатель. Гидравлические схемы этих вариантов изображены на рис.3.7.

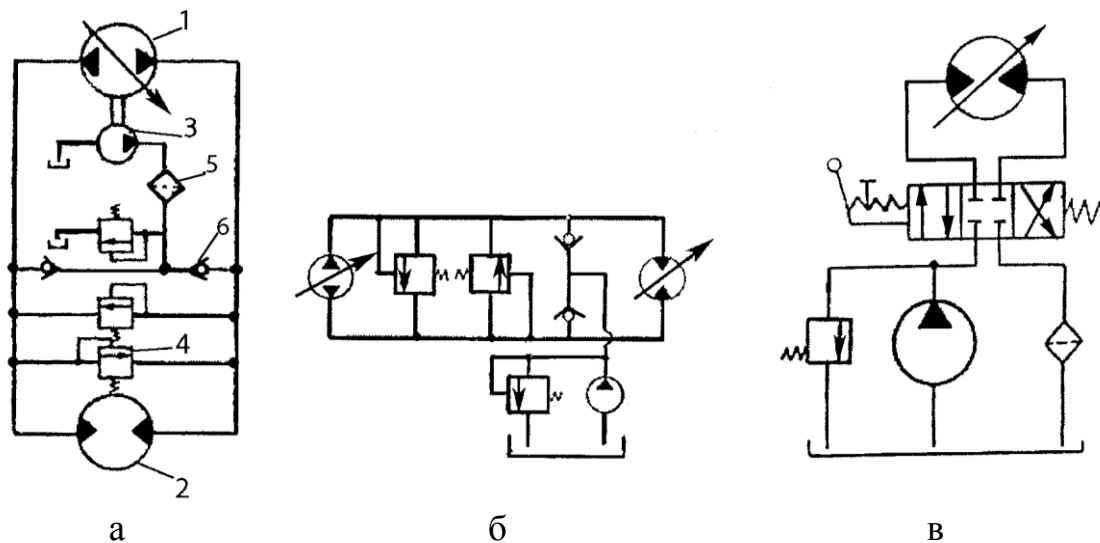


Рис. 3.7. Гидравлические схемы объемного регулирования:
 а) регулируемый насос – нерегулируемый двигатель; б) регулируемый насос – регулируемый двигатель; в) нерегулируемый насос – регулируемый двигатель

Гидравлическая схема при объемном регулировании (рис. 3.7, а) обычно содержит регулируемый (нерегулируемый) насос 1, нерегулируемый (регулируемый) гидромотор 2, нерегулируемый насос 3 подпитки для компенсации утечек рабочей жидкости, предохранительные клапаны 4, обратные клапаны 6, настраиваемые на рабочее давление в системе. Угловая скорость вала двигателя определяется уравнением

$$n_{\partial} = (n_n q_n \eta_{он} \eta_{од}) / q_{\partial}, \quad (3.8)$$

где q_n и q_{∂} - рабочие объемы насоса и двигателя соответственно;
 n_n – частота вращения вала насоса;
 $\eta_{он}$ $\eta_{од}$ – объемные КПД насоса и двигателя соответственно.

Из уравнения видно, что изменение частоты вращения двигателя может быть достигнуто путем изменения рабочих объемов как насоса, так и двигателя.

Характеристика гидропривода с регулируемым насосом и нерегулируемым гидродвигателем показана на рис. 3.8. Крутящий момент на валу гидродвигателя в общем случае определяют по формуле

$$M_d = (q_d \Delta p_d \eta_d) / 2\pi, \quad (3.9)$$

где Δp_d – перепад давлений на гидродвигателе.

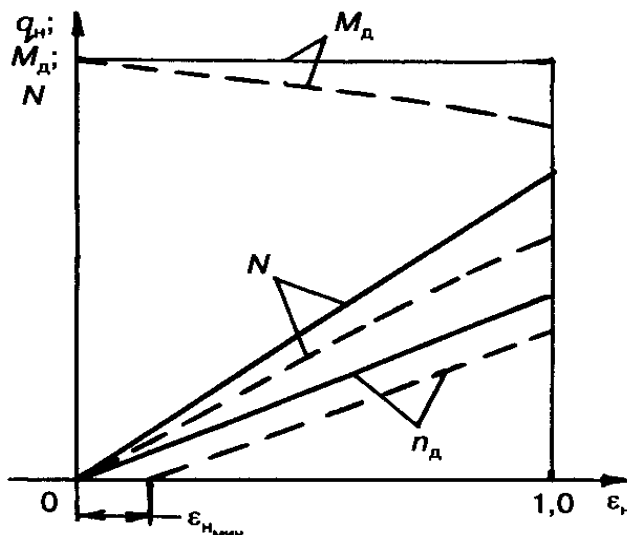


Рис. 3.8. Статические характеристики гидропривода с регулируемым насосом и нерегулируемым мотором

Рабочий объем регулируемого насоса можно представить через параметр $0 \leq \epsilon_n \leq 1$, который определяет текущую величину рабочего объема насоса

$$q_n = \epsilon_n q_{n \text{ макс.}} \quad (3.10)$$

Максимальная частота вращения вала гидродвигателя с учетом предыдущего выражения будет при $\epsilon_n = 1$

$$n_{d \text{ макс.}} = (n_n \epsilon_n q_{n \text{ макс.}} \eta_{он} \eta_{од}) / q_d. \quad (3.11)$$

При постоянном рабочем объеме гидродвигателя и постоянном перепаде давления на нем теоретически момент двигателя не зависит от текущего объема насоса. Практически с учетом утечек жидкости вращение вала двигателя начнется при такой величине ϵ_n , когда производительность насоса превысит объем утечек. При увеличении ϵ_n возрастают механические и гидравлические потери в гидросистеме. Фактически момент двигателя будет изменяться по пунктирной кривой. Фактическая частота и

мощность растут в соответствии с пунктирными линиями. Мощность гидравлического привода можно определить по формуле

$$N = \Delta p_{\partial} n_{\partial} q_{\partial} \eta_{m\partial} \eta_{o\partial}. \quad (3.12)$$

Схема гидропривода с регулируемым двигателем и нерегулируемым насосом была показана на рис. 3.7, в. Параметр регулирования двигателя ε_{∂} может изменяться в пределах $0 \leq \varepsilon_{\partial} \leq 1$. При объемном регулировании подача насоса с учетом объемного КПД равна расходу двигателя. Справедливо будет с учетом параметра регулирования следующее выражение

$$\varepsilon_{\partial} q_{\partial} n_{\partial} = n_n q_n \eta_{он} \eta_{o\partial}. \quad (3.13)$$

Откуда получаем выражение для частоты вращения вала гидродвигателя

$$n_{\partial} = (n_n q_n \eta_{он} \eta_{o\partial}) / (\varepsilon_{\partial} q_{\partial}). \quad (3.14)$$

Частота вращения вала двигателя обратно пропорциональна параметру регулирования. Естественно представить, что при постоянной производительности насоса уменьшение рабочего объема q_{∂} двигателя увеличивает частоту его вращения, а увеличение $\varepsilon_{\partial} = 1$ — дает минимальную частоту вращения.

На рис. 3.9 показана статическая характеристика гидропривода с нерегулируемым насосом и регулируемым двигателем. Крутящий момент на валу двигателя можно определить из выражения

$$M_{\partial} = (q_n n_n \Delta p_{\partial} \eta_{m\partial} \eta_{он} \eta_{o\partial}) / 2\pi n_{\partial}. \quad (3.15)$$

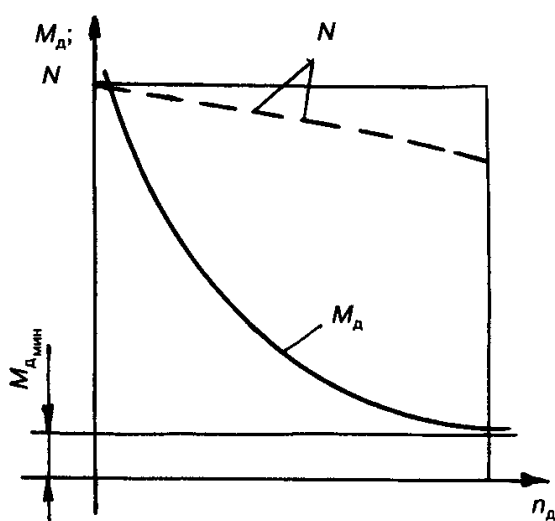


Рис. 3.9 Статическая характеристика гидропривода с нерегулируемым насосом и регулируемым двигателем

С ростом частоты вращения вала двигателя его крутящий момент уменьшается. Мощность двигателя вычисляют по формуле

$$N_d = \Delta p_d Q_d \eta_d \text{ или } \Delta p_d Q_n \eta_{он} \eta_{од}, \quad (3.16)$$

где Q_d – расход двигателя; Q_n – расход насоса.

Схема гидропривода с регулируемым насосом и двигателем была представлена на рис. 3.7, б. Она имеет широкий диапазон регулирования по моменту и частоте вращения вала двигателя. Статическая характеристика такого привода показана на рис. 3.10.

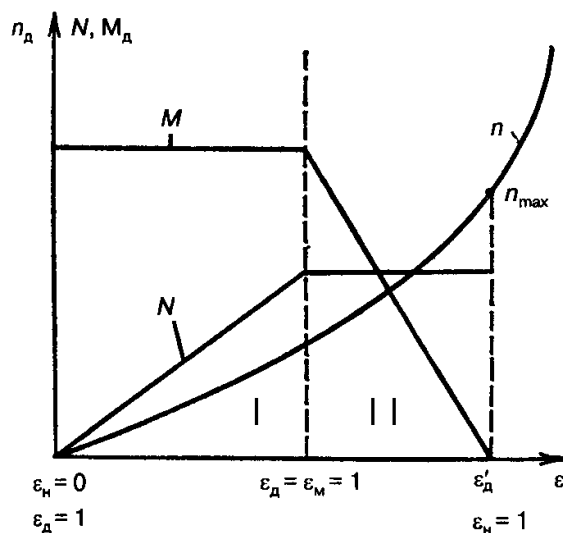


Рис. 3.10. Статическая характеристика гидропривода с регулируемым насосом и двигателем

Зона I при максимальном рабочем объеме ($\epsilon_d = 1$) двигателя показывает возможность регулирования момента, частоты вращения и мощности двигателя за счет изменения рабочего объема насоса от минимального ($\epsilon_n = 0$) до максимального ($\epsilon_n = 1$). Зона II показывает изменение указанных параметров двигателя при максимальном рабочем объеме насоса ($\epsilon_n = 1$) путем изменения рабочего объема двигателя от максимального ($\epsilon_d = 1$) до минимального ($\epsilon'_d = 0$). Сочетая разные величины рабочих объемов насоса и двигателя можно получить необходимые величины крутящего момента и различную частоту вращения вала двигателя.

Сравнение различных способов регулирования по КПД, по нагрузочным характеристикам, по стоимости позволяет сделать следующее заключение. Объемное регулирование позволяет получить регулировочные характеристики с наилучшим КПД. Но такой способ регулирования значительно дороже дроссельного способа регулирования. Его следует применять в гидроприводах большой мощности для экономии энергии. В мало-

мощных приводах кратковременного действия предпочтительно применение дроссельного регулирования.

3.3.2. Гидродинамические трансмиссии

В связи с необходимостью увеличения производительности транспортных и тяговых машин, повышения их тягово-сцепных качеств, все большее распространение получили гидродинамические передачи.

Гидродинамическая трансмиссия предполагает наличие в передаваемом силовом потоке от двигателя к рабочему органу технологической машины специального устройства – гидромуфты или гидротрансформатора. Гидромуфта (рис.3.11) имеет в своем составе насосное и турбинное колеса.

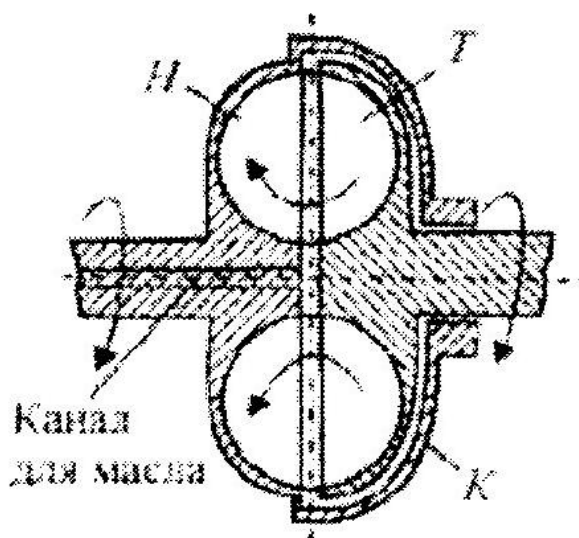


Рис. 3.11. Схема гидромуфты

Ее отличительной особенностью является отсутствие жесткой связи между входом (насосным колесом) и выходом (турбинным колесом). Передача мощности осуществляется за счет кинетической энергии рабочей жидкости. Механическую энергию силовой установки насосное колесо преобразует в кинетическую энергию жидкости, которая передается на турбинное колесо и заставляет его вращаться. Гидромуфта передает вращающий момент от насосного колеса к турбинному не изменяя его. Отставание скорости вращения турбинного колеса от насосного составляет 2 - 5 %. В этом случае гидромуфтой передается номинальный входный момент и КПД гидромуфты составляет 95 – 98 %.

В гидротрансформаторе (рис. 3.12), кроме насосного и турбинного колес, установлено на валу турбинного колеса с помощью муфты свободного хода специальное направляющее колесо (реактор). Поток рабочей жидкости при вращении насосного колеса под действием центробежных сил с внешнего контура насосного колеса поступает на лопатки турбинного колеса и разгоняет его.

Жидкость с турбинного колеса поступает на лопапки направляющего колеса, изменяет свое направление и безударно входит на лопапки насосного колеса, замыкая круг циркуляции жидкости. Реактивный момент направляющего колеса от изменения направления потока жидкости воздействует на турбинное колесо, создавая на нем дополнительный момент, равный по величине реактивному моменту. Это позволяет повысить величину крутящего момента на турбинном колесе.

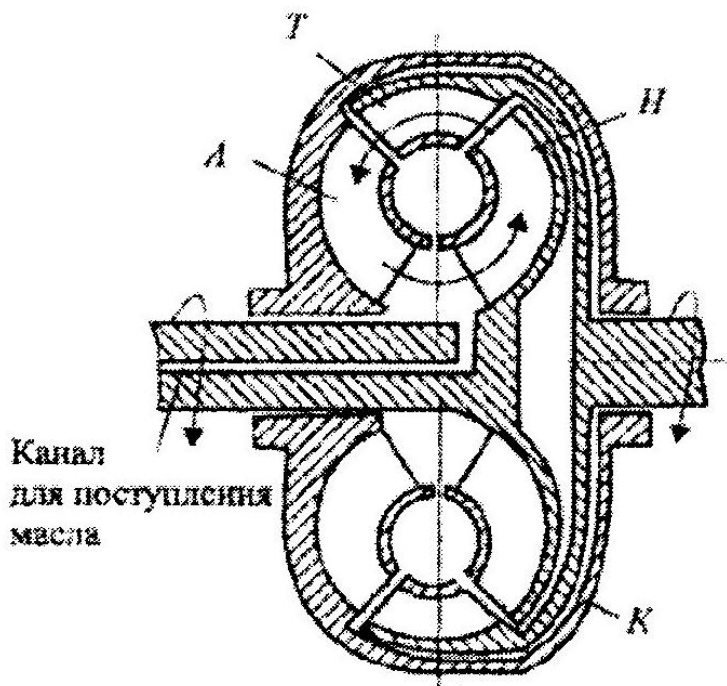


Рис. 3.12. Схема гидротрансформатора (Н – насосное колесо; Т – турбинное колесо; А – реактор; К – внешний корпус)

Гидротрансформаторы характеризуются соответствующей безразмерной характеристикой, которая определяется экспериментально (рис. 3.13).

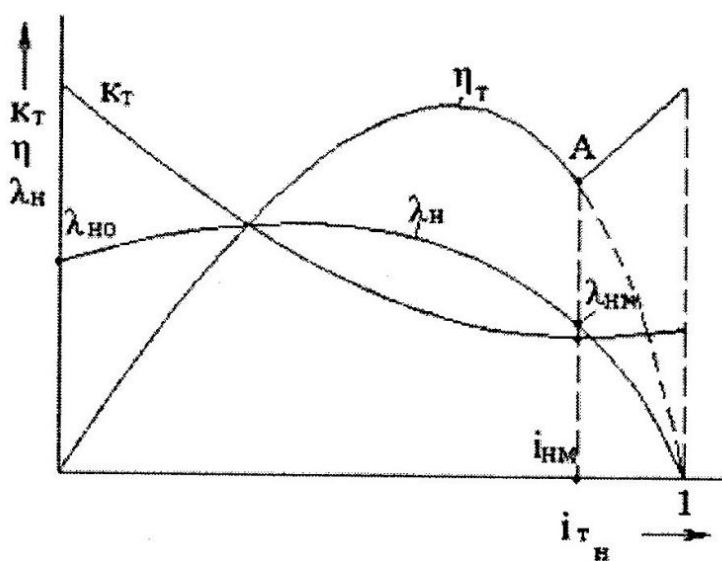


Рис. 3.13. Безразмерная характеристика гидротрансформатора

На характеристике показаны зависимости от кинематического передаточного отношения $i_{zm} = \omega_m / \omega_n$.

- коэффициента трансформации $k_{zm} = M_m / M_n$
- КПД гидротрансформатора $\eta_{zm} = M_m \omega_m / M_n \omega_n$
- коэффициента крутящего момента $\lambda_n = M_n / \rho n_n^2 D_n^5$

Комплексным гидротрансформатором называют устройство, которое вмещает в себе свойства гидромукты и гидротрансформатора (рис. 3.14). Такой гидротрансформатор отличается наличием двух реакторов, установленных на неподвижной втулке на муфтах свободного хода. Реакторы могут вращаться только в сторону вращения турбинного колеса. Такой комплексный гидротрансформатор имеет три характерных режима работы.

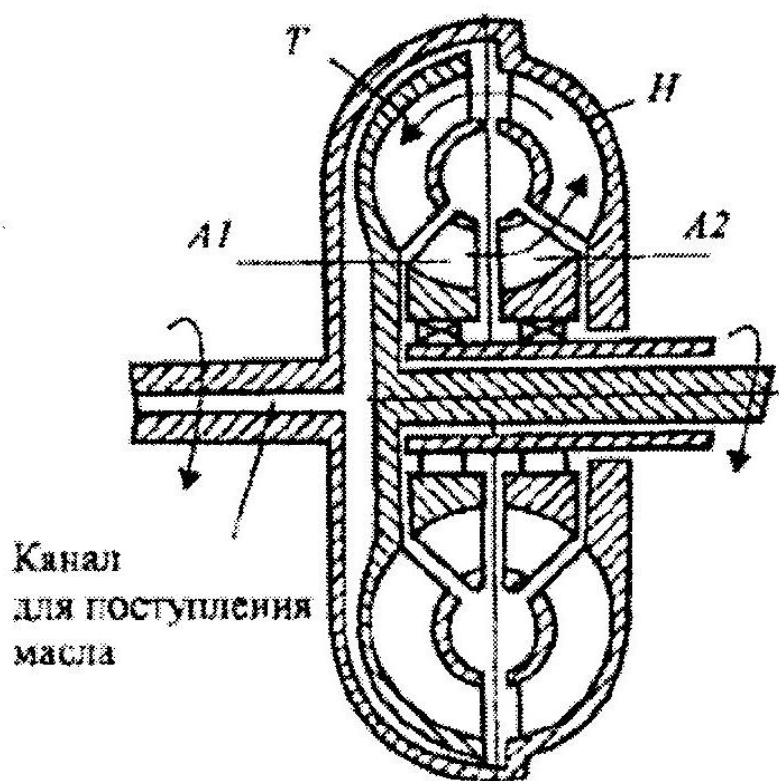


Рис. 3.14. Схема комплексного гидротрансформатора

Первый режим характеризуется неподвижным положением реакторов, что позволяет получить на турбинном колесе момент в 2 – 3 раза, превышающий момент на насосном колесе, т.е. на двигателе. Это позволяет преодолеть силы трения покоя и силы инерции при трогании машины с места без перегрузки двигателя.

Второй режим соответствует свободному вращению реактора A1 в сторону вращения турбинного колеса без создания реактивного момента. Реактор

А2 неподвижен и создает реактивный момент. Это соответствует условиям разгона машины.

При третьем режиме оба реакторы свободны и вращаются в сторону вращения турбинного колеса. Гидротрансформатор работает в режиме гидромукты.

Начало вращения реакторов происходит автоматически в зависимости от скорости вращения турбинного колеса и соответствующего этой скорости изменения направления потока жидкости на входе в реакторы.

Гидродинамические передачи по сравнению с механическими передачами имеют следующие преимущества:

- автоматическое регулирование скорости, позволяющее получить «ползучие» скорости, важные для транспортных и тяговых машин.

- улучшение пусковых качеств машины, так как гидродинамическая передача позволяет осуществить пуск машины под нагрузкой.

- повышение надежности основных узлов машины, так как предохраняются двигатели и механизмы трансмиссии от перегрузки за счет уменьшения прозрачности. При этом существенно снижаются динамические нагрузки за счет демпфирования крутильных колебаний от двигателя и рабочего органа в гидродинамической передаче.

- улучшение проходимости и тягово-сцепных качеств за счет плавного автоматического изменения момента гидротрансформатором.

- облегчение труда водителя благодаря более простой автоматизации процесса переключения передач.

К недостаткам гидродинамического привода следует отнести следующее:

- сложность реверсирования выходного вала;

- низкий КПД на малых оборотах;

- зависимость эксплуатационных показателей от температуры рабочей жидкости;

- сложность изготовления.

Гидродинамические трансмиссии, построенные только на применении гидромукты или гидротрансформаторов, применяются в весьма ограниченных случаях. Практически всегда гидротрансформаторы работают с редукторами, чаще с планетарными редукторами в транспортных машинах, погрузочных машинах, специальных грузовых шасси. На рис. 3.15 приведена для примера кинематическая схема гидромеханической коробки передач погрузчика ТУ-17.

Крутящий момент вала отбора мощности ДВС карданной передачей 1 передается на комплексный гидротрансформатор 2, который передает момент на и двухскоростной двухдиапазонный зубчатый редуктор с реверсом. Включение диапазонов осуществляется зубчатой муфтой 3. Вторая и четвертая передачи включаются фрикционной муфтой 4, первая и третья передачи включаются муфтой 5. Реверс осуществляется фрикционной муфтой 6. Выходной вал коробки передач передает крутящий момент с помощью карданных валов 7 на мосты ходового оборудования.

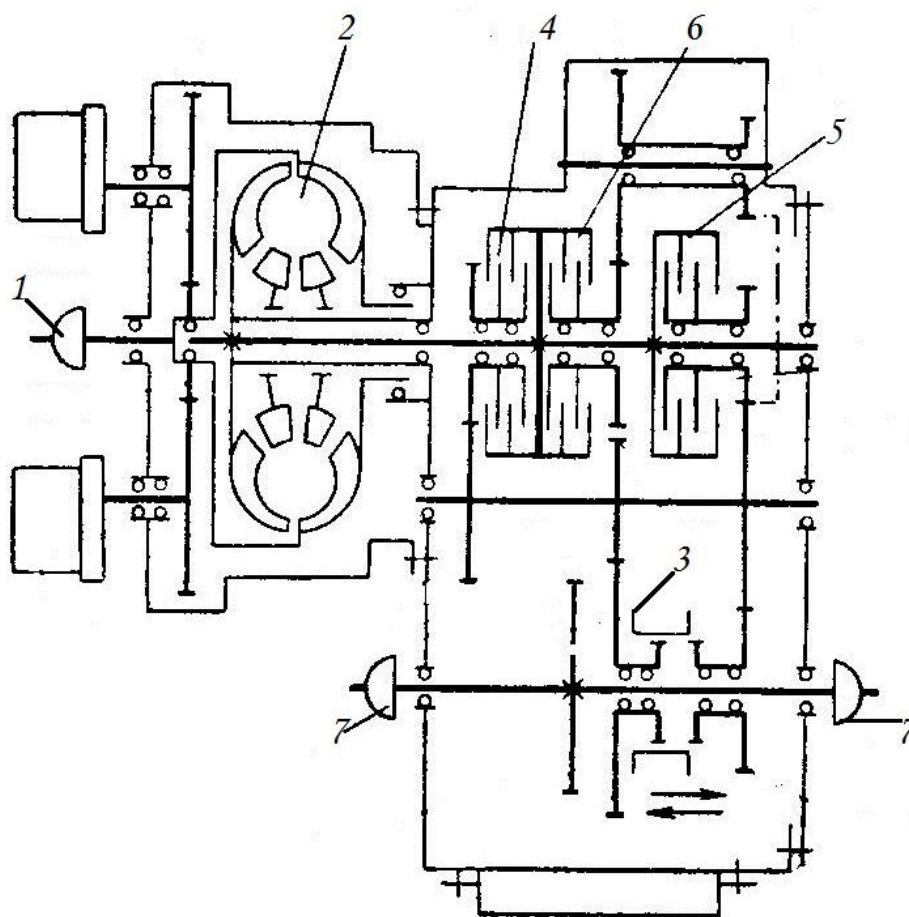


Рис. 3.15. Кинематическая схема гидромеханической коробки передач погрузчика ТО-17

3.3.2.1. Выбор гидротрансформатора

Расчет показателей транспортной машины с гидромеханической трансмиссией осложнен отсутствием жесткой кинематической связи между коленчатым валом двигателя и трансмиссией автомобиля. От соотношения скоростей вращения валов насосного и турбинного колес гидротрансформатора зависит величина коэффициента трансформации, определяющая значение момента, передаваемого на трансмиссию. Для установления зависимости между оборотами насосного колеса (n_n) и турбинного (n_T) вначале следует определить диапазон совместной работы двигателя и гидротрансформатора. Внешняя характеристика двигателя внутреннего сгорания была показана ранее (рис. 2.3).

Гидротрансформатор для автомобиля рекомендуется выбирать комплексный, так как он сочетает в себе свойства гидротрансформатора и гидромуфты, что позволяет увеличить его диапазон работы при достаточно высоком к.п.д. По мощности двигателя выбирают гидротрансформатор (табл. 3.1).

При расчете совместной работы двигателя и гидротрансформатора для того, чтобы режим работы гидротрансформатора с максимальным крутящим моментом соответствовал режиму максимальной мощности двигателя, в трансмис-

сию включают согласующий редуктор между двигателем и гидротрансформатором.

Таблица 3.1

Характеристики гидротрансформаторов

Мощность двигателя, кВт	Тип гидротрансформатора	Активный диаметр гидротрансформатора (D_a)
до 120	У358015А	0,325 м
до 200	У358016	0,325 м
до 600	ЛГ-340-3А	0,340 м

Передаточное число согласующего редуктора находится из уравнения

$$i_{cp} = \sqrt[3]{\frac{\rho \cdot n_{e \max}^2 \cdot \lambda_{1\eta} \cdot D_a^5}{M_{e \max} \cdot \eta_{cp}}}, \quad (3.17)$$

где $M_{e \max}$, $n_{e \max}$ – крутящий момент (кг·м) и частота вращения двигателя, соответствующие максимальной мощности;

$\eta_{cp} \approx 0,98$ – к.п.д. согласующего редуктора;

$\lambda_{1\eta}$ – коэффициент крутящего момента насосного колеса, соответствующий максимальному значению к.п.д. гидротрансформатора;

D_a – активный диаметр гидротрансформатора.

$$n_n = \frac{n_e}{i_{cp}}; \quad (3.18)$$

$$M_H = M_e \cdot i_{cp} \cdot \eta_{cp}; \quad (3.19)$$

$$N_n = N_e \cdot \eta_{cp}. \quad (3.20)$$

Затем на основе (см. рис. 2.3) строится внешняя скоростная характеристика двигателя, приведенная к валу насосного колеса (рис. 3.16).

3.3.2.2. Диапазон совместной работы двигателя и гидротрансформатора

Задав какое-либо значение передаточного отношения гидротрансформатора ($i_{e.m} = \omega_m/\omega_n$), по безразмерной характеристике (см. рис. 3.13) находят соответствующую величину коэффициента крутящего момента насосного колеса (λ_H). Задав несколько значений n_n , находят момент на валу насосного колеса (M_n) по формуле

$$M_n = \lambda_H \cdot \rho \cdot n_H^2 \cdot D_a^5, \quad (3.21)$$

Если нет отбора мощности с согласующего редуктора на привод вспомогательных механизмов, то параметры внешней характеристики двигателя приводят к валу насосного колеса гидротрансформатора, используя следующие зависимости:

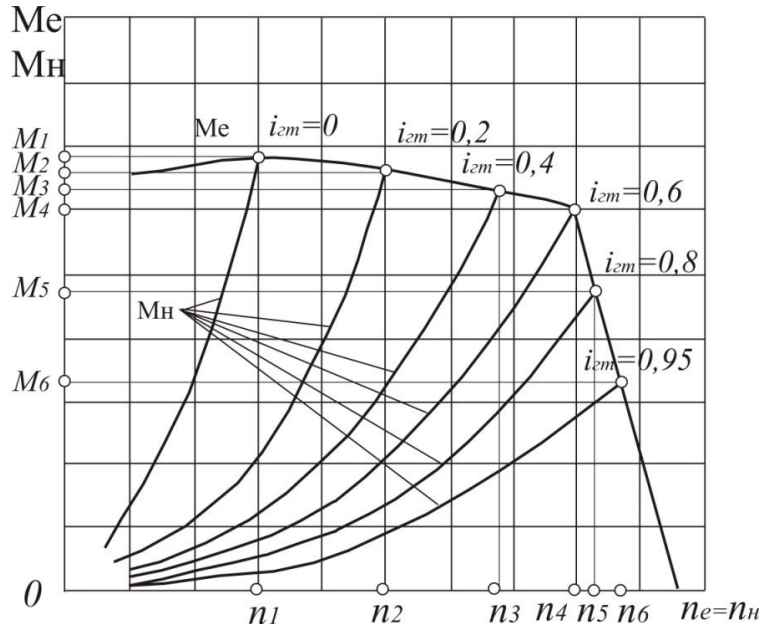


Рис. 3.16. Нагрузочная характеристика системы двигатель-гидротрансформатор

где ρ – плотность рабочей жидкости ($\rho=900 \text{ кг/м}^3$ для масла «Индустриальное-20 при рабочей температуре 70^0 C); D_a – активный диаметр гидротрансформатора (наибольший диаметр рабочей полости гидротрансформатора), м. Величину M_n определяем для различных $i_{z.m}$, равных 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 0,95 и заполняем таблицу 3.2.

Таблица 3.2

Формуляр значений крутящего момента на валу насосного колеса

Частота вращения насосного колеса. об/мин	M_{n1} $i_{z.m1}=0$	M_{n2} $i_{z.m2}=0,2$	M_{n3} $i_{z.m3}=0,4$	M_{n4} $i_{z.m4}=0,6$	M_{n5} $i_{z.m5}=0,8$	M_{n6} $i_{z.m6}=0,95$
$n_{n1} =$						
$n_{n2} =$						
$n_{n3} =$						
$n_{n4} =$						
$n_{n5} =$						

По данным табл. 3.2 строят семейство парабол (M_n) на внешней характеристике двигателя, приведенной к валу насосного колеса (рис. 3.16).

Точки пересечения кривых M_n и M_e характеризуют область совместной работы двигателя и гидротрансформатора.

По абсциссам $n_{n1}, n_{n2}, \dots, n_{ni}$ точек пересечения, соответствующих различным значениям передаточных отношений, определяют частоту вращения турбины:

$$n_{Ti} = n_{ni} \cdot i_{zmi} \quad (3.22)$$

По ординатам M_1, M_2, \dots, M_i – значения момента на валу турбины:

$$M_{Ti} = M_i \cdot k_{zmi} \quad (3.23)$$

При этом значения коэффициента гидротрансформации $k_{zmi} = \lambda_T / \lambda_H$ берут из безразмерной характеристики для соответствующих значений передаточного отношения. Затем определяют мощность на валу турбины по формуле

$$N_T = \frac{M_T \cdot n_T \cdot \pi}{1000 \cdot 30}, \text{ кВт.} \quad (3.24)$$

Результаты вычислений по вышеприведенным формулам заносят в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Формуляр основных характеристик гидротрансформатора

Параметр	n_{T1}	n_{T2}	n_{T3}	n_{T4}	n_{T5}	n_{T6}
M_T						
N_T						

Используя данные табл. 3.3, строят выходную характеристику системы двигатель-гидротрансформатор, образец которой представлен на рис. 3.17.

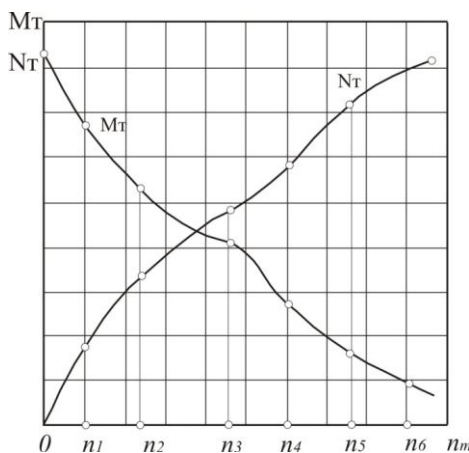


Рис. 3.17. Выходная характеристика системы двигатель-гидротрансформатор

3.4. Электрические трансмиссии

Электрические передачи бывают двух типов:

- однопоточные, когда вся мощность ДВС в генераторе преобразуется в электрическую мощность, а в электромоторах в механическую, поступающую к рабочим органам машин;
- с разделением потока мощности ДВС (двухпоточные), когда часть мощности ДВС пропускается через систему генератор-электромотор, а другая ее часть через механическую ветвь трансмиссии. Суммирование параллельных потоков осуществляется в дифференциальном механизме. Такие передачи значительно сложнее, но имеют более высокий к. п. д., до 0,90.

Наибольшее распространение получили однопоточные передачи, как более простые.

В зависимости от рода тока электрические трансмиссии (ЭТ) делятся на передачи постоянного и переменного тока. Передачи на переменном токе более компактные и имеют меньший вес. Однако сложность регулирования машин переменного тока затрудняет практическое применение их.

ЭТ на постоянном токе различаются по числу электромоторов, по способу регулирования и пр.

В связи с созданием большегрузных высокоподвижных транспортных и тяговых средств и нецелесообразностью применения механических передач ЭТ позволяют легко при помощи электропроводки обеспечить передачу электроэнергии на модули, находящиеся далеко друг от друга. Такие трансмиссии позволяют перейти к модульному принципу проектирования.

Типовая схема однопоточной ЭТ машины с колесной формулой 4x4 представлена на 3.18.

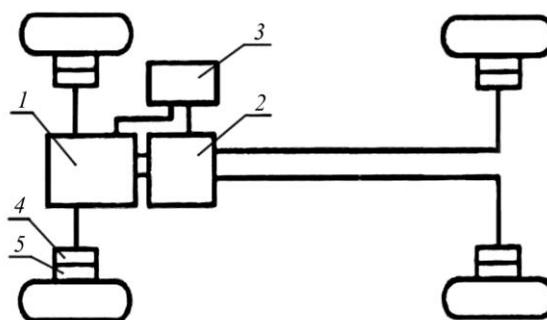


Рис. 3.18. Схема однопоточной ЭТ многоприводной машины:
1 – двигатель внутреннего сгорания; 2 – электрический генератор;
3 – система управления; 4 – электромотор; 5 – колесный редуктор

Осуществленная схема ЭТ сложнее и содержит ряд дополнительных устройств: органы управления, регулирования и защиты.

Оригинальная конструкция электромотор-колеса с большим внешним передаточным числом и высоким к. п. д., разработанная для большегрузных самосвалов БелАЗ, показана на рис. 3.19.

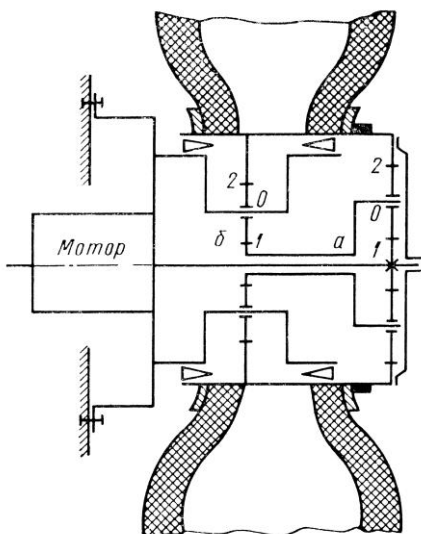
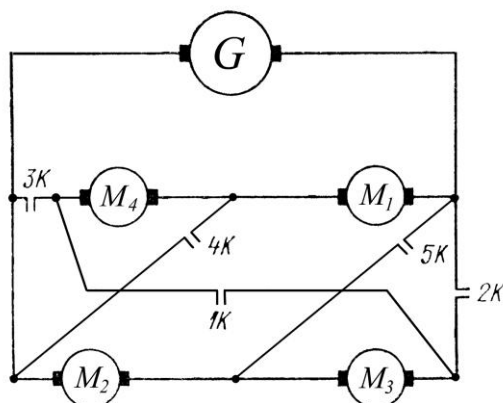


Рис. 3.19. Схема мотор-колеса с двухпоточным колесным редуктором

Главной особенностью таких бортовых редукторов является применение двух однорядных планетарных механизмов *a* и *б* (элементы 1, 2, 0 в каждом), работающих параллельно. Суммирование потоков мощности производится ободом колеса, с которым жестко связаны обе эпициклические (коронные) шестерни. Внешнее передаточное число таких редукторов лежит в пределах 10 – 20.

Наличие относительного потока (вращается водило в планетарном ряде «а») полезно, т.к. это приводит к снижению потерь мощности в мотор-колесе и повышает его к. п. д.

Включение электродвигателей в схему электрической трансмиссии разными способами позволяет достичь различных результатов (рис. 3.20).



3.20. Схема включения электромоторов:
G – генератор, *M*₁ – *M*₄ – электромоторы.

1. *Последовательное включение* (включен контактор 1К).

Этот способ соединения тяговых электромоторов применяется при трогании с места и разгоне, при преодолении больших сопротивлений, действующих на движитель машины. В этом случае обеспечивается максимальная сила тяги.

При последовательном включении электромоторов

$$J_M = J_G ; \quad V_M = \frac{V_G}{i}, \quad (3.25)$$

где i – число электромоторов.

Коэффициент трансформации

$$k_T = \frac{i C_M \Phi_M}{C_G \Phi_G}, \quad (3.26)$$

где C_M, C_G – постоянные электрических машин; Φ_M, Φ_G – магнитные потоки в обмотках возбуждения электромоторов и генератора, соответственно, Вб.;

$$C = \frac{PN}{2\pi a}, \quad (3.27)$$

где P – число пар полюсов электромашин; N – число проводов в якоре; a – число пар параллельных ветвей обмотки якоря.

2. *Параллельно-последовательное* включение (включены контакторы 2К и 3К).

При таком способе включения увеличивается скорость движения машины, несколько снижаются тяговые усилия и крутящие моменты на электромоторах.

В этом случае

$$J_M = \frac{J_G}{m} ; \quad V_M = \frac{V_G}{q}, \quad (3.28)$$

где m – число параллельно-последовательных ветвей; q – число электромоторов в одной ветви.

Коэффициент трансформации

$$k_T = \frac{i C_M \Phi_M}{m C_G \Phi_G}. \quad (3.29)$$

Поскольку m – целое число, большее единицы, то k_T уменьшается.

3. Параллельное включение (включены контакторы 4К и 5К).

За счет предельного увеличения напряжения электромоторов и предельного снижения силы тока в якорях, достигаются максимальные обороты электромоторов, а следовательно – наивысшие скорости движения транспортных и тяговых средств.

Для этого случая

$$J_M = \frac{J_G}{i} ; \quad V_M = V_G. \quad (3.30)$$

Тогда коэффициент трансформации

$$k_T = \frac{C_M \Phi_M}{C_G \Phi_G}. \quad (3.31)$$

В этом случае коэффициент трансформации еще больше уменьшился.

Таким образом, схема главной цепи электрических машин каждый раз должна соответствовать режиму движения машины.

Рациональная схема главной цепи устанавливается автоматически работой специальной следящей системы, реагирующей на величину скорости машины. Изменение k_T внутри каждого из трех рассмотренных способов включения электромоторов в нужном направлении производится регулированием магнитных полюсов. Это регулирование может быть автоматическим (электромоторы с серийным возбуждением) или принудительным (электромоторы с независимым возбуждением).

При этом $N_G = const$, k_T изменяется от 2 до 0,3, а к. п. д. (η_T от 0,53 до 0,75).

Преобразующие свойства ЭТ дает возможность оценить каноническая характеристика, показанная на рис. 3.21.

Момент генератора M_G во всем диапазоне работы электромотора M_M практически постоянен, что соответствует $N_T = const$. Коэффициент трансформации k_T изменяется в пределах от 2 до 0,3 (при $\omega_M \approx 150$ 1/с, $k_T = 1,0$), а к. п. д. η_T – в пределах от 0,53...0,55 до 0,75.

Наиболее рациональной компоновкой ЭТ является размещение электромоторов непосредственно в ведущих колесах (мотор-колеса). Она компактна, число механических узлов сведено до минимума. Такая компоновка позволяет получить транспортные средства высокой проходимости и практически любой грузоподъемности.

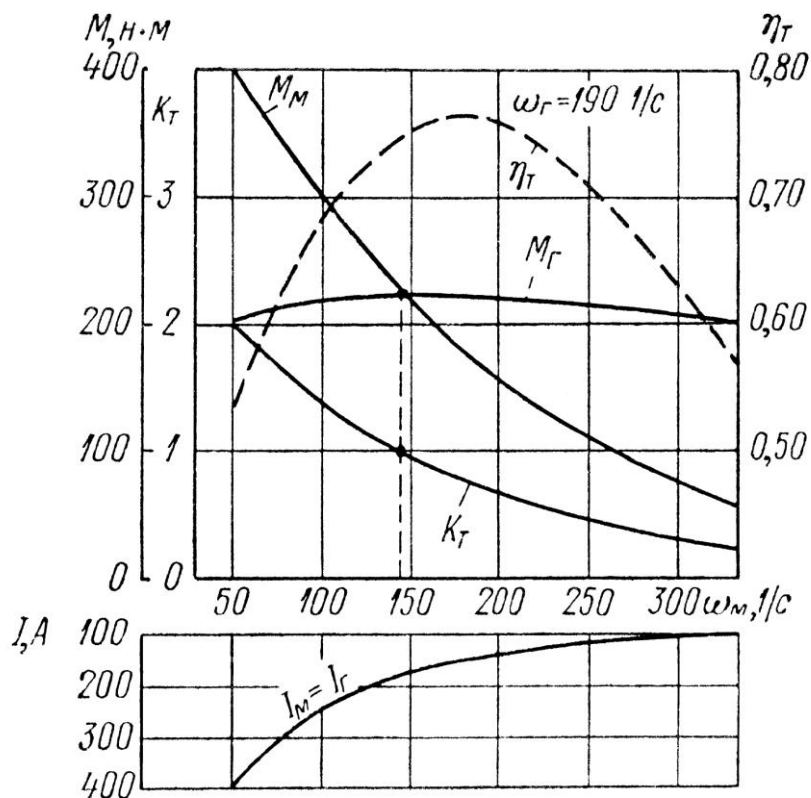


Рис. 3.21. Каноническая характеристика ЭТ

Главными недостатками ЭТ являются:

- большой удельный вес, равный 6 – 11 кг/кВт, превосходящий вес механической передачи при сопоставимых условиях;
- сравнительно низкий к. п. д. $\eta_{Tmax} = 0,75 - 0,80$;
- дефицитность и относительно высокая стоимость цветных материалов, расходуемых на изготовление электромашин;
- возможность травматизма и пожарная опасность.

Глава 4. Рабочие органы транспортных машин

При выполнении строительных работ возникают задачи самого различного вида. Здесь можно назвать такие технологические операции, как копание, разрыхление грунтов, подъем и перемещение различных грузов, уплотнение грунта, дробление, измельчение и разделение твердых материалов по фракциям, смешивание материалов, перемещение грунта и строительных материалов на небольшие или значительные расстояния и т. д. В табл. 4.1 названы рабочие органы машин, применяемых в различных технологических процессах строительной индустрии.

Основная часть большинства технологических машин по сути представляют собой транспортную машину (тягач) независимо от специального технологического оборудования.

Таблица 4.1

Рабочие органы строительно-технологических машин

Технологический процесс		Рабочий орган технологической машины
1	Перемещение машин и перевозки материалов по произвольной траектории	Пневматические, гусеничные, шагающие движители
2	Вертикальное и горизонтальное перемещение материалов по заданной траектории	Лента, цепь с ковшами или скребками, винтовые в желобе,
3	Вертикальное перемещение грузов	Канат, наматываемый на барабан
4	Послойный срез и перемещение грунта	Отвал бульдозера, ковш скрепера, диск грейдер-элеватора
5	Разработка карьеров, котлованов, траншей	Ковш экскаватора
6	Планировка грунтовой поверхности	Отвал автогрейдера
7	Уплотнение опорных поверхностей	Каток, трамбовка
8	Установка свай в грунт	Молот, винтовая фреза
9	Подача строительных растворов на высоту	Насос
10	Дробление твердых материалов	Молотки и плиты
11	Разделение сыпучих материалов по фракциям	Сито
12	Смешивание материалов	Лопастные барабаны
13	Рыхление грунта	Зубья
14	Очистка поверхности от древесной поросли	Ножи и пилы

4.1. Дифференциальное уравнение транспортной машины

Дифференциальное уравнение движения транспортной машины (тягача), как и всякой другой динамической системы, можно вывести, используя теорему кинетической энергии для системы: приращение кинетической энергии системы на элементарном перемещении равно сумме приращений работ всех внешних и внутренних сил

$$dT = \sum dW_i. \quad (4.1)$$

Кинетическая энергия тягача складывается из кинетической энергии поступательно движущейся массы (в переносном движении) и кинетической энергии вращающихся масс (в относительном движении):

$$T = \frac{mv_x^2}{2} + \sum \frac{J_i \omega_i^2}{2}, \quad (4.2)$$

где m – масса тягача; ω_i – угловая скорость i -ой детали; J_i – момент инерции i -ой детали.

Угловую скорость вращения каждой i -ой детали можно выразить через скорость переносного движения v_x , если допустить отсутствие скольжения в контакте движителя:

$$\omega_i = \omega_k i_i = \frac{v_x i_i}{r_\partial}, \quad (4.3)$$

где i_i – передаточное отношение от вращающейся детали до колеса; r_∂ - динамический радиус ведущего колеса.

Тогда без учета потерь на трение в трансмиссии общая кинетическая энергия колесного тягача

$$T = \frac{mv_x^2}{2} + \frac{v_x^2}{2} \cdot \frac{1}{r_\partial^2} \sum J_i i_i^2 = \frac{mv_x^2}{2} \left(1 + \frac{1}{mr_\partial^2} \sum J_i i_i^2 \right). \quad (4.4)$$

Для гусеничного тягача необходимо учитывать кинетическую энергию гусениц $m_2 v_x^2 / 2$ (где m_2 – масса гусениц), а вместо r_∂ подставлять радиус ведущего колеса гусеничного движителя $r_{вк}$

$$T_z = \frac{mv_x^2}{2} \left(1 + \frac{m_2}{m} + \frac{1}{mr_{вк}^2} \sum J_i i_i^2 \right). \quad (4.5)$$

Таким образом, кинетическая энергия тягача выражается через кинетическую энергию поступательных масс, если выражение в скобках заменить коэффициентом учета вращающихся масс машины δ

$$\delta_{\text{колесн}} = 1 + \frac{1}{mr_\partial^2} \sum J_i i_i^2, \quad (4.6)$$

$$\delta_{\text{гусен}} = 1 + \frac{m_2}{m} + \frac{1}{mr_{вк}^2} \sum J_i i_i^2. \quad (4.7)$$

Точное определение δ затруднительно, поэтому для тяговых расчетов машин с механической и гидромеханической трансмиссией пользуются эмпирической зависимостью

$$\delta = 1 + c_1 + c_2 i_{mp}^2, \quad (4.8)$$

где c_1 и c_2 – эмпирические коэффициенты; i_{mp} – общее передаточное число трансмиссии.

Для гусеничных машин

$$c_1 = 0,25 - 0,4; \quad c_2 = 0,0025 - 0,0060. \quad (4.9)$$

Для колесных машин

$$c_1 = 0,03 - 0,005; \quad c_2 = 0,0020.$$

Коэффициент c_1 учитывает влияние масс движителя, а c_2 – вращающихся масс двигателя. Массы коробки передач и других промежуточных агрегатов трансмиссии незначительно влияют на коэффициент δ .

При определении коэффициента δ для прицепов и полуприцепов можно пользоваться формулой

$$\delta = 1 + c, \quad (4.10)$$

где $c = 0,02 - 0,05$ в зависимости от количества осей прицепа.

Используя выражения (3.4) и (3.5), можно получить дифференциал кинетической энергии

$$dT = \delta m v dv. \quad (4.11)$$

Сумма элементарных работ внешних и внутренних сил

$$\sum dW_i = dW_e + dW_h + dW_f + dW_\eta + dW_p + dW_\sigma, \quad (4.12)$$

где dW_e – элементарная работа двигателя; dW_f – элементарная работа сил сопротивления качению; dW_h – элементарная работа силы тяжести при движении на продольном уклоне; dW_η – элементарная работа сил внутреннего трения в трансмиссии и движителе; dW_p – элементарная полезная работа на рабочем органе или на крюке; dW_σ – элементарная работа сил сопротивления воздуха.

Если предположить, что в переходном режиме двигатель передает мощность, равную мощности в установившемся режиме, то элементарная работа (в эрг) за время dt

$$dW_e = 1000 N dt. \quad (4.13)$$

Элементарная работа силы сопротивления качению на элементарном перемещении dx при движении на подъем

$$dW_f = -Gfdx \cos \alpha . \quad (4.14)$$

Элементарная работа силы тяжести при движении на уклоне может в зависимости от направления движения быть положительной или отрицательной

$$dW_h = \pm G \sin \alpha dx . \quad (4.15)$$

Элементарная работа сил внутреннего трения может быть выражена через коэффициент полезного действия трансмиссии

$$dW_\eta = -1000N(1-\eta)dt . \quad (4.16)$$

Элементарная работа сил сопротивления P_p на крюке или рабочем органе

$$dW_p = -P_p dx . \quad (4.17)$$

Элементарная работа сил P_ϵ сопротивления воздуха

$$dW_\epsilon = -P_\epsilon dx . \quad (4.18)$$

Обычно силу сопротивления воздуха рассчитывают по эмпирической формуле

$$P_\epsilon = k_\omega Fv^2 , \quad (4.19)$$

где k_ω – коэффициент обтекаемости; F – площадь лобового сопротивления, принимаемая равной произведению колеи тягача на его высоту. Сопротивление воздуха следует учитывать при $v > 50$ км/ч.

Таким образом, уравнение кинетической энергии тягача примет вид

$$\delta m v dv = 1000N\eta_{mp} dt - Gf \cos \alpha dx \pm G \sin \alpha dx - P_p dx - P_\epsilon dx . \quad (4.20)$$

Разделив обе части на dx , после преобразования получим

$$\delta m \frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{1000N\eta_{mp}}{v} - G(f \cos \alpha \pm \sin \alpha) P_p - P_\epsilon . \quad (4.21)$$

Выражение (3.21) является дифференциальным уравнением движения тягача. Оно показывает, на что расходуется мощность двигателя. Его можно решать относительно ускорения тягача d^2x/dt^2 , если известны все

силы сопротивления, или относительно силы P_p при известном ускорении (например, при $d^2x/dt^2 = 0$).

Последний прием широко используется при тяговых расчетах транспортных машин [3, 5].

4.2. Рабочие органы (движители) транспортных машин

Большинство строительно-технологические машины оснащены устройствами для перемещения по опорной поверхности по произвольной траектории. Таковым устройством (рабочим органом) может быть колесо (колесный движитель), гусеница (гусеничный движитель), роторно-винтовой движитель, движители дискретного взаимодействия с опорной поверхностью (шагающая система).

Перемещение машин по опорным поверхностям с малой несущей способностью достигается использованием воздушной подушки. Из названных видов движителей в строительно-технологических машинах в основном применяются колесные и гусеничные движители. Реже применяют шагающие движители. Эти движители (кроме шагающих) могут работать как в транспортном, так и тяговом режиме в зависимости от задач, которые решаются технологической машиной. Другие названные виды движителей могут быть эффективны только в определенных условиях.

Взаимодействие колесного движителя технологической машины с опорной поверхностью реализуется в нескольких практических ситуациях:

- качение жесткого колеса по твердой поверхности (кранового колеса по рельсу);
- качение деформируемого колеса по деформируемой поверхности (пневматического колеса скрепера по свежесрезанному грунту);
- качение деформируемого колеса по твердой поверхности (пневматического колеса автомобиля по асфальтобетону).

В кинематических и статических расчетах технологических машин используют такие параметры колесного движителя: наружный диаметр D_k , свободный радиус ненагруженного колеса $r_0 = D_k/2$ и радиальная нагрузка F_p . Под действием радиальной нагрузки любое колесо деформируется в зоне контакта на величину δ . Величина деформации зависит также от свойств и параметров колеса и свойств опорной поверхности. Свободный радиус деформированного колеса уменьшается на величину δ и характеризуется статическим радиусом колеса $R_{cm} = R_0 - \delta$. Качение по опорной поверхности нагруженного радиальной нагрузкой колеса характеризуется кинематическим радиусом r_k , отличным от статического радиуса.

$$r_k = V_k/\omega_k, \quad (4.22)$$

где V_k – поступательная скорость оси колеса;

ω_k – угловая скорость вращения колеса.

При качении колеса по опорной поверхности на него действует ряд факторов (радиальная нагрузка, крутящий момент, центробежная сила, давление воздуха в пневматической шине, сила сопротивления качению), которые изменяют статический радиус. Катящееся колесо в реальных условиях взаимодействия с опорной поверхностью характеризуется динамическим радиусом r_d . Динамический радиус такого колеса подвержен влиянию скорости колеса V_k и подводимого к нему крутящего момента $M_{кр}$. При увеличении скорости движения машины динамический радиус увеличивается, а при увеличении крутящего момента – уменьшается.

Важным фактором взаимодействия колеса с опорной поверхностью является радиальная статическая жесткость колеса. Статическую жесткость колеса определяют по формуле

$$c_k = \Delta F_p / \delta, \quad (4.23)$$

где ΔF_p – изменение вертикальной нагрузки на колесо.

Применяемые колесные движители строительно-технологических машин существенно различаются по статической жесткости. Однако, принципиальный характер взаимодействия стального колеса с рельсом и пневматической шины с грунтовой опорной поверхностью аналогичен. При качении этих колес по опорной поверхности возникает сопротивление качению, которое будет отличаться по величине в силу различной жесткости колес при одинаковой вертикальной нагрузке.

При качении стального колеса по стальному рельсу происходит образование наплыва впереди колеса и явление упругого гистерезиса (рис. 4.1, а). В результате эпюра сил сжатия по поверхности контакта становится несимметричной относительно вертикальной оси.

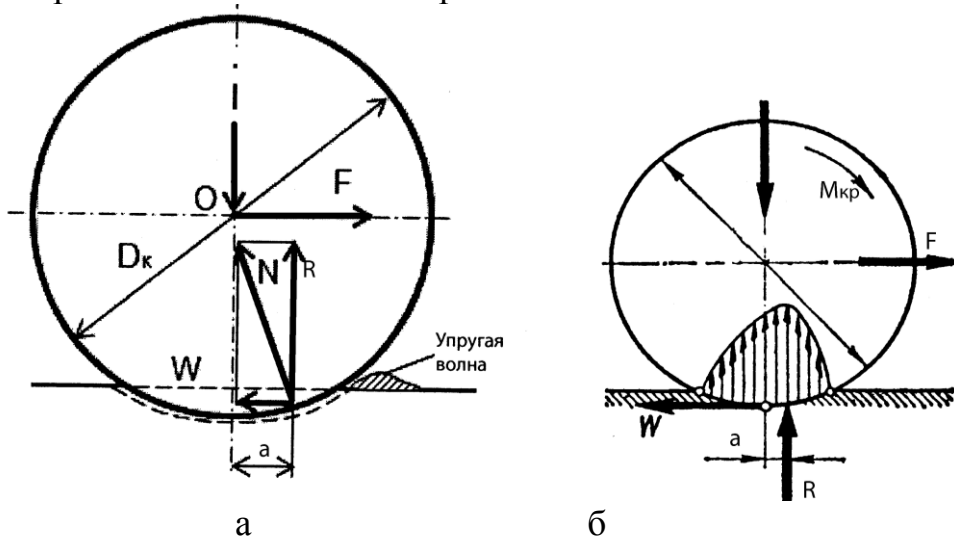


Рис. 4.1. Схемы взаимодействия колесного движителя с опорной поверхностью:
а – качение стального колеса по рельсу; б – эпюра давлений колеса на опорную поверхность

На рис. 4.1, б показана эпюра сил давления в зоне контакта при качении колеса по опорной поверхности. В правой части от оси колеса пятно контакта сопровождается повышенным давлением из-за суммарной деформации колеса и бегущей волны опорной поверхности. В левой части происходит упругое восстановление формы контактируемых поверхностей. Давление здесь получается меньше. Равнодействующая сил давления будет смещена от оси колеса по ходу его движения на расстояние "а" создавая момент сопротивления вращению $M_c = F_p \cdot a$. Качение колеса станет возможным, если к колесу приложить крутящий момент $M_{кр} \geq M_c$ или толкающую силу F_m , которая создаст момент для вращения колеса

$$M_б = F_m \cdot r_k \geq M_c. \quad (4.24)$$

В первом случае колесо будет называться ведущим, во втором случае – ведомым.

Если колесо при взаимодействии с опорной поверхностью создает момент сил трения, противодействующий подводимому к колесу крутящему моменту, такое колесо называют тормозным.

Из уравнения моментов сил относительно оси колеса $F_p \cdot a = W_k \cdot r_k$ определяют силу сопротивления качению

$$W_k = F_p \cdot a / r_k. \quad (4.25)$$

Отношение $a/r_k = f_k$ называют коэффициентом сопротивления качению.

Коэффициент сопротивления качению стальных колес по рельсам зависит от диаметра и материала колес, а также от формы контактирующих поверхностей. Численная величина этого коэффициента представлена в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Коэффициент сопротивления качению f_k , мм, стальных колес по рельсам

Головка рельса	Диаметр ходового колеса, мм				
	200 - 320	400 - 630	710	800 - 900	1000
Плоская	0,3	0,5	0,6	0,7	0,7
Скругленная.	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2

При качении колеса энергия расходуется не только на преодоление сопротивления качению в зоне контакта, но и на преодоление сопротивлений сил трения на оси колеса. Конструкция обода колеса также может создавать дополнительные сопротивления. Величина их определяется конструктивным исполнением элементов ориентации колеса на рельсе. Сопротивление качению стального колеса по горизонтальному рельсу без учета

других факторов (ветра, уклона опорной поверхности, сил инерции) определяют по формуле:

$$W = F_p \cdot \frac{\mu_o \cdot d_o + 2f_k}{D_k} \cdot f_p, \quad (4.26)$$

де μ_o – коэффициент трения на оси колеса;

d_o – диаметр оси колеса;

f_p – коэффициент трения реборд.

Другой распространенный вид рабочего органа транспортной машины представляет пневматическое колесо в виде упругой оболочки, заполненной воздухом под давлением. Оболочка устанавливается на стальном ободе, который крепится на оси ходовой рамы машины. Ходовая рама с несколькими пневматическими колесами создает опорный контур строительной или транспортной машины. Наиболее распространен четырехопорный прямоугольный контур. Через обод на колесо может передаваться и крутящий момент. В этом случае колесо называют ведущим.

Пневматическая оболочка колеса имеет конструктивные элементы со специфическими названиями (рис. 4.2). Оболочка состоит из борта 1, бортовой проволоки 2, каркаса 3, брекера 4, боковины 5, протектора 6.

Шины различают по конструкции каркаса. В радиальной шине нити в слоях и каркаса и брекера параллельны друг другу. В каркасе нити имеют меридиональное направление от борта к борту, а направление нитей в слоях брекера близко к окружному.

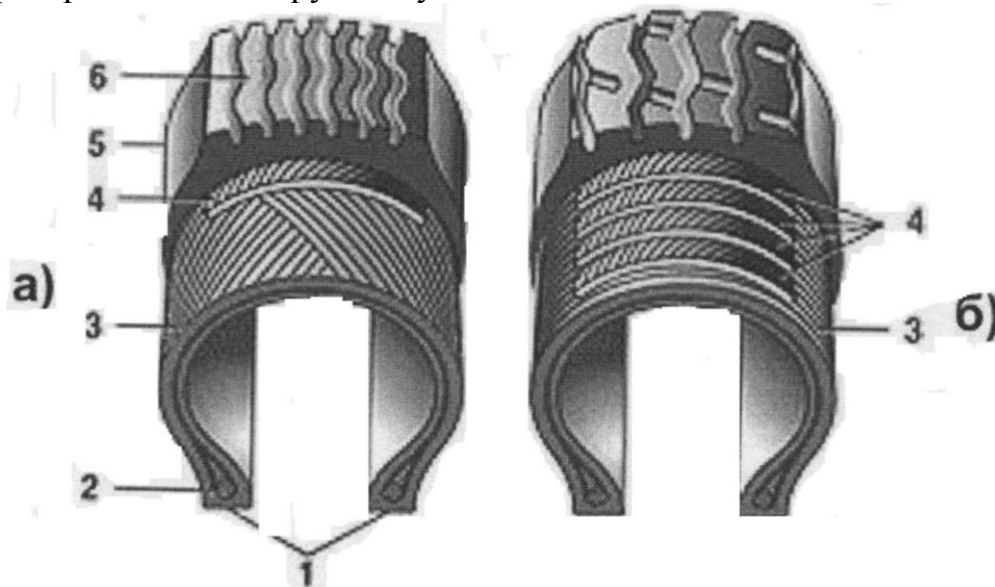


Рис. 4.2. Конструкция каркаса пневматических шин: а – с диагональным каркасом; б – с радиальным каркасом

В диагональной шине каркас и бреккер состоят из слоев с перекрещивающимися нитями корда под углом $45 - 60^\circ$.

Каркас шины – это силовой элемент, воспринимающий радиальную нагрузку на шину. Каркас образуют один или несколько слоев обрешиненного корда, закрепленного на бортовых кольцах.

Брекером называют пояс, охватывающий каркас покрышки по его внешней части непосредственно под протектором.

Протектор – это толстая резиновая, рельефная часть покрышки, которая непосредственно соприкасается с дорогой. Рельефный рисунок протектора определяет приспособленность шины для разных дорожных условий. Рельеф протектора относят к одному из типов (рис. 4.3): дорожный, универсальный, зимний, повышенной проходимости. Рисунок протектора может быть направленным и ненаправленным. Шина с ненаправленным рисунком протектора устанавливается на ходовой раме машины произвольно, с направленным рисунком должна быть установлена по направлению стрелки на ее боковине.

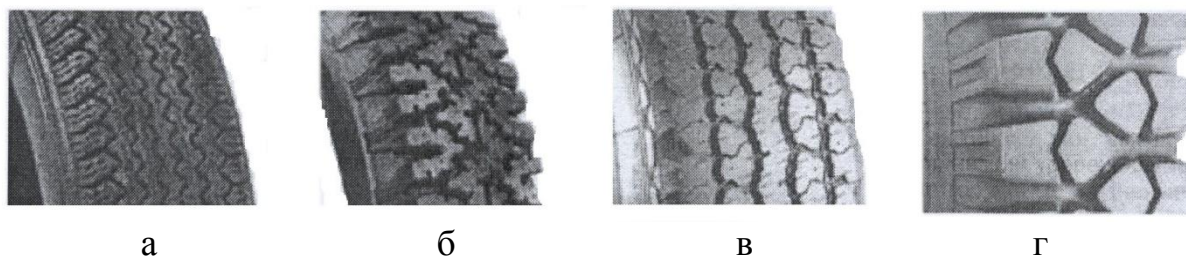


Рис. 4.3. Рисунки протекторов шин: а – дорожный; б – зимний; в – универсальный; г – повышенной проходимости

Конструкция шины во многом определяет ее жесткость. Наибольшей жесткостью обладают шины с диагональным расположением слоев корда. Шины с радиальным кордом всегда мягче шин с диагональным кордом. Диагональные шины более долговечны, имеют хорошее сцепление с дорогой, пониженное сопротивление качению. Диагональные шины предпочтительны в условиях бездорожья при высоких ударных нагрузках на плохих дорогах.

В зависимости от способа соединения шины с ободом различают колеса камерные и бескамерные. Камерная шина состоит из наружной части (покрышки) и внутренней герметичной оболочки (камеры). Бескамерная шина – это усовершенствованная покрышка, выполняющая одновременно роль покрышки и камеры

Шины различаются профилем – наружным контуром в радиальном сечении при установке на соответствующем обode. Профиль шины замеряют без нагрузки при заданном в ней давлении воздуха (рис. 4.4).

Наружный диаметр D – наибольший диаметр радиального сечения шины.

Посадочный диаметр d – диаметр цилиндра, контактирующий с основанием борта шины.

Ширина профиля B – расстояние между двумя плоскостями при касании ими боковин шины.

Высота профиля H – полуразность между наружным и посадочным диаметром шины.

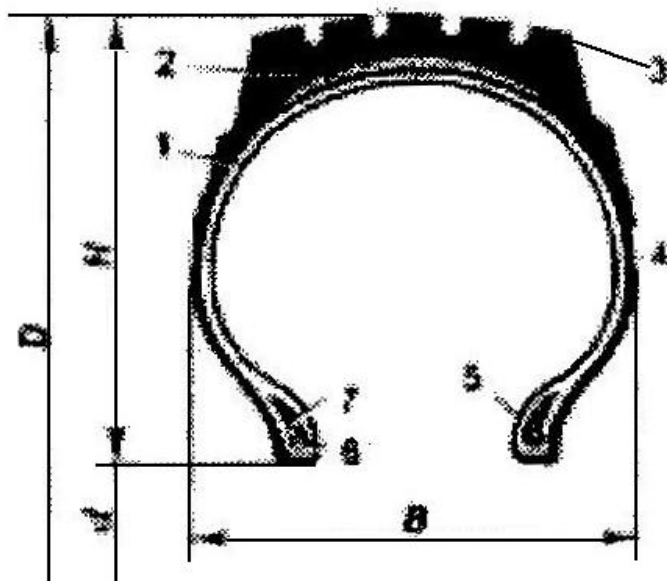


Рис. 4.4. Параметры профиля шины

По конфигурации профиля радиального сечения шины в зависимости от отношения высоты H к ширине профиля B выделяют шины обычного профиля – $H/B > 0,8$ (рис. 4.5, а) широкопрофильные – $0,6 < H/B < 0,8$ (рис. 4.5, б), низкопрофильные шины – $0,71 < H/B < 0,85$ (рис. 4.5, в), сверхнизкопрофильные – $H/B < 0,70$ (рис. 4.5, г).

На радиальную жесткость шин большое влияние оказывает давление сжатого воздуха в шине. Жесткость шин и податливость упругих элементов подвески должна быть согласована.

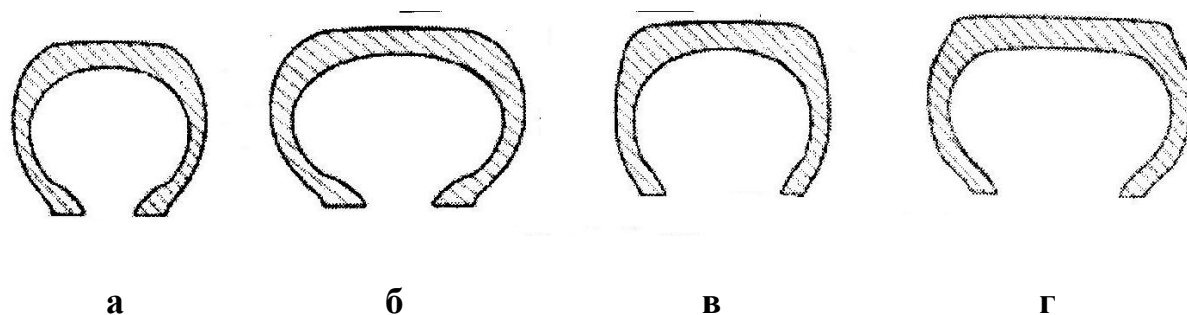


Рис. 4.5. Конфигурация профилей шин: а – обычный профиль; б – широкопрофильная шина; в – низкопрофильная шина; г – сверхнизкопрофильная шина

Автомобильные заводы рекомендуют соблюдать предписанные типоразмеры шин, давление воздуха в них и параметры подвески для конкретных марок автомобилей.

Шины Российского производства в соответствии с ГОСТ 4754 должны иметь:

- товарный знак производителя;
- наименование страны-производителя;
- обозначение шины;
- торговая марка (модель шины);
- индекс несущей способности (грузоподъемности) (табл. 4.3);
- индекс категории скорости (табл. 4.4);
- “Tubeless” – для бескамерных шин;
- “Reinforced” – для усиленных шин;
- “M+S” – зимних шин;
- “All seasons” – для всесезонных шин;
- “PSI” – индекс давления от 20 до 85 для шин с индексом «С»;
- “E” – знак официального утверждения с номером утверждения и страны, выдавшей сертификат;
- «ГОСТ 4754»;
- знак направления вращения для шин с направленным рисунком протектора;
- “TWI” – место расположения индикатора износа;
- дату изготовления из трех цифр (две цифры обозначают неделю, третья – год);
- штамп технического контроля.

На рис. 4.6 показан пример обозначений на шине необходимой о ней информации.

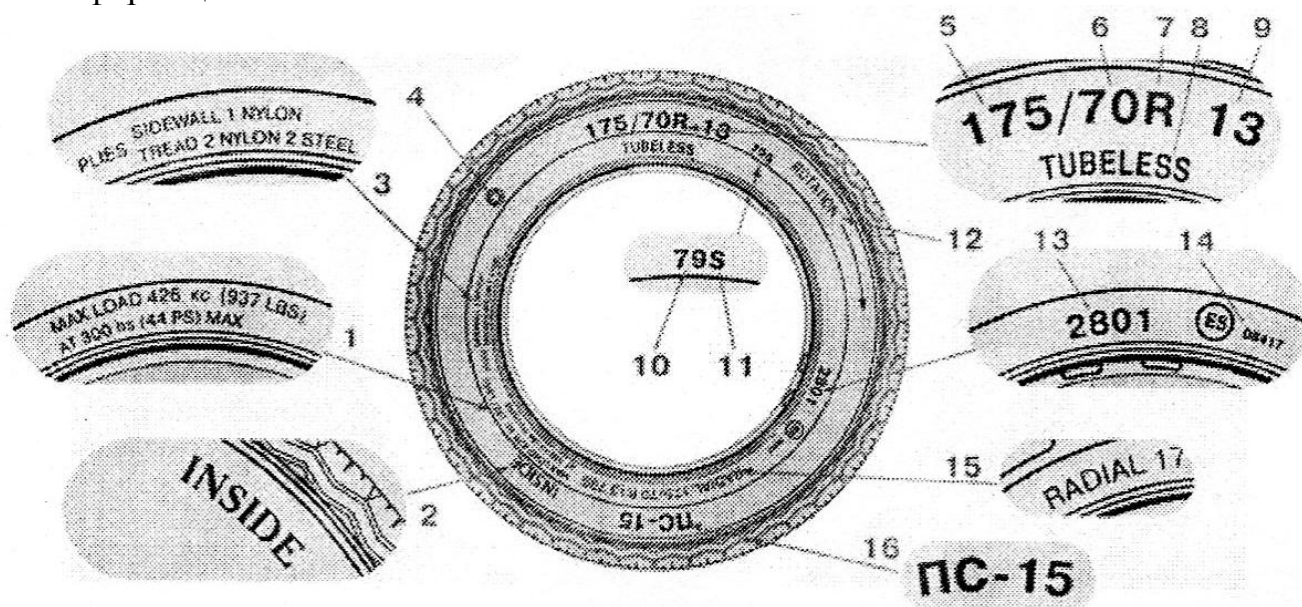


Рис. 4.6. Пример нанесения информации на шине

1 – максимальная нагрузка и давление (стандарт США)

2 – обозначение внутренней стороны шины при асимметричном рисунке протектора; OUTSIDE – наружная сторона;

3 – количество слоев и тип корда каркаса и брекера;

4 – товарный знак завода-изготовителя; 5 – ширина профиля (мм);

6 – низкопрофильная серия шины (отношение высоты профиля к ширине $\approx 70\%$);

При отсутствии цифры – шина имеет обычный профиль с отношением высоты профиля к ширине $\geq 80\%$;

7, 15 – обозначение радиальной шины; при отсутствии R – шина диагональная;

8 – обозначение бескамерной шины; 9 – посадочный диаметр (дюйм);

10 – индекс грузоподъемности (табл. 1); 11 – индекс скорости (табл. 2);

12 – обозначение направления вращения шины;

13 – дата изготовления шины (порядковый номер недели и год после 2000 года);

14 – знак официального утверждения шины (номер сертификата и условный номер страны, выдавшей сертификат);

16 – наименование модели.

Таблица 4.3

Индексы и величина нагрузки шин

Индекс	60	66	72	76	80	84	87	90	93	96	98	100
Нагрузка, кг	250	300	355	400	450	500	545	600	650	710	750	800
Индекс	101	102	103	104	105	106	108	110	111	113	114	116
Нагрузка, кг	825	850	875	900	925	950	1000	1060	1090	1150	1180	1250
Индекс	118	119	120	121	122	123	124	125	126	127	128	129
Нагрузка, кг	1320	1360	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800	1850

Таблица 4.4

Обозначение индексов скорости

Индекс скорости	J	K	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	H
Скорость макс, км/час	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210

Процесс взаимодействия пневматического колеса с опорной поверхностью отличается значительной площадью пятна контакта из-за небольшой радиальной жесткости (рис. 4.7) по сравнению со стальным колесом.

Пятно контакта пневматического колеса с опорной поверхностью составляет значительную площадь. При качении такого колеса по опорной поверхности возникают две зоны: зона сцепления I и зона скольжения II.

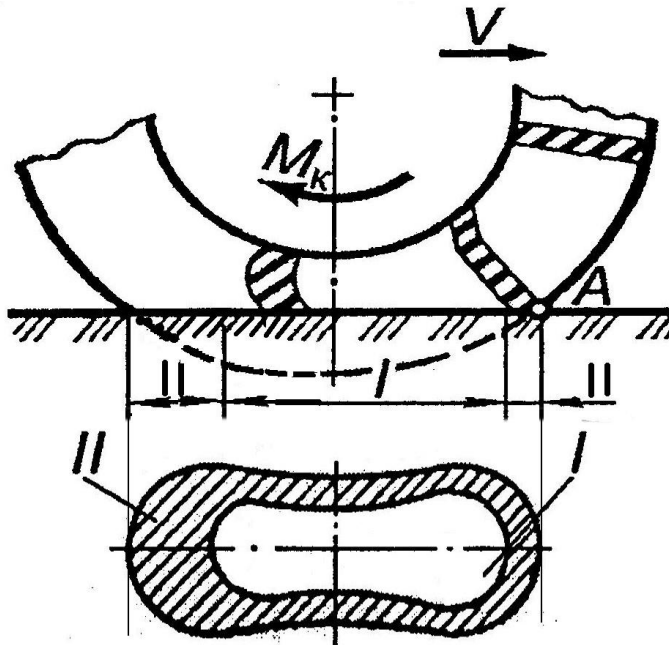


Рис.4.7. Зона сцепления (I) и зона скольжения (II) в области контакта шины с опорной поверхностью

В зоне сцепления отсутствует скольжение шины относительно опорной поверхности, а в зоне II элементы шины имеют скорость больше поступательной скорости V оси колеса.

Соотношение этих зон зависит от многих факторов. Для конкретных шин и опорной поверхности это соотношение определяется величиной силы тяги T_ϕ , создаваемой ведущим колесом при подводимом к нему крутящем моменте, который реализуется на колесе в окружную силу P_k . По мере роста силы тяги зона сцепления I уменьшается, а зона скольжения II растет. Как только в пятне контакта зона скольжения достигнет 100 %, возникает полное буксование колеса. Поступательная скорость становится равна нулю, перемещение прекращается.

Величина силы тяги, реализуемой на оси колесного движителя, может быть определена для конкретной опорной поверхности с учетом предполагаемого коэффициента сцепления движителя с опорной поверхностью. В табл. 4.5 приведены усредненные показатели коэффициентов сопротивления перекачиванию f и коэффициентов сцепления μ для пневмоколесных и гусеничных движителей.

Таблица 4.5

Коэффициенты сопротивления перекачиванию w и сцепления μ

Тип пути	Пневмоколесный ход		Гусеничный ход	
	f	μ	f	μ
Шоссе асфальтобетонное	0,015-0,02	0,45-0,55	0,03-0,035	0,35-0,45
Шоссе цементобетонное	0,015-0,02	0,6-0,75	0,03-0,035	0,3-0,4
Дорога булыжная	0,025-0,035	0,4-0,5	0,05-0,07	0,4-0,5

Дорога грунтовая сухая	0,03-0,05	0,5-0,7	0,05-0,07	0,45-0,55
Дорога грунтовая мокрая	0,05-0,15	0,35-0,5	0,1-0,15	0,4-0,5
Дорога сухая песчаная	0,1-0,3	0,65-0,75	0,1-0,15	0,2-0,25
Дорога снежная, плотная	0,03-0,04	0,15-0,35	0,06-0,07	0,25-0,35

Вопросами тяговой механики землеройно-транспортных машин успешно занимался д.т.н. проф. Н.А.Ульянов. Разработанная им теория позволяет использовать теоретические и опытные тяговые характеристики колесных землеройно-транспортных машин (ЗТМ) для оценки эффективности работы таких машин и выбирать оптимальный режим их работы.

На рис. 4.8 показан вариант такой тяговой характеристика. На ней хорошо просматриваются возможность в зависимости от грунтовых условий, параметров колесного движителя, характеристики силовой установки анализировать тяговый режим землеройно-транспортной машины. Это позволяет определить условия, отвечающие максимальному значению тягового КПД $\eta_{T \max}$ (точка b_7), или максимальной тяговой мощности N_T (точка a_6), или минимальному значению удельного расхода топлива g_T (точка $g_{e \min}$), прогнозировать часовой расход топлива G_m для того или иного тягового режима работы ЗТМ.

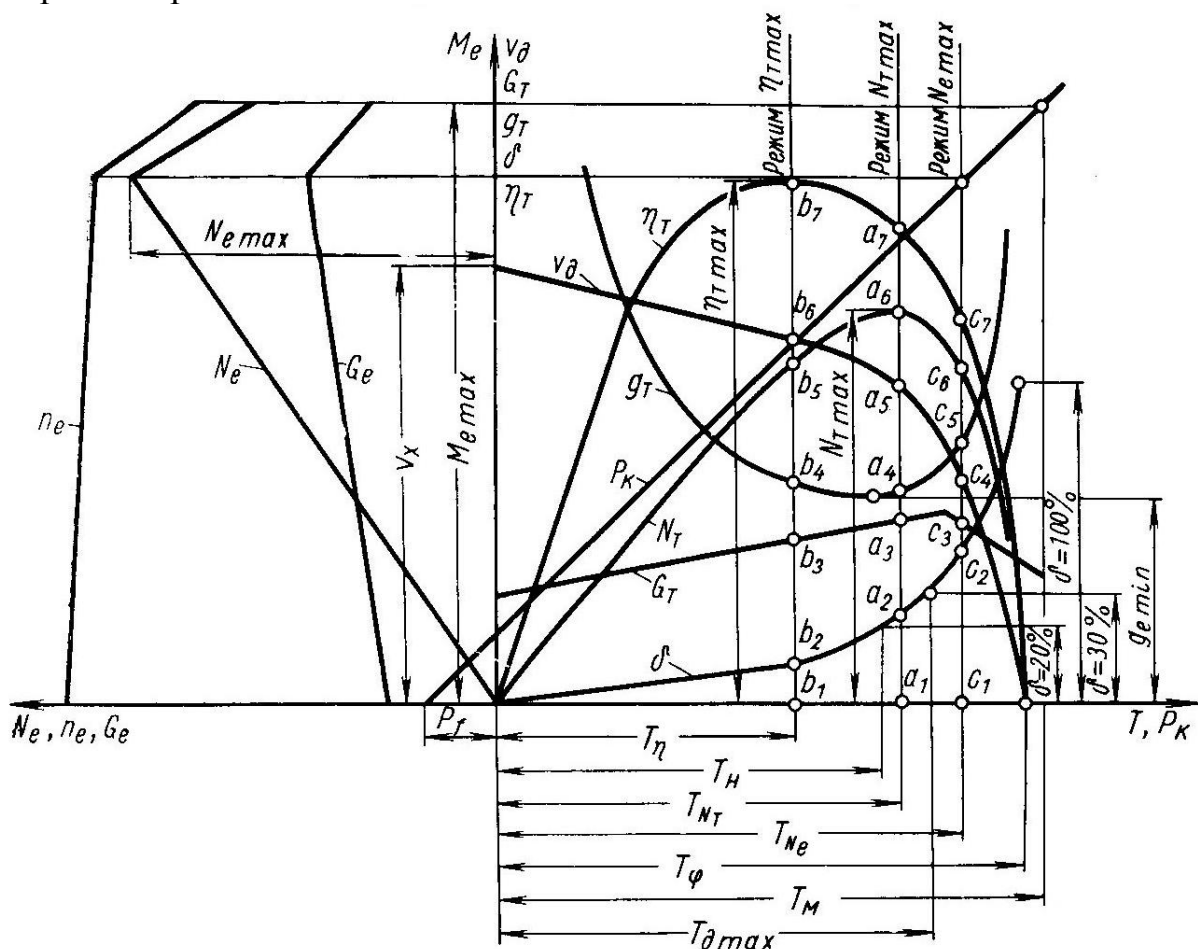


Рис. 4.8. Тяговая характеристика как средство оценки тягово-экономических показателей ЗТМ

Такая характеристика позволяет определить максимальную силу тяги, реализуемую сцеплением пневматического колеса с грунтом $T\varphi$, возникающую при полном проскальзывании колесного движителя, или выбрать оптимальный тяговый режим буксовании колесного движителя для получения максимального тягового КПД при буксовании движителя $\delta \approx 10\%$.

Целесообразно основные оценочные показатели тяговых и топливно-экономических качеств ЗТМ определять:

- на режиме максимальной тяговой мощности (точки $a_1 - a_8$);
- на режиме максимального тягового к.п.д. (точки $b_1 - b_6$);
- на режиме максимальной мощности двигателя (точки $c_1 - c_7$).

4.3. Гусеничные движители

При производстве работ на начальных этапах строительства на грунтах с низкой несущей способностью предпочтительно использовать строительные машины смонтированные на раме с гусеничным движителем.

Гусеничный движитель (рис. 4.9) обеспечивает передвижение машины с помощью двух замкнутых в кольцо сборных лент (гусениц) 5. Каждая лента охватывает систему, состоящую из ведущей звездочки 6, натяжного колеса 1 и ряда поддерживающих 3 и опорных 4 катков, укрепленных на балке ходовой рамы. Гусеничные ленты состоят из отдельных шарнирно соединенных стальных элементов (траков) специальной конфигурации.

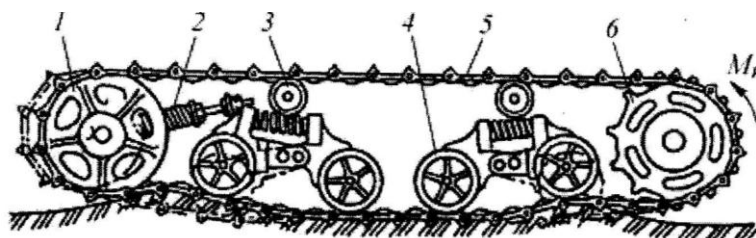


Рис. 4.9. Общий вид гусеничного движителя

Из траков можно собирать замкнутое кольцо необходимой длины. Ширина гусеничной ленты определена длиной траков.

Гусеничный движитель обладает рядом положительных свойств:

- обеспечивает низкие удельные давления машины на грунт;
- обеспечивает высокую проходимость по мягким, топким грунтам;
- обладает высокой маневренностью;
- обеспечивает лучшую устойчивость машин от опрокидывания;
- обладают хорошим сцеплением с грунтовой поверхностью;
- позволяет реализовать высокую силу тяги на крюке;
- преодолевать подъемы до 35° ;
- меньшее сопротивление передвижению, чем колеса по грунту;
- меньшие потери мощности на самопередвижение.

Вместе с тем гусеничный движитель обладает некоторыми недостатками. Масса гусеничного движителя может составлять до 30 % массы машины, он сложнее в обслуживании, имеет более низкий КПД по сравнению с пневмоколесным движителем и невысокие транспортные скорости. Машины с гусеничным движителем работают в сложных грунтовых условиях. Шарниры гусеничных лент подвергаются интенсивному абразивному износу и требуют частой замены. Для перемещения машин с гусеничным движителем по городским дорогам общего пользования необходимы специальные транспортные средства.

Гусеничные движители характеризуют площадью опорной поверхности

$$S = B \times L, \quad (4.27)$$

где B – ширина гусеничной ленты, м;

L – длина гусеничной ленты, контактируемая непосредственно с опорной поверхностью в движении, м.

Обычно, под расчетной длиной гусеничной ленты большинства строительных машин понимают длину гусеничного движителя от оси ведущей звездочки до натяжного катка (ленивца) (рис. 4.10).

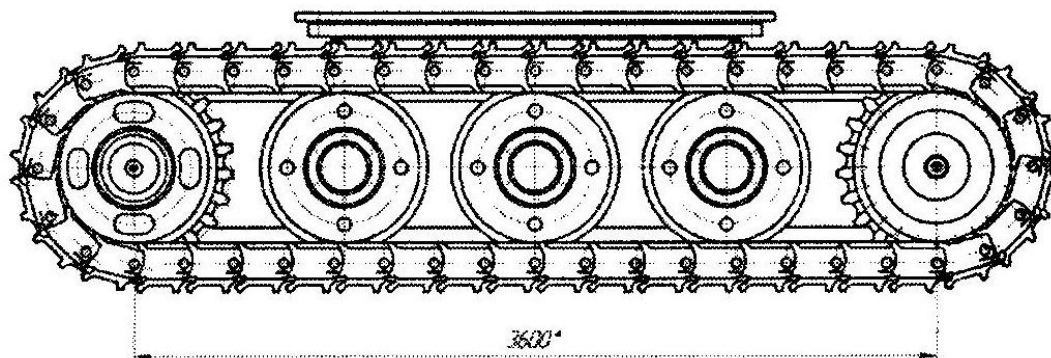


Рис. 4.10. Общий вид экскаваторного гусеничного движителя.

Машина с гусеничным движителем массой m (тонн) характеризуется средним удельным давлением на опорную поверхность

$$q_{cp} = m / 2S, \text{ МПа.} \quad (4.28)$$

Большинство строительных машин на гусеничном ходу (экскаваторы, краны, бульдозеры, трубоукладчики) имеют среднее давление на грунт $0,1 \div 0,2$ МПа. Машины высокой проходимости (снегоходы, болотоходы) должны иметь средние удельные давления не более $0,015 \div 0,02$ МПа. Предельно допустимые давления (МПа): для песка – $0,3 \div 0,5$; для суглинка – $0,6 \div 0,8$; для плотной глины $0,8 \div 1,0$; для дороги с твердым покрытием – до 1,5.

Давление на опорную поверхность существенно зависит от типа гусеничного движителя. Он может быть малоопорным или многоопорным. При малоопорном движителе (рис. 4.10) давление под катками может существенно превышать среднее удельное давление. При многоопорном движителе местное удельное давление с учетом деформации грунта приближается к среднему удельному давлению. На рис. 4.11 показан характер эпюры давлений для многоопорного гусеничного движителя.

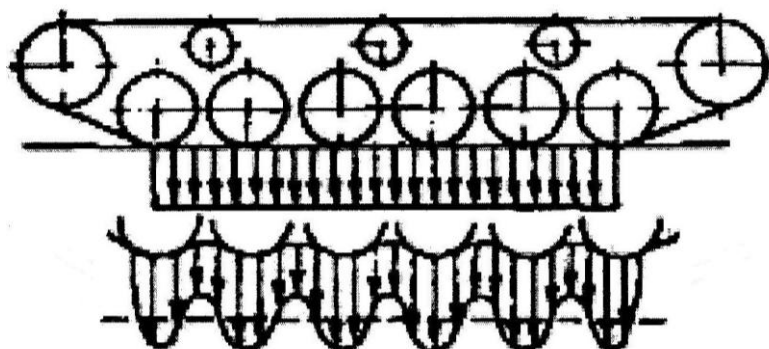


Рис. 4.11. Эпюра давлений на грунт многоопорного гусеничного движителя

Важной характеристикой гусеничного движителя являются его тягово-сцепные свойства. Их можно оценить тяговым коэффициентом полезного действия η_T , который вычисляют по формуле

$$\eta_T = \eta_g \eta_{тр} (1 - \delta)(1 - F_{сп} / F_T), \quad (4.29)$$

где $\eta_g = 1 - k_d L$ – КПД движителя (гусеницы);

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии;

δ – буксование в долях единицы;

$F_{сп}$ – сила сопротивления движению, Н;

F_T – касательная сила тяги, Н.

КПД движителя η_g учитывает потери мощности на трение в механизме ходовой части. Он зависит от длины гусеницы L . Коэффициент k_d для составных металлических гусениц можно принимать $k_d = 0,016 \dots 0,022$.

Потери на трение в шарнирах, соединяющих траки, будут меньше при расположении ведущего колеса в кормовой части машины по сравнению с носовым его расположением. В этом случае нижняя ветвь гусеницы нагружается растягивающим усилием, и качение опорных катков происходит по натянутой ленте с меньшими изгибами опорной поверхности.

Для гусеничных машин существует оптимальное соотношение $\gamma = L/B$, при котором она имеет наилучшие тягово-сцепные свойства и максимальный КПД (рис. 4.12). Максимум тягового КПД достигается при $\gamma \approx 8,1$.

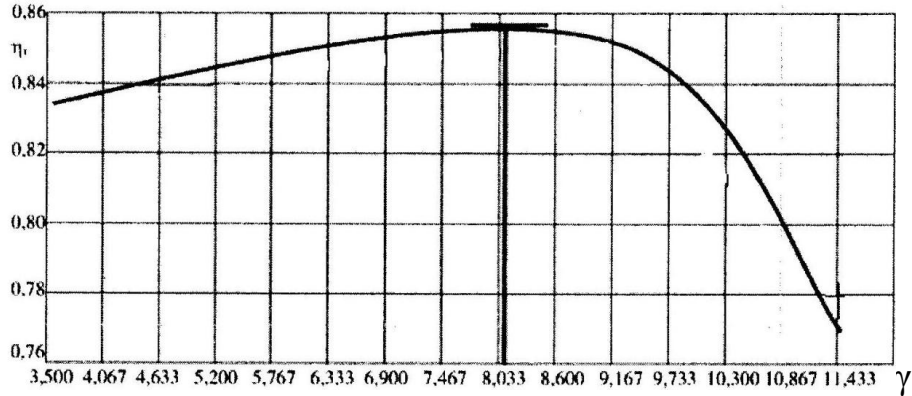


Рис. 4.12. Зависимость КПД гусеничного движителя от соотношения $\gamma = L/V$

Силу сопротивления передвижению машины с гусеничным движителем при прямолинейном движении вычисляют по формуле:

$$F_{\text{сп}} = W_{\text{вн}} + W_{\text{и}} + W_{\text{п}} + W_{\text{к}} + W_{\text{в}} + W_{\text{кр}}, \quad (4.30)$$

где $W_{\text{вн}}$ – сопротивление сил трения в трансмиссии, Н;

$W_{\text{к}}$ – сопротивление перекатыванию гусеничной ленты, Н;

$W_{\text{и}}$ – сопротивление инерции при трогании с места, Н;

$W_{\text{п}}$ – сопротивление при движении на подъем, Н;

$W_{\text{в}}$ – сопротивление ветра, Н;

Для прямолинейного движения по горизонтальной поверхности из данных уравнений исключаются $W_{\text{п}}$ и $W_{\text{кр}}$.

Сопротивление сил инерции при пуске механизма определяют по формуле

$$W_{\text{и}} = \frac{G \cdot V}{g \cdot t_p}, \quad (4.31)$$

где G – снаряженный вес, Н;

V – скорость передвижения экскаватора, м/с;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

t_p – время разгона 2÷3 с.

Сопротивление подъему

$$W_{\text{п}} = G \cdot \sin \alpha, \quad (4.32)$$

где α – угол подъема

Сопротивление перекатыванию типового экскаваторного гусеничного движителя можно определять по формуле

а) для многоопорной гусеницы:

$$W_{\text{к}} = \frac{1,5 \cdot n \cdot b \cdot p^2 \sqrt{D_H}}{\rho_0 \cdot \sqrt{D_H - h}}; \quad (4.33)$$

б) для малоопорной гусеницы:

$$W_K = \frac{2,67 \cdot n \cdot b \cdot p^2 \sqrt{D_H}}{\rho_0 \cdot \sqrt{D_H - h}}, \quad (4.34)$$

где D_H – диаметр направляющих колес;

n – число гусениц;

b – ширина гусеницы;

h – глубина погружения экскаватора: $h = \frac{P}{\rho_0}$, см;

p – фактическое удельное давление на грунт, Па;

ρ_0 – коэффициент удельного сопротивления грунта смятию, для определенной почвы коэффициент постоянный.

Так, для крупного песка и влажной средней глины $\rho_0 = 0,3 \cdot 9,81 \cdot 10^4$ Н/м²;
для средней глины и влажной плотной глины $\rho_0 = 0,5 \cdot 9,81 \cdot 10^4$ Н/м²;

Сопротивление давления ветра определяют по формуле

$$W_b = F \cdot \rho_e, \quad (4.35)$$

где F – надветренная площадь, м²;

ρ_e – допустимое давление ветра по ГОСТ 1451-77 $\rho_e = 125$ Па.

Сопротивление развороту складывается из сопротивления опорной поверхности и сопротивления скалывания грунта при повороте гусеницы:

$$W_{кр} = \frac{2(M_{тр} + M_{ск})}{B}, \quad (4.36)$$

где $M_{тр}$ – полный момент трения одной гусеницы.

$$M_{тр} = \mu \cdot p \cdot b \frac{l^2}{4}, \quad (4.37)$$

где l – длина гусеницы, м;

b – ширина гусеницы, м;

p – фактическое давление на грунт, Па;

μ – коэффициент удельного трения гусеницы о грунт (0,25÷1,0);

B – расстояние между осями гусениц, м;

$M_{ск}$ – момент сопротивления скалыванию грунта,

$$M_{ск} = 0,29 \cdot K \cdot h \cdot l_1^2, \quad (4.38)$$

где K – коэффициент сцепления грунта, $K = 0,25 \div 2,5$ кгс/см²;
 h – глубина погружения гусеницы;
 l_1 – длина опорной части гусеницы.

Заводом-изготовителем (расчеты экскаватора ЭО-5221) предлагается следующий вариант расчета сопротивления развороту, схема которого приведена на рисунке 4.13.

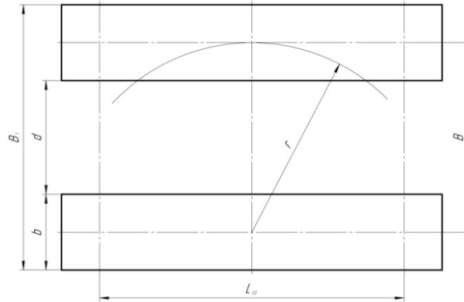


Рис. 4.13. Схема разворота

$$M_{кр} = \frac{M_c}{r}, \quad (4.39)$$

где M_c – момент сопротивления развороту;
 r – радиус разворота.

$$M_c = \frac{\mu \cdot G \cdot L_{ср}}{4}, \quad (4.40)$$

где μ – коэффициент сопротивления повороту;
 $L_{ср}$ – продольная база.

$$\mu = \frac{\mu_{max}}{a + (1 - a) \frac{r_2}{B}}, \quad (4.41)$$

где $\mu_{max} = 0,8$,

a – постоянный коэффициент, принимаемый равным 0,85;
 r_2 – радиус поворота по забегающей гусенице:

$$r_2 = d + b.$$

Из схемы видно, что $r = r_2$, и, таким образом, находим $W_{кр}$.

Внутренние и внешние сопротивления гусеничного ходового оборудования движению в процентах от веса экскаватора приведены в табл. 4.6.

Внутреннее сопротивление ходового механизма при движении задним ходом определяется из следующего выражения:

$$W_{вн} = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7, \quad (4.42)$$

где W_1 – сопротивление в подшипниках опорных катков;

$$W_1 = \frac{(G - g_{зв}) \cdot f_{np} \cdot d_{он}}{D_{он}}; \quad (4.43)$$

где f_{np} – приведенный коэффициент в подшипниках колес
 ($f_{np} \approx 0,015 \div 0,2$);

Таблица 4.6.

Сопротивление гусеничного хода движению, % веса машины

Сопротивление	Малоопорная гусеница	Многоопорная гусеница
Подшипников опорных катков W_1	1,6 – 1,8	1,6 – 1,8
ведущих колес W_2	1,1 – 1,2	1,1 – 1,2
направляющих W_3	0 – 1,6	0 – 1,6
Катанию опорных катков W_4	0,4 – 0,5	0,8 – 0,9
Изгибанию гусеничной цепи на ведущих колесах	1,3 – 1,5	1,3 – 1,5
W_5	0,4 ÷ 2,5	0,4 – 2,5
То же, на направляющих колесах W_6	4,8 ÷ 9,1	5,2 ÷ 9,5
Всего $W_{вн}$		
Сопротивление инерции при разгоне W_n	1 – 2	1 – 2
Сопротивление катанию на горизон- тальном пути при трогании с места W_k	8 – 17,5	6,5 – 15
Полное сопротивление на горизон- тальном пути без разворота W_{Γ}	13,8 – 27,8	12,7 – 25,7

W_2 – сопротивление в подшипниках ведущих колес:

$$W_2 = \frac{1,5 \cdot S_{\text{мяг}} \cdot f_{np} \cdot d_{в.к.}}{D_{в.к.}}; \quad (4.44)$$

W_3 – сопротивление в подшипниках направляющих колес:

$$W_3 = \frac{2 \cdot S_{\text{мяг}} \cdot f_{np} \cdot d_{н.к.}}{D_{н.к.}}; \quad (4.44)$$

W_4 – сопротивление катанию опорных катков:

$$W_4 = \frac{(G - g_{зв}) \cdot 2f'}{D_{он}}, \quad (4.46)$$

где f' – коэффициент трения опорных катков по гусеницам ($f' = 0,1 \div 0,15$).

W_5 – сопротивление изгибанию гусениц на ведущих колесах:

$$W_5 = \frac{S_{\text{мяз}} \cdot \mu' \cdot d_0}{D_{\text{в.к.}}}, \quad (4.47)$$

где d_0 – диаметр шарнира звена, см;

μ' – коэффициент трения в шарнирах звена ($\mu' = 0,25 \div 0,4$);

W_6 – сопротивление изгибанию гусениц на направляющих колесах:

$$W_6 = \frac{2 \cdot S_{\text{мяз}} \cdot \mu' \cdot d_0}{D_{\text{н.к.}}}; \quad (4.48)$$

W_7 – сопротивление движению верхней части цепи по каткам:

$$W_7 = \frac{g_{\text{зв}} (f_{\text{нр}} \cdot d_{\text{он}} + 2f')}{D_{\text{он}}}. \quad (4.49)$$

В приведенных выражениях

$g_{\text{зв}}$ – вес звеньев, лежащих на земле;

$d_{\text{он}}$ – диаметр оси опорного катка, см;

$d_{\text{в.к.}}$ – диаметр оси ведущего колеса, см;

$d_{\text{н.к.}}$ – диаметр оси направляющего колеса, см;

d_0 – диаметр шарнира звена, см;

$D_{\text{он}}$ – диаметр опорного катка D_1 , см;

$D_{\text{в.к.}}$ – диаметр ведущего колеса D_2 , см;

$D_{\text{н.к.}}$ – диаметр направляющего колеса D_3 , см.

4.3. Шагающие движители

Шагающих видов движителей существует множество и постоянно пополняется. Для строительных машин пригодны не многие. Шагающие механизмы передвижения строительных машин имеют специфические преимущества перед гусеничными и колесными видами движителей в определенных условиях. Использование шагающего устройства для некоторых видов землеройных машин (экскаваторов - драглайнов) позволяет проводить вскрышные работы на грунтах с довольно низкой несущей способностью. Экскаваторы с другими видами ходового оборудования оказывают значительно большее удельное давление на опорную поверхность, что приводит к определенным ограничениям при использовании в карьерах. Шагающий механизм создает невысокое удельное давление на грунт всего агрегата. При непосредственной экскавации грунта опорная база шагающего экскаватора остается неподвижной, распределяя массу всего экскаватора на большую площадь.

Шагающие экскаваторы (ЭШ) с оборудованием драглайна максимально реализуют свои возможности на экскавации легких и средней прочности пород, таких как песчаник, глина, сланцевые породы, мягкий известняк. Эти экскаваторы могут черпать предварительно взорванные крепкие породы (граниты, базальты, прочные известняки).

При перемещении вынутой породы непосредственно в отвал при вскрышных работах, при глубоком черпании полезных ископаемых, при строительстве сложных гидротехнических сооружений и каналов, когда скорость перемещения экскаватора совершенно не существенна, шагающий механизм передвижения обладает наибольшим преимуществом.

При необходимости передвижения шагающие машины перемещаются с помощью опорных лыж, которые на короткое время становятся точками опоры.

Шагающее ходовое оборудование может быть реализовано различными способами, но всегда состоит из одинаковых синхронно работающих механизмов шагания, расположенных симметрично относительно продольной оси машины. Механизм шагания включает в себя опорные лыжи (башмаки), механизм перемещения башмаков и привод.

Именно способ перемещения обозначил название машины, как *шагающая*. Непрерывный ход, характерный для гусеничной и колесной техники, здесь заменён дискретным ходом.

Движение шагающего экскаватора реализуется в следующем порядке:

- выполняются подготовительные мероприятия: опустошается ковш, стрела устанавливается по вектору движения;
- приподнятые при выполнении работы башмаки экскаватора опускаются на грунт в направлении шагания;
- центр тяжести агрегата смещается в сторону лыж, приподнимая опорное шасси, смещение экскаватора происходит в направлении башмаков;
- база опускается, фиксируясь на грунте;
- процесс повторяется до прибытия ЭШ в место назначения, после этого лыжи поднимаются, переводя машину в рабочее положение;
- при необходимости изменения направления движения, лыжи поднимаются, поворотный механизм разворачивает ЭШ на опорной раме и движение продолжается.

Непрерывный ход, характерный для гусеничной и колесной техники, здесь заменён дискретным ходом. составляет около 1 метра. Таким образом, скорость перемещения шагающего экскаватора 60–80 м/ч. Наибольшая расчетная скорость может составлять до 200 м/ч.

Известные кинематические схемы механизмов шагания экскаваторов-драглайнов показаны на рис. 4.14.

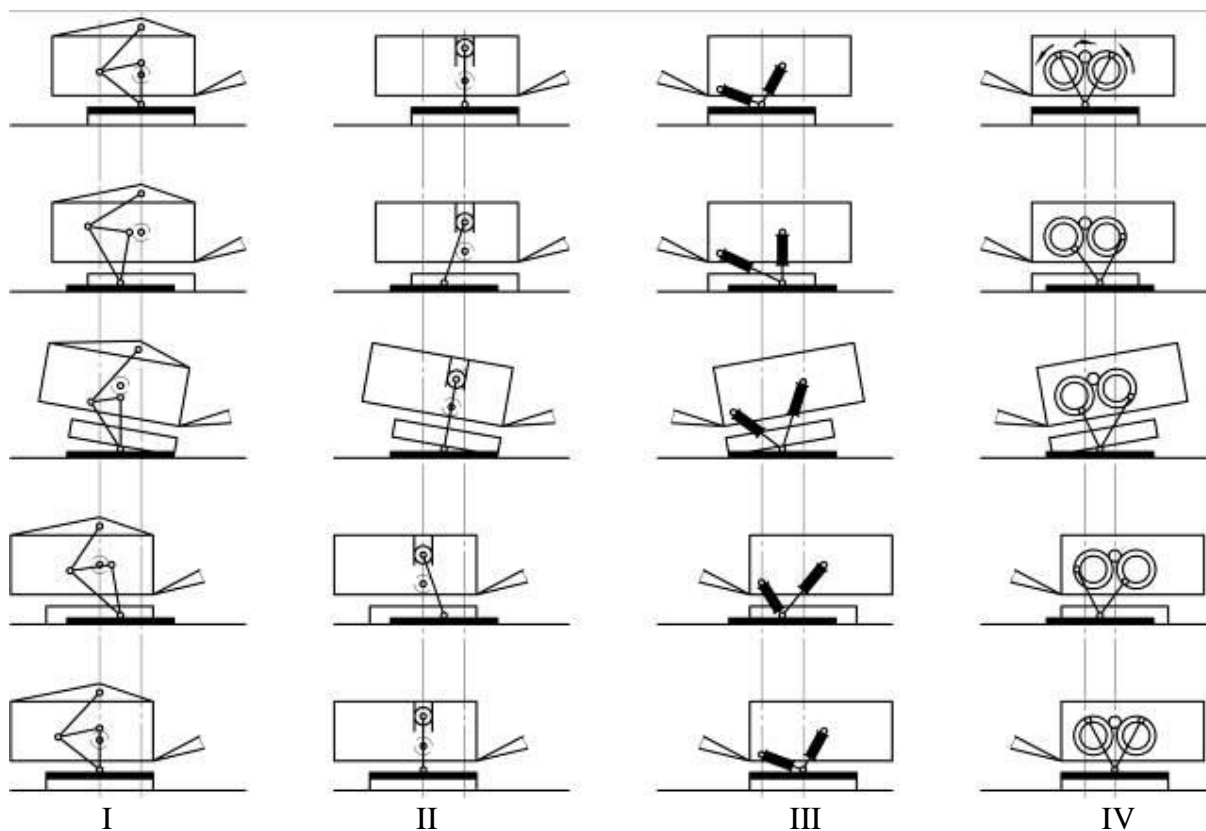


Рис. 4.14. Кинематика механизмов шагания экскаваторов-драглайнов

На шагющих экскаваторах-драглайнах практическое применение нашли кривошипно-рычажный и гидравлический механизмы шагания. Чертежи таких механизмов показаны на рис. 4.15 и 4.16.

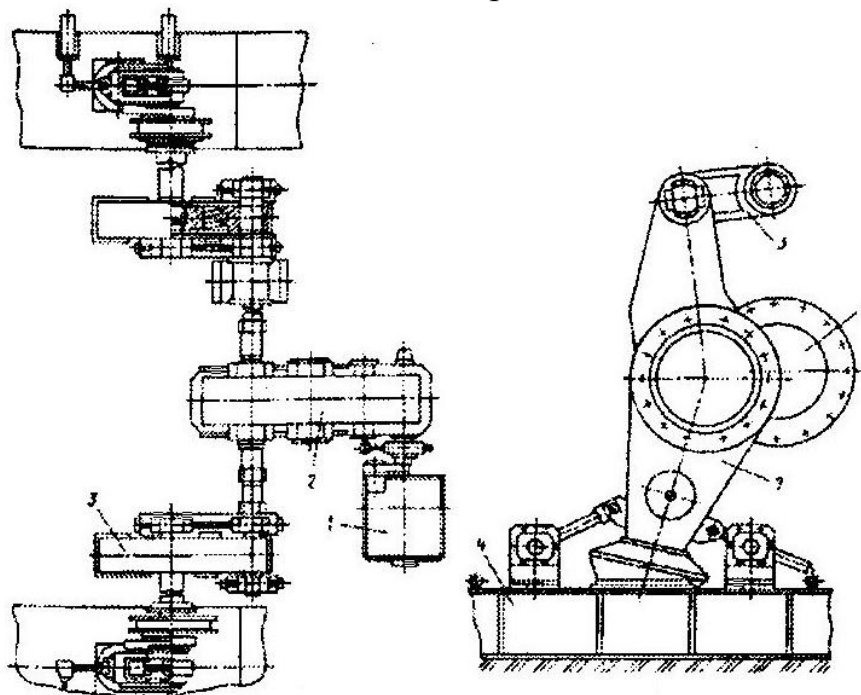


Рис. 4.15. Чертеж кривошипно-рычажного механизма шагания

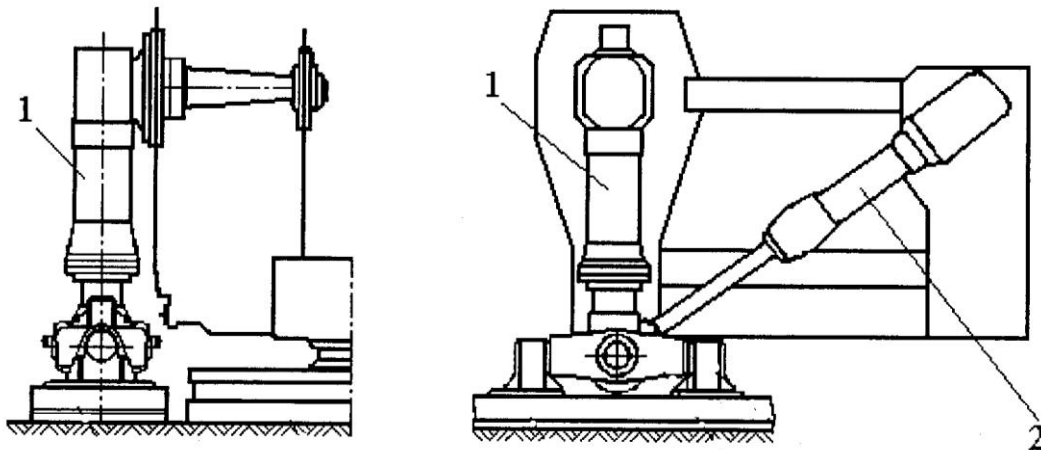


Рис.4.16. Чертеж гидравлического механизма шагания

В табл. 4.7 приведены некоторые параметры шагающих экскаваторов – драглайнов.

Таблица 4.7

Некоторые параметры шагающих экскаваторов-драглайнов

Параметры	ЭШ 11.75	ЭШ 15.100	ЭШ 25.90	ЭШ 40.100
Вместимость ковша, м ³	11	15	25	40
Длина стрелы, м	75	100	90	100
Продолжительность цикла, с	56	60	60	60
Глубина копания, м	38	46	47	47
Удельное давление опирания, МПа	0,145	0,24	0,187	0,2
Рабочая масса, т	840	1710	1900	3310
Мощность механизма подъема, кВт	2×500	2×1120	2×1120	4×1120
Мощность механизма хода, кВт	500	2×400	2×630	2×630
Мощность сетевого двигателя, кВт	1250	2×1600	2×1600	2×2250
Напряжение питающей сети, кВ	6	6	6	10

4.5. Тяговый расчет транспортной машины

Исходя из требований, предъявляемых к тяговым и динамическим качествам тягачей, при расчете определяют мощность двигателя и параметры трансмиссии тягача [5]. Основой для тягового расчета служат данные, записанные в задании на проектирование тягача. Перед началом тягового расчета задаются следующими параметрами: 1) массой тягача (порожного, с полезной нагрузкой) или всей машины, проектируемой на базе тягача (скрепера, землевоза и др.); 2) размерами и другими основными параметрами рабочего оборудования (ковша скрепера, отвала бульдозера и др.), для которых проводится тяговый расчет; 3) основными размерами тягача и положением его центра тяжести; 4) типоразмерами пневматических шин; 5) нормальными реакциями на колеса тягача в рабочем и транспортном режимах;

б) площадью лобового сечения тягача и коэффициентом обтекаемости; 7) принципиальной схемой трансмиссии (механической, гидродинамической с турботрансформатором и т. д.); 8) максимальной скоростью движения и соответствующими ей дорожными условиями.

Часть этих параметров, например, такие, как масса, размеры рабочего оборудования, максимальная скорость и т. д., предусматриваются заданием на проектирование машины. Другие параметры предварительно определяют расчетом или по аналогии с существующими машинами данного типа. В дальнейшем, при выявлении окончательных параметров проектируемого тягача, часто возникает расхождение между полученными данными и первоначально принятыми для тягового расчета. Поэтому тяговый расчет проводят обычно в два этапа. Сначала производят расчет в виде разработки эскизно-технического задания, определяющего основные параметры машины; затем ведут расчет применительно к рабочему проекту тягача, когда известны параметры двигателя и конструктивные особенности трансмиссии; здесь производят уточненное определение тяговых и динамических параметров машины и построение ее характеристик.

Тяговый расчет тягачей проводят в следующем порядке: 1) задаются видами рабочего оборудования, для которого будет проводиться тяговый расчет; 2) определяют или принимают исходные параметры для тягового расчета, указанные выше; 3) определяют необходимую мощность двигателя; 4) выбирают двигатель; 5) определяют максимальную и минимальную теоретические скорости и диапазон передаточных чисел трансмиссии; 6) выбирают схему трансмиссии; 7) выбирают закон передаточных чисел трансмиссии (для трансмиссий со ступенчатым изменением передаточных чисел) и определяют передаточные числа на всех передачах; 8) строят тяговую характеристику тягача; 9) строят динамическую характеристику тягача.

Схема рабочего оборудования, так же как и назначение тягача, играет решающую роль в проведении тягового расчета и влияет на его методику. Так, для одноосных колесных тягачей тяговый расчет проводится обычно для работы со скрепером или землевозом, причем выбор мощности двигателя производится по транспортному режиму работы, как наиболее характерному. Транспортный режим является определяющим и для многоосных колесных тягачей транспортного назначения.

Тяговый расчет гусеничных и колесных двухосных тягачей производят для работы с бульдозером, толкачом или оборудованием одноковшового погрузчика, причем для этих тягачей определяющим при выборе двигателя является рабочий режим, так как необходимая мощность двигателя в этом режиме больше, чем в транспортном.

4.6. Определение мощности двигателя для передвижения строительной машины

Максимальную мощность двигателя определяют исходя из преобладающего режима работы проектируемой машины. При тяговом расчете машин с преобладающим транспортным режимом работы максимальная мощность двигателя определяется по максимальной теоретической скорости v_{Txmax} машины с полезной нагрузкой на горизонтальном участке в расчетных грунтовых условиях. Обычно для землеройных машин принимают движение в транспортном режиме по грунтовой дороге.

Для определения мощности (кВт) используем дифференциальное уравнение для равномерного движения в транспортном режиме

$$\frac{d^2x}{dt^2} = 0; \quad P_p = 0; \quad \alpha = 0;$$

$$N_{\partial max} = (fG + k_o F v_{Tmax}) \frac{v_{Tmax}}{1000 \eta_{mp}}. \quad (4.50)$$

При определении мощности двигателя машин с преобладающим рабочим режимом для расчетных грунтовых условий задаются коэффициентом сцепления φ_{max} и коэффициентом сопротивления качению f , затем исходя из вертикальной реакции на ведущих колесах $R_{z\delta}$ определяют силу тяги P_{x1} , соответствующую максимальной тяговой мощности тягача

$$P_{x1} = (0,70 \div 0,73) P_{xmax} = (0,70 \div 0,73) R_{z\delta} \varphi_{max}. \quad (4.51)$$

Затем задаются теоретической рабочей скоростью тягача v_{mp} и определяют мощность двигателя (в кВт), пренебрегая сопротивлением воздуха и считая, что движение происходит равномерно по горизонтальной поверхности

$$N_{\partial max} = (P_{x1} + G_T f) \frac{v_{mp}}{1000 \eta_{mp}}. \quad (4.52)$$

Коэффициент сопротивления качению f для шин современных тягачей при движении по грунтовым дорогам можно принимать 0,025 – 0,035.

Коэффициент полезного действия трансмиссии η_{mp} принимается в зависимости от типа трансмиссии. Для механической трансмиссии можно принимать $\eta_{mp} = 0,85 - 0,88$, для трансмиссии с гидротрансформатором $\eta_{mp} = 0,7 - 0,74$ и для трансмиссии с гидромеханической передачей с параллельным силовым потоком $\eta_{mp} = 0,78 - 0,81$. При выборе рабочей скорости v_{mp} , соответствующей максимальной тяговой мощности, следует руково-

дствоваться назначением машины и конструкцией колесной части. Так, для гусеничных бульдозеров $v_{mp} = 1 - 2$ м/с, а для большинства колесных землеройных и землеройно-транспортных машин $v_{mp} = 2,5 - 3$ м/с. При выборе типа двигателя учитывают специфические особенности работы машины.

Большинство СДМ в настоящее время оснащено транспортными дизелями.

Наибольшее распространение на строительных машинах получили дизели со всережимными регуляторами, которые менее чувствительны к изменениям нагрузки на частичной подаче топлива. На рис.4.17 показана характеристика транспортного дизеля с всережимным регулятором. Такая характеристика представляет собой график, на котором нанесены кривые крутящего момента M_{∂} , мощности N_{∂} , часового расхода топлива G_T и удельного расхода топлива q_{∂} , отнесенного к кВт/ч в функции частоты вращения вала двигателя n_{∂} .

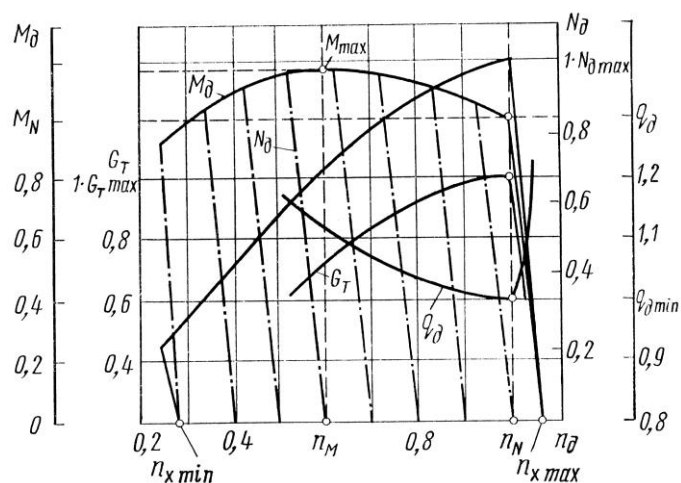


Рис. 4.17. Характеристика транспортного дизеля

Кривые, составляющие характеристику двигателя, снимаются в процессе стендовых испытаний и должны быть нанесены, по крайней мере, в основном диапазоне скоростного регулирования двигателя, т. е. в интервале от частоты вращения n_m , соответствующей максимальному крутящему моменту до максимальной частоты холостого хода двигателя $n_{x\ max}$. Таким образом, каждая кривая представляет собой две ветви: внешнюю – в диапазоне от n_m до n_N , и регуляторную – от n_N до $n_{x\ max}$.

Двигатель может работать также и в диапазоне скоростного регулирования от минимальной частоты холостого хода $n_{x\ min}$ до n_m . При этом крутящий момент двигателя меняется от 0 до M_{max} . При стендовых испытаниях эта часть характеристики плохо выявляется из-за трудности поддержания установившегося режима работы двигателя. При работе двигателя со ступенчатыми трансмиссиями эта часть характеристики используется

редко по тем же причинам. Однако в определенных условиях, например при работе с гидротрансформаторами, двигатель работает более устойчиво, и возможность использования этой части характеристики повышается.

Отношение максимального крутящего момента M_{max} к моменту M_n , соответствующему максимальной мощности, называется *коэффициентом приспособляемости двигателя по нагрузке*. Этот коэффициент $K_M = M_{max} / M_n$ характеризует способность машины преодолевать возможное увеличение сопротивления без перехода на низшую передачу и является важным динамическим показателем двигателя. Особенно большое значение коэффициент приспособляемости имеет для двигателей, долгое время работающих при полной нагрузке. У дизельных двигателей $K_M = 1,05 - 1,20$, для карбюраторных двигателей $K_M = 1,10 - 1,40$.

При повышении момента сопротивления скорость двигателя снижается. Приспособляемость двигателя к различным нагрузочным режимам может характеризоваться так называемым коэффициентом приспособляемости по скорости $K_n = n_N / n_m$ (где n_N – номинальная частота вращения вала двигателя; n_m – обороты, соответствующие $M_{d max}$). Для дизелей $K_n = 1,4 - 1,7$, для бензиновых двигателей $K_n = 1,4 - 2,5$.

Характеристика двигателя (рис. 4.17) дает представление о работе двигателя только на предельных режимах, показывая возможность работы на частичных режимах (штрихпунктирные линии). Кривые расхода топлива на частичных режимах отсутствуют.

В связи с этим для расчета совместной работы двигателя с различными трансформаторами момента (гидродинамическая передача, гидрообъемная трансмиссия и дизель-электрическая трансмиссия) более рациональной является универсальная характеристика двигателя, приведенная на рис. 4.18. На универсальную характеристику, кроме основной зависимости $M_d(n_d)$ в пределах всего поля регулирования, накладываются кривые $q_d = \text{const}$, позволяющие определять q_d при любых режимах работы двигателя, а не только при предельных по нагрузке и скорости. Кроме того, вместо одной предельной кривой мощности $N_d(n_d)$ на характеристике имеются кривые постоянной мощности, что повышает удобство использования характеристики при расчетах.

Обычно на строительных машинах от двигателя значительная часть мощности отбирается для привода вспомогательных агрегатов. Такими агрегатами могут быть постоянно действующие механизмы: масляный насос подпитки гидротрансформатора, насос механизмов переключения передач и рулевого управления, компрессор и др. Кроме того, мощность может отбираться на привод рабочего оборудования: гидронасос системы управления рабочим органом, лебедки и т. д. Эти механизмы работают периодически, но мощность, потребляемая ими, может достигать существенной величины. На характеристике (рис. 4.18) потери мощности для привода

вспомогательных агрегатов отражаются кривой момента $M_{\text{ва}}$. Тогда свободный момент двигателя, который может использоваться для передвижения машины, учитывают при расчетах совместной работы двигателя и передачи и определяют как $M_{\text{сд}} = M_{\text{д}} - M_{\text{ва}}$, а свободная мощность $N_{\text{сд}} = N_{\text{д}} - N_{\text{ва}}$. Момент $M_{\text{ва}}$ обычно не остается постоянным, а несколько растет с повышением $n_{\text{д}}$.

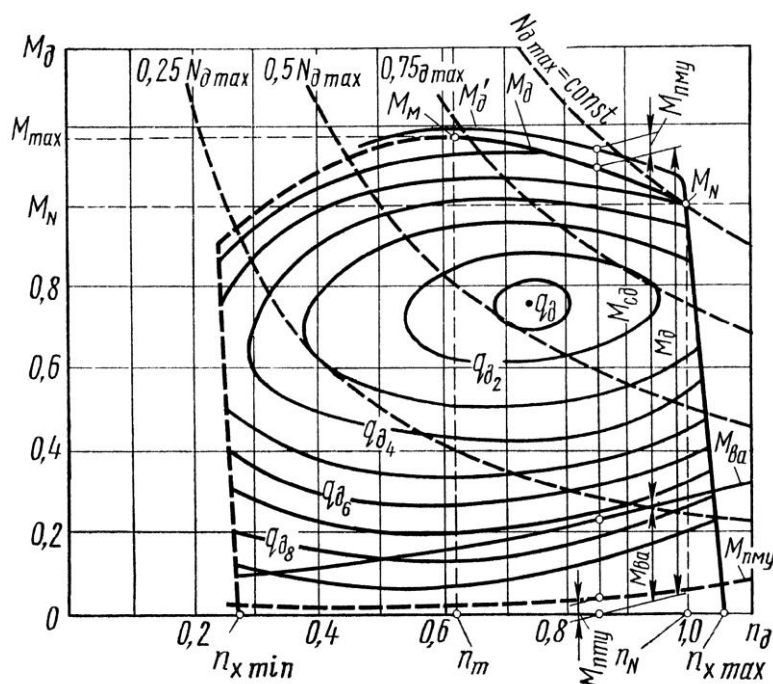


Рис. 4.18. Универсальная характеристика двигателя

Для расчетов совместной работы двигателя с трансформатором момента часто строят так называемую приведенную универсальную характеристику, отличающуюся от универсальной характеристики двигателя тем, что на ней имеются графики $M_{\text{сд}}(n_{\text{д}})$ и $N_{\text{сд}} = \text{const}$, а кривые $g_{\text{д}} = \text{const}$ смещены соответствующим образом.

Для предварительных тяговых расчетов иногда ограничиваются приближенной характеристикой двигателя, особенно в тех случаях, если отсутствуют точные данные о двигателях данной мощности. Приблизительно мощность двигателя (в кВт) на различных промежуточных режимах может быть определена по эмпирической формуле

$$N_{\text{д}} = N_{\text{д max}} \left[C_1 \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{дн}}} + C_2 \left(\frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{дн}}} \right)^2 - \left(\frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{дн}}} \right)^3 \right], \quad (4.53)$$

где $N_{\text{д}}$ – искомая мощность двигателя; $N_{\text{д max}}$ – максимальная мощность двигателя; C_1, C_2 – коэффициенты, зависящие от типа двигателя (табл. 4.6);

$n_d / n_{дн}$ – отношение частоты вращения (1/с), для которой определяется мощность двигателя, к номинальной.

Таблица 4.6

Значения коэффициентов C_1 и C_2

Тип двигателя	C_1	C_2
Карбюраторный	1	1
Дизельный:		
с неразделенной камерой сгорания	0,5	1,5
с предкамерой	0,6	1,4
с вихревой камерой	0,7	1,3

От характеристики мощности можно перейти к характеристике момента M_d в функции частоты вращения по известной формуле:

$$M_d = 159,16 \frac{N_d}{n_d}. \quad (4.54)$$

В настоящее время при проектировании машин с одним преобладающим режимом работы применяют методы расчета мощности двигателя по среднестатистическим режимам движения в заданных грунтовых условиях. При этом используют вероятностную характеристику условий работы конкретной машины, и весь тяговый расчет проводят с помощью ЭВМ для нескольких вариантов, которые потом сравниваются между собой.

4.7. Определение диапазона скоростей и передаточных чисел трансмиссии строительной машины

При определении мощности двигателя обычно принимают максимальную теоретическую скорость для машин с преобладающим транспортным режимом работы и рабочей теоретической скоростью для машин с преобладающим тяговым режимом. Для того чтобы определить диапазон передаточных чисел трансмиссии, необходимо для машин с преобладающим транспортным режимом работы определить минимальную теоретическую скорость, а с преобладающим тяговым режимом – еще и максимальную теоретическую скорость.

Минимальная теоретическая скорость $v_{mx\ min}$ и соответствующее ей максимальное передаточное число $i_{mp\ max}$ для машин с преобладающим рабочим режимом определяют из следующих соображений. Рабочая скорость движения, для которой производилось определение мощности двигателя, не является минимальной скоростью. Для того чтобы эффективнее использовать мощность двигателя, мы принимали, что на этой скорости на колесах тягача развивается сила тяги P_1 , примерно в 1,5 раза меньшая, чем наи-

большая возможная сила тяги по условию сцепления колес с грунтом. Однако во время работы машины сопротивления на рабочем органе не остаются постоянными и могут периодически возрастать. Это изменение сопротивлений может обуславливаться как самой спецификой процесса резания грунта отвалом, так и изменением грунтовых условий или коэффициента сопротивления качению. В то же время перегрузочная способность дизелей, обычно устанавливаемых на тягачах данного типа, невелика – 1,05 – 1,20. При этом двигатель переходит с режима максимальной мощности на режим максимального крутящего момента, а окружная сила на колесном движителе может возрасти на 5 – 20 %.

Такое увеличение окружной силы может в ряде случаев оказаться недостаточным, что приведет к остановке двигателя. Чтобы этого не происходило, в трансмиссии тягача необходимо предусмотреть дополнительную пониженную передачу, на которой мощности двигателя достаточно было бы для того, чтобы развивать на колесах тягача силу тяги, равную максимальной силе тяги по сцеплению. При этом минимальная теоретическая скорость

$$v_{mx\min} = 1000\eta_{mp} \frac{N_{\theta\max}}{R_z \varphi_{\max} + G_T f} . \quad (4.55)$$

Аналогично определяется минимальная теоретическая скорость машин, для которых преобладающим режимом работы является транспортный режим.

Максимальная теоретическая скорость для машин с преобладающим рабочим режимом определяется из условия реализации максимальной мощности двигателя при движении по горизонтальной поверхности без учета сопротивления воздуха, т. е.

$$v_{mx\max} = 1000\eta_{mp} \frac{N_{\theta\max}}{G_T f} . \quad (4.56)$$

Однако для многих тяговых машин максимальная скорость определяется из условий, не имеющих отношения к тяговому расчету. Так, например, для гусеничных тягачей, применяемых на строительстве, максимальная скорость равна 15 – 18 км/ч и определяется из условий плавности хода. То же можно сказать и о короткобазных колесных тягачах.

Максимальная и минимальная теоретические скорости позволяют найти максимальное и минимальное передаточные числа трансмиссии, определяющие диапазон изменения последних:

$$i_{mp} = 2\pi r_{\theta} \frac{n_{\theta}}{v_{mx}} , \quad (4.57)$$

$$D = \frac{i_{mp\ max}}{i_{mp\ min}} . \quad (4.58)$$

Для определения $i_{mp\ max}$ необходимо в уравнения (4.57), (4.58) подставить $n_{\text{дн}}$ и $v_{\text{тх min}}$, а для определения $i_{mp\ min} - n_{\text{дн}}$ и $v_{\text{тх max}}$.

Определённое таким образом $i_{mp\ max}$ позволит тягачу работать в длительном режиме. При кратковременных перегрузках тягач сможет развивать большие окружные усилия за счет перехода двигателя из режима максимальной мощности в режим максимального крутящего момента. Это дает небольшой запас мощности двигателя, расходуемый в процессе разгона тягача.

По трем передаточным числам, соответствующим работе тягача на минимальной теоретической скорости, в рабочем режиме и в режиме максимальной скорости, производят подбор передаточных чисел и других параметров трансмиссии тягача.

5. Рабочие органы перемещения грузов по установленным траекториям

Машинами для перемещения грузов по определенной траектории называют конвейеры. Различают конвейеры с тяговым органом и конвейеры без тягового органа. К последним относятся конвейеры винтовые, роликовые, качающиеся, пневмотранспортные установки.

Среди конвейеров с тяговым органом различают конвейеры с ленточным тяговым органом и конвейеры с цепным тяговым органом.

Рабочим органом конвейеров, перемещающих грузов по заданной траектории, называют замкнутые (кольцевые) элементы, которые обеспечивают перемещение штучного или насыпного груза в заданное место. Тяговые органы в конвейерах могут выполнять сразу несколько функций: служить для размещения на них грузов, захватывать требуемый для перемещения груз с помощью специальных элементов, воспринимать тяговое усилие привода для перемещения груза.

В некоторых конвейерах эти функции разделены. Тяговое усилие может восприниматься цепями, канатами, к которым присоединены элементы для размещения грузов – ковши, люльки, тележки, скребки, подвески, профилированные пластины и планки. По названию грузозахватных элементов конвейеры с цепным тяговым органом получают общее название: конвейеры ленточные, - ковшовые, - люльчатые, - тележечные, - скребковые, - подвесные, - пластинчатые и др.

5.1. Ленточные тяговые органы

Ленточные рабочие конвейеры имеют следующие достоинства:

- возможность иметь сложные трассы при сочетании горизонтальных и наклонных участков;
- большая длина конвейеров (может достигать 12 км);
- высокая надежность, простота конструкции, удобство в эксплуатации;
- удобство контроля за работой и автоматизации управления;
- низкие эксплуатационные затраты на перемещение груза.

Недостатками ленточных конвейеров считаются:

- высокая стоимость тягового органа и роликов (до 50% стоимости).
- трудность использования их при транспортировании липких, горячих и тяжелых штучных грузов.
- трудность использования при наклонах, превышающих $18\text{--}20^\circ$.

Типичная конструкция конвейера с ленточным тяговым органом показана на рис. 5.1. Ленточный конвейер имеет опорную металлоконструкцию 1, на которой смонтированы грузовые 2 и поддерживающие 3 роликовые опоры. На роликовые опоры укладывается ленточный тяговый элемент 4. В зонах загрузочного бункера 5 и местах вертикального излома трассы устанавливают несколько близко расположенных роликовых опор, которые образуют роликовые батареи 6. Типичная конструкция конвейера с ленточным тяговым органом показана на рис. 5.1. Ленточный конвейер имеет опорную металлоконструкцию 1, на которой смонтированы грузовые 2 и поддерживающие 3 роликовые опоры. На роликовые опоры укладывается ленточный тяговый элемент 4. В зонах загрузочного бункера 5 и местах вертикального излома трассы устанавливают несколько близко расположенных роликовых опор, которые образуют роликовые батареи 6.

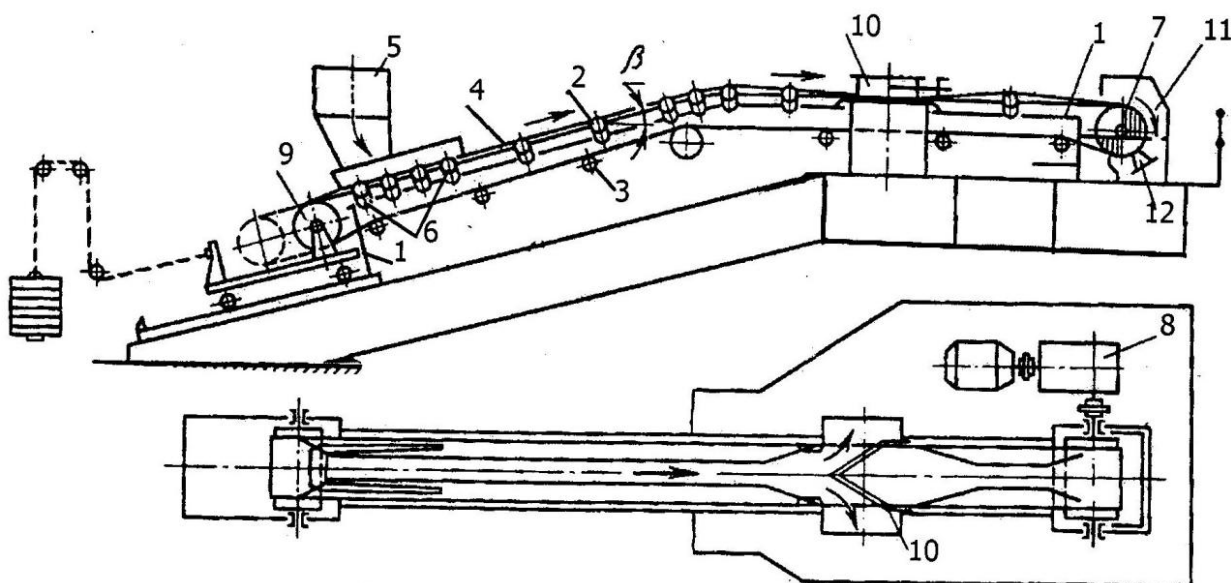


Рис. 5.1. Схема типичного ленточного конвейера: 1 – несущая рама; 2 – роликоопора грузовая; 3 – роликоопора поддерживающая; 4 – грузовая лента; 5 – загрузочный бункер; 6 – роликовая батарея; 7 – тяговый барабан; 8 – привод барабана; 9 – натяжной барабан; 10 – перегрузочное устройство; 11 – разгрузочный бункер; 12 – очистное устройство.

Перемещение тягового органа по роликовым опорам обеспечивается тяговым барабаном 7 с приводом 8. Необходимое натяжение тягового органа осуществляется натяжным барабаном 9. Разгрузка тягового органа может

осуществляться скребками 10, установленными в требуемом месте трассы, или в разгрузочный бункер 11. Очистное устройство 12 тягового органа необходимо в случае транспортирования липких грузов.

К тяговым органам ленточных конвейеров предъявляют следующие требования:

- должны обладать малой массой;
- стойкостью к абразивному износу;
- отсутствием просыпания груза;
- легким освобождением тягового органа от перемещаемого груза;
- достаточной прочностью.

Тяговый орган ленточных конвейеров может быть различной конструкции (рис. 5.2). Тяговые органы ленточных конвейеров могут быть в виде стальных, хлопчатобумажных, кожаных, резиноканевых, резинокросовых и профилированных лент.

Тип каркаса, материал и число прокладок должны строго соответствовать условиям работы и расчетному натяжению, а ширина ленты — потребной производительности.

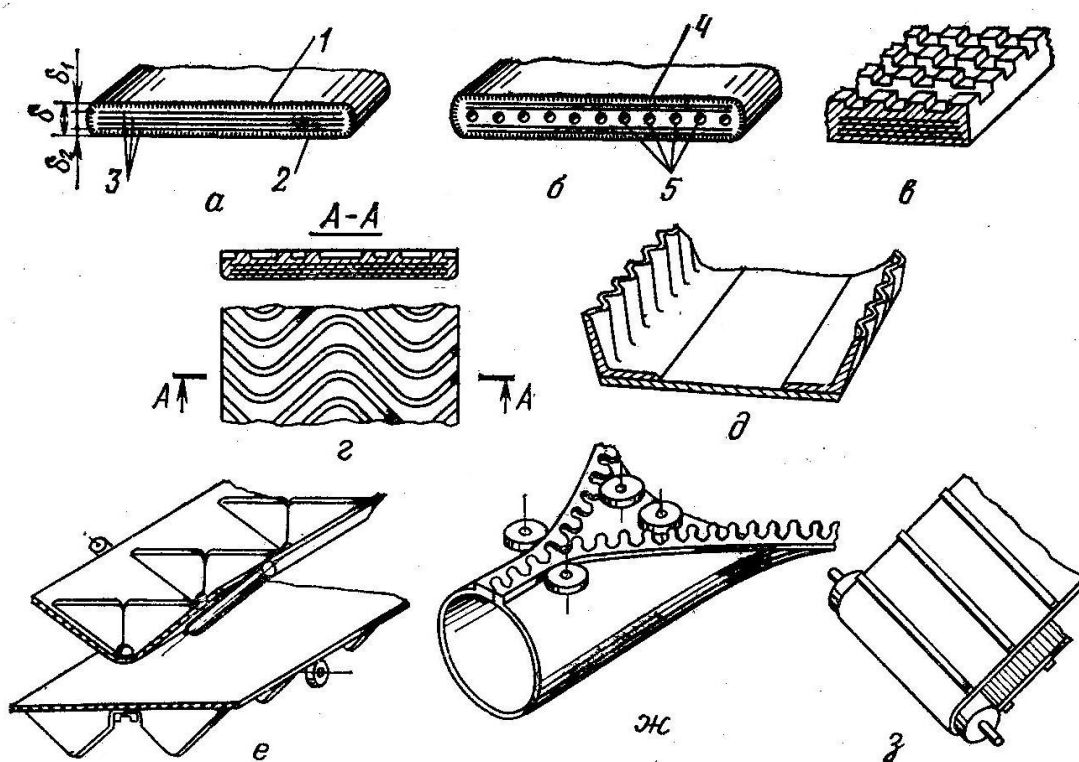


Рис. 5.2. Конструкция транспортерных рабочих органов конвейеров:
a — резиноканевой; *б* — резинокросовой; *в, г* — с ребристой рабочей поверхностью; *д* — плоской с бортами; *е* — с перегородками; *ж* — с продольным замком; *з* — полотнянопластинчатой

В зависимости от условий работы ленты бывают общего назначения и специальные. Они могут быть изготовленные из особых, обычно доро-

гих, сортов резины, теплостойкие (до $+100^{\circ}\text{C}$), морозостойкие (до -45°C), маслостойкие, огнестойкие и пищевые для транспортирования продуктов питания, ленты рифленые с негладкой рабочей поверхностью, ленты с ребрами. Для сильно пылящих материалов используют конвейеры с трубчатой лентой.

Резинотканевые ленты состоят из тканевых прокладок кордного плетения из полиэфирно-хлопчатобумажного или синтетического волокна (полиамидных или полиэфирных нитей), покрытых с обеих сторон резиной.

Резинотросовые ленты состоят из стальных тросов, покрытых с обеих сторон резиной, в которую также заложены кордно-тканевые прокладки, обеспечивающие прочность ленты в поперечном направлении, стойкость к ударным нагрузкам (на пробой) и каркасность (т. е. необходимую изгибную жесткость в поперечном направлении).

Тяговые органы конвейеров для транспортирования горячих грузов изготовляют из стальных листов толщиной до 1 мм и шириной до 800 мм. Стыковку таких лент осуществляют сваркой или клепкой.

Для уменьшения длины и стоимости конвейера применяют крутонаклонные (с углами наклона до 90°) и вертикальные конвейеры. В этом случае конвейеры оборудуют стопорными устройствами или колодочными нормально замкнутыми тормозами, ловителями ленты на случай ее обрыва, приспособлениями безопасности и автоматическими устройствами управления.

Особенности конструкции конвейера зависят от типа применяемых лент: конвейеры с верхними прижимными элементами, с цепной сетчатой лентой, с дополнительной лопастной лентой, специальной рифленой лентой, лентой с уступами или гребнями на рабочей стороне.

Концы ленты стыкуют для замыкания в кольцо. Стыки лент выполняют различными способами в зависимости от типа и конструкции ленты (рис. 5.3). Стыки лент можно выполнять сваркой, склейкой, сшивкой, клепкой, вулканизацией.

В кольцевом тяговом органе в процессе работы различают ветви: рабочую 4 (рис.5.1), перемещающую груз и воспринимающую тяговое усилие $S_{наб}$, и холостую (не несущую груз $S_{сб}$), которая позволяет контролировать предварительное натяжения тягового органа для нормального функционирования конвейера. Тяговое усилие и движение ленты осуществляется за счет фрикционной связи ленты с тяговым барабаном, получающим крутящий момент от привода 8 (рис.5.1).

Обязательное условие - предварительное натяжение должно быть таким, чтобы полностью исключить проскальзывание ленты на барабане. Выполнение этого условия опирается на формулу, полученную Л. Эйлером для не упругой гибкой нити, охватывающей вращающийся цилиндр.

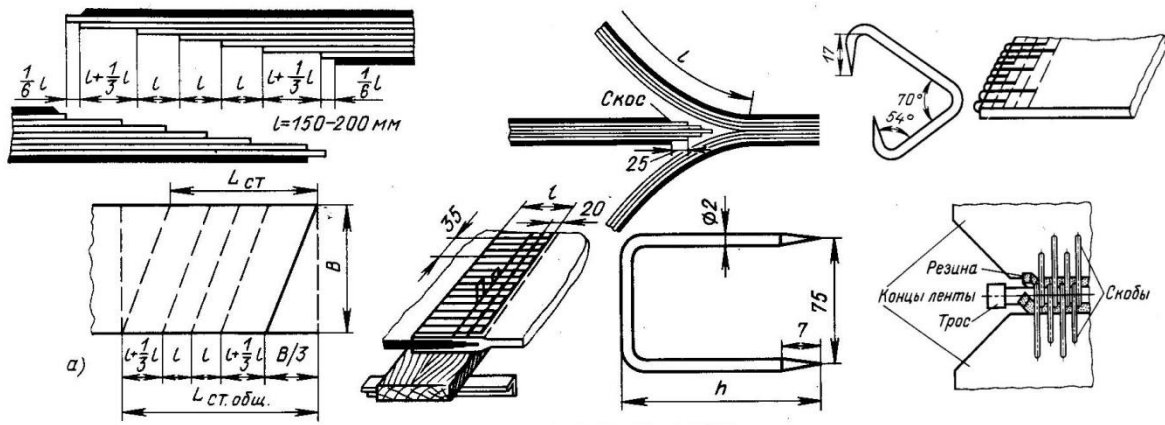


Рис. 5.3. Способы соединения концов тягового органа конвейера

При полном использовании силы сцепления между цилиндрическим приводным барабаном и лентой натяжения в набегающей $S_{наб}$ и в сбегающей $S_{сб}$ концах ленты подчинено зависимости

$$S_{наб} = S_{сб} e^{f\alpha}, \quad (5.1)$$

где $e = 2,71$ – основание натурального логарифма;
 f – коэффициент трения ленты по барабану;
 α – угол охвата лентой барабана, рад.

Эффективность тяговой способности фрикционного привода определяется тяговым коэффициентом $e^{f\alpha}$. Чем больше значение тягового коэффициента, тем меньше может быть величина расчетного натяжения в ленте. Увеличение тягового коэффициента возможно вследствие повышения коэффициента трения f посредством применения фрикционных материалов для футеровки барабана, таких, как древесина, резина и др. Еще большее увеличение тягового коэффициента дает повышение угла обхвата α за счет применения отклоняющего или нескольких, обычно двух, приводных барабанов.

С другой стороны натяжение тягового органа должно быть таким, чтобы обеспечить оптимальное провисание грузенной ленты между роликковыми опорами. Провес ленты зависит от расстояния между роликковыми опорами. Сильно провисающая лента теряет в какой-то мере желобчатость между опорами, становится менее устойчивой против поперечного смещения. В результате лента может задевать за неподвижные части рамы конвейера и вызывать недопустимые динамические нагрузки на опоры при транспортировании крупнокусковых грузов. Кроме этого, увеличивается сопротивление передвижению ленты при прохождении ею роликковых опор, так как при большом провесе затрачивается дополнительное усилие на деформацию транспортируемого материала. Минимальное натяжение ленты можно определить по формуле

$$S_{\text{мин}} = [(q_{\text{л}} + q_{\text{м}})g \cdot l_{\text{р}}^2] / 8y, \quad (5.2)$$

где $(q_{\text{л}} + q_{\text{м}})$ – погонная масса ленты с расположенным на ней транспортируемым материалом;

$l_{\text{р}}$ – расстояние между роликовыми опорами;

$y = 0,031_{\text{р}}$ – стрела провеса грузовой ленты.

Все элементы конвейера, взаимодействующие с тяговым органом 4 (рис. 5.1): грузовые роликовые опоры 2, поддерживающие роликовые опоры 3, загрузочный бункер 5, роликовые батареи 6, приводной барабан 7, очистные устройства 12, натяжной барабан 9, создают некоторые сопротивления движению. Преодоление этих сопротивлений и создание требуемой скорости перемещения транспортируемого материала обеспечивается тяговым усилием ленты. Тяговое усилие ленты непосредственно воспринимается кордными прокладками или стальными тросами. Толщина резиновых обкладок при определении тягового усилия ленты не учитывается. Необходимое число прокладок резинотканевой ленты

$$i_n = S_{\text{max}} c_n / k_p B, \quad (5.3)$$

где S_{max} – максимальное тяговое усилие в ленте, Н;

c_n – запас прочности $c_n = 10$ и $c_n = 11-12$ соответственно для горизонтальных и наклонных конвейеров;

k_p – предел прочности лент на продольный разрыв, Н/мм;

B – ширина ленты, мм.

Большой коэффициент запаса вызван необходимостью избежать удлинения ленты в процессе эксплуатации из-за чрезмерной вытяжки.

Задача выбора тягового органа конвейера многогранна. Отправной точкой этого выбора является обеспечение заданной производительности конвейера. Производительность Q (т/ч) конвейеров с кольцевым тяговым органом в общем виде определяют по формуле

$$Q = 3,6 F v \rho, \quad (5.4)$$

где F (м^2) – площадь поперечного сечения материала на ленте. Величина этой площади определяется конфигурацией грузовых роликовых опор (рис. 5.4);

v (м/с) – скорость движения тягового органа. Назначается в зависимости от требований технологического процесса или вида транспортируемого материала

ρ (кг/м^3) – плотность материала.

Необходимая ширина плоской грузовой ленты

$$B = 2,45 \sqrt{\frac{Q}{v\rho}} . \quad (5.4)$$

При желобчатой ленте с углом наклона бортов ленты α :

$$B = 1,6 \sqrt{\frac{Q}{v\rho}} \quad - \text{ при } \alpha = 20^\circ; \quad B = 1,4 \sqrt{\frac{Q}{v\rho}} \quad - \text{ при } \alpha = 30^\circ;$$

При ленте на пружинных роликовых опорах

$$B = 2 \sqrt{\frac{Q}{v\rho}} .$$

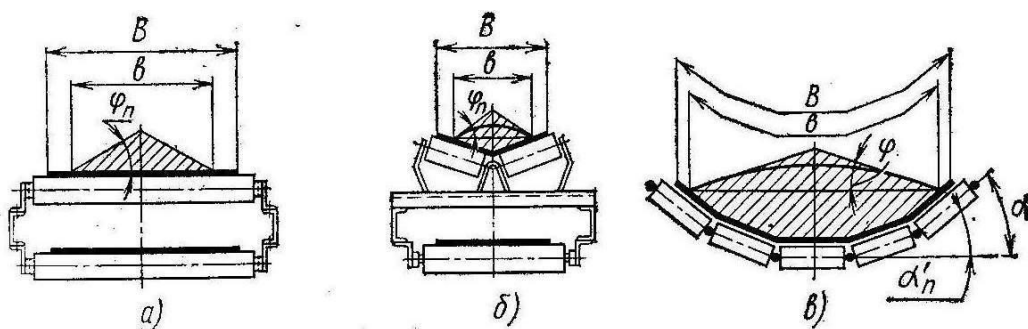


Рис. 5.4. Типы роликовых опор: а - прямая; б - желобчатая; в - желобчатая многороликовая

Полученное значение B для крупнокусовых грузов должно быть проверено по гранулометрическому составу и округлено до ближайшего большего стандартного значения. Для рядовых насыпных материалов $B > 2\alpha' + 200$ мм, сортированных $B > 3,3\alpha' + 200$ мм, где α' – наибольший поперечный размер куска

Максимальное тяговое усилие, которое способен передать приводной барабан без проскальзывания ленты при известном натяжении в сбегающей ветви $S_{сб}$ ленты,

$$P_{0\max} = S_{наб} - S_{сб} = S_{сб} (e^{f\alpha} - 1) \quad (5.5)$$

Для исключения возможности проскальзывания ленты на тяговом барабане при всех режимах работы конвейера приводной барабан должен иметь коэффициент запаса сцепления $k_c = 1,3 \dots 1,4$.

$$P_0 = P_{0\max} / k_c \quad (5.6)$$

где P_0 - необходимое тяговое усилие привода ленты.

По этому усилию рассчитывают номинальную мощность привода

$$N = \frac{k_3 P_0 v}{\eta_n \eta_o} \quad (5.7)$$

Величину необходимого тягового усилия ведущего органа в конвейерах с любым видом тягового органа определяют методом обхода по контуру трассы тягового органа. На трассе определяют длины участков с монотонным характером сопротивлений движению, участки расположением сосредоточенных сил сопротивлений и другие характерные участки (рис. 5.5). Определяют массы 1 м длины ленты и груза на ней, массы вращающихся частей роликовых опор, коэффициенты сопротивлений движению тягового органа на монотонных и других участках.

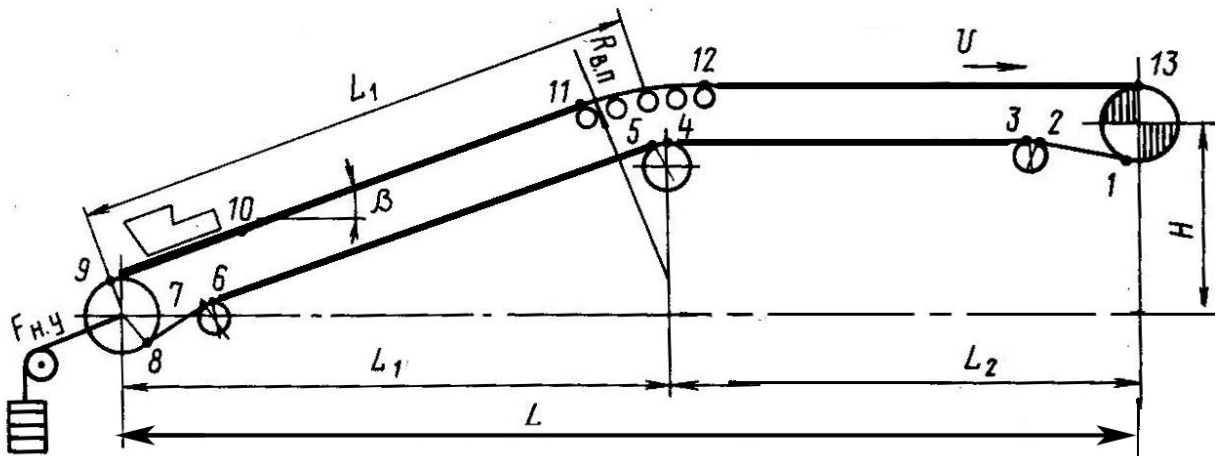


Рис. 5.5. Схема трассы ленточного конвейера с обозначением характерных участков

Обходя трассу конвейера по участкам, от сбегавшей с приводного элемента ветви тягового органа до набегающей на него ветви по ходу движения тягового органа, вычисляют сопротивление каждого участка. Согласно этому методу натяжение тягового органа в обозначенной точке определяют как натяжение в предыдущей точке плюс сопротивление рассматриваемого участка.

В результате обхода контура трассы получают величины тягового усилия в каждой обозначенной точке.

$$S_1 = S_{сб}$$

$$S_2 \approx S_1$$

$S_3 = S_2 + W_{xp}$, где $W_{xp} = \kappa_{xp} S_2$ — сопротивление прямой холостой роликовой опоры на подшипниках качения; $\kappa_{xp} = 0,025$.

$S_4 = S_3 + (q_l + q_p)gL_2\kappa_{xp}$, где $(q_l + q_p)$ — погонная масса холостого горизонтального участка конвейера с лентой и роликовыми опорами.

$$S_5 = S_4 + S_4 \kappa_{xp} = S_4(1 + 0,025).$$

$$S_6 = S_5 + (q_l + q_p)gL_1\kappa_{xp} - q_l g H \sin\beta.$$

$$S_7 = S_6(1 + 0,025).$$

$$S_8 \approx S_7$$

$$S_9 = S_8\kappa_6 = S_8 \cdot 1,05.$$

$S_{10} = S_9 + W_{ззр}$, где $W_{ззр}$ – сопротивление загрузочного устройства.

$$W_{ззр} = W_{yz} + W_{mz} + W_{yn},$$

где $W_{yz} = q_{zp} (\Delta v)^2$ – сопротивление от сообщения поступающему грузу необходимого ускорения; $W_{mz} = h_{зл}^2 l_{зл} \rho g f_{zл}$ – сопротивление от трения частиц груза о загрузочный лоток; $W_{yn} = 30l_{зл}$ – сопротивление от трения уплотнительных элементов загрузочного лотка.

$$S_{11} = S_{10} + (q_z + q_l + q_p)gL_1\kappa_{zр} \cos\beta + (q_z + q_l)g L_1 \sin\beta / 8$$

$$S_{12} = S_{11} \kappa_6$$

$$S_{13} = S_{нб} = S_{12} + (q_z + q_l + q_p)gL_2\kappa_{zр}$$

По натяжению в набегающей ветви $S_{нб}$ уточняют число прокладок и проверяют запас прочности ленты.

Если расчетное число прокладок отличается от предварительно выбранного более чем на одну прокладку, нужно уточнить значение $i_{л}$. Провести проверку на допускаемый провес ленты по зависимостям для холостой и рабочей ветвей ленты. Повторить тяговый расчет методом последовательных приближений. Перед этим целесообразно найти значения натяжений во всех характерных точках тягового органа. В случае несоблюдения принятых норм необходимо увеличить соответствующие натяжения до требуемых значений. Полученные значения будут считаться исходными для определения натяжений в остальных точках трассы.

В заключении расчета уточняют мощность двигателя

$$N = \frac{1}{\eta_0} (P_0 + W_{np} + W_{оч})v\kappa_3 \quad (5.8)$$

где $W_{np}, W_{оч}$ — сопротивление соответственно в подшипниках приводного барабана и очистительного устройства, кН; P_0 — тяговое усилие привода, кН; v — скорость ленты, м/с.

5.2. Цепные тяговые органы.

В качестве тяговых органов в тяжело нагруженных конвейерах используют тяговые цепи (пластинчатые, круглозвенные, разборные, крючковые, вильчатые и др).

Достоинствами тяговых цепей являются:

- независимость тягового усилия от первоначального натяжения;
- хорошая гибкость, позволяющая применять ведущие звездочки небольших размеров;
- экономичность изготовления в массовом производстве;
- простота крепления грузовых (рабочих) элементов;

- высокая точность изготовления (большие скорости движения);
- высокая прочность и износостойкость;

Роликовые длиннозвенные цепи (рис. 5.6, а, б, в, г) имеют звенья, которые воспринимают только тяговую нагрузку и звенья, воспринимающие тяговую нагрузку с возможностью крепления к ним грузовых или рабочих элементов различной конфигурации (скребков, пластин, ковшей и т.п.).

Цепи тяговые пластинчатые (рис. 5.6, д) применяют в тяжело нагруженных конвейерах. Шарниры таких цепей могут быть снабжены роликами, катками с ребордами и без реборд. Пластины могут иметь полки с отверстиями для крепления рабочих органов.

Разборные тяговые цепи (рис. 5.6, е) допускают изгиб в двух плоскостях. Эта возможность позволяет их применять в конвейерах с пространственными трассами (подвесные конвейеры, разборные скребковые конвейеры угольных шахт и т. п.). Звенья таких цепей изготавливают ковкой или штамповкой.

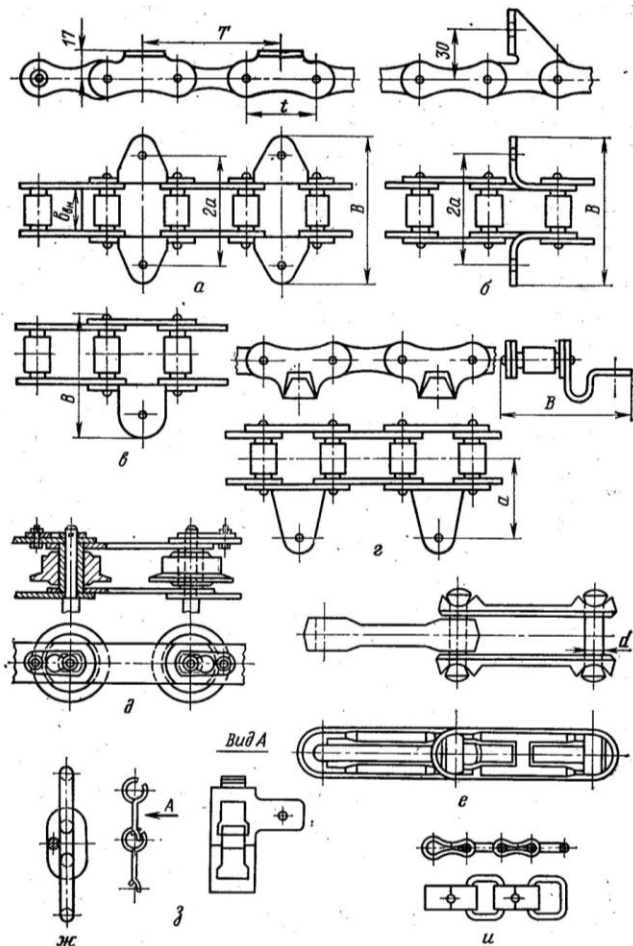


Рис. 5.6. Конструкция тяговых цепей: а, б, в, г – роликовые длиннозвенные цепи различного исполнения; д – пластинчатая катковая; е – разборная; ж – круглозвенная; з – крючковая; и – комбинированная.

Круглозвенные цепи имеют звенья овальной формы, выполненные из проволоки круглого сечения (рис. 5.ж, ж). Круглозвенные цепи изготовляют из хорошо свариваемых углеродистых и легированных сталей.

Достоинствами круглозвенных цепей являются:

простота конструкции, пространственная гибкость, наличие открытого самоочищающегося шарнира.

К недостаткам относятся:

повышенный износ, невысокая точность изготовления, низкие скорости движения, сложность крепления рабочих органов, пониженная прочность и сложность изготовления соединительных звеньев.

Крючковые цепи (рис. 5.6, з) и комбинированные цепи (рис. 5.6, и) имеют невысокую стоимость и удобны для присоединения к ним различных рабочих органов.

Рабочими органами конвейеров с тяговой цепью могут быть скребки различной конфигурации, планки, прутки, пластины различной формы и профиля, ковши, тележки, люльки, грузовые каретки, толкающие элементы грузоведущих конвейеров.

Элементом привода конвейера, передающим непосредственно усилие на тяговую цепь, служит звездочка. При постоянной угловой скорости ω вращения звездочки линейная скорость цепного тягового органа будет не постоянна, так как рабочий радиус звездочки получается переменным при ее повороте на угол φ

$$v = \omega \cdot R \cdot \cos \varphi. \quad (5.9)$$

Особенно это проявляется в случае применения длиннозвенных цепей и числом зубьев Z звездочки $Z < 10$. Это необходимо учитывать при определении тягового усилия и выборе тяговой цепи. Максимальное натяжение тяговой цепи вычисляют по формуле

$$F_{max} = F_{cm} + F_{дин} = F_{cm} + 1,5m\omega^2 p, \quad (5.10)$$

где $F_{cm} = F_0 + \sum F_c$.

$F_0 > 1,5m\omega^2 p$ – начальное натяжение цепи;

$\sum F_c$ – сумма всех сопротивлений, определяемая методом обхода по контуру тягового рабочего органа;

m – приведенная масса движущихся элементов конвейера (груза и тяговой цепи с рабочими органами);

p – шаг тяговой цепи, м.

Сопротивления на контуре тягового органа зависят от вида технологического элемента, закрепленного на цепном тяговом органе, конфигурации трасса конвейера, вида элементов, обеспечивающих устойчивое движение тягового органа.

5.3. Винтовые транспортирующие органы

Винтовыми конвейерами называют транспортирующие устройства, в которых перемещение грузов осуществляется в закрытом желобе с помощью вращающейся винтовой конструкции.

Применяют для перемещения сыпучих грузов разнообразного гранулометрического состава от пылевидных фракции до мелкокусковых. Винтовые конвейеры используют как самостоятельное транспортирующее устройство, так и как вспомогательное устройство в составе других машин в качестве питателей или дозаторов. Винтовые конвейеры можно использовать для горизонтального, наклонного и вертикального перемещения грузов. Чертеж горизонтального винтового конвейера показан на рис. 5.7.

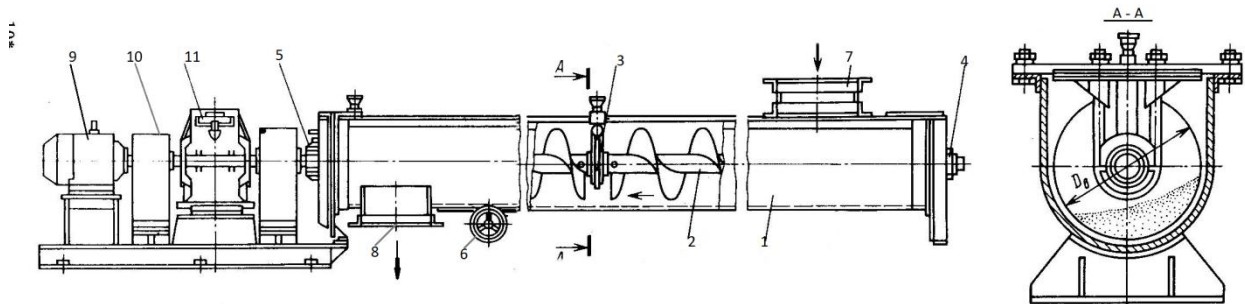


Рис. 5.7. Общий вид винтового горизонтального конвейера.

Горизонтальный винтовой конвейер представляет собой полукруглый желоб 1. Внутри желоба расположен вал 2 с лопастью, образующей винтовую поверхность. Лопасть может быть непрерывной или прерывистой, как показано на рис. 5.8. Вал удерживается в желобе с помощью концевых подшипников 4, 5 и промежуточного подвешного подшипника 3.

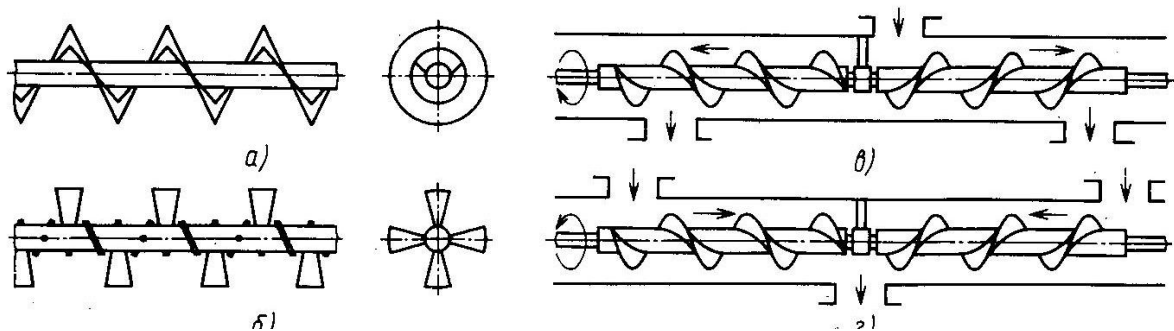


Рис. 5.8. Виды винтовых поверхностей винтовых конвейеров

Один из концевых подшипников должен быть упорным, чтобы вал винта нагружался растягивающим усилием от перемещаемого материала. Желоб снабжен загрузочным 7 и разгрузочным 8 бункерами. Разгрузочный бункер снабжен шиберной заслонкой 6.

Вал конвейера приводится во вращение электродвигателем 9 через редуктор 11. Привод вала снабжен тормозом 10

При вращении винта на транспортируемый в желобе груз действуют силы трения винта о перемещаемый груз. В результате чего возникает осевое давление на груз. Силы трения могут увлекать груз во вращательное движение. Возникающий при этом момент силы тяжести груза относительно оси винта заставляет сыпаться груз с поверхности винта на дно желоба. В результате груз перемещается вдоль оси конвейера в направлении транспортирования. Такой процесс может быть реализован только в горизонтальных или пологонаклонных конвейерах, угол наклона которых β не превышает угол естественного откоса транспортируемого материала. ($\beta < \alpha$). При этом оптимальная частота n_0 вращения винта не должна превышать некоторого критического значения $n_0 < n_{кр}$. Превышение этой скорости заставляет силы трения увлекать материал во вращательное движение вокруг винта и производительность конвейера резко уменьшается.

Важными положительными свойствами винтовых конвейеров являются безопасность при транспортировании ядовитых, пылящих материалов, компактность, удобство загрузки и разгрузки в заданных точках трассы, надежность в эксплуатации, достаточно простое обслуживание.

Винтовым конвейерам в сравнении с конвейерами с тяговым органом присущ ряд проблемных свойств: невозможность транспортировать очень липкие грузы, повышенный расход энергии, крошение (измельчение) транспортируемых грузов. Транспортирование абразивных материалов вызывает интенсивный износ винта и желоба. Рациональная длина винтового конвейера не превышает 60 м. При наличии подвесных подшипников не допускается перегрузка желоба конвейера.

Диаметр винта должен быть в 12 раз больше размера типичных кусков сортированных грузов и в 4 раза больше размера типичных кусков рядовых грузов. Если это условие не будет соблюдено, то возможно образование в зоне подвесных подшипников заторов, нарушающих нормальную работу конвейера. Промежуточные подвесные подшипники устанавливают с шагом 1,5...3,5 м. Наружный диаметр D_e винта конвейеров принимают в зависимости от производительности следующих размеров 100, 125, 150, 200, 250, 300, 400, 500 и 600 мм. При этом шаг винта $h \approx D_e$ в горизонтальных конвейерах. Для наклонных конвейеров, работающих на подъем, шаг винта назначают $h \approx 0,8D_e$.

Частоту вращения винта определяют в зависимости от диаметра винта D_e и вида транспортируемого материала. Для горизонтальных и пологонаклонных конвейеров общего назначения максимальную частоту вращения винта определяют по формуле

$$n_e = A / \sqrt{D_e} \text{ об/мин}, \quad (5.11)$$

где A принимают согласно таблице 5.1.

Чтобы не было затора груза в зоне подвесных опор конвейера, диаметр винта проверяют на пропускную способность по условию

$$D_v \geq a_{\max} K_m \quad (5.12)$$

где a_{\max} – наибольший размер куска транспортируемого груза.

K_m – коэффициент однородности гранулометрического состава транспортируемого материала. $K_m = 4$ – для рядовых грузов; $K_m = 12$ – для сортированных грузов.

Таблица 5.1

Значения коэффициентов A, ψ, w

Транспортируемые грузы	A	ψ	w
Легкие и малоабразивные грузы (мел, асбест, угольная пыль, сода, торф, опилки)	50	0,32	1,6
Тяжелые и малоабразивные грузы (глина сухая, кусковый уголь, гипс)	45	0,25	2,5
Тяжелые и абразивные грузы (цемент, зола угольная, песок, шлак, сырая глина, известь, гипс, гравий)	30	0,125	4,0

Производительность винтового конвейера (т/час) вычисляют по формуле

$$Q = 60 S_m v \rho, \quad (5.13)$$

где $S_m = 0,785 \varepsilon D_v^2$ – средняя площадь (m^2) сечения потока материала в желобе;

ε – коэффициент заполнения желоба $\varepsilon = 0,3 \dots 0,45$;

ρ – насыпная плотность транспортируемого материала t/m^3 ;

$v = h n_v$ – осевая скорость движения материала в желобе, м/мин.

Частоту вращения винта назначают в диапазоне $n_v = 50 \dots 120 \text{ мин}^{-1}$.

Рациональный порядок проектирования винтового конвейера представляется следующим.

По требуемой производительности винтового конвейера при известной плотности и гранулометрическом составе транспортируемого материала предварительно определяют диаметр винта, задавшись рекомендуемой частотой вращения винта и параметрами табл. 5.1.

$$D_v = \sqrt[3]{4Q / (60 \pi n_v \psi \rho)}, \text{ м.} \quad (5.14)$$

Необходимую частоту вращения (об/мин) винта уточняют по формуле (5.11)

При наклонном перемещении материала производительность конвейера снижается: на 10 % при угле наклона $\beta = 5^\circ$; на 20 % при $\beta = 10^\circ$; на 30 % при $\beta = 15^\circ$ и на 35 % при $\beta = 20^\circ$.

При транспортировании кусковых материалов с максимальным размером куска $a_{\text{шах}}$ проверяют на возможность пропуска материала по формуле (5.12):

для рядового материала $D_B > (4 \dots 6) a_{\text{тах}}$

для сортированного $D_B > (8 \dots 12) a_{\text{шах}}$.

Мощность привода. У пологонаклонного винтового конвейера мощность привода затрачивается на преодоление следующих сопротивлений:

1. Усилие вдоль винта для подъема груза

$$W_1 = g q L \sin \beta \quad (5.15)$$

где L — длина конвейера; β — угол наклона конвейера к горизонтали; q — масса движущегося груза, приходящаяся на 1 м длины желоба, определяемая в соответствии с формулой (5.13)

$$q = S_m \rho .$$

2. Сила трения груза о дно желоба

$$W_2 = g q L f_B \cos \beta \quad (5.16)$$

где f_B — коэффициент трения груза о дно желоба.

3. Усилие вдоль винта, эквивалентное силе трения винта о груз

$$W_3 = \frac{(W_1 + W_2) f_n' \pi D}{S} \quad (5.17)$$

где f_n' — коэффициент трения груза о винт; D — диаметр винта; S — шаг винта.

4. Усилие, эквивалентное силе трения в подвесных подшипниках.

$$W_4 = \frac{k_4 L D^3}{S} \quad (5.18)$$

где $k_4 = 1250 \dots 1500 \text{ Н/м}^3$ — удельное сопротивление (на основе опытных данных).

5. Усилие, эквивалентное силе трения в упорных подшипниках.

$$W_5 = \frac{(W_1 + W_2)Df_1''}{S} \quad (5.19)$$

где f_1'' — коэффициент трения насыпного груза о материал вкладышей.

6. Усилие, эквивалентное внутреннему трению в материале.

$$W_6 = \frac{g(1 - k_2)qL\pi D}{S} \quad (5.20)$$

где $k_2 = 0,6 \dots 0,7$ — скоростной коэффициент производительности, характеризующий отношение средней фактической скорости движения груза к номинальной скорости транспортирования;

Мощность двигателя (кВт) горизонтальных и пологонаклонных конвейеров.

$$N = \frac{k_3 v \sum W_i}{\eta_0} \quad (5.21)$$

где $v = \frac{n_6 S_6}{60}$ — скорость м/с; η_0 - КПД передачи; $k_3 = 1,15 \dots 1,25$ — поправочный коэффициент.

Расчет винт конвейера должен учитывать его сложное напряженное состояние от действия:

- изгиба от собственного веса;
- растяжения или сжатия от действия продольной силы P ;
- кручения под действием крутящего момента.

Крутящий момент на валу винта

$$M_6 = \frac{N\eta_0}{k_3\omega} \quad (5.22)$$

где ω — угловая скорость винта, c^{-1} .

Действующая на винт продольная сила

$$P_6' = \frac{2kM_6}{D_6 \operatorname{tg}(\alpha_{cp} + \varphi_l)} \quad (5.23)$$

где D_B — диаметр винта; α_{cp} — средний угол подъема винтовой линии; φ_l — угол трения насыпного груза о материал винта; $k = 1,25 \dots 1,43$ — коэффициент. Угол α_{cp} определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha_{cp} \approx k_1 S_6 / D_6 \quad (5.24)$$

где $k_1 = 0,4 \dots 0,45$ — коэффициент.

Максимальный изгибающий момент, действующий на винт равномерно распределенной нагрузки собственного веса, можно ориентировочно определить как для шарнирно опертой балки в пределах одного пролета.

$$M_{из} = ql^2/8, \quad (5.25)$$

где l – длина винта между опорами;

q – погонная нагрузка собственного веса винта.

В случае длинного винта с промежуточными опорами, его следует рассматривать как неразрезную балку с защемленными концами. Величина изгибающего момента, действующего в пределах каждого пролета, будет значительно меньше. Конструктивно размеры винта остаются прежними.

Вертикальные и крутонаклонные ($\beta > \alpha$) конвейеры по конструкции и принципу действия подобны горизонтальным конвейерам. Общий вид вертикального винтового конвейера показан на рис. 5.9.

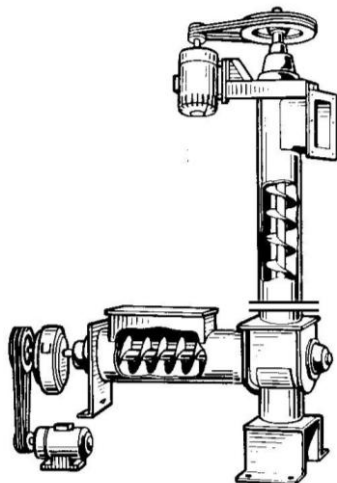


Рис. 5.9. Общий вид вертикального винтового конвейера с винтовым питателем

Винт крутонаклонного (вертикального) конвейера должен быть расположен в закрытой трубе и вращаться с достаточно большой скоростью, воздействуя на насыпной груз, подаваемый горизонтальным питателем. Вследствие вращения винта материал прижимается к стенкам трубы, в результате чего возникает тангенциальная сила трения, и материал под действием винта начинает совершать восходящее движение, как гайка. Траектория частиц груза представляет собой винтовую линию с малым шагом, которая имеет противоположное направление по сравнению с винтовой линией рабочего винта.

Для вертикальных винтовых конвейеров оптимальная скорость n_0 вращения винта ведет отсчет от минимального значения, то есть, оптимальная частота вращения винта $n_0 > n_{кр}$.

Взаимодействие частиц транспортируемого материала с винтовой поверхностью и корпусом вертикального винтового конвейера сопровождается следующими силами (рис. 5.10). На частицу M материала массой m действует сила тяжести mg . Проекция этой силы на плоскость PP винтовой поверхности будет $mg \sin\beta$. Нормальная составляющая силы тяжести на плоскость PP будет $mg \cos\beta$, где β – угол подъема винтовой плоскости.

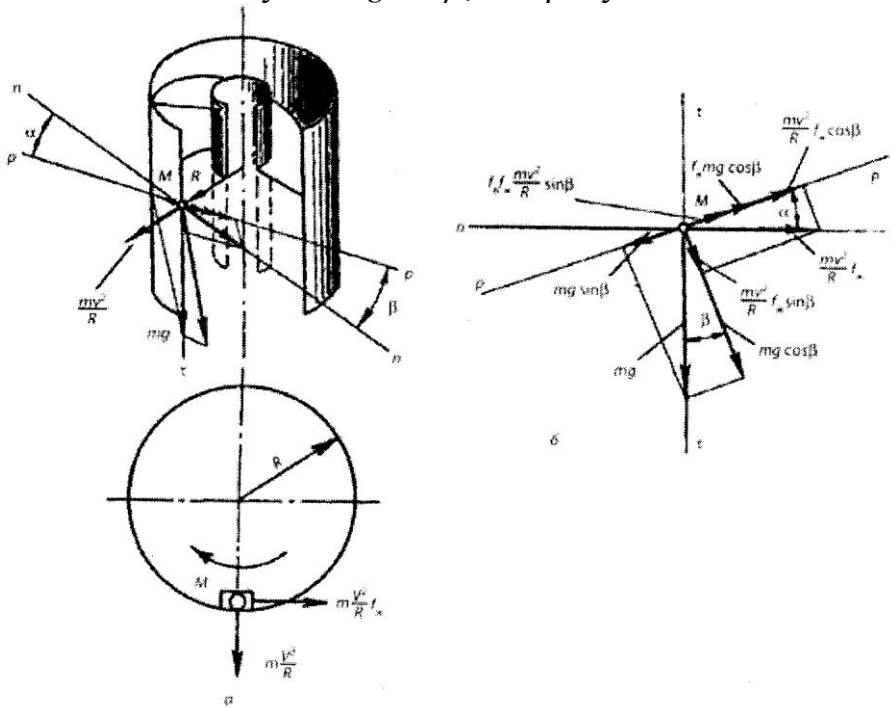


Рис. 5.10. Схема действия сил на материал в вертикальном винтовом конвейере

Частица M удерживается на плоскости винта силой трения с коэффициентом трения по винту $f_в$

$$F_{трв} = f_в mg \cos\beta. \quad (5.26)$$

При вращении винта на частицу M , находящуюся на расстоянии R от оси вращения винта, действует центробежная сила F_u , прижимающая частицу к ограждающему кожуху.

$$F_u = mv^2/R. \quad (5.27)$$

При этом возникает сила трения частицы о кожух при коэффициенте трения f_k .

$$F_{трк} = f_k mv^2/R \quad (5.28)$$

Проекции этих силы на плоскость винта $P - P$ будут иметь вид

нормальная $F_P^\perp = f_k m v^2 \sin\beta/R$; касательная $F_P^\parallel = f_k m v^2 \cos\beta/R$. (5.29)

Нормальная составляющая будет создавать силу трения на плоскости винта

$$F_{mp}^\perp = f_e f_k m v^2 \sin\beta/R. \quad (5.30)$$

Наибольшая скорость вращения винта, при которой частицы материала не перемещаются относительно винта, а вращаются вместе с ним называется критической скоростью. Критическую скорость можно определить из суммы сил, действующих в плоскости винта, приравняв ее к нулю.

$$mg \sin\beta + f_e mg \cos\beta + f_e f_k m v^2 \sin\beta/R - f_k m v^2 \cos\beta/R = 0 \quad (5.31)$$

из этого равенства находим v как критическую скорость $v_{кр}$.

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{g \cdot R \cdot \operatorname{tg}(\beta + \operatorname{arctg} f_e)}{f_k}} \quad (5.32)$$

Учитывая, что окружная скорость внешней кромки винтовой поверхности при частоте вращения оси винта n

$$v = 2\pi R n = \pi D n, \quad (5.33)$$

получим критическую частоту вращения винта об/мин.

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2g \cdot \operatorname{tg}(\beta + \operatorname{arctg} f_e)}{D \cdot f_k}} \quad (5.34)$$

Производительность вертикального винтового конвейера определяют по формуле

$$Q = 3,6 q v \quad (\text{т/ч}), \quad (5.35)$$

где $q = \frac{(D_e^2 - d_e^2)\pi\rho}{4000}$ – погонная масса потока материала, (5.36)

где D_B и d_e — диаметры соответственно винта и вала винта, м.

$$v = \frac{u}{\operatorname{ctg} \beta + \operatorname{ctg} \psi} \quad - \text{ скорость потока материала} \quad (5.37)$$

здесь u - вектор окружной скорости винта; ψ — угол подъема винтовой траектории груза; β — угол подъема винта.

Мощность двигателя (кВт) вертикальных конвейеров.

$$N = \frac{k_3 Q H}{367 \eta_0} (\omega_0' + 1) \quad (5.38)$$

где Q — производительность конвейера, т/ч; $k_3 = 1,1 \dots 2$ — коэффициент запаса; H - высота подъема груза, м; $\omega_0' = 5 \dots 9$ — коэффициент сопротивления перемещению груза, зависит от свойств груза.

5.4. Рабочие органы для вертикального перемещения (подъема) штучных грузов

Подъем штучных грузов на высоту можно осуществлять с помощью домкратов или лебедок. Домкраты, как простейшие механизмы с ручным приводом, используют для подъема грузов на небольшую (до 1 м) высоту при монтажных и сборочно-разборочных работах. Для подъема грузов на большую высоту (10 - 300 м) используют механизмы подъема груза (грузовые лебедки), входящие, как правило, в состав грузоподъемных машин (грузоподъемных кранов).

Грузоподъемные машины и механизмы относятся к опасным производственным объектам (ОПО). Проектирование, изготовление и эксплуатация ОПО контролируются Российским техническим надзором – организацией непосредственно подчиненной президенту Российской Федерации. В сферу деятельности Ростехнадзора входит также утверждение нормативные документы по безопасной эксплуатации ОПО. Приказом Ростехнадзора № 533 от 12.11.2013 г. утверждены "Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения". Эти правила распространяются также на грузоподъемные машины и их элементы.

Кинематическая схема грузоподъемного механизма изображена на рис. 5.11. Грузоподъемный механизм состоит из грузозахватного устройства 1, полиспаста 2, барабана 3 с приводом, имеющим двигатель 4, редуктор 5 и тормоз 6. Связь элементов в механизме осуществляется с помощью муфт 7 и 8. Удержания поднятого груза на требуемой высоте обеспечивается тормозом с гарантированным запасом тормозного усилия.

В качестве основного грузозахватного устройства в механизме подъема грузов используют стандартные однорогие крюки (рис. 5.12). На крюки можно навешивать съемные грузозахватные приспособления (стропы, захваты клещевые или эксцентриковые, грейферы и другие специализи-

рованные устройства для быстрого и надежного крепления и удержания грузов). Конфигурация однорогих крюков грузоподъемностью до 100 т выполняется по ГОСТ 6627, двуорогих – по ГОСТ 6628. Для грузоподъемности более 100 изготавливают пластинчатые крюки по ГОСТ 6619. Пластины таких крюков соединяют заклепками. Однорогие крюки должны быть изготовлены ковкой или штамповкой из стали 20 или стали 20Г. Исправление и ремонт крюков не допускается. При уменьшении высоты сечения h на 10% от первоначального размера крюки снимают с эксплуатации.

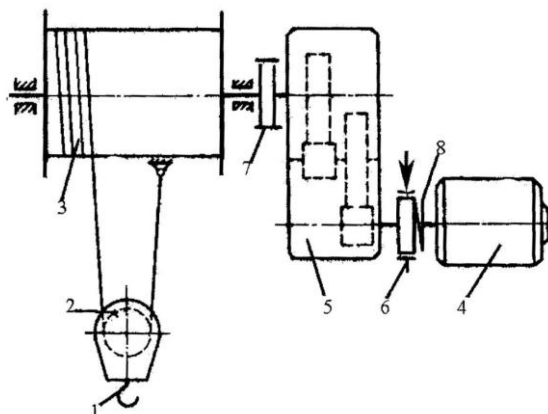


Рис. 5.11. Кинематическая схема грузоподъемного механизма

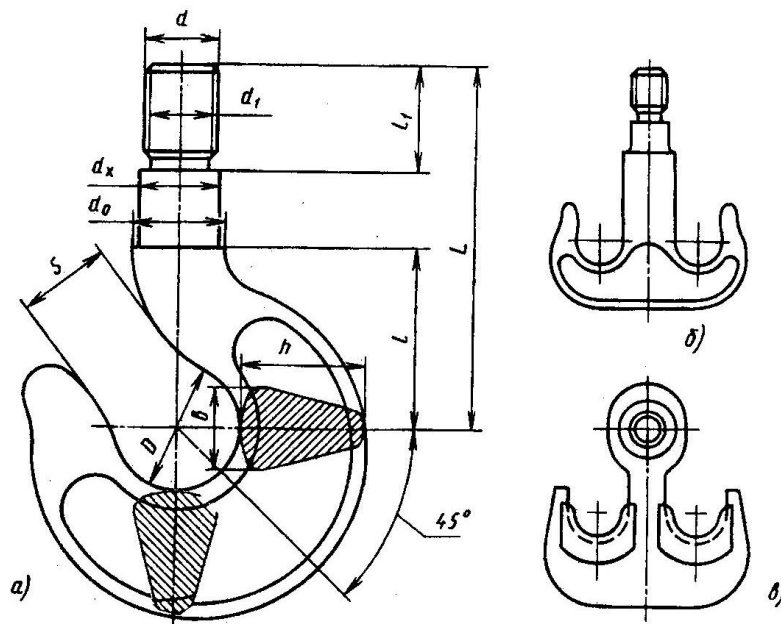


Рис. 5.12. Конфигурация грузовых крюков: а – однорогого; б – двуорогого; в – пластинчатого

Для уменьшения подъемного усилия, действующего на барабан, в механизме подъема груза применяют полиспаст. Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, объединенных канатом. Ось неподвижных блоков закреплена на несущем элементе грузоподъемного крана – стреле или балке моста. Обычно ось подвижных блоков перемещается в пространстве, взаимодействуя с поднимаемым грузом (рис. 5.13).

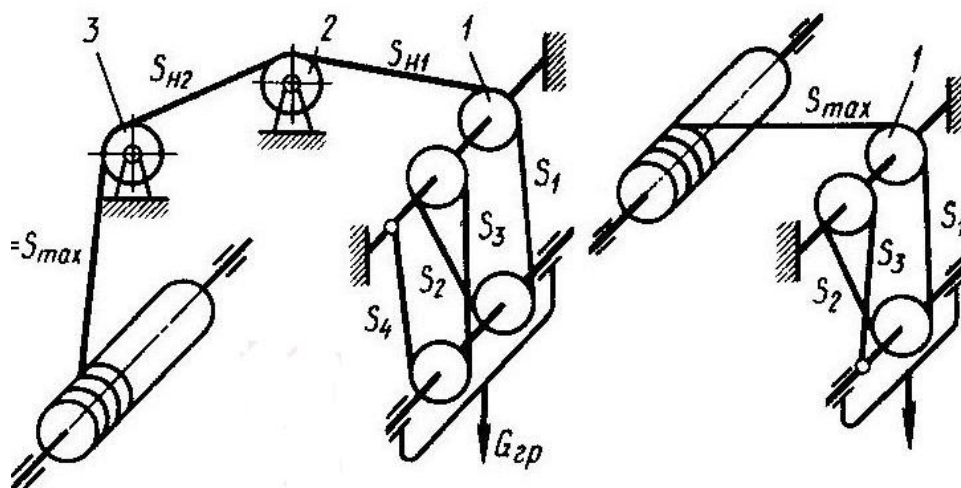


Рис. 5.13. Схемы проводки (запасовки) грузоподъемного каната в полиспастах

Полиспаст характеризуется кратностью m , которая показывает во сколько раз усилие F_k тяговой ветви каната меньше силы тяжести поднимаемого груза G_{2p} . Кратность полиспаста m определяют по числу ветвей каната, на которых непосредственно висит груз:

$$F_k = G_{2p}/m. \quad (5.29)$$

При этом скорость перемещения v_k тяговой ветви полиспаста при требуемой скорости v_{2p} подъема груза должна быть

$$v_k = m v_{2p}, \quad (5.30)$$

При взаимодействии каната с блоками в полиспасте затрачиваются дополнительные усилия на изгиб-разгиб каната на блоках. Необходимо также преодолевать трение при вращении блоков на осях. Эти дополнительные усилия зависят от кратности полиспаста, изгибной жесткости канатов, типа подшипников и состояния смазки в блоках. Величина этих затрат характеризуется коэффициентом полезного действия (кпд) полиспаста η_n , который определяют по формуле

$$\eta_n = (1 - \eta_{\text{бл}}^m) / (1 - \eta_{\text{бл}}) m, \quad (5.31)$$

где $\eta_{\delta l} \approx 0,98$ КПД блока на подшипниках качения при угле охвата блока канатом $\alpha = 180^\circ$.

Канаты и блоки грузоподъемного механизма являются особо ответственными элементами, так как они в первую очередь взаимодействуют с поднимаемым грузом.

Канаты изготавливают согласно ГОСТ свивкой высокопрочных проволок в пряди (рис. 5.14, а). Путем свивки нескольких прядей вокруг органического или стального сердечника получают канат двойной свивки (рис. 5.14, б, в, г). В грузоподъемных машинах в основном используют канаты двойной свивки. Если направления свивки прядей в канате и проволок в пряди совпадают, получают канат односторонней свивки (рис. 5.14, е). Такой канат отличается хорошей гибкостью, но склонен к самозакручиванию при длинной свободной петле. Кроме того, канат односторонней свивки при отрезке конца каната может саморазвиваться (раскручиваться, расплетаться), если предварительно пряди в месте резки не закрепить обечайкой из мягкой проволоки.

Если направления свивки прядей в канате и проволок в пряди не совпадают, получают канат крестовой свивки (рис. 5.14, ж). Такие канаты не склонны к самозакручиванию, но обладают повышенной жесткостью на изгиб и концы каната не развиваются в местах резки.

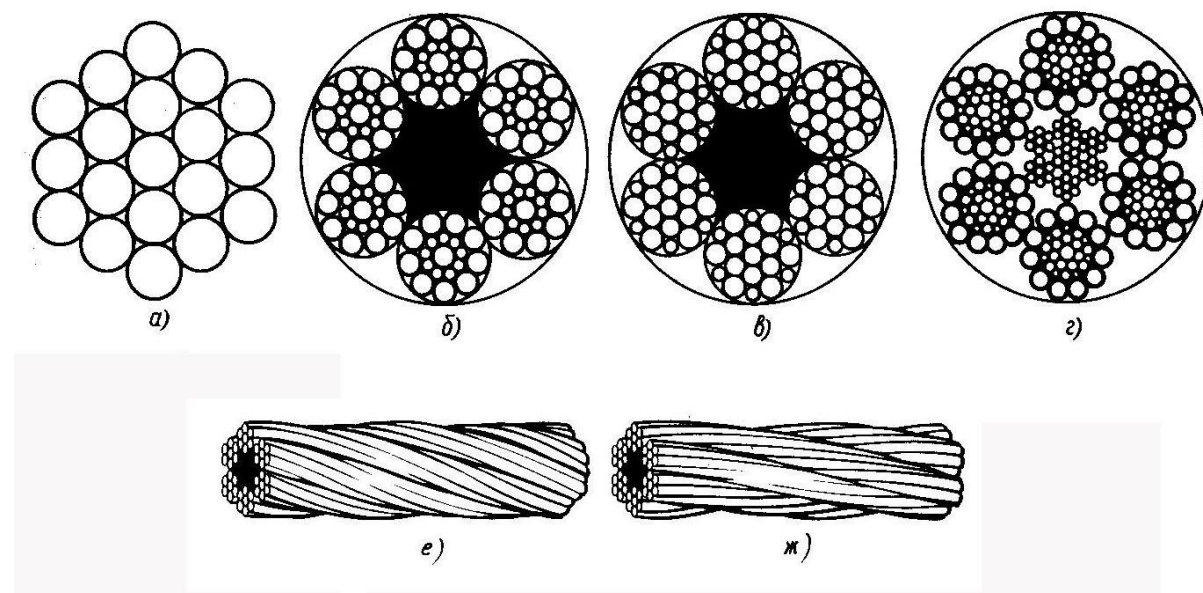


Рис. 5.14. Конструкция канатов: а – однопрядного; б, в – двойной свивки с органическим сердечником; г – двойной свивки со стальным сердечником; е – канат односторонней свивки; ж – канат крестовой свивки.

Каждый изготовленный по ГОСТ канат должен быть снабжен сертификатом, в котором обязательно должны быть указаны все характери-

стики каната: марка и предел прочности проволок, количество прядей и количество проволок в пряди и в канате, вид контакта проволок между собой: точечный (ТК) или линейный (ЛК). В том числе указаны такие важные эксплуатационные характеристики: наружный диаметр каната d_k и разрывное усилие каната в целом $F_{раз}$. Выбор вида и типоразмера каната осуществляют с учетом тех или иных особенностей каната так, чтобы разрывное усилие каната не превышало рабочего усилия с коэффициентом запаса при установленном режиме работы.

$$F_{раз} = k_{зап} F_k, \text{ кН} \quad (5.32)$$

Канаты, используемые в механизма для подъема людей, должны быть приняты с коэффициентом запаса $k_{зап} \geq 9$.

Долговечность каната в полиспасте существенно зависит от размера и состояния ручья блока. Диаметр $D_{\text{бл}}$ блока по ручью (рис. 5.15) должен обеспечить оптимальный радиус изгиба каната на блоке. Рекомендуемая величина $n_{\text{бл}}$ соотношения диаметра блока и диаметра каната должно назначаться в зависимости от режима работы грузоподъемного механизма в диапазоне

$$n_{\text{бл}} = D_{\text{бл}} / d_k = 16 \div 30. \quad (5.33)$$

Боковые поверхности и дно ручья блока должны иметь высокую чистоту обработки. Шероховатость этих поверхностей не должна превышать 0,8 мкм. Наружный диаметр блока по ребрам должен обеспечивать надежное расположение каната в ручье блока. Для этого наружный диаметр блока быть не менее

$$D_H \geq D_{\text{бл}} + 5 d_k. \quad (5.34)$$

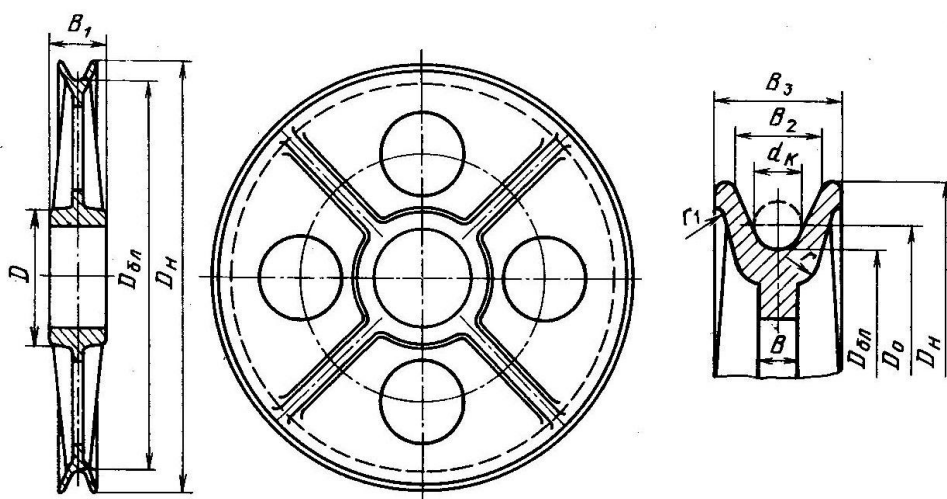


Рис. 5.15. Конструкция литого блока

Для полиспаста с небольшим количеством блоков (не более четырех) его КПД можно приближенно принимать по формуле $\eta_n \approx \eta_{\text{бл}}^m$.

К подвижной системе блоков полиспаста прикрепляется грузозахватное устройство, образуя крюковую обойму (рис. 5.16).

Правила безопасности устанавливают требования на крепление крюка в крюковой обойме. Крюки грузоподъемностью более 3 т надо устанавливать на траверсе 3 обоймы на упорном подшипнике 4 и крепиться гайкой 5 со стопорной планкой 15. Крюк должен легко вращаться и не иметь осевого люфта. Блоки крюковой обоймы на дуге охвата канатом должны иметь ограждение 14, препятствующее выходу каната из ручья блока. Зазор между ограждением и ребордой блока не должен превышать $h \leq 0,2 d_k$. Блоки 10 устанавливаются на оси 8 на подшипниках качения 9. Смазка подшипников осуществляется через осевое и радиальное сверления в оси блоков с помощью пресс-масленки.

Сила тяжести груза, действующая на грузовой крюк, передается на ось блоков через щеки 6. Щеки выполняют из листовой стали с поперечным сечением $B \times \delta$. Сечение щек выбирается конструктивно и проверяется на прочность от действия растягивающей силы. Наибольшие напряжения в щеке действуют в сечении Б - Б (рис. 5.16).

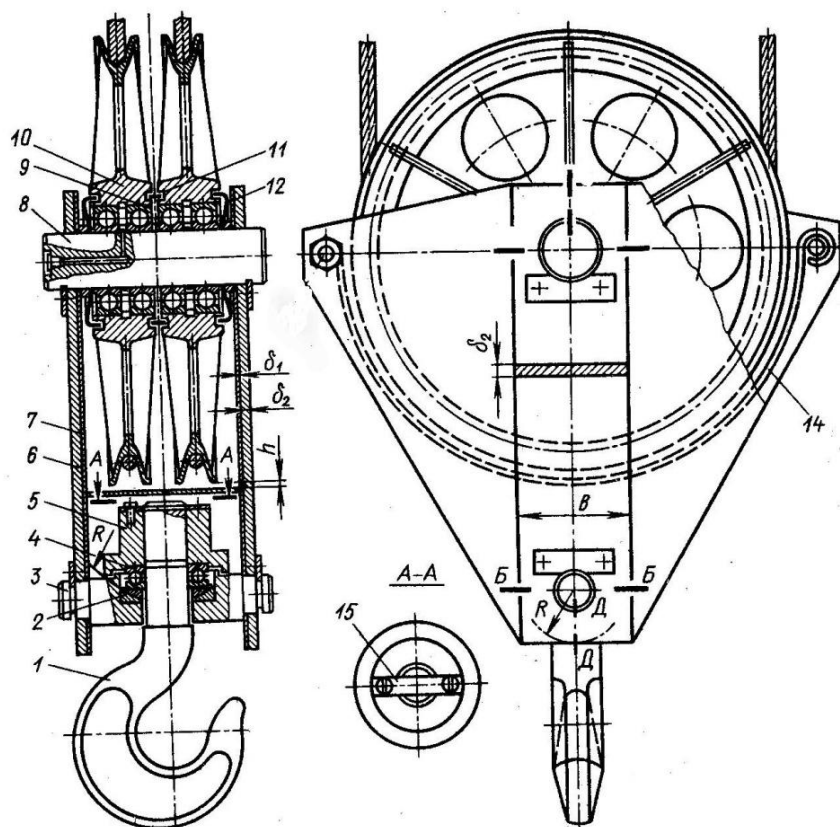


Рис. 5.16. Сборочный чертеж крюковой обоймы

Их вычисляют по формуле Ламе

$$\sigma = G(4R^2 + d^2) / [2 \cdot d \cdot \delta(4R^2 - d^2)], \quad (5.35)$$

где d - диаметр оси блоков (диаметр оси траверсы)

Подъем груза происходит при наматывании каната на барабан лебедки. Параметры барабана должны позволить разместить на нем длину каната для подъема груза на высоту H_{zp} с заданной скоростью v_{zp} подъема груза.

Барабаны выполняются литьем из чугуна сч 18-36 или стали 35Л-1 (рис. 5.17). Барабаны больших диаметров предпочтительно выполнять сваркой из стального листового проката (сталь 20, сталь 09Г2С).

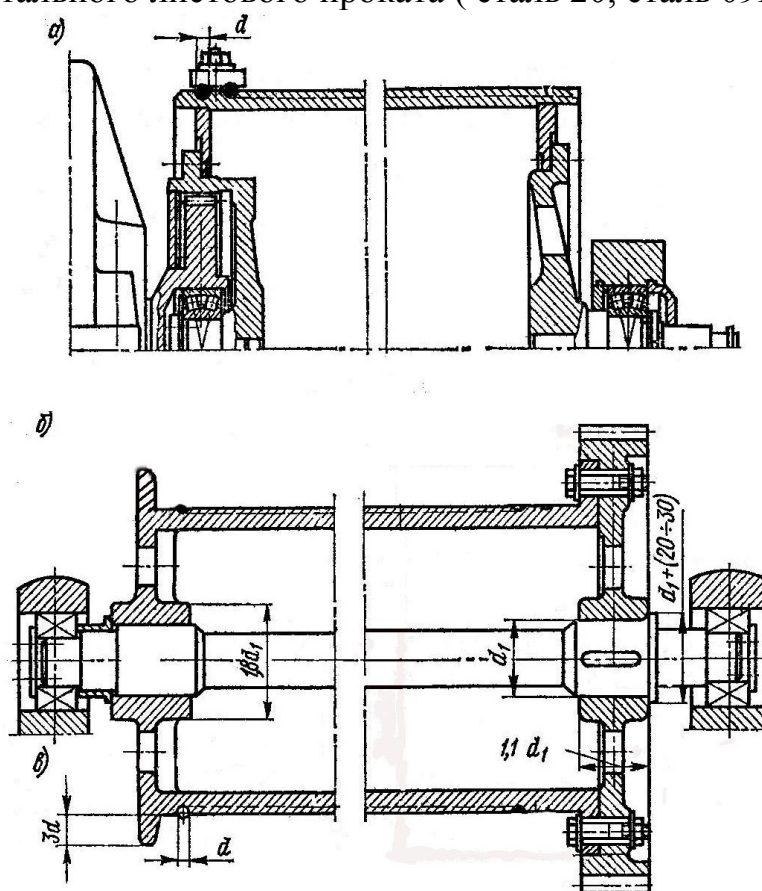


Рис. 5.17. Варианты конструкции барабана грузоподъемной лебедки

Выбор параметров барабана опирается на конструктивную целесообразность и прочностные расчеты. Внешний диаметр барабана $D_{бр}$, как и диаметр блоков, должен способствовать продлению срока службы каната. Это достигается выбором соответствующего соотношения диаметров барабана и наматываемого каната для действующего режима работы механизма

$$n_{бр} = D_{бр} / d_k = 16 \div 25. \quad (5.36)$$

Канат необходимо наматывать на барабан так, чтобы между соседними витками каната был зазор не менее $0,8 \div 1$ мм. Минимальный шаг намотки каната составляет

$$\Theta = d_{\kappa} + 1 \text{ мм.} \quad (5.37)$$

Повышению долговечности каната способствует нарезка на барабане винтовой канавки с шагом Θ и глубиной $h = 0,3 d_{\kappa}$. Нарезные барабаны применяют при однослойной укладке каната на барабан. При использовании полиспаста с кратностью m и учетом требований Ростехнадзора длина барабана должна быть

$$l_{\text{бр}} = \{ [H_{\text{зр}} m / \pi(D_{\text{бн}} + d_{\kappa})] + 1,5 + 2 \} \Theta. \quad (5.38)$$

В этой формуле: 2 – количество витков для крепления каната на барабане; 1,5 – количество разгрузочных витков места крепления каната.

Толщина δ стенки барабана определяется условиями его поперечного сжатия усилием F_{κ} . При этом не учитываются напряжения изгиба и кручения, влияние которых относительно невелико для коротких барабанов.

$$\delta \approx F_{\kappa} / [\sigma] \Theta, \quad (5.39)$$

где $[\sigma]$ – допускаемые напряжения для материала барабана.

Строительные краны обычно должны обеспечивать большую высоту подъема груза. Однослойная навивка каната на барабан в этом случае вызывает необходимость применения барабанов большой длины. Наматываемый на барабан канат с усилием F_{κ} нагружает барабан крутящим и изгибающим моментами и сжимающим усилием. Уменьшение длины барабана может значительно снизить напряжения изгиба.

$$\sigma_{\text{из}} = M_{\text{из}} / W_{\text{из}} = (F_{\kappa} l_{\text{бр}} / 4) / W_{\text{из}}, \quad (5.40)$$

где $M_{\text{из}} = F_{\kappa} l_{\text{бр}} / 4$ – максимальный изгибающий момент на барабане;

$$W_{\text{из}} \approx 0,1 \frac{D_{\text{нб}}^4 - D_{\text{вб}}^4}{D_{\text{нб}}} \quad \text{– момент сопротивления изгибу барабана;}$$

$D_{\text{бн}}$ и $D_{\text{бв}}$ – соответственно, наружный и внутренний диаметры барабана.

Это достигается укладкой на барабан z слоев каната. Длину барабана для подъема груза на высоту $H_{\text{зр}}$ с помощью полиспаста кратностью m в этом случае определяют по формуле:

$$l_{\bar{\sigma}p} = \left(\frac{H_{zp} \cdot m}{\pi [D_c + (z-1)d_k] z} + 2 \right) \theta, \quad (5.41)$$

где $D_c = D_{\bar{\sigma}n} + d_k$ – средний диаметр барабана по оси витка каната.

Барабаны при многослойной навивке должны иметь реборды высотой не менее $2 d_k$ за последним слоем навиваемого каната.

При длине барабана $l_{\bar{\sigma}p} < 2,5 D_{\bar{\sigma}n}$ напряжения кручения и изгиба можно не учитывать.

Для обеспечения подъема груза с требуемой скоростью барабан должен вращаться с частотой

$$n_{\bar{\sigma}p} = v_{zp} m / \pi D_c. \quad (5.42)$$

Требуемая мощность $N_{дв}$ должна составлять с учетом потерь в полиспасте и редукторе, характеризующихся соответственно КПД η_n и η_p

$$N_{дв} = G_{гр} v_{zp} / \eta_n \eta_p. \quad (5.43)$$

Механизм подъема груза при мощности более 3 кВт следует комплектовать электродвигателем с фазным ротором типа МТН или МТФ. При меньшей мощности можно использовать двигатели серии МТКН и МТКФ.

Для согласования частоты вращения вала двигателя с требуемой частотой вращения барабана определяют передаточное число трансмиссии

$$u_{mp} = n_{дв} / n_{\bar{\sigma}p}. \quad (5.44)$$

Трансмиссия может быть выполнена на базе промышленного редуктора тип Ц-2, если передаточное число редуктора i_p соответствует передаточному числу i_{mp} и обеспечивает передаваемую мощность. В этом случае барабан соединяют непосредственно с выходным валом редуктора с помощью зубчатой муфты (рис. 5.17, а).

Если передаточное число трансмиссии не может быть обеспечено промышленным редуктором, то в трансмиссию включают дополнительную передачу. Она может быть открытой или закрытой. На рис. 5.17, б к барабану прикреплено зубчатое колесо, которое с шестерней на выходном валу редуктора образует дополнительную к редуктору открытую передачу с передаточным числом

$$u_{on} = u_{mp} / u_p. \quad (5.45)$$

Сборочный чертеж лебедки с дополнительной открытой зубчатой передачей показан на рис. 5.18.

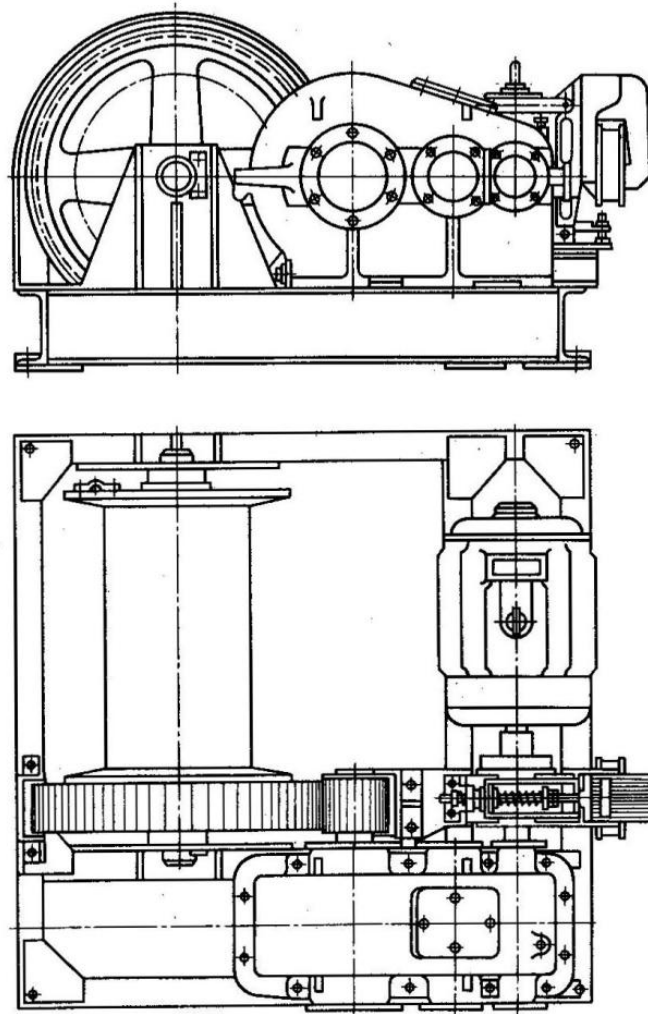


Рис. 5.18. Сборочный чертеж лебедки с дополнительной открытой передачей

Выбранный двигатель при включении механизма подъема должен обеспечивать ускорение груза не более $0,15 \text{ м/с}^2$. Время пуска при этом должно быть $t_n = 1 \div 2$. Время пуска проверяют по формуле

$$t_n = \frac{[1,2(J_p + J_{ми} + J_{р1}) + \frac{m_{зп} D_c^2}{4u_{мп}^2 m^2 \eta_o}] \omega_o}{M_{сн} - M_{сc} / \eta_o}, c \quad (5.46)$$

где J_p – момент инерции ротора двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$J_{ми}$ – момент инерции тормозного шкива, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$J_{р1}$ – момент инерции первичного вала редуктора, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$M_{сн}$ – средний пусковой момент двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$M_{сc} = \frac{m_{зп} g D_c}{2u_{мп}}$ – момент статических сопротивлений, приведенный к

валу двигателя, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Тормоз грузоподъемной лебедки должен надежно удерживать поднимаемый груз навесу. Гарантированный минимальный запас тормозного момента должен быть согласно Правилам для легкого режима работы $K_{\text{зап}} \geq 1,5$. Для режимов работы 4М, 5М, 6М коэффициент запаса должен быть соответственно 1,75, - 2, - 2,5. Время торможения при спуске груза вычисляют по формуле

$$t_m = \frac{[1,2(J_p + J_{\text{му}} + J_{\text{пл}}) + \frac{m_{\text{зп}} D_c^2 \eta_o}{4u_{\text{мп}}^2 m^2 \eta_{\text{мп}}}] \omega_o}{M_m - M_{\text{св}} \eta_o}, c \quad (5.47)$$

Здесь η_o – общий КПД редуктора и полиспаста.

На рис. 5.19 показана кинематическая схема грузоподъемной лебедки с двумя последовательно соединенными редукторами 6 и 8. Редуктор 6 позволяет обеспечить требуемое передаточное число, а также ступенчато его изменять и получить три скорости перемещения груза.

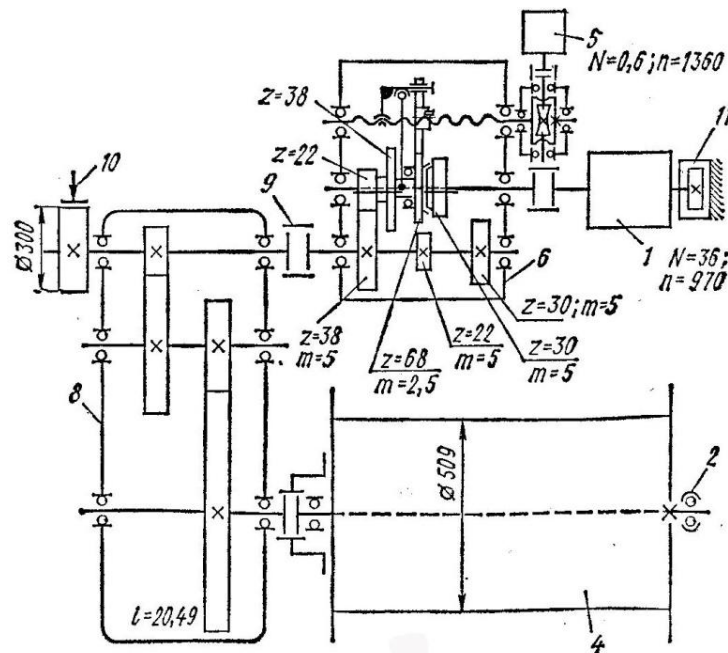


Рис. 5.19. Кинематическая схема лебедки с дополнительным редуктором

Глава 6. Рабочие органы для разработки грунтов

Разработка грунта (копание) в строительном производстве предполагает технологическую операцию отделения части грунта от его массива в естественном залегании и перемещение отторгнутой части в заданное место. Такие операции выполняются землеройными машинами.

Все землеройные машины можно условно отнести к одному из двух видов таких машин:

- землеройно-транспортные машины, в которых рабочий орган отделяет слой грунта от массива горизонтально на уровне поверхности движения машины. Требуемое при этом усилие создается за счет сцепления движителя машины с грунтом. Такие операции выполняют с целью выравнивания грунтовой поверхности путем срезания выпуклостей и засыпки впадин при устройстве дорог или горизонтальных площадок.

- экскаваторы, машины, отделяющие слой грунта от массива путем перемещения рабочего органа в вертикальной плоскости. Требуемое для этого усилие создается специальной механической системой с приводом от силовой установки, размещенной на остовае машины. Экскаваторами копают котлованы для зданий и траншеи для прокладки коммуникаций. При добыче полезных ископаемых производится большой объем земляных работ по вскрытию рудных и минеральных отложений и перемещения снятого грунта на свободное место (отвал) или в транспортные машины.

6.1. Рабочие органы для горизонтальной разработки грунтов

Землеройно-транспортные машины (бульдозеры, грейдеры, грейдер-элеваторы, скреперы) снабжаются плоскими или сферическими ножами в совокупности с несущей металлоконструкцией – отвалами, ковшами специальной формы, обеспечивающей выполнение различных видов земляных работ: рыхление, профилирование земляного полотна, выполнение дренажных траншей, траншей для прокладки коммуникаций и т. д. Для этого их оснащают рабочими органами соответствующей конфигурации.

На рис. 6.1 показан гусеничный тягач с универсальным бульдозерным оборудованием, а на рис. 6.2 возможное сменное оборудование.

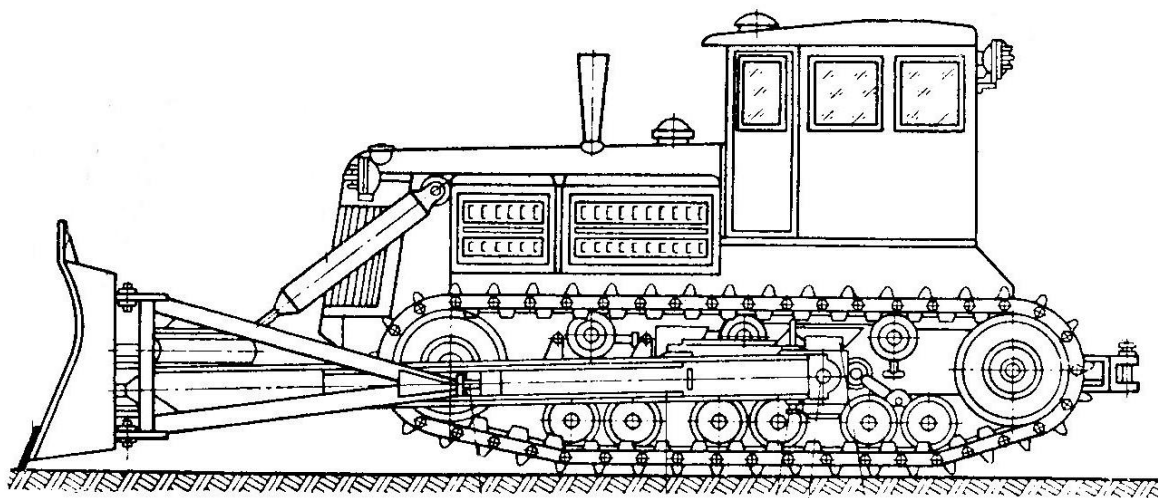


Рис. 6.1. Общий вид гусеничного тягача с бульдозерным оборудованием

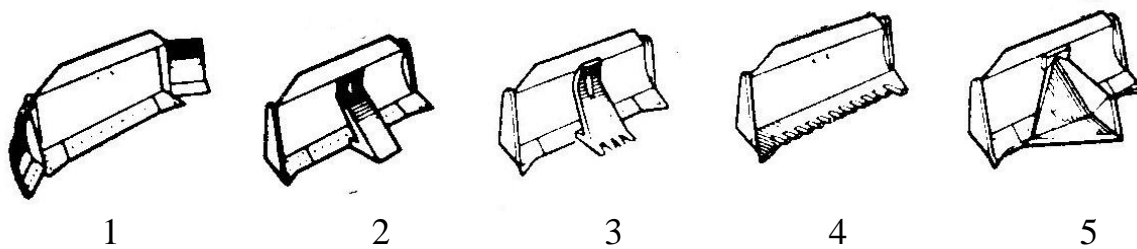


Рис. 6.2. Сменное землеройное оборудование для бульдозера: 1- уширенный отвал; 2 – отвал с канавокопателем; 3 – отвал с асфальтовзламывателем; 4 – отвал для разработки мерзлых грунтов; 5 – кусторезный отвал

Другие виды землеройно-транспортных машин (скреперы) снабжены ковшами с режущей кромкой. Ковши скреперов имеют шарнирную связь с металлоконструкцией прицепа. Тягач с гусеничным или колесным двигателем обеспечивает землеройно-транспортной машине операции копания, наполнения ковша, перемещения грунта и разгрузки ковша в требуемом месте (рис. 6.3).

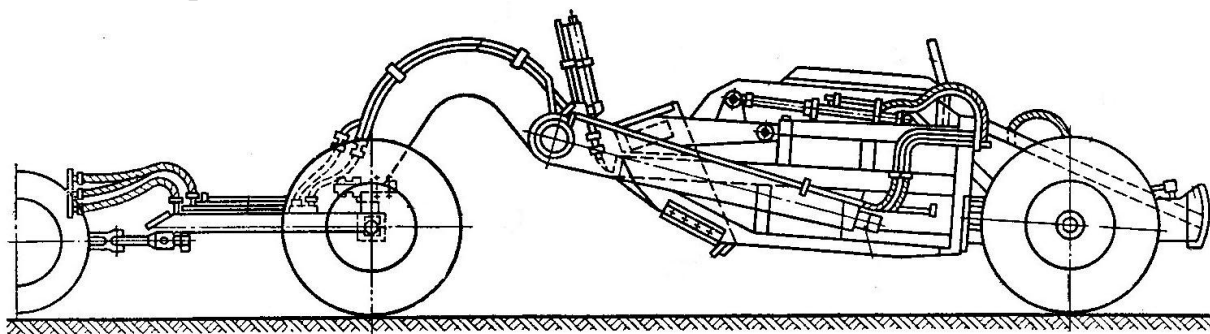


Рис. 6. 3. Общий вид прицепного скрепера

Самостоятельный вид землеройно-транспортных машин представляют грейдеры, которые также могут быть самоходными или прицепными. На рис. 6.4 представлен самоходный грейдер (автогрейдер)

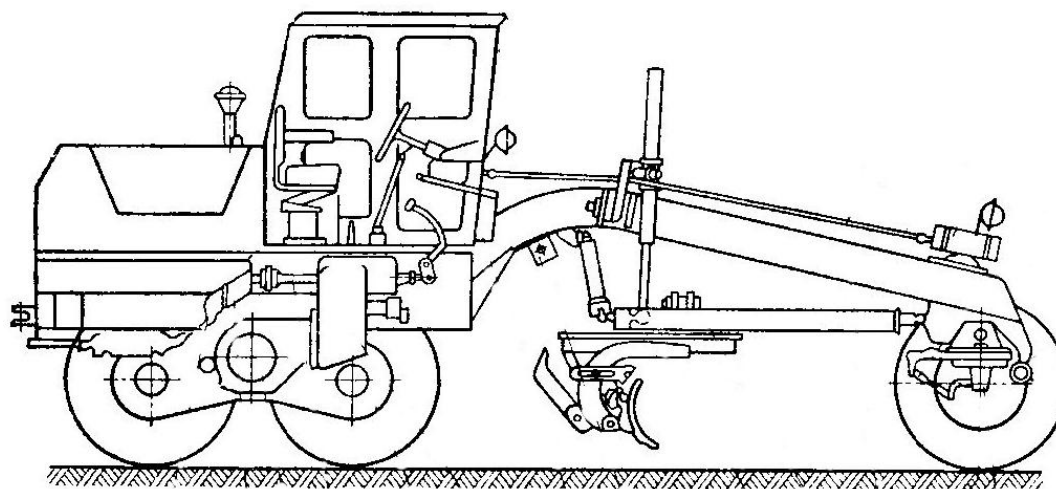


Рис. 6.4. Общий вид самоходного грейдера (автогрейдера)

Грейдеры имеют рабочий орган отвального типа, который может поворачиваться в горизонтальной и вертикальной плоскости, обеспечивая требуемый уклон срезаемой грунтовой поверхности.

Еще один вид землеройно-транспортных машин составляют грейдер-элеваторы (рис. 6.5). Они снабжены сферическим ножом (рис. 6.6) и отвальным конвейером, который перемещает срезаемый грунт в боковую отсыпку.

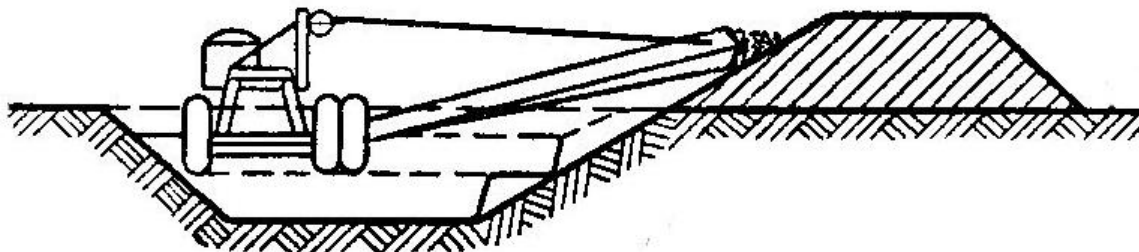


Рис. 6.5. Схема разработки грунта грейдер-элеватором

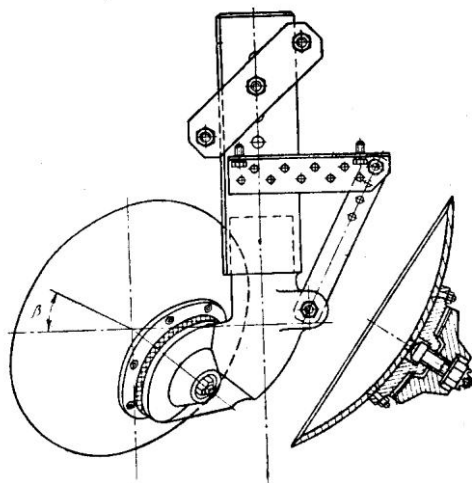


Рис. 6.6. Нож грейдер-элеватора с плужной балкой

Основу рабочего органа (отвального или ковшового) для отделения части грунта от массива составляет режущее лезвие клиновидной формы. Острота клина в поперечном сечении режущего лезвия характеризуется углом заострения β . Для отделения слоя грунта от массива клин внедряют в грунт под некоторым углом δ , который называют углом резания (рис. 6.7). Для эффективного внедрения клина в грунт между нижней стороной клина и грунтом должен быть обеспечен угол $\alpha \approx 6 - 7^\circ$, называемый задним углом. Передний угол γ способствует облегчению отрыва слоя грунта от массива.

Кроме рабочих углов режущие элементы конструкций отвального типа характеризуются длиной L , шириной B , радиусом кривизны R (рис. 6.4). Дисковые режущие органы грейдер-элеваторов характеризуются диаметром D .

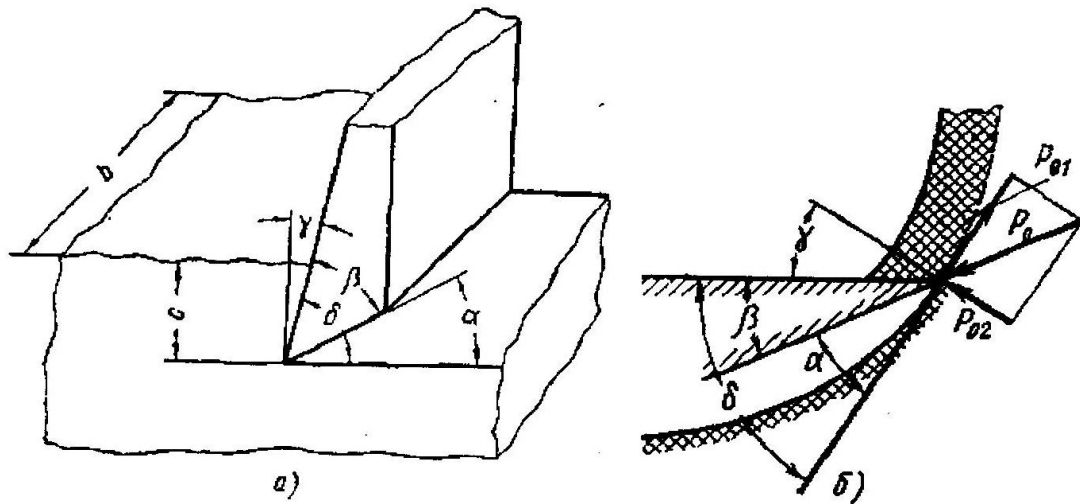


Рис. 6.7. Параметры режущего клина рабочего органа отвального типа

Элементы конструкций ковшового типа характеризуются шириной B , длиной L , вместимостью q (рис. 6.8). Режущие элементы ковшового типа могут быть полукруглыми или снабжены зубьями с длиной l , шириной b и расстоянием между зубьями c .

Резание грунта предполагает процесс отделения срезаемой стружки от массива. В действительности процесс резания грунта сопровождается его накоплением и перемещением образованной призмы грунта по рабочему органу вверх или вбок. Такой процесс называют копанием грунта.

Исследованиями В.П. Горячкина, Н.Г. Домбровского, А.Н. Зеленина, Д.И. Федорова, Ю.А. Ветрова установлен ряд факторов, позволяющих проектировать рабочие органы землеройных машин с наиболее рациональными параметрами.

Так установлено, что резание грунта косым клином с углом захвата около $\varphi \approx 20^\circ$ по сравнению с лобовым резанием ($\varphi = 90^\circ$) снижает удельное сопротивление копанию на 20 – 25 %.

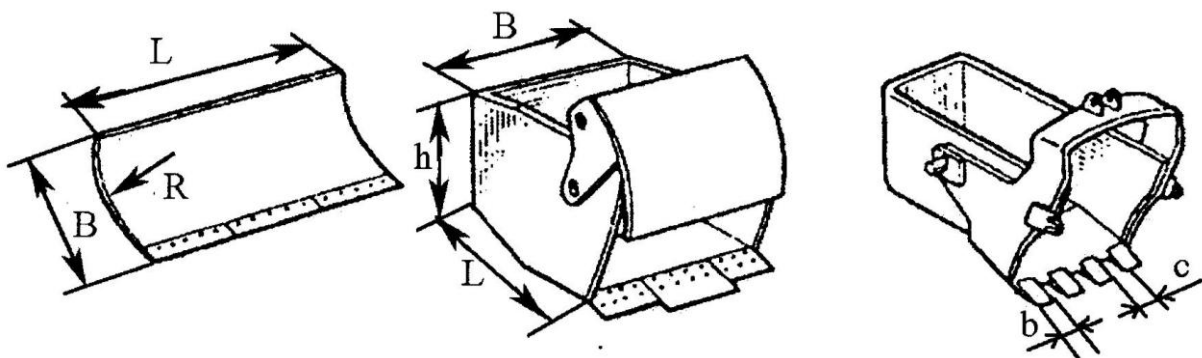


Рис. 6.8. Параметры рабочих органов землеройно-транспортных машин

Выявлено влияние формы режущего клина на сопротивление внедрения его в грунт. Сравнение работы прямого режущего клина и клина с

криволинейной режущей кромкой в некоторых случаях показало преимущество последнего.

Установка на режущих кромках зубьев при копании плотных связных грунтов снижает сопротивление копанию на 10 – 15 % и снижает износ режущей кромки. В малосвязных грунтах зубья увеличивают сопротивление копанию. Ширина зуба должна быть такой, чтобы нагрузка на 1 см его режущей кромки не превышала 7 кН. Расстояние между зубьями рекомендуется выбирать равным 1,25 ширины зуба.

Удельное сопротивление копанию существенно зависит от износа режущей кромки, так как увеличение ее радиуса приводит к увеличению площади вдавливания рабочего органа и затрудняет внедрение его в грунт в несколько раз.

Неоднородность массива грунта по прочности, физико-механическому составу, влажности, величина затупления клина, конфигурация рабочего органа в совокупности с режущим клином создают определенную проблему для расчета величины режущего усилия P_1 .

Исследованиями А.Н. Зеленина установлена и предложена классификация прочности нескальных грунтов на основе числа ударов динамического плотномера (ударника ДорНИИ). Количество ударов для погружения стального стержня площадью сечения 1 см² на глубину 10 см при ударной нагрузке 10 Дж характеризует категорию грунта (табл. 6.1).

Таблица 6.1

Классификация грунтов по числу ударов ударника ДорНИИ

Вид грунта	Грунт не мерзлый				Грунт мерзлый			
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Категория грунта								
Число ударов (среднее)	3	6	12	25	50	100	200	400

Привлекая опытные методы для определения усилия резания (копания) грунтов и статистическую обработку результатов опытов, Н.Г. Домбровским для практического пользования была предложена формула для вычисления величины режущего (толкающего) усилия P_1 при срезании слоя грунта площадью S .

$$P_1 = \kappa_0 S, \quad (6.1)$$

где κ_0 – удельное сопротивление резанию (копанию) грунтов;

$S = b \cdot h$ – площадь поперечного сечения стружки.

Определение усилия копания грунта является важной задачей при расчете прочности рабочего оборудования и расчете тяговых и мощностных возможностей рабочей машины.

Усилие копания существенно зависит от вида рабочего органа землеройной машины. При косо поставленном рабочем органе отвального типа

можно выделить характерные процессы, создающие в совокупности общее сопротивление копании с рабочим органом отвального типа (рис 6.9).

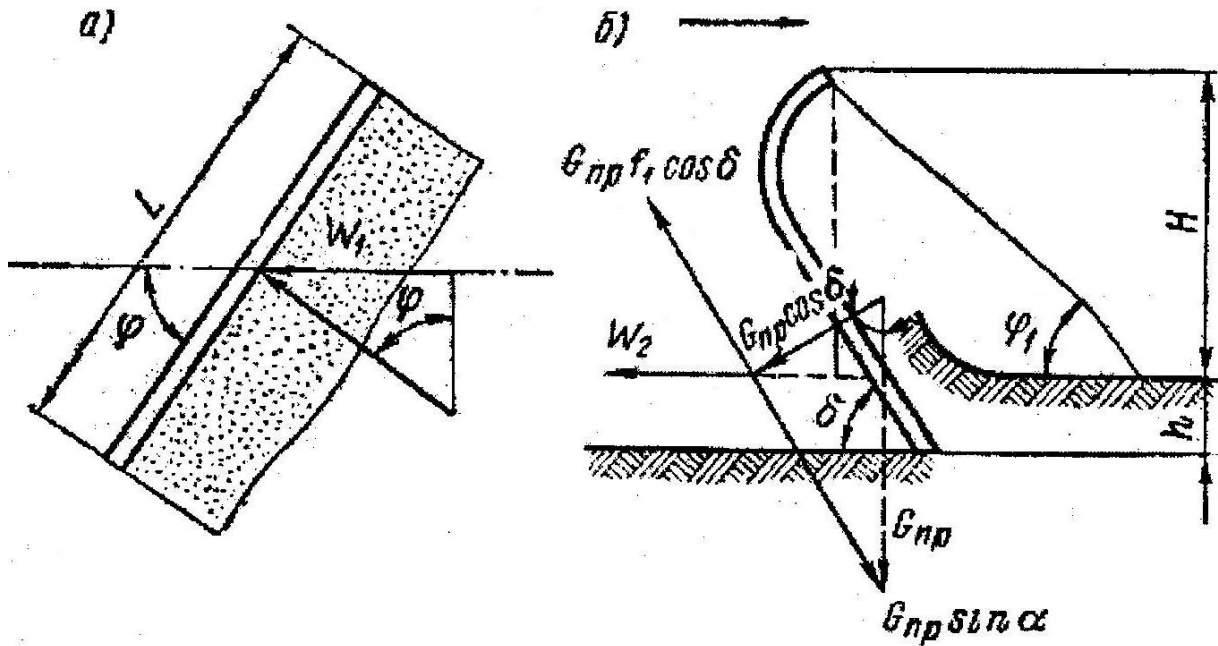


Рис. 6.9. Схема взаимодействия отвала с грунтом при копании

$$P_1 = W_1 + W_2 + W_3 + W_4, \quad (6.2)$$

где $W_1 = k_0 \cdot S \cdot \sin \varphi$ – сопротивление срезанию стружки при угле захвата φ ;

$W_2 = G_{np} f_1 \cdot \cos^2 \delta \cdot \sin \varphi$ – сопротивление от перемещения грунта вверх по отвалу,

где $G_{np} = 0,5 L H^2 k_{np} \gamma g$ – сила тяжести грунта в призме волочения;

$f_1 \approx 0,55$ – коэффициент трения грунта по стали;

$\gamma \approx 1500 \text{ кг/м}^3$ – объемная масса разрыхленного грунта;

g – ускорение силы тяжести.

Отношение высота H отвала к его длине L и связность грунта влияет на объем призмы волочения и требует его корректировки коэффициентом k_{np} согласно табл. 6.2.

Таблица 6.2

Коэффициенты корректировка объема призмы

H/L	k _{np} для грунтов	
	связных	не связных
0,15	1,3	0,9
0,3	1,3	0,8
0,45	1,2	0,7

$W_3 = G_{np} f_2 \sin\varphi$ – сопротивление перемещению призмы грунта перед отвалом,

где $f_2 \approx 0,9$ – коэффициент трения грунта по грунту.

$W_4 = G_{np} f_1 f_2 \cos\varphi$ – проекция сопротивления перемещению призмы волочения вдоль отвала с углом захвата φ на направление движения машины (рис. 6.5). Полное сопротивление копанью P_1 должно быть реализовано тяговыми возможностями землеройно-транспортной машины.

Процесс копания грунта ковшем скрепера более напряженный, особенно ближе к концу заполнения ковша. Характер процесса наполнения ковша зависит от вида и влажности грунта.

Общая закономерность заполнения ковша землеройно-транспортной машины (скрепера) грунтом состоит в следующем (рис. 6. 10). Срезаемая стружка, проходя в зазор, образуемый передней заслонкой и режущим лезвием ковша, в начальный момент копания сравнительно легко скользит по днищу ковша и достигает задней стенки, где образует холмик с углом естественного откоса. По нему скользит последующая лента срезанной стружки, преодолевая силу трения грунта по грунту. По достижению силы трения и силы тяжести ленты грунта, превышающей предел прочности грунта, стружка разрушается и образует слой, который в дальнейшем должна пробивать поступающая стружка. Перед заслонкой ковша образуется призма волочения из разрыхленного грунта.

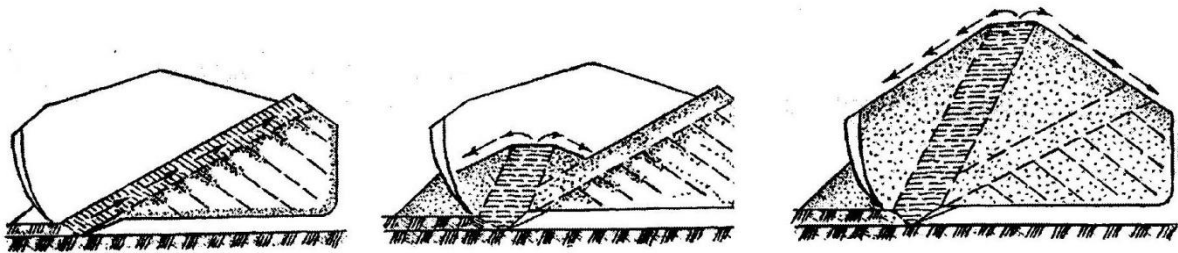


Рис. 6.10. Последовательность заполнения ковша скрепера грунтом

Таким образом, тяговая машина должна обеспечить силу тяги (рис. 6.11).

$$F_T > W_p + W_n + W_{п}, \quad (6.3)$$

где $W_p = \kappa_0 b h$ – сила сопротивления резанию;

$W_n = b h H \gamma g + b H^2 \gamma g f_2$ – сила сопротивления наполнению ковша на последнем этапе заполнения складывается из силы тяжести стружки грунта и силы трения стружки грунта внутри образовавшегося объема грунта;

$W_{п} \approx 0,6 b H^2 \gamma g f_2$ – сила сопротивления призмы волочения перед заслонкой. Обозначения в формулах соответствуют формулам при копа-

нии грунта отвалом, как в предыдущем случае, и в соответствии с рисунком (6.7).

Опираясь на формулу Н.Г. Домбровского, сила сопротивления копанью грунта скрепером с достаточной практической точностью может быть определена по величине удельного сопротивления копанью (табл. 6.3).

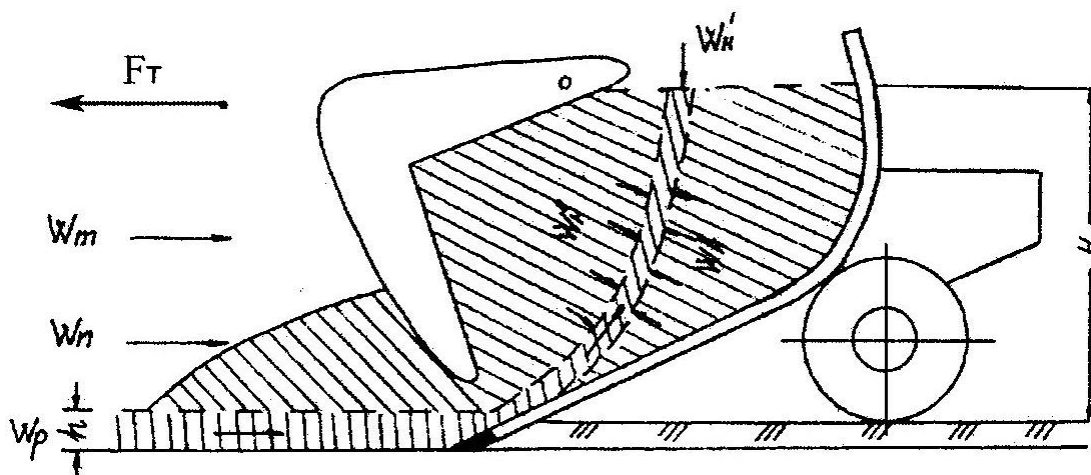


Рис. 6.11. Тяговый баланс при копании грунта скрепером

Таблица 6.3

Значения удельного сопротивления копанью грунта скрепером k_0

Вид грунта	Категория	k_0 , Н/см ²
Песок рыхлый, сухой	I	2...4
Песок, супесь, суглинок легкий	I	5...10
Суглинок, гравий мелкий, глина легкая	II	10...18
Глина средняя, разрыхленная	III	15...25
Глина тяжелая	IV	30...50

Производительность скрепера всегда привязана к характеру и организации работы скрепера на объекте. Эффективную производительность скрепера вычисляют по формуле

$$P_{эс} = 3600 \Phi K_n / T_{ц} K_p, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (6.4)$$

где Φ – геометрический объем ковша скрепера, м³;

$K_n \approx 1,1...0,95$ – коэффициент наполнения ковша зависит от геометрического объема ковша скрепера и трудности экскавации грунта;

$K_p \approx 1,15...1,4$ – коэффициент разрыхления грунта.

$T_{ц} = T_3 + T_{де} + T_p + T_{он} + z_1 T_{nm} + z_2 T_n$ – время цикла, с,

где T_3 – время заполнения ковша скрепера;

$T_{он}$ – время движения груженого скрепера;

T_p – время разгрузки ковша скрепера;

$T_{он}$ – время движения порожнего скрепера;
 $T_{мн}$ – время переключения передачи;
 T_n – время разворота скрепера;
 z_1 – количество переключений передач;
 z_2 – количество разворотов скрепера.

6.2. Рабочие органы для вертикальной разработки грунтов

Разработка грунтов (копание) путем перемещения рабочего органа (ковша) в вертикальной плоскости осуществляется машинами с общим названием экскаваторы. Экскаваторы могут быть одноковшовыми или многоковшовыми. Типичная конструкция ковшей для одноковшовых экскаваторов показана на рис. 6.12.

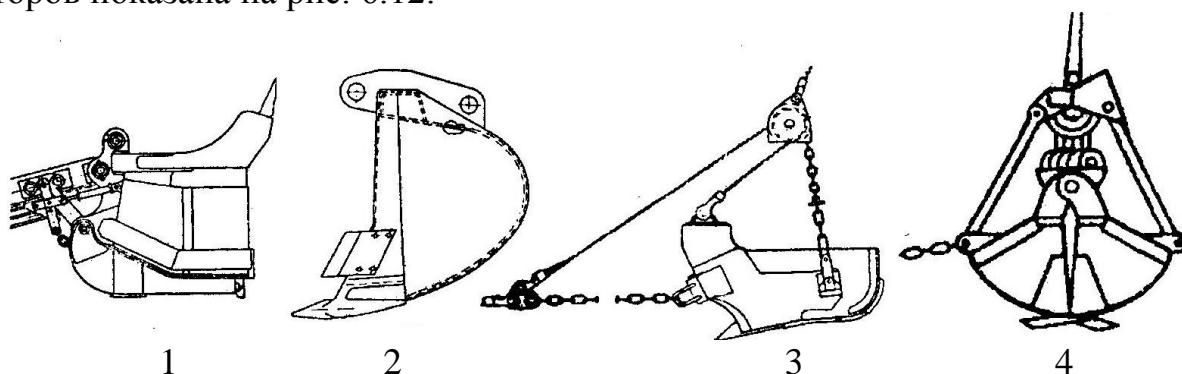


Рис. 6.12. Типичная конфигурация ковшей экскаваторов: 1 – ковш прямой лопаты; 2 – ковш обратной лопаты; 3 – ковш драглайна; 4 – грейферный ковш

Одноковшовые экскаваторы, в которых ковш отделяет слой грунта от массива с помощью рычажной системы с канатным или гидравлическим приводом, называют прямой или обратной лопатой. Экскаваторы, у которых ковшом управляют только с помощью канатов, называют драглайнами. Грейферные экскаваторы могут управлять своим ковшом как с помощью канатов, так и рычажной системой.

Экскаваторы с прямой лопатой обычно копают грунт выше уровня стоянки самой машины (рис. 6.13, а), а экскаваторы с обратной лопатой – копают грунт ниже уровня стоянки (рис. 6.13, б). Драглайны благодаря большой длине рабочих канатов используют для глубокого копания – до сотен метров (рис. 6.13, в) с открытым забоем. Грейферами можно копать глубокие колодезные забои.

Экскаваторы с ранее названным оборудованием являются машинами циклического действия. Каждый цикл содержит периоды: наполнения ковша (копания), перемещения ковша с грунтом в заданную точку, разгрузки ковша, возврата ковша в забой.

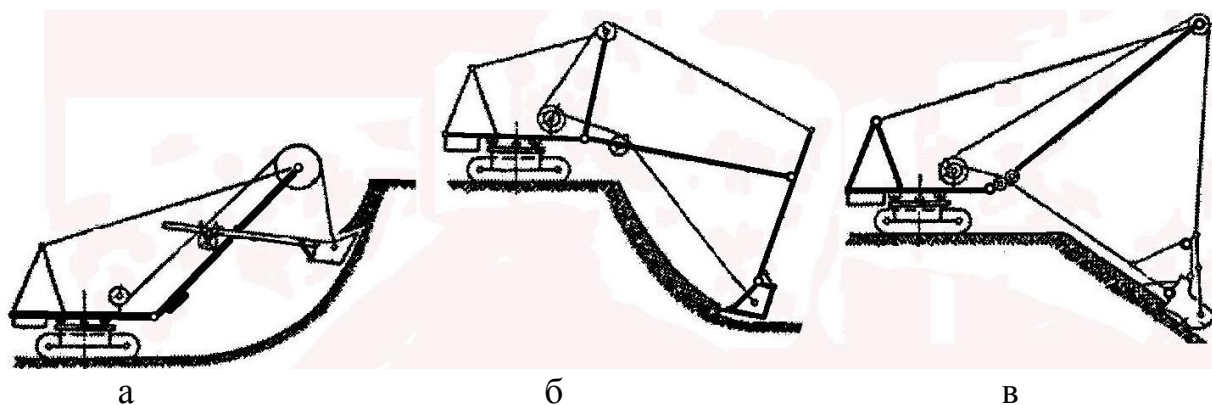


Рис. 6.13. Экскаваторы с оборудованием циклического действия: а - прямая лопата; б - обратная лопата; в - драглайн.

Наполнение ковша грунтом экскаватора с оборудованием прямой лопаты происходит под действием подъемного и напорного усилий. Максимальную величину подъемного усилия $P_{\text{макс}}$, которую должна создать грузоподъемная лебедка экскаватора, определяют из суммы моментов сил относительно оси напорного вала рукояти (точка О на рис. 6.13). Расчетное положение и геометрические размеры плеч принимают при горизонтальном положении рукояти, вертикальном положении подъемного каната, почти полностью заполненном ковшом и действующим усилием копания. Плечо напорного усилия, приложенное к вершине зубьев ковша, принимают по высоте зубьев над шарниром крепления к рукояти.

$$P_{\text{макс}} = (P_{\kappa} \cdot l_1 + P_{\text{н}} \cdot h + G_{\kappa+z} \cdot l_2 + G_p \cdot l_3) / l_4, \quad (6.5)$$

где $P_{\kappa} = b \cdot \delta \cdot k$ – усилие копания;

b – ширина стружки (ширина по крайним зубьям);

δ – толщина стружки;

k – удельное сопротивление копанию, Н/м^2 . Удельное сопротивление копанию зависит от категории грунта, которую Н.Г. Домбровский определяет следующими характеристиками (табл. 6.4)

Таблица 6.4

Характеристики грунтов

Категория грунта	Группа	Наименование грунта	Удельное сопротивление копанию k , Н/см^2
Мягкие	I	Песок, супесь, земля	4 – 13
	II	Суглинок рыхлый, гравий мелкий и средний	12 – 25
Средней крепости	III	Суглинок крепкий, глина средней твердости, уголь мягкий, гравий крепкий	20 – 35
	IV	Глина крепкая, суглинок с галькой, сланец	30 – 45
	V	Сланцы средней крепости, глины крепкие, мергель, гипс, мел, песчаник, бурый	42 – 65

		уголь	
Крепкие	VI	Известняк, мергель, фосфаты, сланец, уголь крепкий, песчаник средней крепости	55 – 120
	VII	Известняк, мергель, гипс крепкий, песчаник крепкий.	100 – 200

$P_H = \psi \cdot P_K$ – напорное усилие; $\psi \approx 0,2 \div 0,6$ – зависит от плотности грунта и состояния режущей кромки ковша;

$G_{кг}$ – сила тяжести ковша с грунтом;

G_p – сила тяжести рукояти (рис. 6.14).

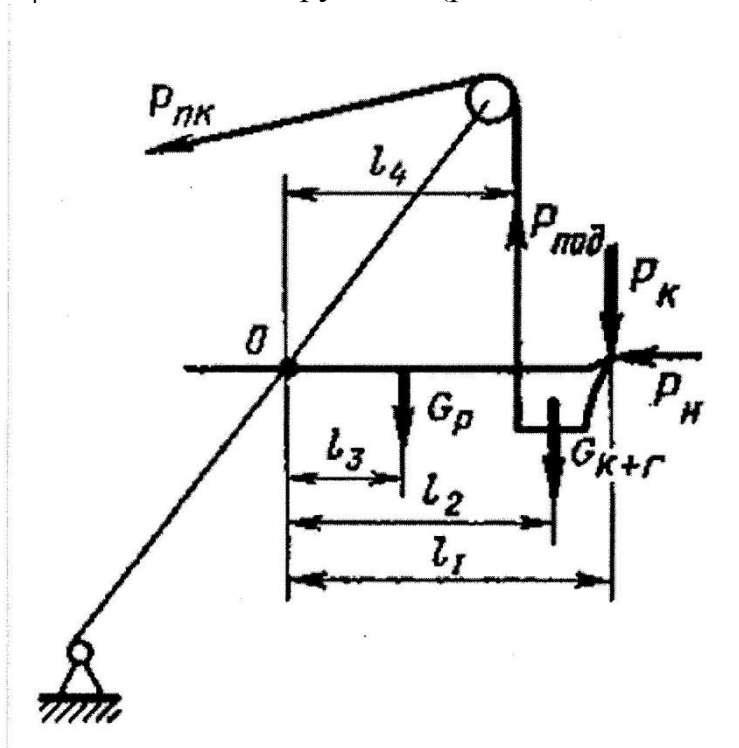


Рис. 6. 14. Расчетное положение оборудования прямой лопаты

По величине максимального подъемного усилия при копании назначают кратность полиспаста лебедки подъема ковша и выбирают диаметр подъемного каната с коэффициентом запаса $k_{зап} \approx 6$.

Скорость подъема ковша при независимом напоре рекомендуется назначать в зависимости от емкости ковша (табл. 6.5).

Таблица 6.5

Рекомендуемые скорости подъема ковша прямой лопаты

Емкость ковша q , м ³	0,25 - 0,65	0,6 - 1,0	1,0 - 1,6	2,0 - 3,0	> 4
Скорость подема V_k , м/с	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0

Мощность привода подъемной лебедки прямой лопаты вычисляют по формуле

$$N_{пл} = P_{макс} V_k / \eta_n \eta_{л} \quad (6.6)$$

где η_n , η_l – КПД полиспаста и КПД подъемной лебедки соответственно.

Современные экскаваторы с оборудованием прямой или обратной лопаты выполняют с гидравлическим приводом (рис. 6.15). Для обратной лопаты это наиболее рациональное решение. В строительной отрасли экскаваторы с оборудованием обратной лопаты широко используются при копании котлованов под промышленные и гражданские здания, для копания траншей под различные коммуникации: канализационные, водоснабжения, энергоснабжения.

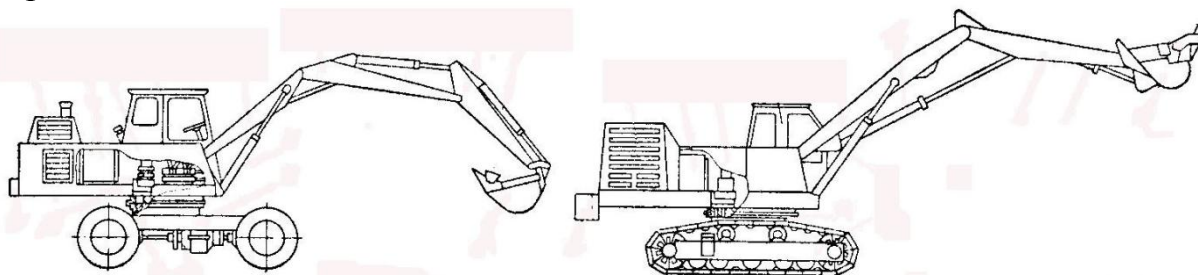


Рис. 6.15. Общий вид экскаваторов с гидроприводом обратной и прямой лопаты

На рис. 6.15. а показана максимальная траектория зуба ковша, которая обеспечивается при манипуляции стрелой, рукоятью и ковшом обратной лопаты. Зона перемещения ковша ниже уровня стояния экскаватора образуется при копании грунта. Зона перемещения ковша выше уровня стоянки обеспечивается при его разгрузке.

Копание грунта обратной лопатой можно выполнять как поворотом ковша относительно шарнира О (рис. 6.16. б), так и поворотом рукояти относительно шарнира В или поворотом стрелы относительно шарнира А.

Определение параметров гидроцилиндров управления элементами рабочего оборудования обратной лопаты рассмотрим на примере определения параметров гидроцилиндра управления ковшом (рис. 6.16, б).

Усилие в тяге T поворота ковша определяют из суммы моментов сил относительно точки О с учетом силы тяжести ковша с грунтом, силы копания на зубьях ковша P_{01} , реакции грунта P_{02} , силы трения передней стенки ковша о грунт. Плечи действующих сил определяют для принятых положений ковша при графическом отображении его характерных точек в удобном масштабе. Таких положений может быть несколько в зависимости от задачи копания грунта. В расчетном положении 1К уравнение моментов сил будет иметь вид

$$\Sigma M_o = G_{к+г} \cdot l_{л+г}^1 + P_{01} \cdot l_k + P_{02} \cdot f \cdot l_k - T \cdot l_m^1 = 0 \quad (6.7)$$

Определив для нескольких положений ковша усилие в тяге T , для дальнейших расчетов принимают его максимальное значение T_{\max} .

Необходимую площадь поршня $S_{цк} = P_{цк} / q_{зс}$ гидроцилиндра ковша при рабочем давлении в гидросистеме $q_{зс}$ определяют по усилию на штоке гидроцилиндра $P_{цк}$, найденного из уравнения моментов сил относительно точки С:

$$\sum M_c = P_{цк} \cdot l_{цк} - T_{макс} \cdot l_c = 0 \quad (6.8)$$

Усилие штока гидроцилиндра поворота ковша можно также определить графически из треугольника сил задействованных элементов при известном усилии тяги T для принятого положения ковша.

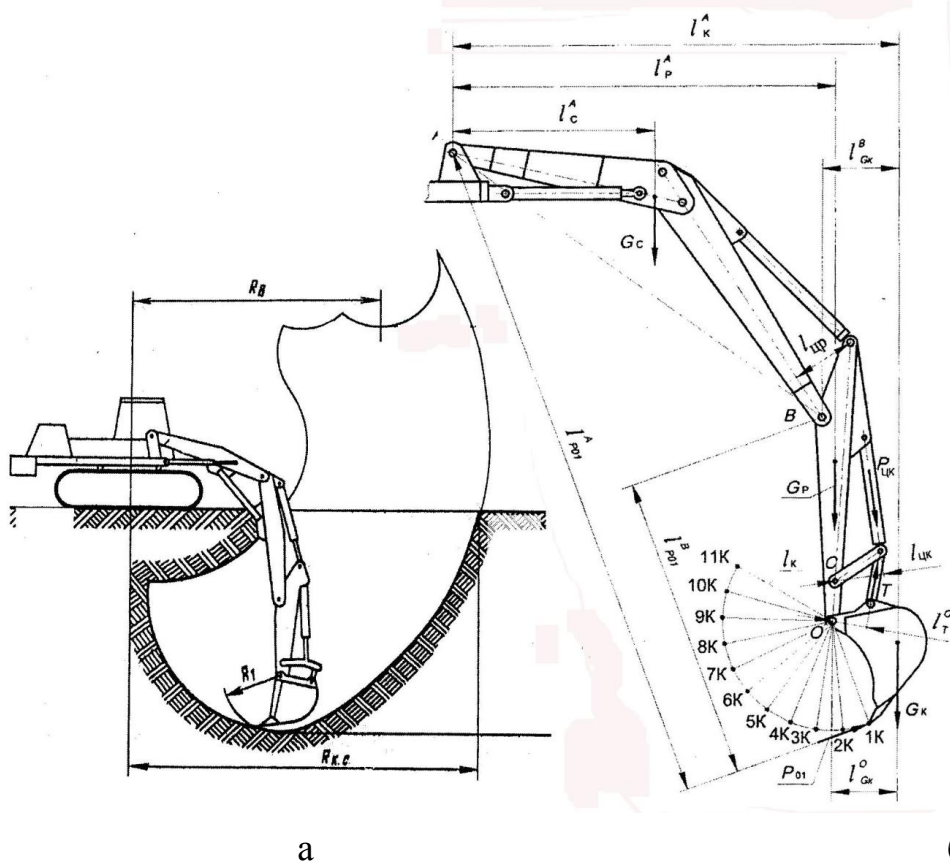


Рис. 6.16. Схема экскаватора с оборудованием обратной лопаты: а - максимальная траектория зуба ковша; б - расчетная схема обратной лопаты

Аналогичный подход, опираясь на ранее полученные результаты, используют для определения параметров гидроцилиндров управления рукоятью и стрелой путем составления моментов сил относительно точек В и А.

6.3. Роторные режущие органы

Другую группу экскаваторов составляют экскаваторы непрерывного действия. К ней относятся роторные, цепные и безковшовые (фрезерные) экскаваторы (рис. 6.17 - 6.19). Экскаваторы непрерывного действия используют на грунтах I - III категории на объектах с большим объемом мо-

нотонных землеройных работ, таких как вскрышные работы в карьерах, при добыче полезных ископаемых, копание траншей под магистральные коммуникации, устройство каналов и выемок определенного профиля без дополнительных доработок.

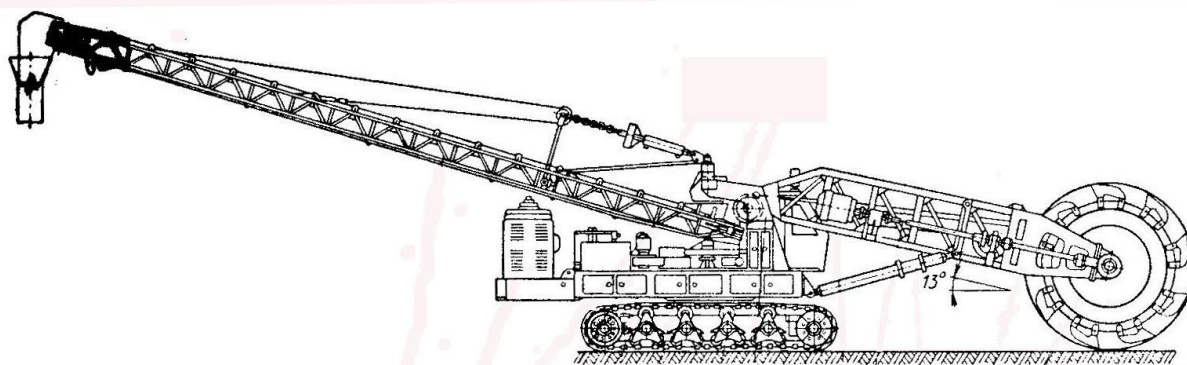


Рис. 6.17. Общий вид роторного экскаватора для вскрышных работ

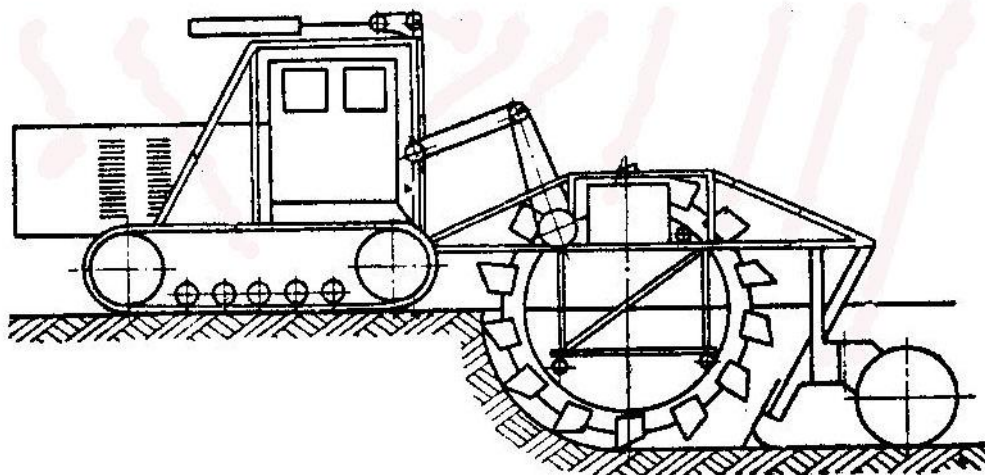


Рис 6.18. Общий вид роторного траншейного экскаватора

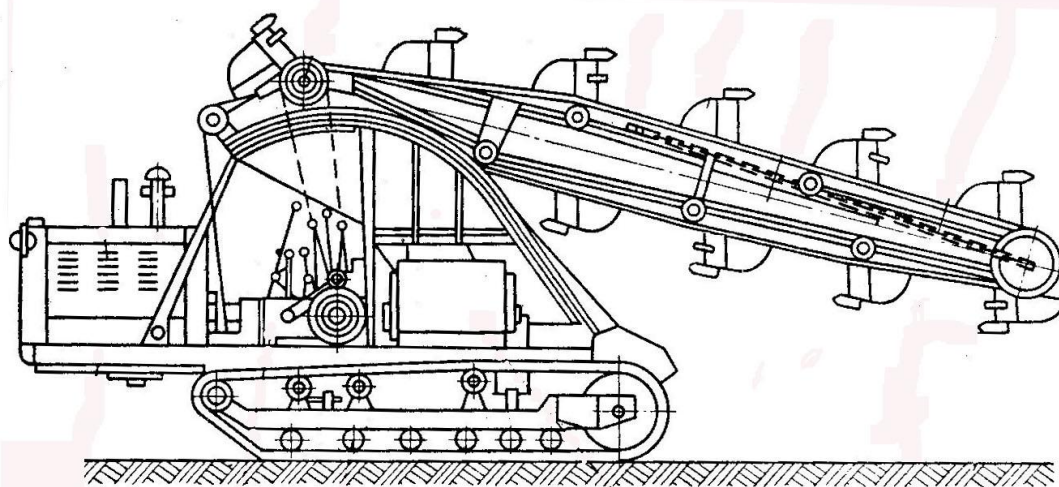


Рис. 6.19. Общий вид цепного траншейного экскаватора

По существу каждый ковш роторного или цепного экскаватора, перемещаясь по замкнутой траектории относительно специальной металлоконструкции, установленной на машине, имеет периоды копания (наполнения) ковша, его транспортировки, разгрузки, возврата в забой. Совокупная разгрузка ковшей ротора на транспортирующее устройство позволяет выдавать с отвального транспортера такого экскаватора непрерывный поток разрыхленного грунта.

Процесс экскавации роторным экскаватором осуществляется при совмещении двух движений – вращении ротора относительно собственной оси и повороте плоскости ротора стрелой относительно вертикальной оси вращения экскаватора. Подъем, опускание стрелы ротора, передвижение экскаватора относительно забоя обычно являются установочными движениями перед заходом для снятия очередной стружки (рис. 6.20).

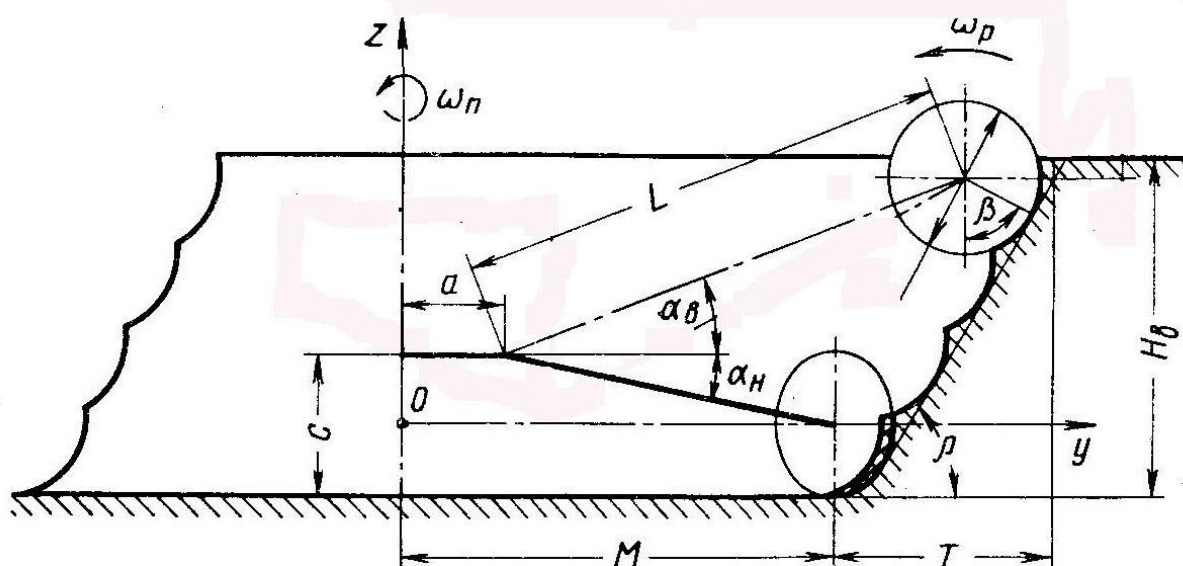


Рис. 6.20. Схема перемещения ротора в забое

Ориентируясь на требуемую эксплуатационную производительность экскаватора $\Pi_э$, определяют теоретическую производительность Π_0 экскаватора

$$\Pi_0 = \Pi_э / K_n K_p K_з K_y K_{ис}, \text{ м}^3/\text{час} \quad (6.9)$$

где $K_n = 0,95-1,4$ – коэффициент наполнения ковша в зависимости от типа грунта;

$K_p = 1,05-1,45$ – коэффициент разрыхления грунта в зависимости от типа грунта;

$K_з = 1 - t_{неп}/t_{раб}$ – коэффициент влияния забоя, связанный с временем передвижения экскаватора между циклами работы. Зависит от способа организации работ в забое.

$K_y = 0,88-0,98$ – коэффициент влияния управления (ручное или автоматическое при изменении режима работы);

$K_{uc} = 0,93-0,95$ – коэффициент использования сменного времени.

Конструктивные параметры рабочего органа роторного экскаватора во многом определяют его эксплуатационные показатели. Рабочий орган роторного экскаватора характеризуется диаметром ротора D_p , числом ковшей z и их емкостью q . Рациональное количество ковшей ротора с учетом группы прочности грунта обычно принимают $z = 6 \div 12$.

Выбор диаметра ротора является многофакторной задачей. Правильный выбор диаметра ротора позволяет решить ряда задач:

- обеспечить заданную теоретическую производительность;
- обеспечить эффективную разгрузки ковшей;
- разместить внутри ротора приемно-питающее устройство;
- обеспечить возможность разработки забоя с кратной высотой стружки;
- получить наименьшие габариты ротора и его массу.

Ориентировочный диаметр ротора по режущим кромкам ковшей для начального проектирования УкрНИИпроект рекомендует определять по эмпирической формуле

$$D_p \approx 0,17\sqrt{P_0}, \text{ м.} \quad (6.10)$$

Диаметр ротора по этой формуле не является окончательным. Он может корректироваться при установке разгрузочных элементов и питателя, выборе формы и геометрических параметров ковшей. Размещение приемного транспортера, узла перегрузки рунта, привода ротора должно обеспечивать разработку забоя по заданной технологической схеме, в процессе работы все указанные элементы не должны соприкоснуться с забоем или препятствовать повороту стрелы ротора. Это может потребовать корректировку ротора.

Окружную скорость ротора Н.Г. Домбровский [] рекомендует назначать в зависимости от крепости разрабатываемых грунтов, мощности машины, эффективной разгрузки ковшей (табл. 6.4).

Таблица 6.4

Рекомендуемые окружные скорости на режущих кромках ковшей

Категории грунтов	Категории мощности машин*				
	Омм	Мм	См	Бм	Обм
Окружная скорость ротора V_k , м/с					
Мягкие грунты	0,9–2,5	1,0–2,9	1,2–3,1	1,6–3,8	2,6–4,0
Средней крепости	0,84–2,9	1,25–3,2	1,15–3,7	1,5–4,6	2,2–4,5
Крепкие грунты	0,7–2,1	0,9–3,12	1,25–3,5	1,5–4,6	2,0–3,6

Примечание* Омм – очень малой мощности; Мм – малой мощности; См – средней мощности; Бм – большой мощности; Обм – очень большой мощности

Расчетную емкость ковша определяют исходя из требуемой теоретической производительности

$$q = \pi \Pi_0 / 1800 z \omega, \quad (6.11)$$

где $\omega = 2 V_k / D_p$ – угловая скорость ротора, 1/с.

Назначая линейную скорость режущей кромки ротора V_k в зависимости от прочности разрабатываемого грунта, необходимо учитывать условия гравитационной разгрузки ковшей. Пределом скорости для гравитационной разгрузки принято считать критическую скорость

$$\omega_k = \sqrt{\frac{g}{R_p}}, 1/с, \quad (6.12)$$

при которой сила тяжести грунта в ковше равна центробежной силе. В реальных условиях для надежной разгрузки ковшей угловая скорость ротора должна составлять не более 25% критической скорости для камерных роторов и не более 40% для бескамерных. Для бескамерных роторов должна быть обеспечена величина сектора разгрузки $\varphi_{ср}$ и углового положения кромки запорного сектора $\varphi_{зс}$ (рис. 6.21).

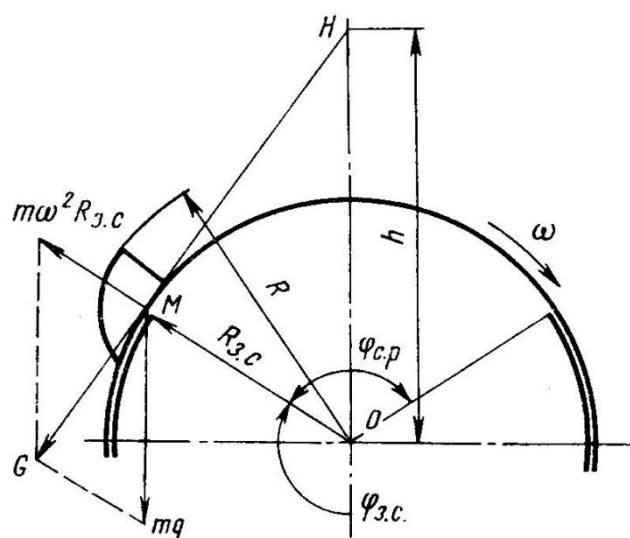


Рис.6.21. Расчетная схема к определению углов разгрузки и углов запорного сектора ротора экскаватора

Увеличение сектора разгрузки $\varphi_{ср}$ за счет уменьшения угла запорного сектора способствует повышению производительности ротора и уменьшению энергоемкости процесса подъема грунта кльшами. Средние значения угла сектора разгрузки составляют $\varphi_{ср} = 60 - 120^\circ$, а угол запорного сектора составляет $\varphi_{зс} = 150 - 120^\circ$.

При равномерной расстановке ковшей на роторе и равенстве длины ковша и межковшевого расстояния определяют для принятого количества z ковшей их шаг T_k

$$T_k = \pi D_{op} / 2z. \quad (6.13)$$

Ориентируясь на кубообразную форму ковша назначают ширину режущей кромки ковша равную ширине ротора $b_k = B_p$. Ширина ротора должна обеспечивать размещение привода ротора и приемно-питающего устройства. Высоту режущей кромки ковшей определяют как

$$h_k = q / b_k T_k. \quad (6.14)$$

При таком подходе возможны вариации высоты, длины, формы режущей кромки ковша с целью снижения энергоемкости копания и улучшения разгрузки ковшей (рис. 6.13). Диаметр ротора по режущим кромкам ковшей будет

$$D_p = D_{op} + 2h_k. \quad (6.15)$$

Возможность применения роторного экскаватора с такими параметрами ротора проверяют на рациональную высоту разрабатываемого карьера или забоя

$$H_k \approx 4 D_p.$$

Частота вращения ротора для обеспечения заданной производительности при этом должна быть

$$n_p = P_o / 60q \text{ об/мин.} \quad (6.16)$$

Режущая часть ковшей ротора характеризуется линейными и угловыми параметрами (рис. 6.22), определяющими ширину b и высоту h ковша, угол резания, задний угол и угол заострения.

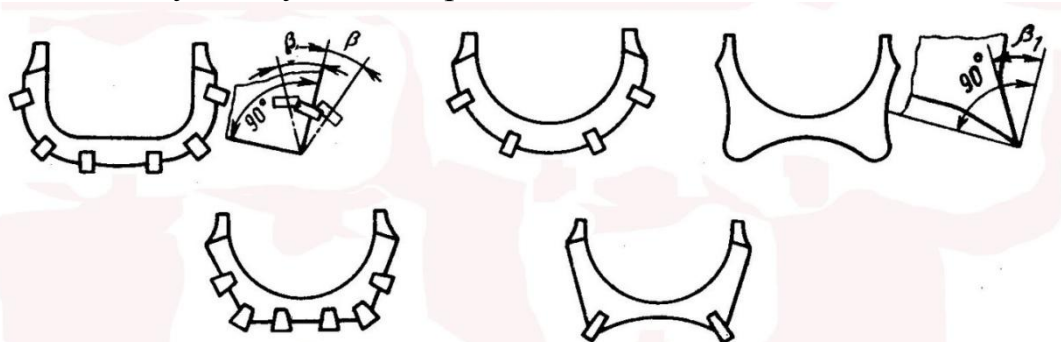


Рис. 6.22. Характерные виды режущих периметров ковшей роторных экскаваторов

Параметры срезаемой ковшем стружки характеризуются высотой стружки h_c , шириной стружки b_c , толщиной стружки s_c (рис. 6.23). Оптимальной высотой стружки считают высоту, кратную высоте забоя $h_c = D_p / 2$.

Максимальную толщину срезаемой стружки $s_{\text{макс}}$ на высоте оси ротора можно вычислить по формуле в зависимости от категории и группы грунта (табл. 6.2)

$$s_{\text{макс}} = (1,22 \div 1,58) \sqrt{\frac{qK_h}{D_p K_h K_p}}, \quad (6.17)$$

где K_h - коэффициент наполнения ковша выходящего из забоя;

$K_h = (0,5 \div 0,7)D_p$ - коэффициент высоты стружки;

K_p - коэффициент разрыхления.

При взаимодействии ковшей ротора с грунтом действуют сопротивления резанию грунта P_p , заполнению ковша $P_{\text{зап}}$, трения ковша о грунт $P_{\text{тр}}$, подъему грунт P_n в положение разгрузки, трения грунта о запорный сектор $P_{\text{тс}}$. Сумму сопротивлений при копании любого взаимодействующего с грунтом ковша

$$P_{0li} = P_p + P_{\text{зан}} = \kappa_i S_i \quad (6.18)$$

составляет сопротивление копанию, которое пропорционально площади поперечного сечения срезаемой стружки S_i (согласно теории копания Домбровского Н.Г). Текущее значение удельного сопротивления копанию можно принять с учетом площади сечения срезаемой стружки по табл. 32 [8]. Общее сопротивление копанию копающих ковшей ротора составляет

$$P_k = \sum P_{0li}. \quad (6.19)$$

Для определения числа ковшей в текущий момент осуществляющих отделение грунта от массива устанавливаем дугу копания φ_k

$$\varphi_k = \pi/2 + \alpha_l \approx 109^\circ, \quad (6.20)$$

где $\alpha_l = 19^\circ$ – угол с горизонталью, проходящей через ось ротора, и радиусом, проведенным через режущую кромку верхнего работающего ковша при принятой высоте стружки $h_c = 0,66 D_p$ (рис. 6.23).

При угловом шаге ковшей ротора $\beta_k = 360/z$ число одновременно копающих ковшей

$$z_{\text{кк}} = (\varphi_k / \beta_k) + 1. \quad (6.21)$$

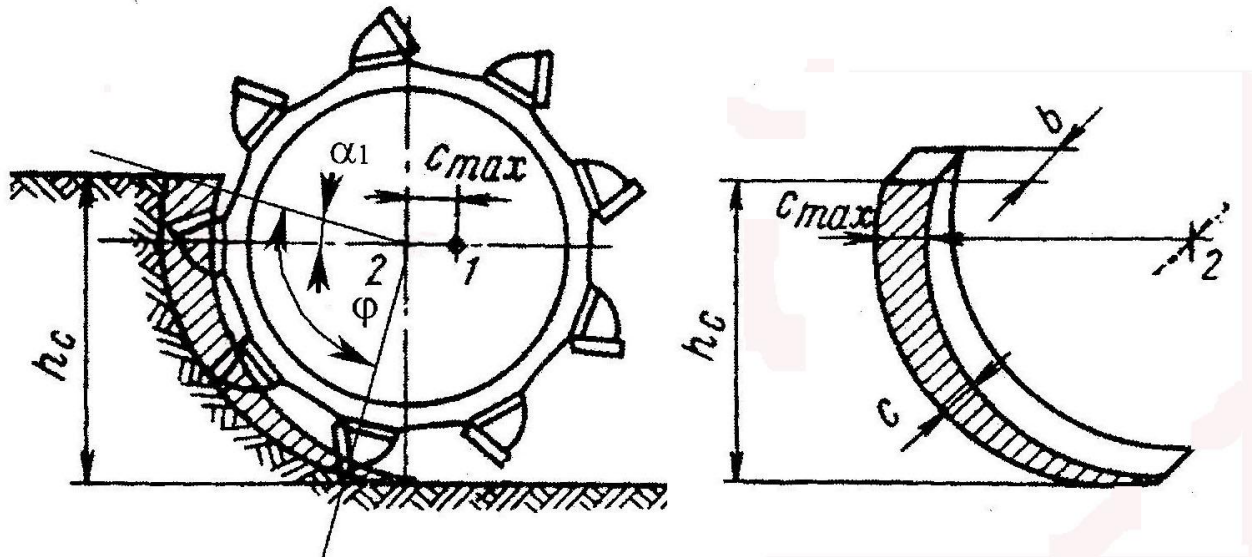


Рис. 6.23. Расчетная схема к определению дуги копания и параметров отделяемой стружки

Площадь сечения стружек, срезаемая соответственно первым, вторым и третьим ковшами, будет

$$S_1 = \frac{qK_n}{h_{ст}K_p} \cos 19^\circ, \quad (6.22)$$

$$S_2 = \frac{qK_n}{h_{ст}K_p} \cos (\beta_k - 19^\circ),$$

$$S_3 = \frac{qK_n}{h_{ст}K_p} \cos (2\beta_k - 19^\circ),$$

где $h_{ст}$ – текущая высота срезаемой стружки, пропорциональная величине возвышения h_i режущей кромки соответствующего ковша над подошвой забоя.

Сопротивление подъему грунта в ковше соответствует текущей силе тяжести грунта в каждом ковше. Величина этой силы пропорциональна

$$g_i = q \gamma K_n h_i / h_c, \quad (6.23)$$

где γ – объемный вес разрыхленного грунта в ковше.

Момент, создаваемый весом грунта в ковше относительно оси ротора, приближенно

$$M_{гкi} = g_i r_i, \quad (6.24)$$

где r_i – плечо действия веса грунта в i -м ковше относительно оси ротора.

Центр тяжести грунта в ковше наиболее просто определяют графически.

Полный момент сопротивления вращению ротора

$$M_p = (P_k + \mu \sum P_{02}) \frac{D_p}{2} + \frac{D_p + c}{2} \sum P_{\delta} + \sum M_{гк} + F_{тр} \frac{D_o}{2}, \quad (6.25)$$

где $P_{\delta} = (v_{\delta}/v_p)P_{01}$ – боковая сила копания на режущей кромке ковшей ротора;

D_o – диаметр обечайки ротора;

$\mu \approx 0,25$ – коэффициент трения ковша о грунт;

$F_{тр}$ – сила трения при движении грунта в ковшах по обечайке ротора.

Суммарное окружное усилие ротора

$$P_p = 2M_p / D_p. \quad (6.26)$$

Мощность привода ротора

$$N = (P_p v_p) / \eta_{np}. \quad (6.27)$$

6.4. Рабочие органы роторных траншеекопателей

Многоковшовые траншеекопатели являются неповоротными машинами с нижним продольным копанием. Они движутся вдоль намеченной траектории траншеи. Рабочее оборудование может быть роторным или цепным смонтированным на специальной раме и располагается сзади или сбоку машины. Во всех конструкциях грунт из ковшей разгружается за счет свободного падения на короткий отвальный транспортер, передвигающийся вправо или влево для обеспечения отвала вдоль траншеи. Глубина копания может составлять от 1 до 6 м. Траншеекопатели работают в грунтах с удельным сопротивлением копания до 2,0 МПа.

Эффетивная работа траншеекопателя заключается в согласовании скоростей резания (копания) V_p и скорости перемещения машины вдоль траншеи V_x . При любой глубине траншеи H_T должно обеспечиваться наполнение ковшей емкостью q_k .

Диаметр ротор $D_p \approx 1,8 H_m$ траншеекопателя устанавливают в зависимости от глубины траншеи. На диаметр ротора влияет способ его крепления к опорной раме и конструкция привода ротора. При ширине траншеи B_m ширину обечайки ротора принимают $B_o \approx B_m - 0,1$ м. Ширину ковшей принимают $B_k \approx 0,9 B_m$. Высоту ковшей принимают $H_k \approx 0,5 B_m$. Длину ковша устанавливают в зависимости от их количества на роторе. Количество ковшей на роторе обычно $z_k = 12 \div 18$. Длина ковша L_k при этом составит

$$L_k = \pi D_p / 2z. \quad (6.28)$$

Геометрические размеры ковшей определяют их объем q_k и окончательно уствнавливают в зависимости от объема срезаемой стружки.

Этот объем можно вычислить по формуле

$$q_k = q_c = c_1 B_k R_p \sin^2(\varphi_0/2), \quad (6.29)$$

где c_1 – максимальная толщина стружки на выходе ковша из забоя;

R_p – радиус ротора по зубьям ковша;

φ_0 – угол поворота ротора при взаимодействии ковша с грунтом.

Техническую производительность роторного траншеекопателя вычисляют по формуле

$$P_m = (60 \cdot q_k \cdot z_k \cdot n_p \cdot \kappa_n) / \kappa_p, \text{ м}^3/\text{час} \quad (6.30)$$

где n_p – частота вращения ротора (об/мин);

κ_n – коэффициент наполнения ковшей (табл. 6.3);

κ_p – коэффициент разрыхления (табл. 6.3).

Таблица 6.3

Коэффициенты наполнения и разрыхления роторных ковшей

Категория грунта	κ_n	κ_p
I – песчаные грунты	0,9 ÷ 1,2	1,08 ÷ 1,17
I – растительный грунт	0,8 ÷ 1,1	1,2 ÷ 1,3
II – суглинки	0,8 ÷ 1,0	1,14 ÷ 1,28
III – глинистые грунты	0,75 ÷ 0,95	1,24 ÷ 1,3
IV – тяжелые глины	0,7 ÷ 0,9	1,26 ÷ 1,32
IV – мергель	0,7 ÷ 0,9	1,33 ÷ 1,37

Скорость рабочего хода траншеекопателя устанавливают в зависимости от сечения разрабатываемой траншеи

$$v_э = P_T / B_m H_m, \text{ м}/\text{час} \quad (6.31)$$

Частота вращения ротора определяет скорость резания грунта. Выбор скорости резания определяет способ разгрузки ковшей. При гравитационной разгрузке ковшей критическую частоту $n_{кр}$ вращения ротора можно вычислить по формуле

$$n_{кр} = 30 / \sqrt{R_p \sin \beta}, \quad (6.32)$$

где β – угол, при котором начинается разгрузка ковшей (рис. 6.24).

Обычно, рабочую частоту вращения ротора принимают

$$n_p \approx 0,55n_{кр}, \quad (6.33)$$

а окружная скорость ротора (скорость резания) не превышает 2,5 м/с.

Дальность полета частиц грунта X в горизонтальном направлении определяется выражением

$$X = V_p \cos \alpha t, \quad (6.34)$$

где V_p – окружная скорость режущей кромки ковша;
 β – угол начала разгрузки (рис. 6.24).

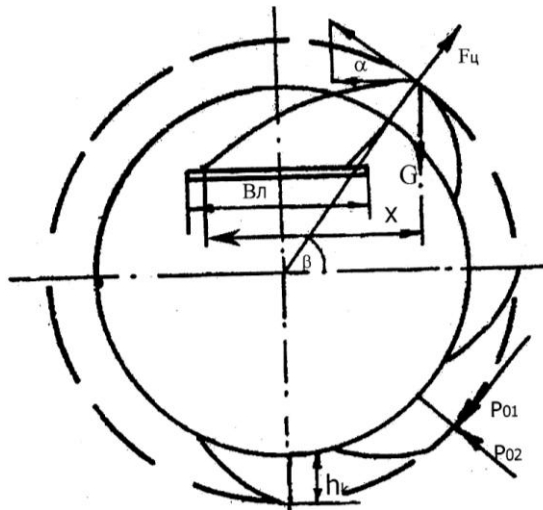


Рис. 6.24. Схема действия сил на ротор и ковш при его разгрузке

Эта величина является основанием для выбора ширины ленты отвального транспортера

Каждый ковш при копании участвует в двух движениях - во вращательном вокруг оси ротора и в поступательном перемещении вдоль траншеи.

Траектория режущей кромки ковша образует эпициклоиду. Площадь сечения стружки в нормальном сечении к траектории движения ковша, (рис. 6.25), определяют по выражению

$$S_i = b \cdot c_1 \cdot \cos \varphi_1, \quad (6.35)$$

где φ_1 – угол, определяющий текущее положение режущей кромки ковша относительно горизонтали, проведенной через ось ротора.

b – ширина стружки;

c_1 – максимальная толщина стружки (рис. 6.25).

Максимальную толщину срезаемой стружки c_1 можно определить из условия перемещения режущей кромки ковша при поступательной скорости экскаватора v_3 за время поворота ковша на угол φ_0 .

$$c_1 = v_3 / 3600 t, \quad (6.36)$$

где $t = \varphi_0 / \omega = \varphi_0 / 6 n_p$, с.

Здесь φ_0 – угол взаимодействия ковша с грунтом, град;

n_p – частота вращения ротора, об/мин.

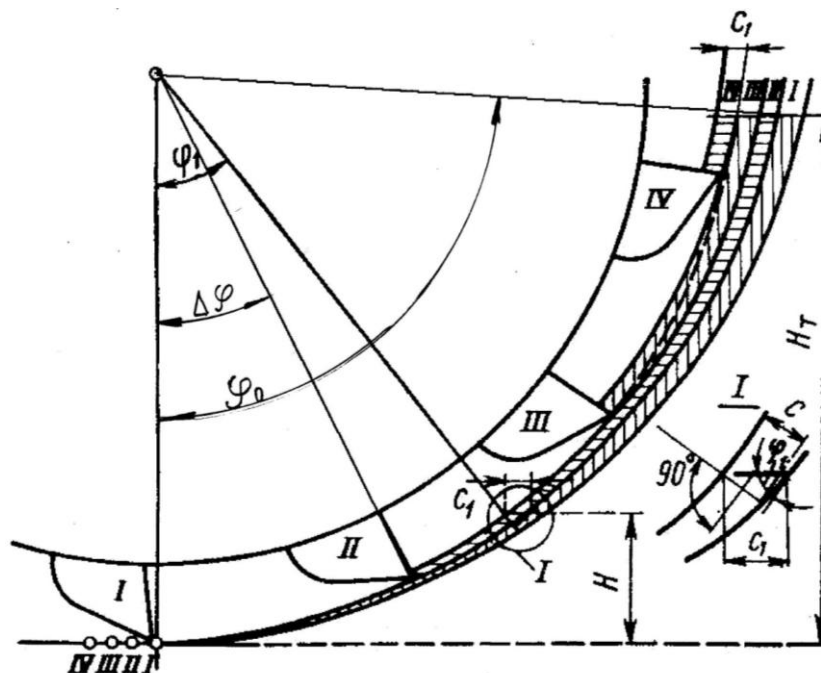


Рис. 6.25. Схема к расчету усилия копания роторного траншеекопателя

На режущую кромку ковша ротора действуют касательная сила резания P_{01} и ее нормальная составляющая P_{02} . Текущее усилие копания P_k каждого ковша зависит от площади срезаемой им стружки:

$$P_k = s_i k_1 = B_k \cdot \delta \cdot \sin \varphi_1 \cdot k_1, \quad (6.37)$$

где $\delta = \frac{v_3}{60 z_k n_p}$ – подача экскаватора на один ковш;

φ_1 – угол, определяющий положение ковша относительно горизонтали;

k_1 – удельное сопротивление резанию.

Суммарное касательное усилие режущих ковшей составит

$$\sum P_{01} = B_k \cdot \delta \cdot k_1 [\sin \varphi_0 + \sin(\varphi_0 - \Delta \varphi) + \sin(\varphi_0 - 2\Delta \varphi) + \dots + \sin(\varphi_0 - z_{kk} \Delta \varphi)], \quad (6.38)$$

где φ_0 – полный угол поворота ковша при копании в забое;
 $\Delta\varphi$ – угол поворота i -того ковша забое;
 $Z_{\text{кк}}$ – число копающих ковшей.

Нормальную составляющую, действующую на ковши при копании в зависимости от грунта можно ориентировочно принять $P_{02} = (0,2 \div 0,5)P_{01}$ в зависимости от категории грунта.

Полный момент сопротивления вращению ротора при копании учитывает моменты нормальной и касательной сил резания грунта, моменты на подъем грунта копающими ковшами, определяемые углом φ_i , и моменты выше оси ротора, определяемые углом β_i . Полный момент сопротивления вращению ротора вычисляют по формуле:

$$M_p = 0,5(\sum P_{01} + \mu \sum P_{02})D_p + \sum (q_k \cdot \gamma \cdot \cos \varphi_i) r_k \sin \varphi_i + \sum q_k \gamma \frac{K_H}{K_P} r_k \cdot \cos \beta_i, \quad (6.39)$$

где γ – сила тяжести грунта в плотном теле, н/м³;
 q_k – объем ковша, дм³;
 r_k – радиус центра тяжести ковша на роторе, м;

Мощность привода ротора вычисляют по формуле

$$N_p = 1,025 M_p \omega_p / \eta_{\text{тп}}, \quad (6.40)$$

где $\omega_p = \pi n_p / 30$ – угловая скорость вращения ротора;
 $\eta_{\text{тп}}$ – КПД трансмиссии привода ротора.

Глава 7. Рабочие органы для уплотнения грунтов

7.1. Основы теории уплотнения грунтов

Насыпные грунтовые основания, используемые для возведения различных строительных и транспортных сооружений, должны обладать достаточной прочностью, устойчивостью, долговечностью. Достигается это путем уплотнения насыпных грунтов специальными машинами. При этом снижается водопроницаемость и набухание грунта.

Грунт представляет собой сложное тело, в состав которого входят твердые частицы, вода и воздух. Твердые частицы составляют скелет грунта. Жидкая и газообразная фазы подвижны в порах грунта. Физико-механическое воздействие на грунт может резко изменить их соотношение и повлиять на прочность и влажность грунта. Соотношение по массе и объему трех компонентов выражается уравнением:

$$\frac{\rho}{\gamma} + \frac{w \cdot \rho}{100} + \frac{V}{100} = 1, \quad (7.1)$$

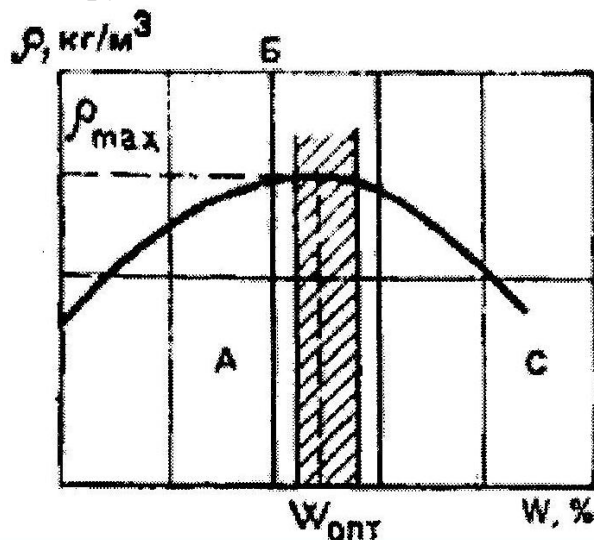
- где ρ – плотность грунта, $г/см^3$;
 W – массовая доля влаги грунта, %;
 V – объем воздуха, %;
 γ – плотность скелета (твердой фазы) грунта, $г/см^3$;
 1 – единица объема грунта (1 см^3).

Процесс уплотнения насыпного грунта сопровождается разрушением существующей структуры уплотняемого материала и созданием более устойчивой к механическим и атмосферным воздействиям. Это достигается за счет более плотной укладки измельченных частиц грунта путем вытеснения жидкой и газообразной фаз материала. При уплотнении происходит уменьшение объема грунта и формирование более плотной и прочной структуры.

Плотность грунта, характеризующая степень уплотнения, определяют по формуле

$$\rho = \frac{(1 - \frac{V}{100})}{\frac{1}{\gamma} + \frac{W}{100}}, \quad (7.2)$$

Из этого следует, что степень плотности грунта ρ при плотности твердой фазы грунта γ будет тем выше, чем меньше влажность и объем воздуха в нем. Объем заземленного воздуха должен составлять 4...6 %, что соответствует полному заполнению пор влагой. При таком объеме воздуха и влажности грунт характеризуется минимальной водопроницаемостью, набуханием, морозным пучением, а также максимальным модулем упругости и сопротивлением сдвигу. На рис. 7.1 показана зависимость плотности сухого грунта от его влажности.



Ри. 7.1. Зависимость между влажностью и плотностью сухого грунта

На рис. 7.2 представлены зависимости модуля упругости грунта E_0 , коэффициента сцепления C , коэффициента трения φ от влажности грунта. Экстремумы коэффициентов соответствуют оптимальной влажности грунта. Оптимальная влажность некоторых грунтов приведена в табл. 7.1.

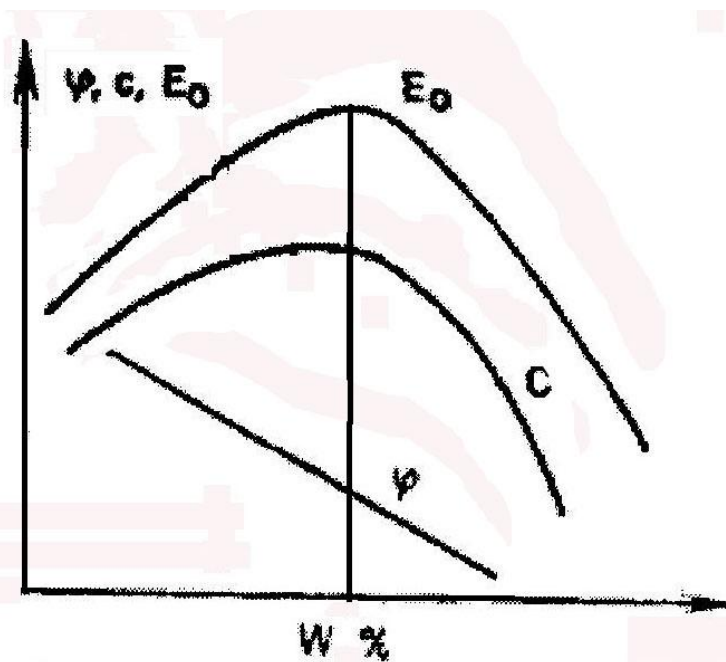


Рис. 7.2. Влияние влажности на прочностные характеристики грунтов: φ – трение, C – сцепление, E_0 – модуль упругости

Таблица 7.1.

Оптимальные значения влажности и максимальной плотности грунтов

Грунты	Оптимальная влажность	Максимальная плотность, $г/см^3$
Песчаные	8 – 12	2,05 – 1,90
Супесчаные	10 – 15	1,07 – 1,78
Пылеватые, супесчаные	16 – 20	1,78 – 1,65
Глинистые	18 – 21	1,72 – 1,63
Суглинистые	14 – 19	1,86 – 1,70
Тяжелые глинистые	18 – 22	1,75 – 1,63
Чернозем суглинистый	20 – 25	1,63 – 1,50

Уплотнение грунтов осуществляется давлением рабочего органа машины в виде валка или плиты на материал. Однократное воздействие на материал приводит к остаточным пластическим деформациям с некоторой долей упругих деформаций. Достижение определенной плотности грунта можно осуществить путем многократного воздействия на грунт или увеличением силы давления на грунт. При больших затратах энергии на уплотнение снижается объем заземленного воздуха и воды, что ведет к повышению плотности грунта

На рис. 7.3. показано влияние уплотняющей энергии и влажности на плотность сухого грунта. При многократном воздействии грунт приходит в стабилизированное состояние, отличающееся постоянством упругой деформации и плотности. При дальнейшем увеличении силы давления на грунт при многократном воздействии возможно увеличение плотности грунта с большим и стабильным модулем упругости. Пределом увеличения силы давления на грунт при уплотнении служит превышение предела прочности грунта. В этом случае возникают деформации сдвига и разрывы уплотненного грунта.

Многократное циклическое воздействие на уплотняемый грунт более эффективно, чем однократное с большим давлением при равенстве времени воздействия на грунт в том и другом случае. При периодическом воздействии в перерывах частично восстанавливается обратимая деформация, которая позволяет частицам грунта переориентироваться. При этом уменьшается их заклинивание и облегчается повторная деформация, что позволяет снизить затраты энергии на уплотнение.

Уплотнение грунтов можно осуществлять несколькими способами:

- статическими нагрузками;
- вибрационным воздействием;
- комбинацией статической нагрузки с вибрацией;
- ударным воздействием (трамбовкой).

Машинами статического действия являются катки в различных вариантах исполнения: прицепные, полуприцепные, самоходные. Рабочим органом таких катков являются тяжелые металлические вальцы. Рабочая поверхность вальцев может быть гладкой, решетчатой, кулачковой. Для уплотнения грунтов используют также колеса с пневматическими шинами. Уплотнение грунтов катками относится к наиболее экономически оправданным способам уплотнения.

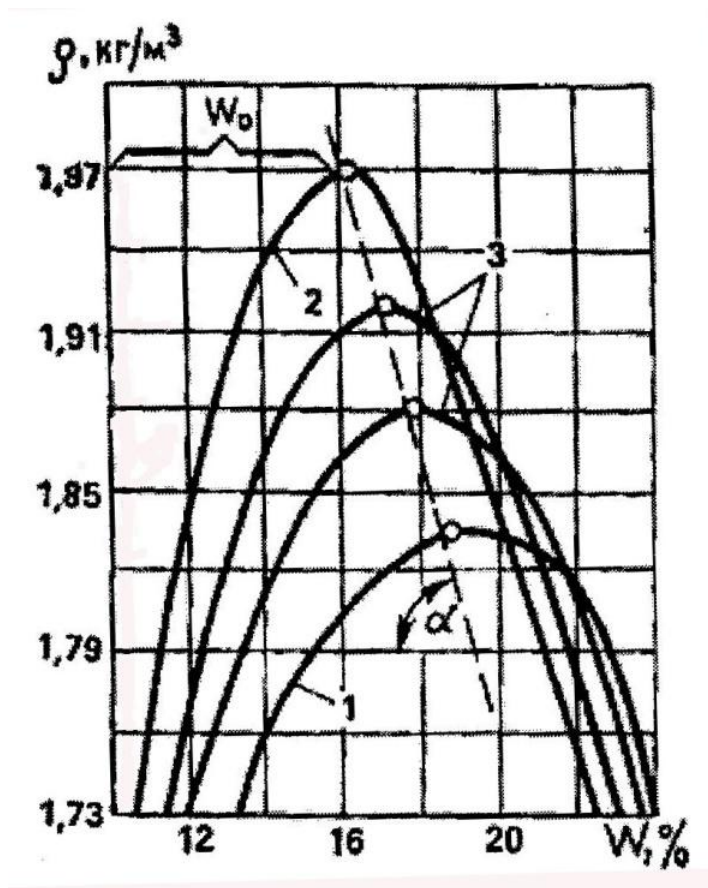


Рис. 7.3. Влияние уплотняющей энергии и влажности на плотность сухого грунта.
 1 – метод стандартного уплотнения (СССР); 2 – усиленное уплотнение (США);
 3 – линии с грунтовыми порами, заполненными капиллярной водой;
 α – угол, характеризующий изменение оптимальной влажности грунта при увеличении
 уплотняющей энергии

7.2. Катки с гладкими вальцами

Статическое воздействие катками характеризуется небольшой скоростью увеличения напряженного состояния грунта под действием постоянной или плавно возрастающей нагрузки.

Рабочий процесс уплотнения тяжелыми гладкими вальцами состоит из многократного перекачивания вальцов по уплотняемому грунту. На рис. 7.4 показаны схемы распределения контактных давлений под неподвижным и движущимся вальцем. Величину максимального контактного давления гладкого вальца можно вычислить по формуле:

$$\sigma_{\text{макс}} = \sqrt{\frac{pE}{R}}, \quad (7.3)$$

где p – линейное давление, кН/м;

E – модуль деформации грунта, МПа;

R – радиус вальца, м.

Наиболее эффективно грунт уплотняется при $\sigma_{\text{макс}} \approx 0,85 \sigma_2$, где σ_2 – предел прочности грунта.

Поле напряжений при давлении вальца на грунт убывает по глубине и соответственно убывает деформация грунта. В поле напряжений выделяют зону, в пределах которой уплотнение грунта распределяется более или менее равномерно. Эту зону называют активной. В пределах активной зоны реализуется необратимая деформация грунта. Глубина активной зоны характеризует уплотняющую способность катков в составе машины.

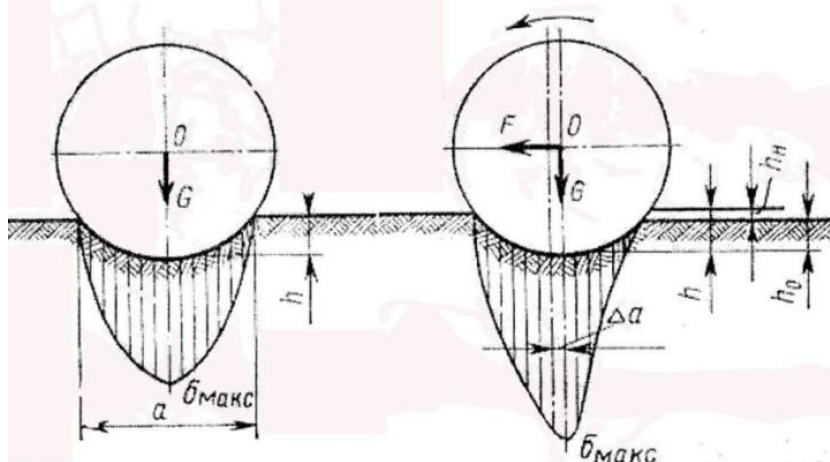


Рис. 7.4. Распределение давлений под неподвижным и движущимся гладким вальцем

На рис. 7.5 показана активная зона некоторых видов катков. Величину активной зоны H_a для гладких цилиндрических вальцев можно вычислить (по данным Н.Я. Хархуты) по формуле

$$H_a = 0,3 \cdot \frac{W}{W_0} \cdot \sqrt{pR}, \quad (7.4)$$

где W – фактическая влажность грунта, %;
 W_0 – оптимальная влажность грунта, %.

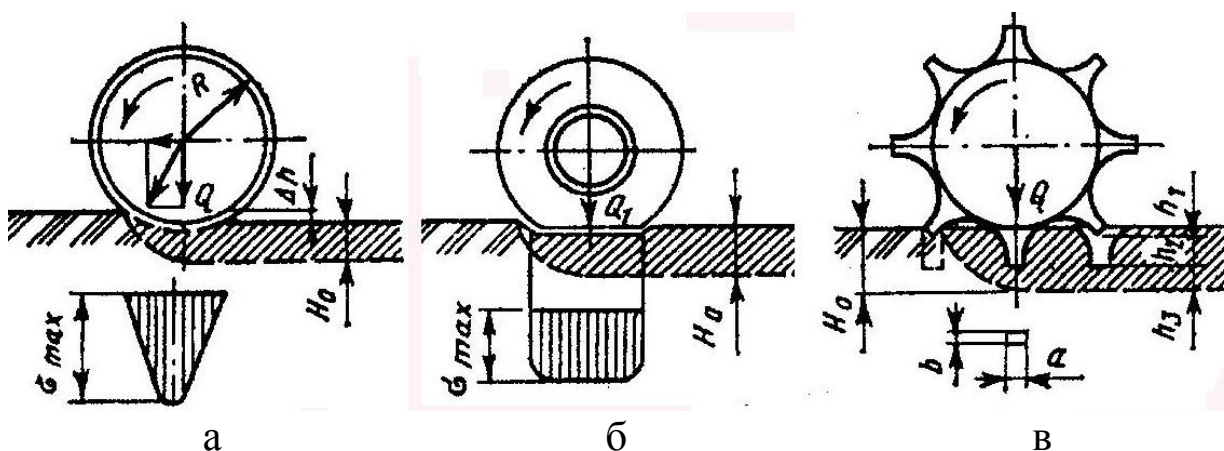


Рис. 7.5. Характер активной зоны некоторых видов катков: а – гладких вальцев; б – пневматических катков; в – кулачковых катков

Увеличение активной зоны за счет увеличения линейного давления ограничивается пределом прочности грунта (табл. 7. 2). Увеличение радиуса вальца более одного метра ограничено конструктивными и эксплуатационными условиями катка.

Конструктивные схемы катков статического действия с гладкими вальцами показаны на рис. 7.6. Определяющим параметром таких катков является масса катка и удельное давление на погонный метр длины образующей вальца. Легкими катками считаются катки массой не более 5т.

Таблица 7.2

Пределы прочности грунтов при укатке (кН/м²)

Грунты	Гладкие вальцы	Пневмошины
Малосвязные (песчаные, супесчаные)	300–600	300–400
Грунты средней связности (суглинки)	600–1000	400–600
Грунты высокой связности (тяжелые суглинки)	1000–1500	600–800

Катки массой до 10 т считаются средними, массой до 15 т – считаются тяжелыми. При массе более 15 катки характеризуются как сверхтяжелые.

Катки могут быть одновальцевыми (рис. 7.6, а), двухвальцевыми двухосными (рис. 7.6, б), трехвальцевыми двухосными, трехвальцевыми трехосными (рис. 7.6, в).

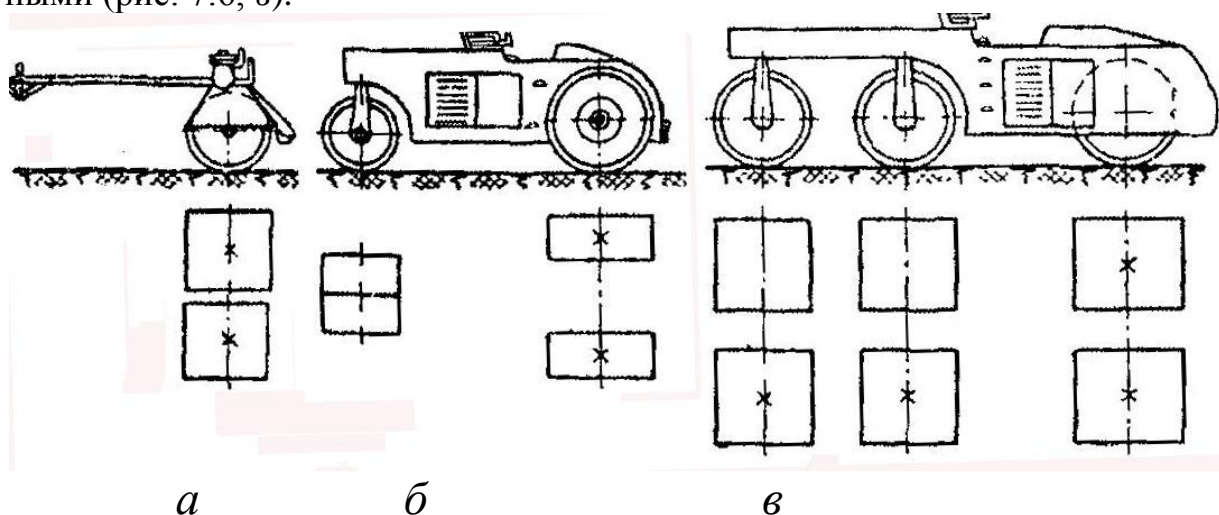


Рис. 7.6. Схемы катков статического действия

При выполнении технологического процесса уплотнения грунта катки передвигаются со скоростью 0,5 – 8 км/час. При этом возникает сила сопротивления передвижению катка. Величина этой силы обусловлена следующими факторами: сопротивлением качению катка по уплотняемому

материалу W_k , сопротивлением сил инерции $W_{ин}$, сопротивлением сил препятствующих повороту $W_{нов}$, сопротивлением составляющей силы тяжести катка при движении его на подъем с расчетным уклоном $\alpha = 15^\circ$ W_y .

$$W_k = f G \cos \alpha, \quad (7.5)$$

где f – коэффициент сопротивления качению катка;

G – сила тяжести катка.

$$W_y = G \sin \alpha$$

$$W_{ин} = W_a + W_\varepsilon = \frac{G}{g} a + z \frac{J}{r} \varepsilon, \quad (7.6)$$

где W_a – сила инерции поступательно движущейся массы катка;

W_a – сила инерции вращательного движения ведомых катков;

$a = v/t$ – ускорение поступательного движения катка в м/с^2 ;

z – число ведомых валцов;

J – момент инерции ведомых валцов $\text{кгм}\cdot\text{сек}^2$;

r – радиус ведомого валца м;

ε – угловое ускорение ведомого валца $1/\text{сек}^2$;

t – время разгона до номинальной скорости на данной передаче от 2 до 5 сек.

$W_{нов} = 0,3 G_I$ при движении по рыхлому щебню;

$W_{нов} = 0,2 G_I$ при движении по уплотненной щебню;

G_I – сила тяжести, действующая на направляющий валец.

Для исключения буксования окружная сила $T_{окр}$ приводных катков должна быть не менее суммы всех сопротивлений передвижению катка. При этом сила тяги T_ϕ ведущих катков по сцеплению с уплотняемым материалом должна быть не менее суммы всех сопротивлений:

$$T_\phi = G_{вед} \phi_{сц} \geq T_{окр} = W_{нов} + W_{ин} + W_y + W_k, \quad (7.7)$$

где $G_{вед}$ – сила тяжести, действующая на приводные валцы;

$\phi_{сц}$ – коэффициент сцепления валца с поверхностью из уплотняемого материала. Коэффициент сцепления валцов с некоторыми уплотняемыми материалами приведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Коэффициенты сцепления валцов с уплотняемым материалом

Материал поверхности	Коэфф. сцепления $\phi_{сц}$
Щебеночная	0,48 – 0,6
Булыжная	0,5

Асфальтобетонная в начале уплотнения	0,25 – 0,3
Асфальтобетонная в конце уплотнения	0,1 – 0,15
Грунтовая	0,15 – 0,3
Старый асфальтобетон	0,20 – 0,30

Мощность, необходимую для движения катка при уплотнении грунта, определяют по формуле

$$N = T_{окр}v/\eta, \quad (7.8)$$

где v – рабочая скорость движения;

η – КПД передач от двигателя к ведущим вальцам.

Производительность катка определяют по формуле:

$$\Pi = \frac{1000(B-a)v}{n} \text{ м}^2/\text{час}, \quad (7.9)$$

где B – ширина уплотняемой полосы, м;

$a \approx 0,2$ м – ширина перекрытия укатываемой полосы при последующих проходах катка;

$v = L/(t_{дв} + t_{рев})$ – средняя скорость движения катка;

L – длина укатываемой полосы;

$t_{дв}$ – среднее время движения катка за один проход;

$t_{рев} \approx 2$ с – время реверсирования;

n – число проходов по одному месту.

7.3. Катки с пневматическими шинами

Катки с пневматическими шинами применяют для уплотнения стабилизированных смесей, улучшенных различными минеральными вяжущими добавками, и асфальтобетонных покрытий. Катки с пневматическими шинами имеет 5 – 8 колес смонтированных жестко на раме (рис. 7.7).

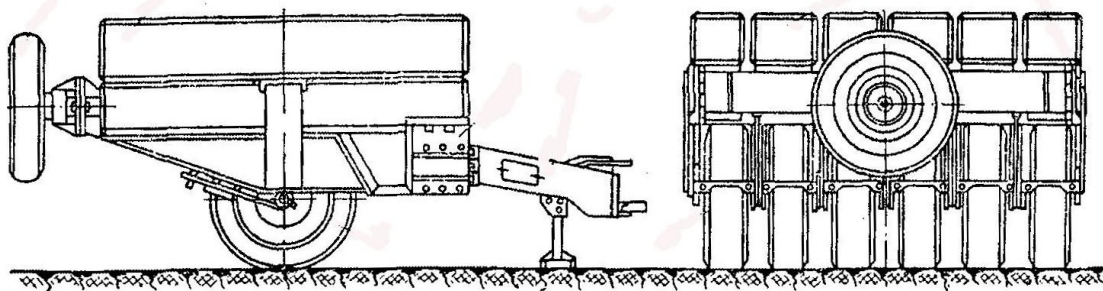


Рис. 7.7. Прицепной каток с независимой подвеской пневмошин

Такие катки могут иметь прицепное, полуприцепное или самоходное исполнение. Недостатком катков с жесткой подвеской колес является перегрузка отдельных колес при движении по неровной поверхности. Независимая подвеска колес предполагает крепление каждого колеса или пары колес на качающейся секции со своим балластным ящиком. Это обеспечит блокам колес независимое перемещение и одинаковое уплотнение грунта под всеми колесами.

Плотность грунта зависит от величины нормальных контактных напряжений на поверхности грунта в заключительной стадии уплотнения. Размеры площади контакта шин с грунтом определяют глубину уплотнения, которая зависит от давления воздуха в шинах. Величина давления в шинах должна быть не ниже 5 кг/см^2 при укатке связного насыпного грунта. При укатке грунтов с ненарушенной структурой давление в шинах должно быть $7 - 8 \text{ кг/см}^2$. При первых проходах по рыхлому грунту давление в шинах должно быть низким, а затем повышено по мере уплотнения. Размер шин должен соответствовать давлению воздуха и нагрузке на колесо.

Нагрузка на колесо катка G_k в т при требуемой плотности грунта K_m и глубине уплотнения H_0 можно определять по приближенной формуле

$$G_k = 3,6 - 8,0 \frac{w_0}{w} H_0^2 \quad \text{при } K_m = 0,95 - 0,98 K_{max}, \quad (7.10)$$

где w_0 – оптимальная влажность уплотненного грунта;

w – действительная влажность уплотняемого грунта.

Для определения максимального веса катка необходимо опираться на тяговую характеристику тягача при работе на рыхлом насыпном грунте. Сила тяги тягача T_N при максимальной тяговой мощности должна быть достаточной для преодоления всех сопротивлений, возникающих при выполнении технологического процесса уплотнения грунта, т.е.

$$T_N \geq G(f+i) + \frac{G}{g} \cdot \frac{v}{t}, \quad (7.11)$$

где G – вес катка в кг;

$f = 0,12 \div 0,22$ – коэффициент сопротивления качению катка при первом проходе;

i – общий уклон уплотняемой поверхности;

v – скорость движения катка в м/сек;

$t = 2-3$ сек – время разгона катка.

Глубина уплотнения для связного грунта при плотности грунта равной $0,95 \delta_{max}$ можно вычислить по формуле

$$H_0 = 0,2 \frac{w}{w_0} \sqrt{\frac{G_k p_w}{1-\psi}}, \quad (7.12)$$

где p_w – давление воздуха в шинах в кг/см²; $\psi = 0,5; 0,3; 0,2$ – коэффициент жесткости каркаса покрышки соответственно при давлении воздуха в шине $p_w = 2; 4; 6$ кг/см².

Производительность катков на пневошинах рассчитывают по формуле

$$\Pi = \frac{L(B-A)H_0}{\left(\frac{L}{v}+t\right)n} K_B \text{ м}^3/\text{час}, \quad (7.13)$$

где L – длина укатываемого участка;

B – ширина укатываемой полосы;

$A \approx 0,2$ м – величина перекрытия смежных проходов;

H_0 – глубина уплотнения в м;

K_B – коэффициент использования рабочего времени;

v – скорость движения катка в м/час;

$t \approx 0,02$ ч – время разворота тягача на концах участка;

n – необходимое число проходов по одному месту.

7.4. Кулачковые катки

Кулачковые катки эффективно уплотняют связные комковатые грунты. Кулачковый каток можно получить из гладкого вальца, если на нем закрепить стяжными болтами бандажи с приваренными к ним кулачками. Уплотнение грунта кулачковыми катками происходит под действием нормальных контактных напряжений, возникающих на опорных поверхностях кулачков, и за счет бокового распора при погружении кулачков в грунт. На рис. 7.8 показаны наиболее распространенные формы кулачков.

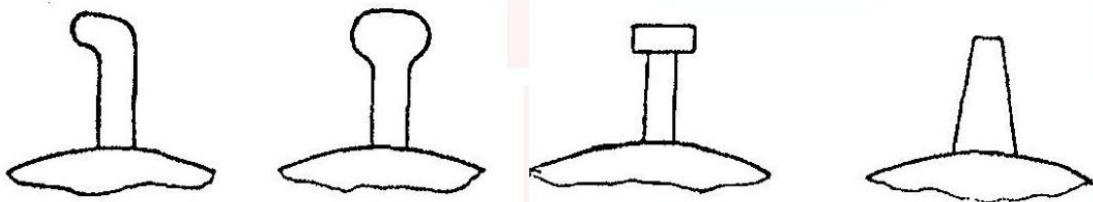


Рис. 7.8. Формы кулачков для кулачковых катков

Форму кулачка выбирают из условия наименьшего рыхления грунта при выходе его из грунта. Несимметричные кулачки используют при одностороннем движении катка. При реверсивном движении наилучшей формой кулачков считают кулачки симметричные, которые менее всего

рыхлят грунт и лучше очищаются. Кулачки на поверхности вальца располагают в шахматном порядке. Количество кулачков на 1 м² поверхности вальца составляет 25-30 шт. Длину кулачка в зависимости от глубины уплотнения H_0 определяют по формуле

$$l = (1,54H_0 + h_p) - 2,5b, \quad (7.14)$$

где $h_p \approx 0,05$ м – толщина разрыхленного слоя;

b – минимальный размер опорной поверхности кулачка.

Диаметр барабан кулачкового катка D назначают в зависимости от длины кулачка $D \approx 7l$.

Ширина вальца B обычно составляет $B \approx 1,2 D$.

Вес катка при этом рассчитывают в зависимости от уплотняемого грунта по формуле

$$G = \sigma F z, \quad (7.15)$$

где σ – расчетное нормальное контактное напряжение в кг/см²;

F – опорная поверхность кулачка в см²;

z – число кулачков в ряду по образующей вальца.

Для легких суглинков принимают нормальные контактные напряжения 7-15 кг/см², для средних – 15-40 кг/см², для тяжелых глинистых – 40-60 кг/см².

Требуемое тяговое усилие T для обеспечения технологического процесса уплотнения грунта кулачковым катком определяется аналогично как для пневмошинных катков. При этом коэффициент сопротивления качению кулачкового катка определяют по формуле, предложенной Н.Н. Наумец:

$$f = \frac{nl^2bc}{\pi D} \left(\frac{1}{3} + \frac{a}{2} \right), \quad (7.16)$$

где n – число кулачков;

l – длина кулачка в м;

b – ширина опорной поверхности кулачка в м;

a – длина опорной поверхности кулачка в м;

D – диаметр барабана катка в м;

c – коэффициент деформации грунта в кг/м².

Коэффициент деформации принимают в среднем: для очень рыхлых грунтов – 0,55 кг/см², для рыхлых – 2, для плотных – 6, для очень плотных – более 8 кг/см².

Число проходов z катка для достижения требуемой плотности поверхности определяют по выражению

$$z = \frac{S_B}{S_K n} \xi, \quad (7.17)$$

где S_B – поверхность вальца катка в см^2 ;
 S_k – площадь опорной поверхности кулачка в см^2 ;
 n – общее число кулачков;
 $\xi = 1,3$ – коэффициент перекрытия полосы укатывания вальцем.

7.5. Уплотняющие органы машин динамического действия

При уплотнении грунтов статическим воздействием рабочим органам уплотняющих машин необходимо иметь большую массу. Вибрирующие рабочие органы уплотняющих машин имеют значительно меньшую массу при том же уплотняющем эффекте. Металлоемкость виброкатков в 3–4 раза меньше, чем катков статического действия. Эффективность вибрирующих уплотняющих машин заключается в перестройке структуры грунта под действием периодических возмущений. Относительное перемещение частиц будет тем больше, чем больше будет разница в массе смежных частиц, а также чем слабее будут связи между ними. Более тяжелые частицы материала при вибрации интенсивно перемещаются вниз. При вибрации смесей в значительной мере проявляются их тиксотропные свойства, их разжижение. В результате уменьшения внутреннего трения частиц материала получается их более плотная упаковка. Однако длительное вибрирование может привести к расслоению материала. Нижний слой будет содержать более крупные частицы, что недопустимо. Вибрирование должно быть прекращено в тот момент, когда материал имеет наибольшую плотность.

Максимальное контактное давление вибрирующего вальца на грунт примерно равно половине статического давления. Оптимальная скорость движения виброкатка для достижения максимального эффекта виброуплотнения при частоте колебаний ν (Гц) составляет

$$\nu \approx 0,2\sqrt{\nu} \text{ км/час.} \quad (7.18)$$

Вибрация в виброкатках создается с помощью расположенных внутри вальца центробежных возбуждателей 4 с круговой вынуждающей силой (рис. 7.9).

Привод вибровозбудителей в виброкатках осуществляется от собственных двигателей или специально установленных двигателей внутреннего сгорания 1 (рис. 7.9).

Для уплотнения несвязных грунтов и гравийно-песчаных материалов применяют вибрационные плиты (рис. 7.10).

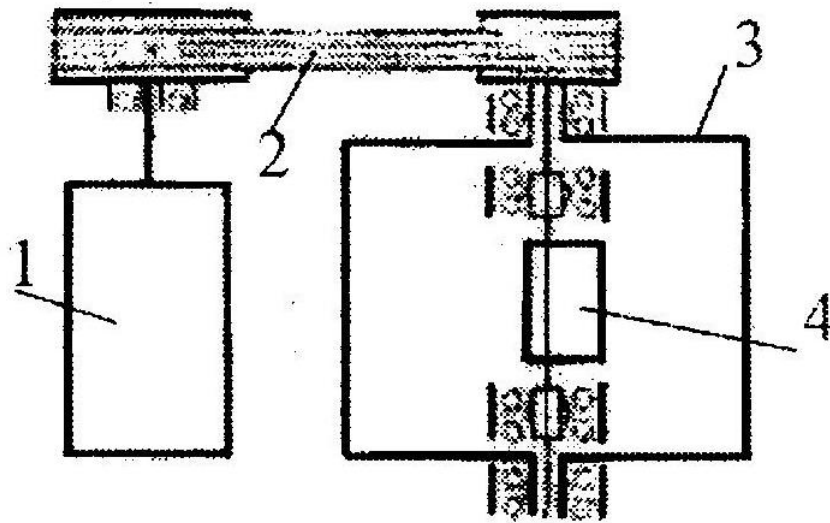


Рис. 7.9. Кинематическая схема привода вибротатка

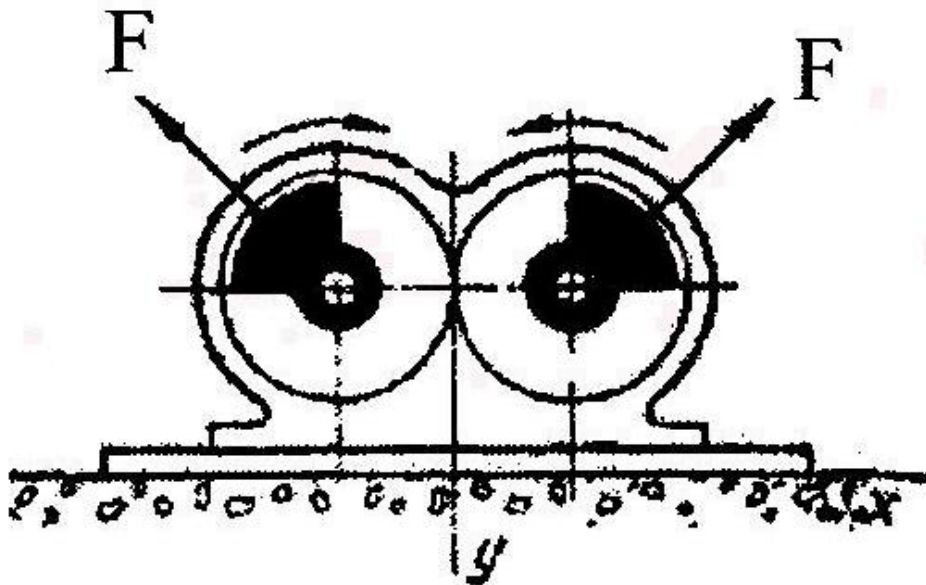


Рис. 7.10. Схема вибрационной плиты

Основными параметрами виброплит является ее рабочая площадь, масса, частота колебаний, вынуждающая сила и потребляемая мощность. Минимальный поперечный размер виброплощадки должен быть больше толщины уплотняемого слоя. Длина площадки L выбирается в зависимости от ширины уплотняемого слоя. Размер B виброплощадки в направлении ее движения следует выбирать с учетом скорости ее движения v и необходимого времени t полного уплотнения материала.

$$B = v \cdot t / z, \text{ м.} \quad (7.19)$$

Здесь z – количество проходов вибромашины по одному месту;
 $t = C / n$ – необходимая продолжительность вибрирования;

C – потребное число циклов при уплотнении;

n – число колебаний в минуту.

При уплотнении цементно-бетонных смесей обычно число колебаний в минуту $n \approx 3000$, для несвязных грунтов $n \approx 1300$. Установлено, что заданная плотность уплотняемого материала может быть достигнута только при соответствующем весе колеблющихся частей машины. Величина удельного статического давления q рекомендуется для жестких бетонов $q = 300 \text{ кг/м}^2$; для пластичных бетонов – $q = 200$; для песков оптимальной влажности – $q \approx 350$; для несвязных грунтов – $q \approx 1250 \text{ кг/м}^2$. Вес колеблющейся части вибромашины должен в зависимости от уплотняемых материалов составлять

$$G = q B L = q S, \text{ кг.} \quad (7.20)$$

Величина возмущающей силы и амплитуды колебаний вибратора должна быть такой, чтобы рабочая площадка вибромашины не отрывалась от уплотняемого материала. Оптимальные значения амплитуд a колебаний можно принимать для несвязных грунтов $a \approx 0,35 \text{ мм}$; для цементно-бетонных смесей – $a \approx 0,45 \text{ мм}$; для асфальто-бетонных смесей – $a \approx 0,55 \text{ мм}$. Для выбора оптимальной величины возмущающей силы при уплотнении асфальто-бетонных смесей и несвязных грунтов можно воспользоваться эмпирической формулой

$$F = k \cdot G; \quad (7.21)$$

Для уплотнения цементно-бетонных смесей можно использовать другую эмпирическую формулу расчета возмущающей силы

$$F = k_2 \left(G + k_1 \frac{S}{160} \right), \text{ кг.} \quad (7.22)$$

Значения коэффициентов k , k_1 и k_2 приведены в табл. 7. 4.

Таблица 7.4

Значения коэффициентов k , k_1 и k_2

Частота колебаний в мин.	k		k ₁	k ₂	k ₁	k ₂
	Асфальто-бетонные смеси	Не связные грунты	Для цементно-бетонных смесей при водо-цементном отношении			
			0.5 и выше		0.5 - 0,47	
1800 – 3000	2	1,1 – 1,4	11	0,5 – 0,7	15	0,7 – 0,9
3000 – 5000	2	1.5 – 2,3	11	0.7 – 1,0	15	1,0 – 1.4

Колебания виброплит могут быть круговыми или направленными. Направленная составляющая может быть использована для самопередвижения плиты. Сила тяги самопередвигающейся плиты равна горизонтальной составляющей вынуждающей силы (рис. 7. 11).

$$P = P_1 \cos \alpha \sin \omega t, \quad (7.23)$$

где $P_1 = 2m\omega^2 r$ – амплитуда вынуждающей силы;
 ω – угловая скорость дебаланса;
 α – угол наклона вынуждающей силы к горизонту;
 m – масса одного дебаланса;
 r – радиус вращения центра масс дебаланса.

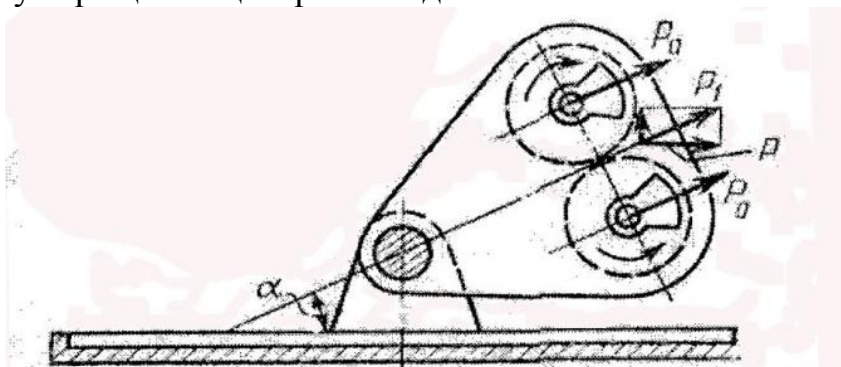


Рис. 7.11. Схема самопередвигающейся виброплиты

Самопередвижение плиты становится возможным, если сила тяги будет больше силы сопротивления ее передвижению $P_c = G \cdot k$, где G – сила тяжести плиты; $k \approx 0,55$ – коэффициент сопротивления перемещения плиты.

Характер колебаний рабочего органа вибрационной машины зависит от частоты и амплитуды вынуждающей силы, соотношения между вынуждающей силой и массой рабочего органа, свойств уплотняемого материала. Малым амплитудам колебаний соответствуют малые значения вынуждающей силы и малые значения контактных давлений. Достижение технологически необходимых контактных давлений требует увеличения вынуждающей силы и, следовательно, увеличения амплитуд колебаний рабочего органа. Это приводит к отставанию амплитуд колебаний уплотняемого материал и отрыву рабочего органа от материала. Возникают периодические удары рабочего органа по материалу и возрастает эффективность уплотнения. Работающие по этому принципу уплотняющие машины называют виброударными.

Виброударные плиты характеризуются достаточно большой частотой приложения нагрузок, вызывающих тиксотропные изменения в уплотняемом материале. Это сокращает время оптимального уплотнения материала.

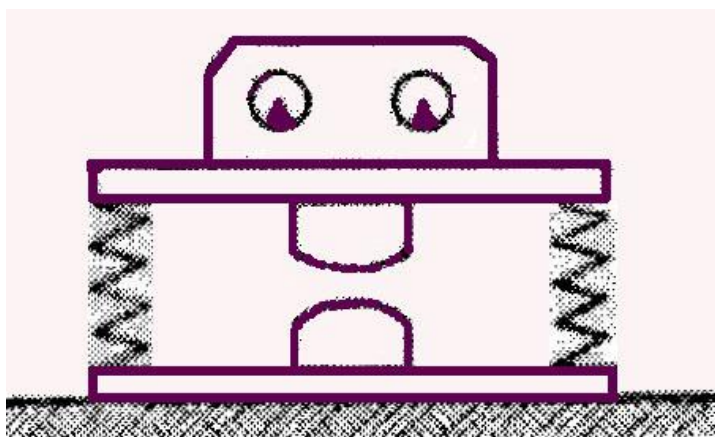


Рис. 7.12. Схема виброударной плиты

Виброударные машины с низкой частотой (менее 10 ударов в 1с) приложения ударного воздействия на материал называют трамбуемыми машинами. Трамбующие машины позволяют уплотнять связные и несвязные грунты в слоях до 1 м.

Наиболее распространенный принцип действия трамбуемых машин заключается в периодическом поднимании и сбрасывании груза массой m . Подъем груза может осуществляться машиной, оснащенной специальным кривошипным оборудованием с механическим приводом. Подъем грузов может также осуществляться сжатым газом или энергией взрыва горючей смеси.

Максимальное давление в процессе удара зависит от времени удара, которое может составлять $0,01 \div 0,1$ с. За этот промежуток времени ударная часть массой m машины изменяет скорость от некоторого начального значения v_1 до конечного, практически равного нулю. Максимальное контактное давление в процессе удара можно ориентировочно найти по формуле

$$\sigma = kmv_1/ts, \quad (7.24)$$

где $k = 1 \div 2$ – безразмерный коэффициент, учитывающий неодновременность достижения максимального давления и нулевой скорости ударной массы;

t – продолжительность удара;

s – площадь контактной поверхности рабочего органа.

Производительность уплотняющих машин характеризуется площадью, обработанной в процессе уплотнения и определяется общей формулой

$$\Pi = \frac{(b-c) \cdot V}{z} \cdot k_\epsilon, \quad (7.24)$$

где b – ширина рабочего органа;

s – ширина перекрытия уплотняемых полос;
 v – скорость движения уплотняющей машины
 z – число проходов по одному участку;
 $k_b \approx 0,85$ – коэффициент использования по времени.

Глава 8. Безопасность при эксплуатации строительных машин

Современный строительный комплекс не может обходиться без использования строительных машин самого различного назначения. Грузоподъемные, транспортные, дорожно-строительные машины, оборудование для переработки строительных материалов, ручной строительный инструмент – все эти средства имеют мощные двигатели, призванные облегчить или устранить ручной труд. Вместе с этим они создают определенную угрозу жизни и деятельности людей, взаимодействующими с ними или находящимися вблизи. Все эти средства являются средствами повышенной опасности.

Особую группу строительных машин составляют машины, которые относятся к опасным производственным объектам (ОПО). Все машины и другие объекты, отнесенные к ОПО, находятся под непосредственным контролем Ростехнадзора – государственной структуры, подчиняющейся правительству Российской Федерации.

В группу ОПО из строительных машин входят грузоподъемные краны, подъемники, лифты, эскалаторы, сосуды, содержащие газы и жидкости под давлением. Составляющими ОПО могут быть другие машины, имеющие в своем составе выше названные ОПО объекты, а также участки, цеха, хранилища или другие составляющие производственного процесса, которые связаны по технологическому или территориальному принципу и имеющие в составе опасные производственные объекты. Требования безопасности этих машин и объектов прописаны в специальных технических регламентах

Безопасность – это состояние машин, как объектов, и их эксплуатация, при которой отсутствуют риски, связанные с причинением вреда персоналу и окружающей среде. Это защищенность жизненно важных интересов личности и общества от аварий на ОПО и последствий указанных аварий.

Повышение безопасности машин строительных машин идет по двум основным направлениям:

- повышение устойчивости машин от опрокидывания (активная безопасность);
- развитие систем защиты операторов (пассивная безопасность).

Безопасность строительных машин как ОПО должна быть обеспечена как на стадии проектирования этих машин, так и при их эксплуатации.

8.1. Устойчивость машин как фактор безопасности

Анализируя потенциальные угрозы строительных машин, остановимся на грузоподъемных кранах как источниках потенциальной опасности, создающие угрозу причинения вреда человеку, имуществу, окружающей среде вследствие аварии. Опасность аварии на грузоподъемном кране или другой транспортной машине обеспечивающей перемещение различных грузов, в том числе опасных грузов (взрывчатых веществ, химически опасных грузов, радиоактивных веществ, расплавленного металла), создает угрозу разрушения технических устройств, разрушения сооружений взрывом, выбросу опасных веществ, нанесению вреда человеку и окружающей среде.

Исследуя факторы, приводящие к авариям и несчастным случаям с участием строительных машин, можно назвать в общем случае следующие причины:

- потеря устойчивости машин (опрокидывание);
- техническая неисправность элементов машин;
- нарушение требований инструкций по эксплуатации строительных машин.

Устойчивость от опрокидывания при работе подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин является одним из основных свойств, характеризующих их эффективность и безопасность работы. Особые требования предъявляются к устойчивости от опрокидывания грузоподъемных и погрузочных машин. Из всех видов грузоподъемных машин особое внимание должно быть уделено устойчивости от опрокидывания при эксплуатации башенных кранов. Опрокидывание башенного крана приводит к значительным материальным потерям и, как правило, к несчастным случаям.

Опрокидывание любой строительной машины происходит в тот момент, когда равнодействующая всех внешних сил, включая собственный вес машины, проходит за пределами опорного контура.

Если грузоподъемные машины, как правило, имеют постоянный опорный контур, то дорожно-строительные машины могут иметь переменную структуру опорного контура. Даже машины с жесткой рамой можно отнести к машинам с постоянным опорным контуром условно. На самом деле из-за деформации шин и упругих элементов подвески постоянного опорного контура практически нет.

В полной мере переменные структуры опорных контуров характерны для колесных машин с шарнирно-сочлененной рамой. Гусеничные маши-

ны с регулируемой колеей также имеют переменный опорный контур. На рис. 8.1, а опорные контуры колесных машин с жесткой рамой образуют продольные и поперечные ребра опрокидывания, проходящие через центры отпечатков передних и задних колес на грунте.

Шарнирно-сочлененные машин (рис. 8.1, б) имеют вертикальный шарнир, позволяющий складываться машине в плане на угол φ . Шарнир с горизонтальной осью позволяет обеспечивать поперечное качание одного моста относительно другого. В таких машинах условно различают балансирующую часть БГ, опирающуюся на горизонтальный шарнир. Небалансирующей частью считается часть ДЕ, несущая корпус горизонтального шарнира. Балансирующая и небалансирующая части машины имеют независимые ребра опрокидывания. Расчет боковой устойчивости таких машин ведется отдельно для балансирующей и небалансирующей частей.

Опорный контур балансирующей части представляет собой равнобедренный треугольник БСГ, небалансирующая часть имеет опорный контур по неправильному треугольнику ДКЕ.

После блокировки шарнирного сочленения машины, ребра опрокидывания проходят через центры отпечатков передних и задних колес машины с опорной поверхностью БДЕГ.

Расчет устойчивости таких машин ведется в соответствии с руководящими материалами ВНИИСтройДормаша – РД50-233-81.

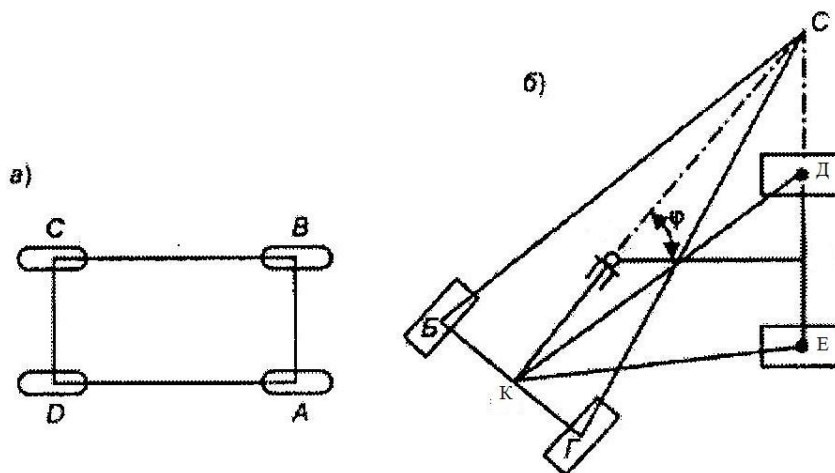


Рис. 8.1. Конфигурация опорных контуров:
а – постоянный опорный контур; б – переменная структура опорного контура шарнирно-сочлененной машины

При движении строительных машин по пересеченной местности на грунтах с низкой несущей способностью возникает опасность сползания машины под уклон. Устойчивость к сползанию определяется сцепными качествами движителя с грунтом. Из схемы нагружения машины только собственным весом при движении на подъем (рис. 8. 2) следует условие отсутствия сползания на уклоне с углом α

$$\varphi G \cdot \cos \alpha \geq G \cdot \sin \alpha, \text{ и, следовательно, } \varphi \geq \operatorname{tg} \alpha. \quad (8.1)$$

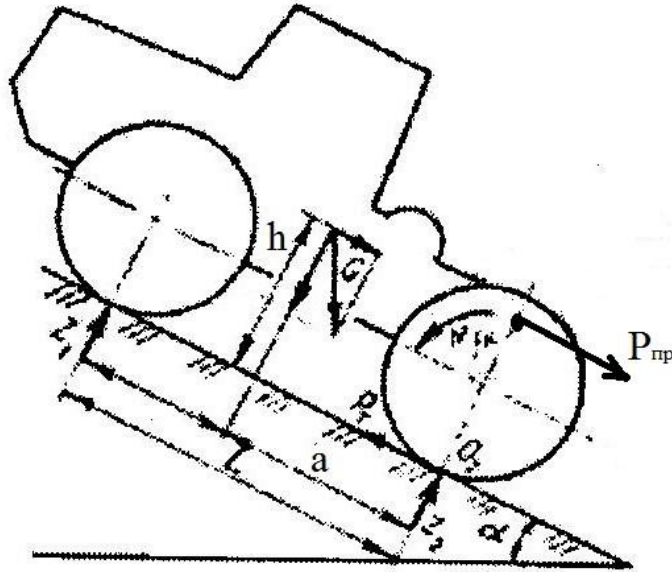


Рис. 8.2. Схема действующих на тяговую машину сил при движении на подъем

Одним из условий нарушения продольной устойчивости является отрыв колес переднего или заднего мостов от опорной поверхности. В этом случае при движении на подъем реакция $Z_1 = 0$. При движении под уклон реакция $Z_2 = 0$. Ребром опрокидывания (осью опрокидывания) при движении на подъем является линия контакта задних колес с опорной поверхностью. Уравнение моментов сил, действующих на машину, относительно ребра опрокидывания будет иметь вид

$$G \cdot \cos \alpha \cdot a - G \cdot \sin \alpha \cdot h - P_{\text{пр}} h_{\text{пр}} - M_f - M_{\text{жк}} - P_w h_w - P_j h = 0, \quad (8.2)$$

где h_w – плечо сил P_w лобового сопротивления воздуха;

$h_{\text{пр}}$ – плечо силы $P_{\text{пр}}$ от прицепного технологического оборудования;

s – плечо составляющей силы от прицепного устройства;

P_j – сила инерции поступательно движущейся массы машины;

$M_{\text{жк}}$ – инерционный момент колес машины.

M_f – момент сопротивления качению колес машины.

Полученное уравнение позволяет определить предельные углы подъема, при которых возможно продольное опрокидывание машины.

Поперечная устойчивость машины определяется из соотношения сил при движении ее по косогору. Ребром опрокидывания в этом случае будет линия, соединяющая центры пятна контакта переднего и заднего колеса (рис. 8.3). Поперечное опрокидывание машины происходит при выходе направления действия силы тяжести машины за пределы ребра опрокидывания. Предельный угол косогора при потере боковой

устойчивости (опрокидывании) в отсутствии дополнительных сил (боковой ветер) определяется соотношением ширины колеи и высоты центра масс:

$$\operatorname{tg} \beta = 0,5 \cdot B \cdot h. \quad (8.3)$$

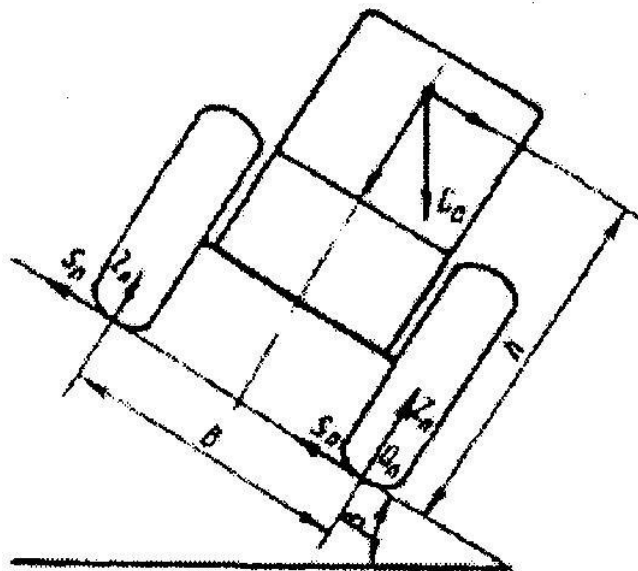


Рис. 8.3. Расчетная схема для определения боковой устойчивости машины

Устойчивость свободностоящих грузоподъемных машин независимо от конструкции характеризуется их способностью противостоять опрокидыванию под действием внешних нагрузок и оценивается коэффициентом устойчивости

$$k_y = \sum M_{y\partial} / \sum M_{opr} > 1, \quad (8.4)$$

где $\sum M_{y\partial}$ – сумма моментов сил, удерживающих машину;
 $\sum M_{opr}$ – сумма моментов сил, опрокидывающих ее.

Удерживающими силами являются силы, линия действия которых проходит через опорный контур, а вектор силы направлен к опорной поверхности. Все остальные силы являются опрокидывающими. Удерживающей силой является сила тяжести самой машины, приложенная в центре тяжести в пределах опорного контура. Опрокидывающими силами являются силы инерции, давление ветра, составляющая сил тяжести при расположении машины на поверхности с допустимым уклоном. Моменты сил вычисляются относительно ребра опрокидывания. За ребро опрокидывания в расчетах обычно принимают линию опорного контура с наименьшим расстоянием до проекции центра тяжести машины на опорную плоскость. При определении коэффициента устойчивости машины удерживающие силы и плечи их действия принимаются минимальными, а опрокидывающие силы и их плечи принимаются максимальными. Расположение линий

опорного контура у передвижных машин принимают в зависимости от вида ходового оборудования: для рельсового ходового оборудования – по вершинам головок рельсов, по диаметральной плоскости ходовых колес или по осям шарниров балансиров; у гусеничных машин – по линии контакта опорных катков с гусеничной лентой или по диаметральной плоскости ведущих (натяжных) звездочек; при работе на выносных опорах – по центрам контакта опорных элементов с подкладками.

Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов ПБ 10–382-00 требуют обеспечить устойчивость кранов против опрокидывания в следующих случаях:

- при удержании испытательного груза;
- при работе с номинальным грузом;
- в нерабочем состоянии;
- при монтаже;
- при внезапном снятии нагрузки (срыве груза).

Устойчивость должна гарантироваться проектной документацией, обеспечиваться заводами-изготовителями и эксплуатирующими организациями в соответствии с инструкцией по эксплуатации крана и паспортными данными.

Устойчивость кранов при подъеме испытательного груза проверяется во время полного технического освидетельствования при статических испытаниях (см. п.2.2.5 Правил ПБ 10-382-00 «Статические испытания»). Расчетная схема проверки испытательной устойчивости показана на рис. 8.4. Коэффициент испытательной устойчивости κ_{yi} определяют по формуле

$$\kappa_{yi} = \frac{G_{кр} \cdot L_{кр}}{1,25G_{гр} \cdot L_{гр}} > 1 \quad (8.5)$$

где $G_{кр}$ и $G_{гр}$ – сила тяжести крана и сила тяжести номинального груза, Н;

$L_{кр}$ и $L_{гр}$ – проекции на опорную поверхность расстояний до ребра опрокидывания сил тяжести крана и испытательного груза, соответственно.

Расчетная схема проверки устойчивости крана при работе в реальных условиях с номинальным грузом показана на рис. 5. В этом случае учитывается действие на кран сил тяжести крана, номинального груза, инерции, ветра рабочего состояния по ГОСТ 1451, учитывается влияние уклона опорной поверхности. Значение коэффициента рабочей устойчивости κ_{yp} вычисляют по формуле

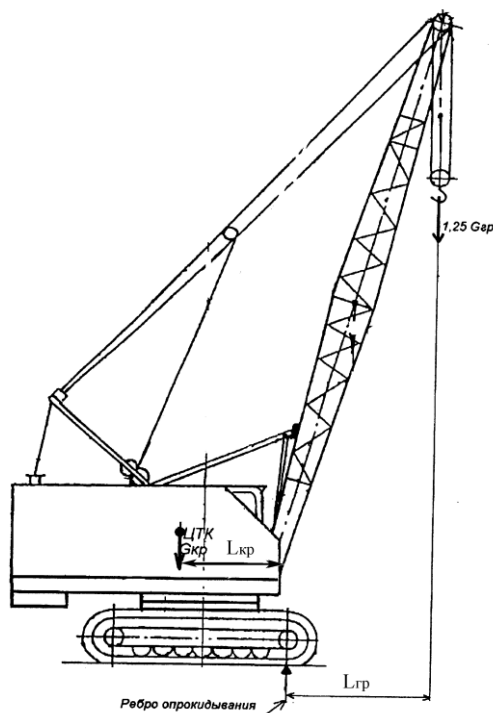


Рис. 8.4. Схема проверки устойчивости крана при статических испытаниях

$$K_{ур} = \frac{M_{кр} - \sum M_{вк} - M_{вг} - M_{иг} - M_{цг} - M_{ис}}{M_{гп}} > 1,15, \quad (8.6)$$

где $M_{кр}$ – момент силы тяжести крана относительно ребра опрокидывания с учетом уклона опорной поверхности α ;

$\sum M_{вк}$ – суммарный момент сил ветрового давления, действующих на элементы крана параллельно опорной плоскости, относительно ребра опрокидывания;

$M_{вг}$ – момент силы ветрового давления, действующей на груз параллельно опорной плоскости и приложенной к голове стрелы, относительно ребра опрокидывания;

$M_{иг}$ – момент сил инерции при подъеме (опускании) груза в период неустановившегося движения относительно ребра опрокидывания;

$M_{цг}$ – момент центробежных сил инерции, действующих на груз при вращении крана, относительно ребра опрокидывания;

$M_{ис}$ – момент сил инерции при подъеме (опускании) стрелы в период неустановившегося движения относительно ребра опрокидывания.

$M_{гп}$ – момент силы тяжести груза относительно ребра опрокидывания с учетом уклона опорной поверхности α .

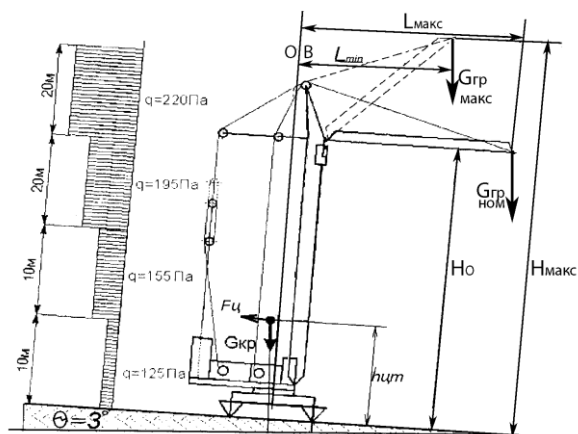


Рис. 8.5. Схема для проверки грузовой устойчивости башенного крана

Проверка собственной устойчивости крана принимается для нерабочего состояния по расчетной схеме на рис. 6. В этом случае учитывается действие сил тяжести крана с учетом уклона опорной поверхности и действие силы ветра нерабочего состояния для конкретного ветрового района. Уклон опорной поверхности принимается в сторону ребра опрокидывания. Коэффициент собственной устойчивости определяют по формуле

$$K_{yc} = \frac{G_{кр} \left[\frac{K}{2} - (R_{цтк} + Y_{цт} \cdot \sin \theta) \right]}{\sum F_{внi} \cdot H_i} > 1,15. \quad (8.7)$$

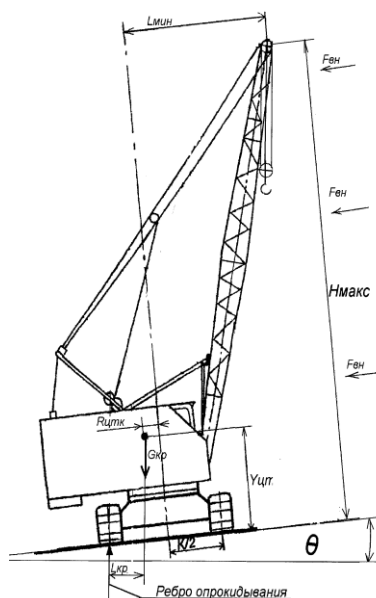


Рис. 8.6. Схема проверки собственной устойчивости крана

Краны, стационарно закрепленные, должны иметь прочный фундамент с анкерными закладками для крепления опорной секции башни (рис. 8.7, а).

На основание опорной секции укладывают балласт соответствующий грузовому моменту и высоте подъема груза крана (рис. 8.7, б). При работе крана на строительстве зданий повышенной этажности устойчивость крана достигается установкой промежуточных креплений к несущим конструкциям строящегося здания.

Для этого через каждые 35-40 м высоты башни устанавливают на нее промежуточные крепления. Промежуточное крепление представляет собой охватывающую раму, состоящую из двух п-образных частей, соединенных между собой болтами. Охватывающая рама с помощью регулировочных болтов, прокладок и диагональных распорок плотно охватывает несущие стойки секций башни (рис. 8).

Охватывающая рама крепится к стене возводимого здания специальными пристежками. Для этого в стене здания должны быть предусмотрены закладные элементы, рассчитанные на соответствующие нагрузки специализированной организацией. Расстояние между пристежками определяется по формуле согласно рис. 9

$$L = b + h \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot 2, \quad (8.8)$$

где b – ширина башни.

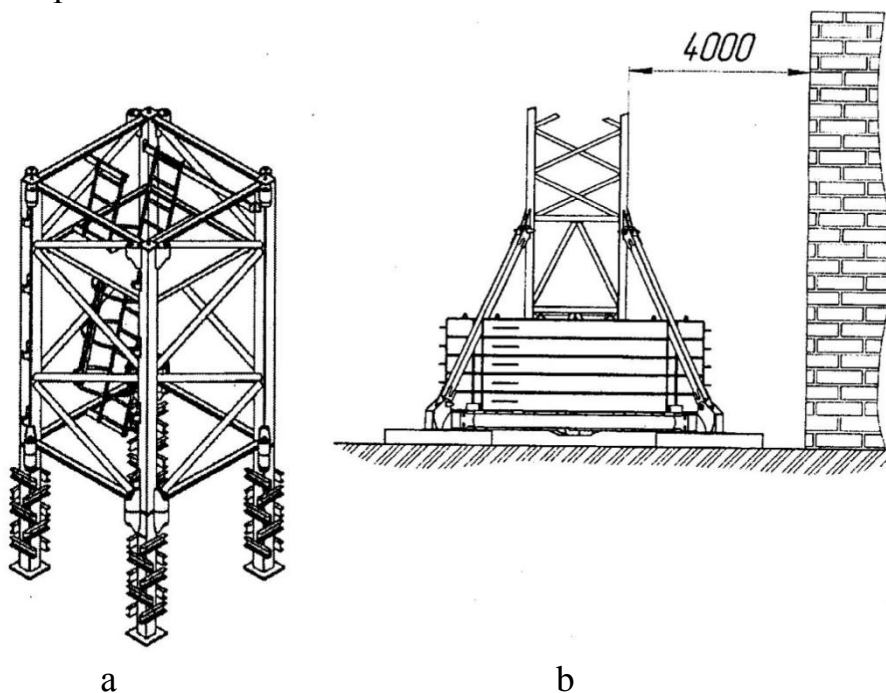


Рис. 8.7. Установка опорной секции стационарного крана: а – анкерные опоры башни крана; б – установка балласта на опорной секции крана

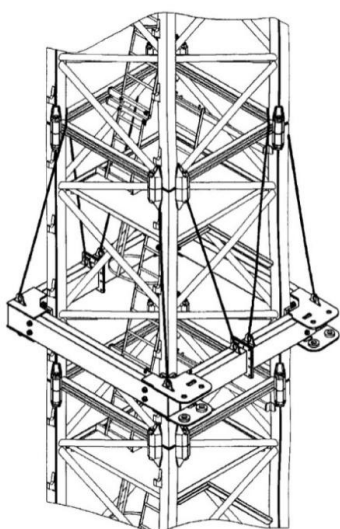


Рис. 8.8. Установка охватывающей рамы на башне крана

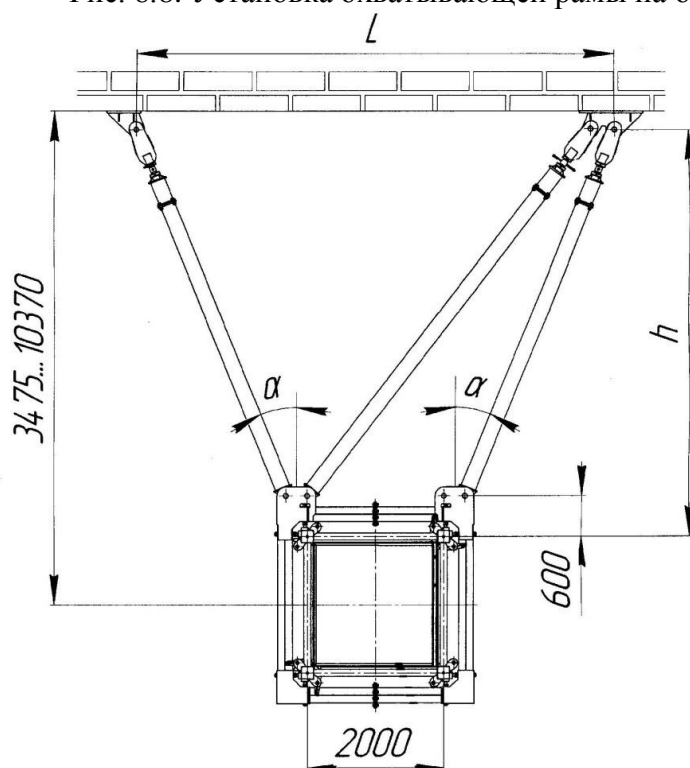


Рис. 8.9. Установка пристежки башенного крана к зданию

8.2. Установка машин на строительных объектах

Работа строительных машин на строительных объектах имеет определенную специфику. Особо необходимо обратить внимание на установку грузоподъемной техники. В инструкции по эксплуатации каждого грузоподъемного крана особо оговаривается допустимый уклон опорной поверхности, при котором разрешается работа грузоподъемного крана. Рабочая площадка крана должна быть спланирована и уплотнена. Установка

крана на свеженасыпанном грунте не разрешается. При работе грузоподъемного крана расстояние между поворотной частью крана и неподвижными предметами должно быть не менее 1000 мм.

Строительство различных объектов начинается в большинстве случаев с выполнения котлована. На краю котлована может быть размещена различная строительная техника: бульдозеры, грузоподъемные краны, погрузчики и т.п. Нарушение условий размещения техники может привести к обрушению откоса котлована, опрокидыванию техники в котлован с определенными трагическими последствиями.

На рис. 8.10 показано размещение грузоподъемных кранов на краю котлована. Строительная техника должна размещаться в соответствии с проектом производства работ (ППР). Минимально допустимое расстояние a от основания откоса котлована (канавы) до ближайшей линии опорного контура техники показано в таблице 8.10. При глубине котлована более 5 м и при невозможности соблюдения расстояния a , откос должен быть укреплен согласно ППР.

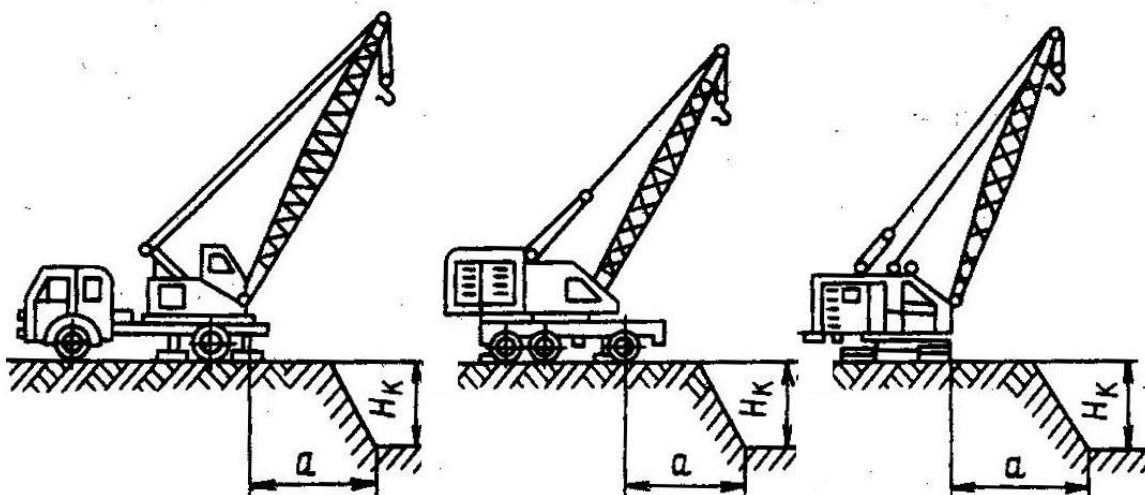


Рис. 8.10. Размещение самоходных кранов вблизи котлована (канавы)

Таблица 8.1

Минимальное расстояние a (м) от основания откоса котлована(траншеи) до ближайшей линии опорного контура машины на материковом грунте

Глубина котлована, м	Грунт				
	Песчаный, гравийный	Супесчаный	Суглинок	Лессовый, сухой	Глинистый
1	1,5	1,25	1	1,0	1,0
2	3,0	2,40	2	2,0	1,5
3	4,0	3,60	3,25	2,5	1,75
4	5,0	4,40	4,0	3,0	3,0
5	6,0	5,30	4,75	3,5	3,5

Стреловые самоходные краны во время работы меняют вылет, высоту подъема и грузоподъемность. При выборе крана необходимо определить место его стоянки, соответствующее технологическим требованиям и условиям безопасной работы. Возможное приближение стрелового крана к габаритам здания определяют следующим образом. Согласно рис. 8.11 угол наклона стрелы α можно определить как

$$\operatorname{tg} \alpha = z/l, \quad (8.9)$$

где $z = h_{\text{пол}} + h_{\text{стр}} + h_{\text{зп}} + a$ – суммарная высота от головных блоков стрелы до крыши здания. Включает в себя минимальный размер грузового полиспаста, размер стропов, высоту груза, нормативный размер для безопасного ведения работ $a = 2$ м.

$l = b + \delta$ – включает ширину здания и минимальное расстояние от карниза здания до стрелы крана.

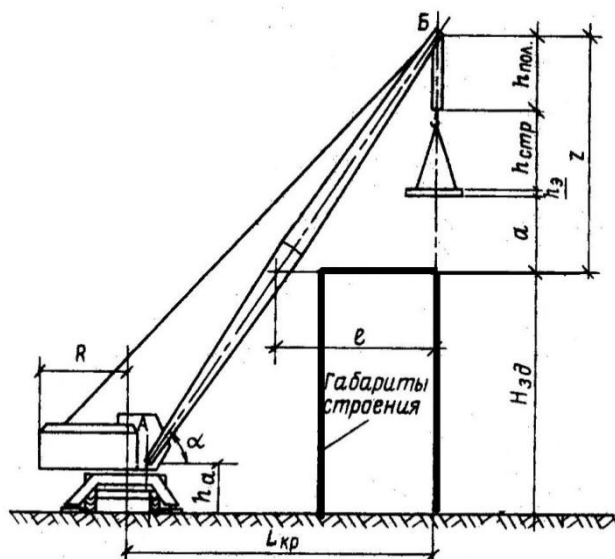


Рис. 8.11. Схема расположения стрелового самоходного крана на строительном объекте

Самоходный стреловой кран должен иметь стрелу длиной

$$l_c = (z + H_{\text{зд}} - h_a) / \operatorname{tg} \alpha, \quad (8.10)$$

где h_a – высота опорного шарнира стрелы над опорной поверхностью.

Выбор крана осуществляют по двум параметрам:

высоте подъема груза $H_{\text{гр}} = H_{\text{зд}} + z$ при вылете $L_{\text{кр}} = l_c \cdot \cos \alpha + r$,

где r – радиус поворота пяты стрелы.

На рис. 8.12 показана схема установки башенного крана при строительстве здания. В этом случае требуемая высота подъема груза определяется от уровня стоянки крана по вертикали. Она складывается из следую-

щих показателей: высоты здания (сооружения) от уровня стоянки крана до его верхней отметки плюс 2,3 м из условий безопасности, максимальной высоты перемещаемого груза с учетом закрепленных на грузе монтажных приспособлений или конструкций и длины (высоты) грузозахватного приспособления в рабочем положении. Если над верхней отметкой здания имеются выступающие части лесов, монтажных приспособлений, механизмов или других временных конструкций, то их следует учитывать при определении высоты подъема.

Предельно допустимое расстояние (габарит приближения) между габаритом башенного крана и выступающими частями здания должно составлять на высоте до 2 м не менее 0,7 м и выше 2 м не менее 0,4 м. При определении габарита приближения башенного крана учитывают выступающие части грузоприемных площадок, устанавливаемых по фасаду здания.

В процессе производства работ грузоподъемными кранами в строительстве создается опасность для жизни и здоровья человека. Опасности разделяют на явную, скрытую и условную. Явная опасность характеризуется очевидностью. Ее создают поднятый груз, монтируемые конструкции, подвижные части работающих строительных машин и т. п.

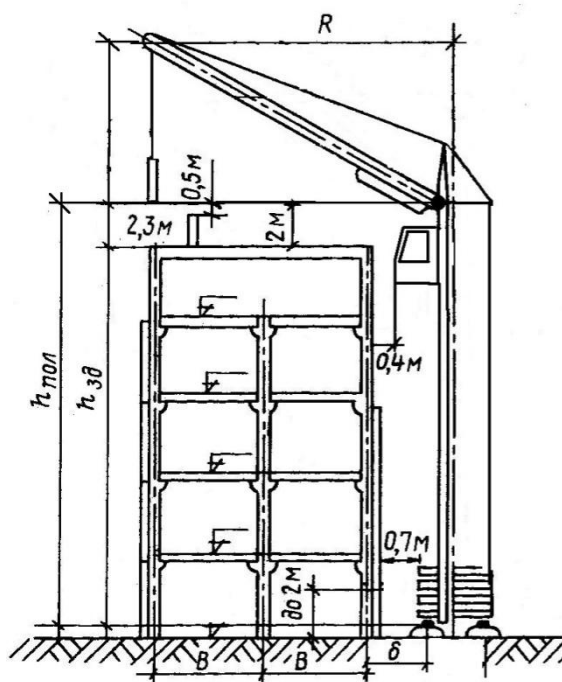


Рис. 8.12. Схема установки башенного крана

Скрытая опасность не имеет определенных внешних признаков. Скрытую опасность создают несущие железобетонные и другие элементы, изготовленные или смонтированные с отступлением от проекта (смещение рабочей арматуры, недостаточная прочность крепления, монтажные связи

и др.). Скрытую опасность создают также недостаточно уплотненный грунт на площадках для самоходных кранов, возможные массивные естественные и искусственные включения в стенках земляных выемок и т. п.

Условная опасность характеризуется возможными причинами травм и отравлений, которые следует исключить, прежде чем производить работы или допускать в определенные места людей.

Каждый фактор опасности распространяет свое действие в определенных пределах, создавая опасные зоны. Предел опасных зон, за которыми исключается действие и распространение опасности, образует границу опасной зоны. По характеру действия опасные зоны могут быть стабильными и перемещающимися.

Стабильные зоны характеризуются тем, что угрожающие факторы проявляются в пределах поставленных границ, например, зоны по периметру строящегося здания, зоны действия рельсовых грузоподъемных кранов, зоны вдоль линий электропередач и т. п.

Перемещающиеся опасные зоны создают грузоподъемные машины, механизмы, электроустановки и другие производственные объекты, которые не сохраняют постоянного пространства действия при выполнении строительно-монтажных работ. В общем случае нахождение границ безопасности заключается в определении траектории возможного падения предмета с учетом его наибольшего отлета в сторону. Границу опасной зоны грузоподъемного крана, приведенную в табл. 8.2, определяют с учетом отлета S (падения) груза, перемещаемого краном на наибольшем вылете (рис. 8.13).

Таблица 8.2

Граница опасной зоны

Высота подъема груза краном H , м	До 10	10-20	20-70	70-120	120-200	200-300	300-400
Расстояние до границы опасной зоны R , м	4	7	10	15	20	25	30

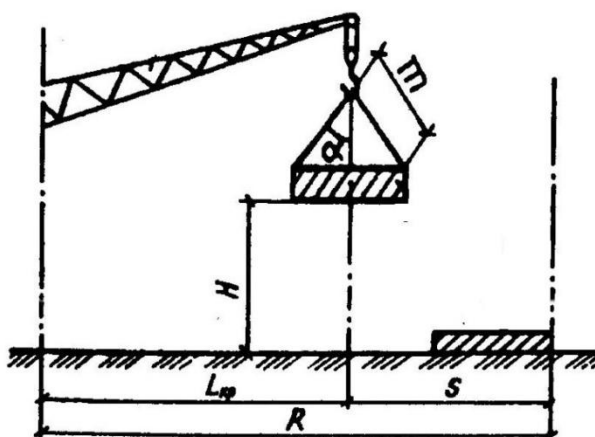


Рис. 8.13. Схема определения границы опасной зоны башенного крана

Граница опасной зоны радиуса R для башенных кранов может быть определена по формуле:

$$R = L + S, \quad (8.11)$$

где L – максимальный рабочий вылет, м;

S – расстояние возможного отлета груза при падении, м.

Расстояние возможного отлета груза при падении (S) определяется по формуле:

$$S = \sqrt{H[m - (1 - \cos \alpha) + a]} \quad (8.12)$$

где H – расстояние от земли до поднятого груза, м;

m – длина ветви стропа, м;

a – расстояние от центра тяжести груза (конструкции) до его края, м;

α – угол между ветвью стропа и вертикальной осью.

В опасной зоне работы башенного крана запрещается устанавливать бытовые помещения, располагать основные транспортные пути и пешеходные дорожки, склады, хранить горюче-смазочные материалы и баллоны, сварочные трансформаторы и другое оборудование, чтобы исключить необходимость пребывания рабочих в опасной зоне. Схема расположения опасной зоны при работе башенного крана приведена на рис. 8.14.

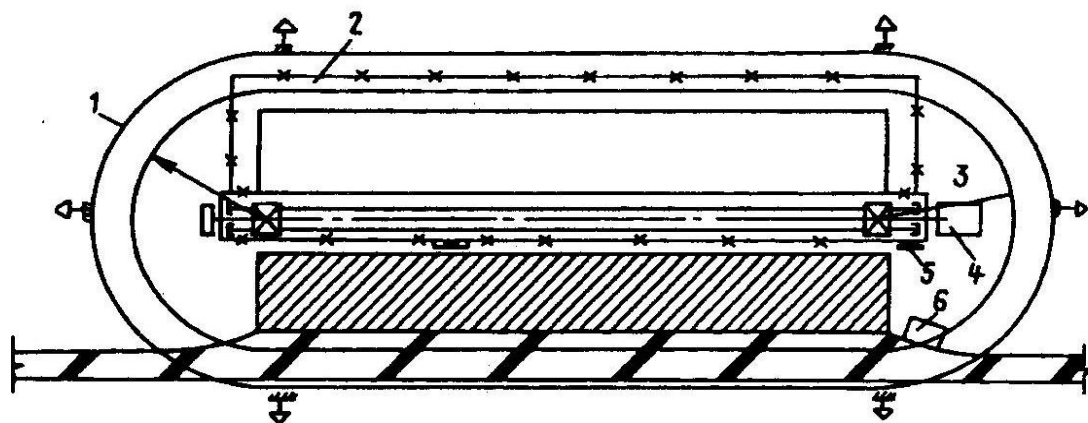


Рис. 8.14. Схема расположения опасных зон при работе башенного крана: 1 – граница опасной зоны при перемещении груза; 2 – временное ограждение; 3 – башенный кран; 4 – место нахождения контрольного груза; 5 – шкаф электропитания; 6 – площадка для раствора

Границы опасных зон стреловых кранов определяют из условия выполнения работ:

монтаж устойчивых элементов (плит, перекрытий);

монтаж неустойчивых элементов (колонн);

монтаж фундаментных блоков вблизи котлованов (траншей);

монтаж конструкций вблизи линий электропередач и т.п.

Границу опасной зоны R автомобильного крана (рис. 8.15) при монтаже элементов соответствующей категории определяют по формуле

$$R = L_{кр} + S. \quad (8.13)$$

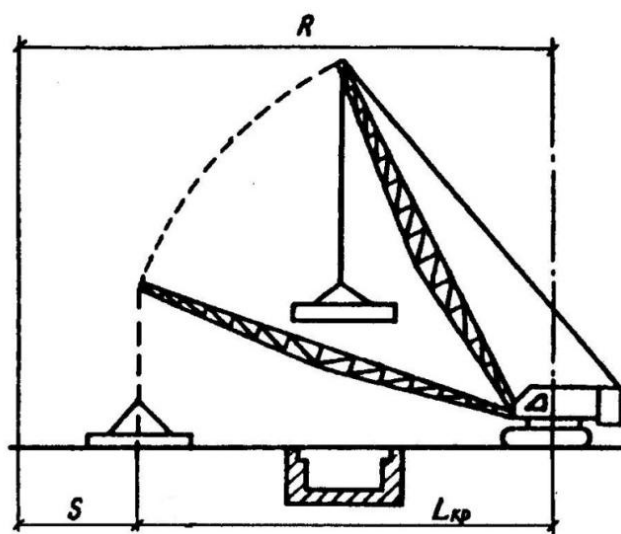


Рис. 8.15. Схема определения опасной зоны при работе автомобильного крана

8.3. Условия безопасности специальных деталей машин

Анализируя риски при перемещении грузов кранами на стадии проектирования подъемно-транспортных средств, необходимо выделить те элементы кранов, которые непосредственно связаны с перемещаемым грузом и подвергаются износу в процессе эксплуатации. Таковыми элементами в грузоподъемных кранах являются грузовые крюки, грузоподъемные и стрелоподъемные канаты, блоки полиспастов и обводные блоки, ходовые колеса рельсовых кранов и рельсовые пути, элементы тормозов, подверженных износу (тормозные шкивы, фрикционные накладки).

При проектировании строительных машин с применением названных элементов, которые могут быть применены и в других строительных машинах, необходимо не только обеспечить статическую прочность, но и прочность на протяжении требуемого срока службы с учетом режима (интенсивности) работы всей машины или отдельного механизма, содержащих указанные элементы. Большая часть этих элементов изготавливаются по требованиям соответствующих ГОСТов или в соответствии с отраслевыми нормами. На стадии проектирования они рассчитываются на действующие номинальные нагрузки и выбираются из стандартной номенклатуры с учетом коэффициента запаса согласно требуемому режиму работы (табл. 8.3).

В процессе эксплуатации строительных машин безопасность этих элементов обеспечивается регулярным контролем их износа, своевременным ремонтом или заменой исправными элементами.

Таблица 8. 3

Минимальные значения коэффициентов запаса, зависящих от режима работы механизмов: канатов $K_{зан}$, тормозов $K_{зм}$, диаметров барабанов $K_{бр}$ и блоков $K_{бл}$

Группа режима	Канаты, $K_{зан}$		Тормоза	Барабаны	Блоки
	Подвижные	Неподвижные	$K_{зм}$	$K_{бр}$	$K_{бл}$
М1	3,35	2,5	1,5	12,5	14,0
М2	3,55	3,0	1,5	14,0	16,0
М3	4,0	3,5	1,75	16,0	18,0
М4	4,5	4,0	2,0	18,0	20,0
М5	5,6	4,5	2,5	20,0	2,4
М6	9,00	5,0	2,5	25,0	28,0

Грузовые крюки контролируют по уменьшению высоты сечения тела крюка на 10 % от начальной высоты (рис. 8.16). Грузовые крюки ремонту не подлежат. Любая деформация крюка должна служить основанием к его замене.

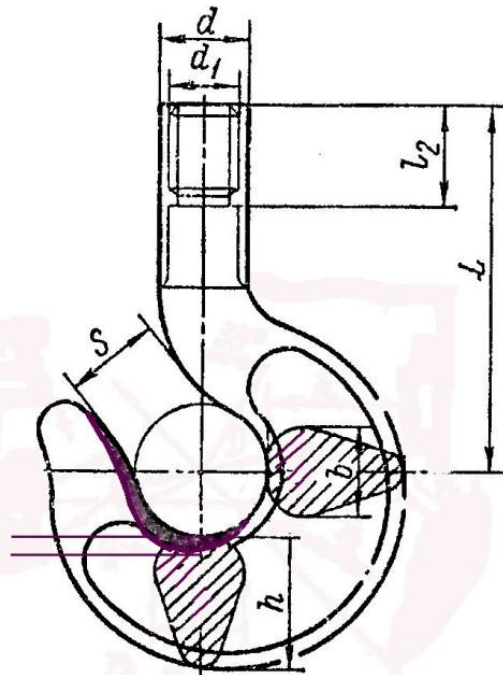


Рис. 8.16. Конфигурация грузового крюка и предельная зона его износа

Канаты, применяемые в строительных машинах, изготавливаются по ГОСТу. Главной характеристикой каждого каната, которую гарантирует ГОСТ, является его разрывное усилие и наружный диаметр. Эти параметры обязательно должны быть указаны, кроме прочих, в серти-

фикате на канат. Выбор типоразмера каната для требуемого фактического усилия F_{ϕ} , которое будет воздействовать на канат, осуществляют по необходимому разрывному усилию каната $F_{\text{раз}}$, которое вычисляют по формуле

$$F_{\text{раз}} \geq F_{\phi} \cdot K_{\text{зап}}, \quad (8.14)$$

где $K_{\text{зап}}$ выбирают по табл. 3 в соответствии с требуемым режимом

Это гарантирует безопасность применения каната при номинальных нагрузках.

При эксплуатации безопасность применения канатов контролируют по нескольким признакам износа. Одним из таких признаков принято число обрывов проволок в канате. В табл. 8.4 показано число обрывов проволок, при наличии которых канаты двойной свивки, работающие со стальными и чугунными блоками, должны быть сняты с эксплуатации.

Таблица 8.4

Число обрывов проволок для браковки канатов двойной свивки,

Число несущих проволок в наружных прядях	Конструкции канатов по ИСО и государственным стандартам	Тип свивки	ГОСТ на канат	Группа классификации (режима) механизма							
				М1, М2, М3 и М4				М5, М6, М7 и М8			
				крестовая свивка		односторонняя свивка		крестовая свивка		односторонняя свивка	
				на участке длиной							
6d		30d		6d		30d		6d		30d	
$n \leq 50$	$6 \times 7(1+6) + 1 \times 7(1+6)$	ЛК-О	3066—80	2	4	1	2	4	8	2	4
	$6 \times 7(1+6) + 1 \text{ о.с.}$	ЛК-О	3069—80								
	$8 \times 6(0+6) + 9 \text{ о.с.}$	ЛК-О	3097—80								
$51 \leq n \leq 75$	$6 \times 19(1+9+9) + 1 \text{ о.с.}$	ЛК-О	3077—80	3	6	2	3	6	12	3	6
	$6 \times 19(1+9+9) + 7 \times 7(1+6)^*$	ЛК-О	3081—80								
$76 \leq n \leq 100$	$18 \times 7(1+6) + 1 \text{ о.с.}$	ЛК-О	7681—80	4	8	2	4	8	16	4	8
$101 \leq n \leq 120$	$6 \times 19(1+6+6/6) + 7 \times 7(1+6)$	ЛК-Р	14954—80	5	10	2	5	10	19	5	10
	$6 \times 19(1+6+6/6) + 1 \text{ о.с.}$	ЛК-Р	2688—80								
	$6 \times 25(1+6; 6+2) + 1 \text{ о.с.}$	ЛК-З	7665—80								
	$6 \times 25(1+6; 6+12) + 7 \times 7(1+6)$	ЛК-З	7667—80								
$121 \leq n \leq 140$	$8 \times 16(0+5+11) + 9 \text{ о.с.}$	ТК	3097—80	6	11	3	6	11	22	6	11
$141 \leq n \leq 160$	$8 \times 19(12/6+6/7/1)$			6	13	3	6	13	26	6	13
	$8 \times 19(1+6+6/6) + 1 \text{ о.с.}$	ЛК-Р	7670—80								
$161 \leq n \leq 180$	$6 \times 36(14/7+7/7/1)^*$			7	14	4	7	14	29	7	14
	$6 \times 30(0+15+15) + 7 \text{ о.с.}$	ЛК-О	3083—80								
	$6 \times 36(1+7+7/7+14) + 1 \text{ о.с.}^*$	ЛК-РО	7668—80								
	$6 \times 36(1+7+7/7+14) + 7 \times 7(1+6)^*$	ЛК-РО	7669—80								
$181 \leq n \leq 200$	$6 \times 31(1+6+6/6+12) + 1 \text{ о.с.}$			8	16	4	8	16	32	8	16
	$6 \times 31(1+6+6/6+12) + 7 \times 7(1+6)$										
	$6 \times 37(1+6+15+15) + 1 \text{ о.с.}$	ТЛК-О	3079—80								

Третьим основанием для снятия каната с эксплуатации является уменьшение диаметра проволок наружного слоя в канате на 40 % от первоначального. Это соответствует появлению в результате истирания на проволоках наружного слоя лыски длиной, равной восьми диаметрам

проволок наружного слоя. Канаты грузоподъемных машин не должны иметь каких-либо внешних повреждений (заломов, выпучивание прядей и т.п.)

Канат не допускается к эксплуатации при появлении волнистости каната, если высота волны свободно лежащего каната достигает $\frac{4}{3}$ диаметра каната на длине 25 диаметров каната.

Крепление концов канатов надежным способом в строительных машинах является залогом их безопасной эксплуатации. Надежные в эксплуатации способы крепления канатов на элементах механизмов строительных машинах показанные на рис. 8.17.

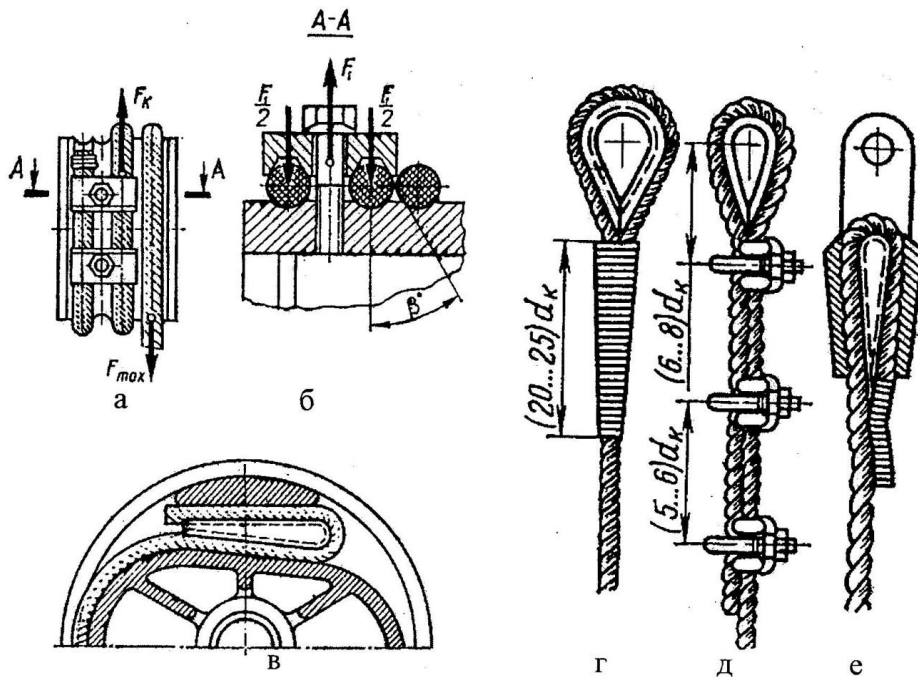


Рис. 8.17. Способы безопасного крепления канатов в строительных машинах: а, б, в – крепление на барабане; г, д, е – крепление на шарнирах

Требования безопасности устанавливают необходимость крепить канат на барабане не менее чем двумя прижимными планками с расстоянием между ними не менее шести диаметров каната (рис. 8.17, а, б). Канат на барабане можно крепить с помощью клина (рис. 8.17, в) При этом на барабане при любом способе крепления всегда должно оставаться не менее полутора витков каната при его разматывании до номинальной длины.

Для шарнирного крепления канатов их концы выполняют в виде петли. Крепление свободного конца каната можно выполнить специальной заплёткой на длине не менее 25 диаметров каната (рис. 8.17, г). При этом каждая прядь каната должна быть проведена через тело каната не

менее трех раз. Место проколов каната должно быть обмотано мягкой проволокой для предотвращения травм рук стропальщика.

Свободный конец каната можно закрепить на теле каната специальными зажимами (рис. 8.17, д). Для каждого диаметра каната необходимо использовать соответствующий типоразмер зажима. Зажимов должно быть не менее трех с расстоянием между зажимами не менее шести диаметров каната. Зажимы должны быть затянуты соответствующим крутящим моментом (табл. 8.5). При ежегодном техническом освидетельствовании затяжку зажимов необходимо контролировать соответствующим моментом. Свободный конец петли каната можно крепить в специальном коуше с помощью клина (рис. 8.17, е). Коуши должны быть коваными или литыми из стали. Применение сварных коушей не допускается.

Таблица 8.5

Моменты затяжки зажимов для крепления пели каната

Резьба зажима	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M32
Момент затяжки, Н·м	0,03	0,1	0,3	0,55	0,8	1,25	2,0	3,3	4,6

Параметры блоков полиспастов и обводных блоков опираются на соответствующие руководящие материалы отрасли. Параметры блоков должны способствовать сохранению долговечности каната. Важным параметром блока является его диаметр $D_{бл}$ по ручью (рис. 8.18, а). Его выбирают в зависимости от диаметра каната d_k , который будет взаимодействовать с ним.

$$D_{бл} \geq d_k \cdot k_{бл}, \quad (8.15)$$

где $k_{бл}$ принимают по табл. 3 в соответствии с режимом работы машины.

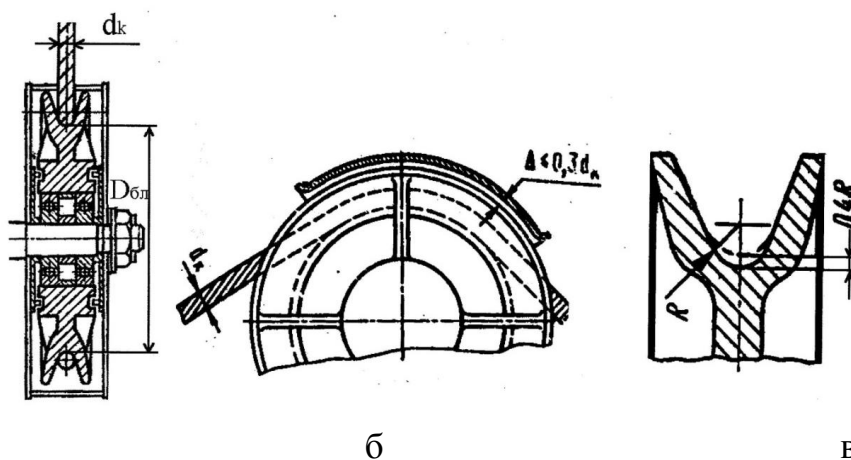


Рис. 8.18. Параметры канатных блоков, отвечающие условиям безопасной эксплуатации: а – диаметры блока и каната; б – установка ограждения блока; в – износ ручья блока

Чтобы во время работы механизма канат случайно не вышел из ручья блока, последний должен иметь ограждение на дуге охвата его канатом. Зазор между ограждением и ребордой блока должен быть не более 30 % диаметра каната (рис. 8.18, б). Контроль за состоянием блоков во время эксплуатации заключается в проверке целостности блоков (отсутствие трещин и сколов реборд) и проверке износа дна ручья. При увеличении радиуса R дна ручья на 40 % от первоначального (рис. 8.18, в) блок снимают с эксплуатации и, если возможно, ремонтируют.

Ходовые колеса рельсовых кранов выбирают по величине опорной на них нагрузки по ГОСТ 3569. Колеса для кранов, работающих на открытом воздухе, должны быть двухребордными (рис. 8.19). Безопасная эксплуатация ходовых колес заключается в своевременной замене колес при появлении трещин и сколов реборд. Предельный износ колес по дорожкам катания не должен превышать 2% от начального диаметра.

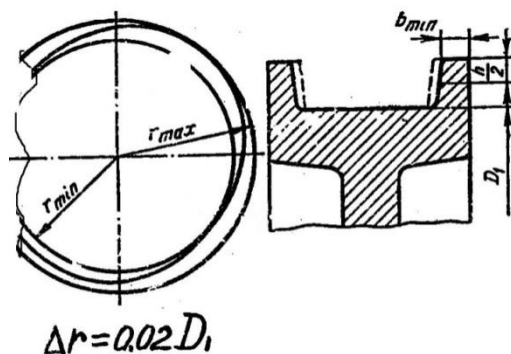


Рис. 8.19. Контролируемые параметры стальных колес рельсовых кранов

Износ толщины реборд на средней ее высоте не должен превышать 50 % от ее первоначальной толщины. Разность в диаметрах кинематически связанных колес не должна превышать 0,5 % от диаметра по дорожкам катания.

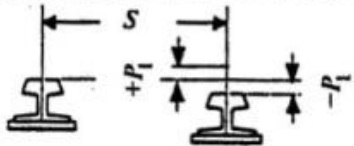
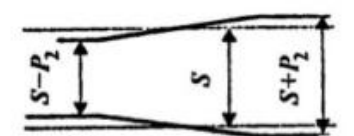
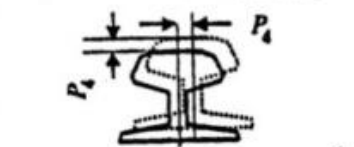
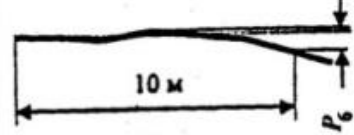
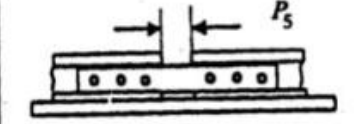
Рельсовый путь грузоподъемного крана также является источником дополнительной опасности при недостаточном контроле расположения и состояния рельсовых нитей. Состояние рельсового пути также должно контролироваться при ежегодном техническом освидетельствовании. Взаимное расположение рельсовых нитей не должно превышать нормы, указанные в табл. 6.

Тормоза являются важным фактором эксплуатационной безопасности строительных машин. Они должны обеспечивать своевременную и надежную остановку механизмов. В строительных машинах применяют колодочные, ленточные и дисковые тормоза. Тормоза грузоподъемных машин должны быть нормально замкнутыми и гарантировать расчетный тормозной момент. Проверка и регулировка тормозов должна осуществляться регулярно. Коэффициент запаса тормозного момента должен быть не менее

1,5. Надежность работы тормозов определяет состояние элементов тормозов, непосредственно влияющих на необходимую величину тормозного момента. Такими элементами являются тормозные шкивы и фрикционные накладки. Тормозные шкивы не должны иметь трещин и сколов обода. Износ толщины стенки шкива не должен превышать 25 % первоначальной толщины. Уменьшение толщины фрикционных накладок допускается не более 50 % первоначальной толщины.

Таблица 8.6

Предельные отклонения рельсовых нитей кранов

Отклонение, мм	Графическое представление отклонения	Краны	
		башенные	козловые
Разность отметок головок рельсов в одном поперечном сечении P_1 , мм S — размер колеи		45—60	40
Сужение или расширение колеи рельсового пути (отклонение размера пролета — S в плане) P_3		10	15
Взаимное смещение торцов стыкуемых рельсов в плане и по высоте P_4		3	2
Разность высотных отметок головок рельсов на длине 10 м кранового пути (общая) P_6		40	30
Зазоры в стыках рельсов при температуре 0 °С и длине рельса 12,5 м P_5		6	

8.4. Организация безопасного перемещения грузов

Съемные грузозахватные приспособления служат для обвязки и зацепки (строповки) грузов при их подъеме и перемещении. Подъемно-транспортные операции в процессе выполнения погрузочно-разгрузочных, строительно-монтажных и других работ (штабелирования, кантования грузов) кранами производятся с помощью съемных грузозахватных приспособлений. В зависимости от массы груза, его геометрических размеров и конфигурации используются различные грузозахватные приспособления. К ним относятся стропы, траверсы, клещевые и эксцентриковые захваты. Съемные грузозахватные приспособления, навешиваемые на штат-

ный крюк грузоподъемного крана, могут дополнительно служить источником аварийных ситуаций при нарушении требований их применения.

В соответствии с требованиями правил безопасности изготовление грузозахватных приспособлений и тары на предприятиях и в строительных организациях должно производиться централизованно по нормам, технологическим картам или индивидуальным чертежам. В чертежах должны быть предусмотрены схемы безопасной обвязки и зацепки груза. За качество разработки проекта и изготовление съемного грузозахватного приспособления, а также за соответствие их правилам безопасности ответственность несет организация, выполнившая соответствующую работу. Ошибки, допущенные при проектировании и изготовлении грузозахватных устройств, могут привести к авариям с тяжелыми последствиями.

Основными требованиями при проектировании и изготовлении грузозахватных приспособлений являются:

- прочность и надежность удержания груза без его повреждения;
- малая собственная масса по сравнению с массой поднимаемого груза;
- простота конструкции и удобство в обслуживании.

Грузозахватные приспособления должны иметь бирку или клеймо с указанием номера, паспортной грузоподъемности и даты испытаний на грузкой на 25 % превышающей номинальную.

Наиболее употребительными съемными приспособлениями при эксплуатации строительных машин и грузоподъемных кранов являются различные виды стропов, выполненных из канатов двойной крестовой свивки или сварных цепей (рис. 8.20).

Стропы, как и все грузозахватные приспособления, должны осматриваться каждые 10 дней с отметкой об исправности в журнале учета съемных грузозахватных приспособлений.

Стропы из канатов двойной свивки подлежат браковке, если число видимых обрывов проволок достигло 4-х на длине в 3-и диаметра каната, или 6-и на длине в 6 диаметров каната, или 16-и на длине в 30 диаметров каната.

Цепные стропы подлежат браковке при удлинении звена цепи более 3% и уменьшении первоначального диаметра проволоки цепи на 10 %.

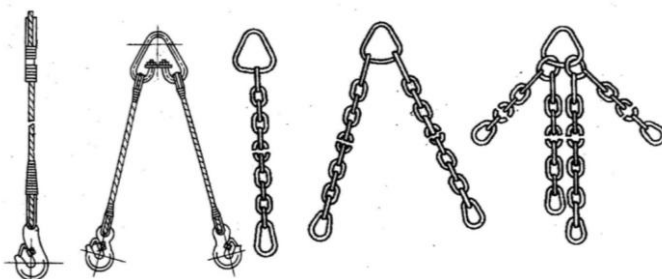


Рис. 8.20. Общий вид канатных и цепных стропов: 1, 3 – одноветвевые стропы; 2, 4 – двухветвевые стропы; 5 – четырехветвевой цепной строп

Номинальная грузоподъемность многоветвевого стропа, указанная в паспорте стропа, соответствует расхождению стропов под углом 90° (рис. 8.21).

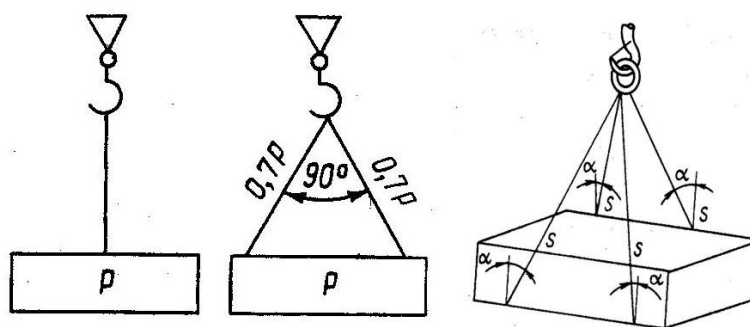


Рис. 8.21. Схемы для определения усилия в стропе

В случае необходимости угол расхождения стропов может быть увеличен. При этом необходимо проверить с учетом наклона стропов к вертикали фактически действующее в них усилие S по формуле

$$S = 9,81P/Z \cdot \cos\alpha \quad (8.16)$$

где z – количество ветвей на которых висит груз.

P – масса груза, т

Для стропов с числом ветвей более трех учитывают в расчете не более трех ветвей. Коэффициент запаса прочности каната по отношению к нагрузке отдельной ветви каната должен быть не менее 6. Коэффициент запаса прочности цепи по отношению к нагрузке отдельной ветви цепного стропа должен быть не менее 4. Коэффициент запаса прочности стропов из синтетических или других органических материалов по отношению к нагрузке отдельной ветви стропа должен быть не менее 8.

Безопасность труда при погрузке и разгрузке разнообразных грузов кранами может быть обеспечена только благодаря строгому выполнению требований государственных стандартов, норм и правил по технике безопасности. При использовании строительной техники должен быть выполнен проект производства работ, в котором должны быть предусмотрены технические условия производства работ. Разработаны технологические карты, схемы правильной строповки и складирования грузов, производственные инструкции по безопасному производству данного вида работ.

Графические изображения строповки грузов вывешиваются в местах производства работ. Производственные инструкции выдаются на руки стропальщикам и крановщикам. Примеры строповки типичных строительных элементов показаны на рис. 8.22

В целях предупреждения падения грузов во время подъема и перемещения их кранами следует соблюдать следующие правила строповки: при

обвязке груза стропы должны накладываться без узлов и перекруток. Под острые углы металлических грузов (швеллер, уголок, двутавр) необходимо подкладывать подкладки. При этом следует учитывать положение центра тяжести груза.

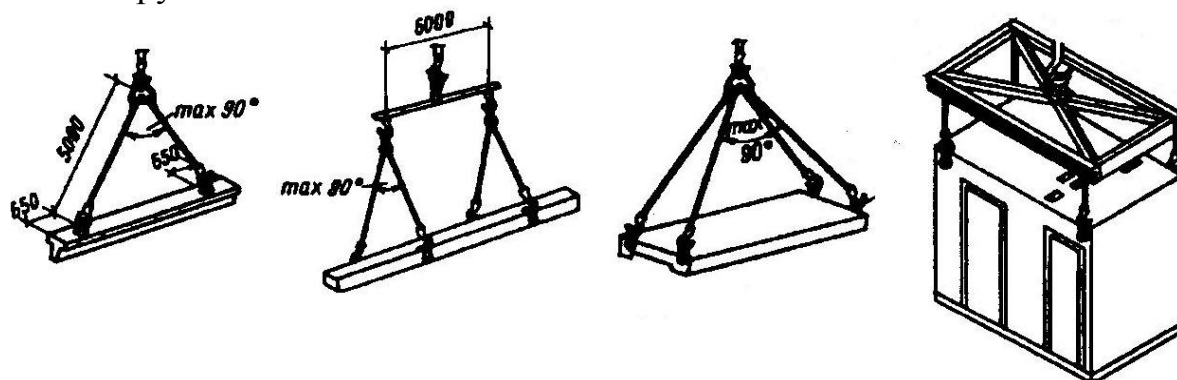


Рис. 8.22. Примеры строповки строительных элементов

Подведение стропа под груз нужно производить так, чтобы исключить возможность его выскальзывания во время подъема. Обвязывать груз следует таким образом, чтобы во время его перемещения исключалось падение его отдельных частей и обеспечивалось устойчивое положение груза при его перемещении, не повреждая груза. На рис. 8.23 показаны не допустимые способы строповки грузов.

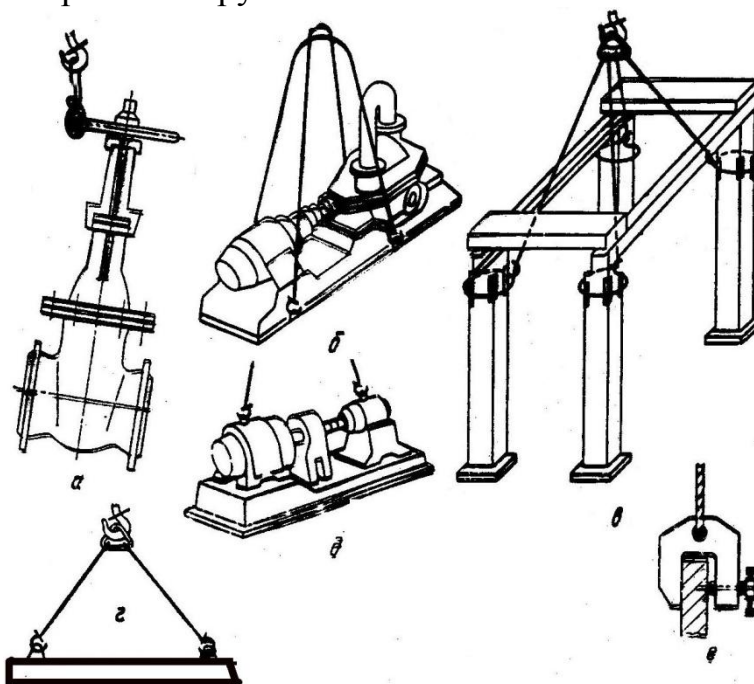


Рис. 8.23. Недопустимые способы строповки грузов: а – строповка грузов за наименее прочные элементы; б – крестовая строповка грузов; в – строповка горизонтальной "удавкой" за крюк и не симметричная строповка четырех ветвевым стропом; г – зев крюка направлен вниз; д – строповка за рым-болты элементов собранного агрегата; е – строповка струбциной вертикального листа

Организация безопасности подъемно-транспортных работ предполагает строгое соблюдение определенных правил. При погрузке и разгрузке полувагонов и автомашин не разрешается опускать и поднимать груз кранами, если в полувагоне или в автомашине находятся люди. Исключение может быть допущено при погрузке и разгрузке полувагонов крюковыми кранами, из кабины которых хорошо обзревается площадь пола полувагона и имеется возможность рабочему отойти от висящего на крюке груза на безопасное расстояние. В такой технологии должно быть заложено пооперационное выполнение работы с указанием безопасных мест для нахождения стропальщика при каждой операции подъема или опускания груза.

На площадках для укладки грузов должны быть обозначены границы штабелей, проходов и проездов между ними (рис. 8.24). Не допускается размещать грузы в проходах и проездах. Места производства работ, включая проходы и проезды, должны иметь достаточное естественное и искусственное освещение. Освещенность должна быть равномерной, без слепящего действия светильников на работающих.

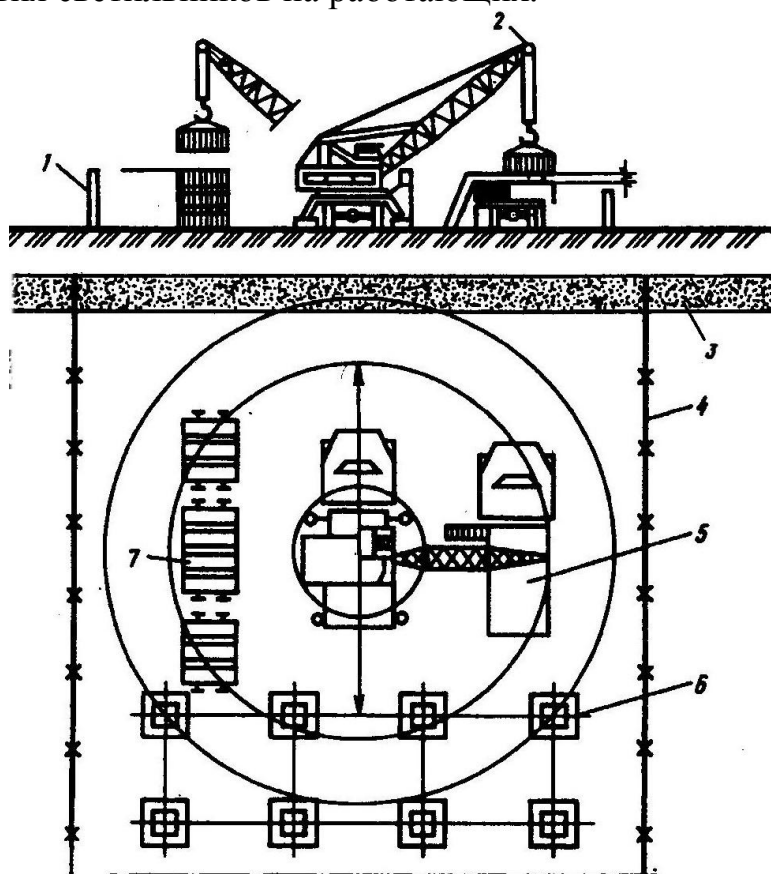


Рис. 8.24. Схема организации складирования строительных изделий:

1, 4 – ограждения; 2 – стреловой кран; 3 – подъездная дорога; 5 – транспортная техника; 6 – нулевой цикл строительного объекта; 7 – склад строительных деталей

Площадки под складирование конструкций и оборудования должны быть спланированы, очищены от посторонних предметов и мусора, в зимнее время от снега и льда и уплотнены. Для отвода поверхностных вод устраивают небольшой (2-3°) уклон. При необходимости расположения площадки вблизи траншей и котлованов, во избежание обрушения грунта и падения изделий, учитывают влияние нагрузки от деталей на грунт. Площадки для складирования грузов запрещается устраивать под проводами действующей линии электропередач. На площадке не разрешается разбрасывать бревна, доски от разобранных зданий или снятой опалубки. Граница склада должна проходить от края автодороги на расстоянии не менее 1 м.

Строительные детали и конструкции укладывают в штабели или касеты высотой, обеспечивающей их устойчивость, сохранность элементов нижних рядов и удобство работающих стропальщиков. Для удобного и безопасного входа (выхода) стропальщиков на штабель используют лестницы и площадки.

При укладке строительных деталей в штабель предусматривают через каждые два штабеля проходы шириной не менее 1 м и проезды, ширина которых зависит от габаритов транспортных средств. Расстояние между штабелями выдерживают с учетом размеров грузозахватных приспособлений, но не менее 0,2 м. Укладку деталей в штабеля производят с применением подкладок и прокладок.

Если потенциальная опасная зона крана может пересекать проезды городского транспорта или пешеходные переходы, то должно быть предусмотрено в проекте производства работ ограничение зоны перемещения грузов приборами безопасности. Пешеходные переходы должны быть защищены защитными навесами или козырьками (рис. 8.25).

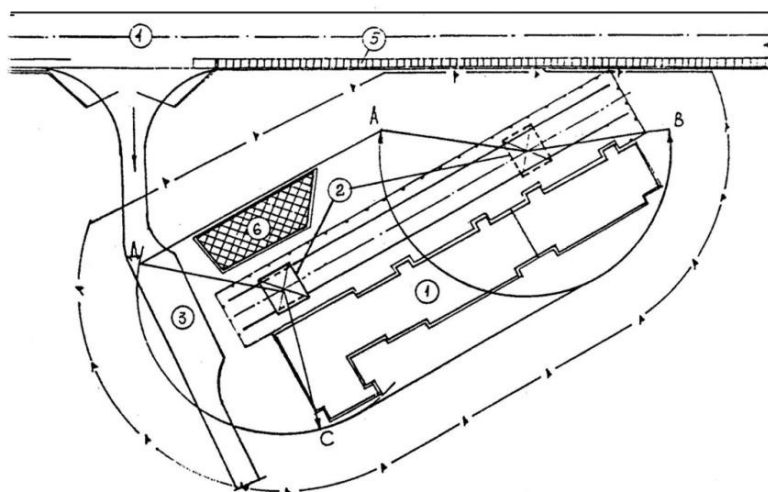


Рис. 8.25. Схема работы крана вблизи проезжей части дороги: 1 – объект строительства; 2 – башенный кран; 3 – площадка разгрузки автотранспорта; 4 – проезжая часть; 5 – забор с козырьком; 6 – площадка складирования материалов; АВСД – зона обслуживания крана

8.5. Государственный надзора за безопасной эксплуатацией машин на строительных объектах

Безопасность эксплуатации грузоподъемных кранов, как наиболее опасных машин на строительных объектах, подчинена правилам ПБ 10-382-00. Они предусматривают создание у владельца грузоподъемных машин, независимо от формы собственности, систем надзора за их безопасной эксплуатацией. Основу этого подразделения составляют специалисты, назначенные приказом владельца после их обучения на знание соответствующих правил и аттестацией комиссией Ростехнадзора с вручением соответствующего удостоверения. Такими специалистами являются:

- лицо по надзору за безопасной эксплуатацией грузоподъемных машин;
- лицо, ответственное за исправное состояние грузоподъемных машин;
- лицо, ответственное за безопасное производство работ грузоподъемными машинами. Сведения о лице, ответственном за исправное состояние, заносятся в паспорт грузоподъемной машины.

Каждая вновь приобретенная грузоподъемная машина должна быть зарегистрирована в органах Ростехнадзора по письменному заявлению владельца машины с представлением паспорта грузоподъемной машины и следующих документов:

- протоколы аттестации специалистов и персонала (крановщика, стропальщиков, слесарей по ремонту механического и гидравлического оборудования грузоподъемных машин, наладчиков приборов безопасности);
- акт технического освидетельствования и исправности машины.

На основании представленных документов грузоподъемной машине присваивают регистрационный номер.

Эксплуатация грузоподъемной машины разрешается только после получения разрешения на пуск в работу машины. Разрешение с записью в паспорте машины дает инспектор Ростехнадзора после того, как непосредственно убедится в том, что заявленное при регистрации машины соответствует действительности.

Лицо по надзору за безопасной эксплуатацией грузоподъемных машин организует и контролирует график проведения их технических освидетельствований. Подготовку машины к техническому освидетельствованию осуществляют лицо, ответственное за исправное состояние, и обслуживающий персонал.

Каждая грузоподъемная машина в процессе эксплуатации должна регулярно подвергаться техническому освидетельствованию. Каждые 12 месяцев должно осуществляться частичное техническое освидетельствование, и каждые три года – полное техническое освидетельствование. При выпуске с завода каждая машина проходит приемочные испытания, в объем которых входит полное техническое освидетельствование. Машина, прошедшая приемочные испытания, снабжается паспортом и заводской

табличкой, прочно прикрепляемой к машине. В паспорте должны быть указаны номер лицензии на право производства данной модели крана и орган Ростехнадзора, выдавший эту лицензию. На табличке указывают: завод-изготовитель, порядковый (заводской) номер крана, год выпуска. Для подъемников необходимо указывать их грузоподъемность.

Частичное техническое освидетельствование обязывает проверить соответствие Правилам организацию безопасной эксплуатации грузоподъемной машины у владельца, соответствие грузоподъемной машины паспортным данным, исправность и работоспособность самой машины.

Проверка организации безопасной эксплуатации грузоподъемной машины заключается в проверке аттестации и наличия действующих удостоверений у специалистов и персонала, наличия у них производственных инструкций, наличия приказов о назначении специалистов и персонала, регулярность ведения вахтенного журнала, журнала учета грузоподъемной техники, журнала учета съемных грузозахватных приспособлений, журнала ремонтов, наличие технологических карт на регулярные виды грузоподъемных работ, в проверке наличия инструктивных плакатов на местах ведения работ.

В паспорте грузоподъемной машины должны быть отмечены все изменения, которые были фактически на ней проведены. Заводские номера вновь установленных элементов вместо изношенных должны быть занесены в паспорт крана. К паспорту должны быть приложены все акты ремонтов и экспертных обследований машины и сделаны соответствующие записи.

Исправность грузоподъемной машины проверяется визуально и инструментальными замерами. Проверяется состояние металлоконструкции (убеждаются в отсутствии трещин, недопустимых деформаций, глубокой коррозии), проверяется степень износа канатов, крюков, блоков, колес, фрикционных накладок тормозов, состояние защитных кожухов тормозов. Проверяется надежность крепления концов канатов, пальцев шарнирных соединений, перил, ограждений, противоугонных устройств. Проверка состояния механизмов проводится без разборки на отсутствие подозрительного шума, стуков, вибраций, течей. Проверяется действие приборов безопасности, точность их срабатывания, надежность защитного заземления. При отсутствии замечаний лицо по надзору за безопасной эксплуатацией делает запись в паспорте о исправности машины и указывает срок следующего частичного технического освидетельствования.

При наличии замечаний они должны быть устранены, так чтобы можно было гарантировать безопасную работу грузоподъемной машины до следующего частичного технического освидетельствования. Каждое третье техническое освидетельствования должно проводиться как полное техническое освидетельствование.

Полное техническое освидетельствование содержит весь объем работ частичного технического освидетельствования с дополнением их статическими и динамическими испытаниями.

Статические испытания стреловых грузоподъемных кранов проводят на горизонтальной площадке в безветренную погоду с целью проверки прочности и устойчивости к опрокидыванию. Испытательный груз, массой на 25 % превышающей номинальную грузоподъемность крана, поднимают на высоту 0,2 м от земли и удерживают в течение 10 мин. Результаты статических испытаний считаются удовлетворительными, если не наблюдалось потери устойчивости и произвольного опускания груза, нет остаточных деформаций и разрушений металлоконструкции, нет нарушений в работе механизма подъема груза. Машину, выдержавшую статические испытания, подвергают динамическим испытаниям.

Динамические испытания проводят с целью проверки действия механизмов и тормозных устройств. Каждый механизм крана должен совершить перемещение соответствующего элемента крана на полную амплитуду не менее трех раз в прямом и обратном направлениях с грузом на 10 % превышающим номинальную грузоподъемность. По окончании динамических испытаний проводится тщательный осмотр металлоконструкции крана и механизмов. Если не обнаружено никаких отклонений от требований инструкций по эксплуатации крана, лицо по надзору делает запись в паспорте крана о его исправности и указывает срок следующего частичного технического освидетельствования. В случае обнаружения неисправностей по результатам статических или динамических испытаний они должны быть устранены и вновь проведены статические или динамические испытания. И так до тех пор, пока будут достигнуты положительные результаты.

Безопасное производство работ по перемещению грузов организуется и контролируется лицом, ответственным за безопасное производство работ. Он должен контролировать установку кранов в соответствии с проектом производства работ краном. Крановщики и стропальщики должны подчиняться его указаниям. В особых случаях грузоподъемные работы должны вестись под непосредственным контролем лица, ответственного за безопасное производство работ по перемещению грузов (работы ближе 30 м от ЛЭП, подъем грузов двумя кранами, разгрузка вагонов и полувагонов, перемещение грузов над объектами с работающими людьми, работа с грузами, не имеющими схем строповки или масса которых неизвестна). На местах ведения грузоподъемных работ не должно быть лиц, не имеющих прямого отношения к выполняемой работе.

При производстве грузоподъемных работ запрещается:

- поднимать грузы массой, превышающей номинальную грузоподъемность крана, или грузы неизвестной массы;

- производить подъем грузов наклонными канатами или подтаскивать грузы по земле;

- поднимать защемленные, примерзшие, засыпанные, закрепленные грузы, грузы в неустойчивом состоянии, грузы с находящимися на них людьми, грузы в таре, заполненной выше бортов, находиться под стрелой с грузом.

Аварии, несчастные случаи, производственный травматизм часто являются следствием пренебрежительного отношения к требованиям и предписаниям нормативных документов и производственных инструкций по безопасности. Организация надзора за безопасным проведением работ на строительных объектах на стадии разработки проектов производства работ (ППР) должна предусматривать кроме разработки соответствующих документов и технологических карт ведение работ периодичность контроля выполнения требований безопасности. Эта задача возлагается на лицо по надзору за безопасным ведением работ.

Студенты, как будущие организаторы производства должны хорошо представлять ответственность за безопасное выполнение работ на объекте проработать возможные опасные позиции. Разработать соответствующие мероприятия, исключая несчастные случаи и травматизм.

Заключение

Современная практика эффективного использования строительных машин опирается на способности специалистов владеть знаниями в следующих областях:

- знаниями технических возможностей строительных машин различного назначения;

- в компьютерных средствах анализа информации о строительных объектах;

- в методах разработки решений при организации работы оптимальных комплектов машин на строительных объектах.

Развитие средств механизации строительного комплекса определяется необходимостью совершенствования строительных машин и создания нового высокопроизводительного универсального оборудования.

Базовыми направлениями развития строительных машин являются совершенствование приводов машин (механических, гидравлических, электрических), направленное на расширение диапазона регулирования скоростей, повышения их КПД и надежности, разработка новых конструктивных решений.

Металлоконструкции строительных машин следует совершенствовать путем применения качественных сталей, гнутых стальных профилей, улучшения методов сварочных работ, применения термообработки сварных соединений с целью снижения металлоемкости конструкций и повышения их надежности и долговечности.

Контрольные вопросы для самопроверки

Контрольные вопросы к главе 1 «Характеристики строительных машин»

1. Что понимают под термином «строительная машина»? Назовите общие характеристики любой строительной машины.
2. Что понимают под терминами «марка машины», «тип машины», «модель машины»?
3. Что понимают под терминами «режим работы машины» и «уровень использования машины»?
4. В чем состоит отличие привода машины от сервопривода. Изобразите в виде блок-схем привод и сервопривод машины.
5. Что означает термин «Снаряженная масса машины»?
6. Что понимают под термином «качество строительной машины»?
7. Назовите известные вам типы землеройных машин, землеройно-транспортных машин, грузоподъемных машин.
8. С какой целью организуют параметрические ряды строительных машин?
9. Что положено в основу построения параметрических рядов одноковшовых экскаваторов, бульдозеров, башенных кранов, стреловых самоходных кранов?
10. Покажите принципы индексации грузового автомобильного транспорта, одноковшовых экскаваторов, траншейных экскаваторов, Башенных кранов, стреловых самоходных кранов.
11. Назовите общие критерии развития техники и охарактеризуйте их.
12. Каким требованиям должны отвечать показатели развития техники?
13. Назовите типичный комплекс категорий требований к вновь создаваемой машине.
14. Что называют жизненным циклом машины?
15. Изобразите схему жизненного цикла машины.
16. Изобразите схематично систему совершенствования машины.
17. Назовите основные категории стандартов, на которые опираются при создании машин.
18. Какие методы применяют для оценки показателей качества машин?
19. Назовите технико-экономические показатели качества строительной машины и их аналитическое выражение.
20. Назовите и дайте определение эксплуатационным показателям строительной машины.
21. Назовите и дайте определение конструктивным показателям строительной машины.
22. Назовите и дайте определение технологическим показателям строительной машины.
23. Какие действия обеспечивают систему управления качеством машины?
24. Назовите факторы воздействия холодного климата на строительную машину.
25. Назовите факторы воздействия тропического климата на строительную машину.
26. Охарактеризуйте условия работы землеройных строительных машин.
27. Изобразите варианты типичной структуры строительных машин.
28. Дайте классификацию строительных машин по типичным условиям их рабочей загрузки.

Контрольные вопросы к главе 2 « Двигатели строительных машин»

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС)

1. Перечислите виды двигателей используемых в строительных машинах.
2. Перечислите и характеризуйте известные конструкции ДВС.
3. Назовите и расшифруйте основные характеристики ДВС.
4. Что называют литровой мощностью ДВС?
5. Что такое «коэффициент форсировки» ДВС?
6. Что называют удельным весом двигателя?
7. Что называют индикаторной мощностью ДВС?
8. Что называют эффективной мощностью ДВС?
9. Какие виды графических характеристик используют для оценки эксплуатационных качеств ДВС?
10. Изобразите скоростную характеристику карбюраторного двигателя и поясните на ней характерные точки.
11. Что понимают под коэффициентом приспособляемости и какова его величина для карбюраторных и дизельных ДВС?
12. Какова величина удельного расхода топлива для карбюраторных и дизельных ДВС?
13. Изобразите скоростную характеристику дизельного двигателя и поясните на ней характерные точки.
14. Изобразите регуляторную характеристику дизельного ДВС. Как ее получают?
15. Изобразите регулировочную характеристику дизельного ДВС по составу смеси. Как ее получают?
16. Изобразите регулировочную характеристику по опережению зажигания карбюраторного ДВС. Как ее получают?
17. Изобразите и проанализируйте нагрузочные характеристики карбюраторного и дизельного ДВС.
18. Дайте сравнительную оценку дизельного и карбюраторного ДВС.

Электрические двигатели (ЭД)

1. Назовите общие достоинства и недостатки ЭД.
2. Назовите и проанализируйте основные типы механических характеристик строительных машин.
3. Что называют механической характеристикой ЭД?
4. Изобразите схему включения ЭД с независимым возбуждением и поясните ее особенности.
5. Покажите регулировочные характеристики ЭД постоянного тока при изменении тока ротора.
6. Покажите регулировочные характеристики ЭД постоянного тока при изменении напряжения питания ротора.
7. Покажите регулировочные характеристики ЭД постоянного тока при изменении тока статора. Объясните особенности такого способа регулирования.
8. Изобразите схему включения ЭД постоянного тока с последовательным возбуждением и поясните ее особенности.
9. Покажите реостатную характеристику ЭД постоянного тока с последовательным возбуждением и поясните ее особенности.
10. Изобразите схему включения ЭД постоянного тока со смешанным возбуждением и поясните ее особенности.

11. Покажите регулировочные характеристики ЭД постоянного тока со смешанным возбуждением и поясните их особенности.
12. Какая схема включения ЭД постоянного тока позволяет исключить возможность «разноса» двигателя при снятии нагрузки с двигателя?
13. Перечислите достоинства и недостатки короткозамкнутых асинхронных ЭД переменного тока.
14. В чем заключаются особенности пуска короткозамкнутых асинхронных ЭД переменного тока.
15. Каким образом можно улучшить пусковые свойства короткозамкнутых асинхронных ЭД переменного тока?
16. Какими способами можно регулировать короткозамкнутые асинхронные ЭД переменного тока?
17. В чем отличие двигателя с фазным ротором от двигателя с короткозамкнутым ротором?
18. Проанализируйте пусковые характеристики ЭД с фазным ротором и сделайте выводы.

Гидравлические двигатели (ГД)

1. Какой физический принцип используется в объемном гидроприводе машин?
2. Перечислите и раскройте принцип действия известных ГД,
3. Назовите величину рабочих параметров известных типов ГД.
4. В чем конструктивно состоит сущность лопастных насосов?
5. В чем заключается отличие радиально-поршневых ГД от аксиально-поршневых?
6. Что называют рабочим объемом ГД?
7. Как вычислить рабочий объем ГД?
8. Что называют рабочей характеристикой ГД?
9. Что называют линейным гидродвигателем?
10. Изобразите схемы известных типов линейных ГД.
11. В чем состоит обратимость гидромашин?
12. Напишите формулы для вычисления крутящих моментов известных типов ГД.

Контрольные вопросы к главе 3 «Трансмиссии строительных машин»

Механические трансмиссии

1. Перечислите виды трансмиссий строительных машин и их возможное использование. Каким показателем оценивается эффективность работы трансмиссий?
2. Перечислите разновидности механических трансмиссий и объясните их принцип действия и возможности регулирования силового потока.
- 3.

Гидравлические трансмиссии

4. Перечислите разновидности гидравлических трансмиссий и объясните их принцип действия и возможности регулирования силового потока.
5. По каким признакам классифицируют гидравлические приводы?
6. Какими достоинствами и недостатками обладает гидравлический привод?
7. В чем заключаются способы регулирования гидравлической трансмиссии?
8. Поясните достоинства и недостатки дроссельного способа регулирования в гидравлической трансмиссии.

9. Покажите дроссельные схемы регулирования гидравлической трансмиссии с последовательным включением дросселя в напорной линии и в сливной линии. Покажите механическую характеристику такого способа регулирования и особенности использования.
10. Как вычислить среднюю скорость поршня гидроцилиндра при последовательной установке дросселя?
11. Покажите дроссельные схемы регулирования гидравлической трансмиссии с параллельным включением дросселя в напорной линии. Покажите механическую характеристику такого способа регулирования и особенности использования.
12. Как вычислить среднюю скорость поршня гидроцилиндра при параллельной установке дросселя?
13. Какой недостаток дроссельного регулирования устраняет установка регулятора расхода на выходе из гидродвигателя? Покажите механическую характеристику в этом случае.
14. Покажите варианты схем объемного регулирования гидравлической трансмиссии.
15. Как вычислить крутящий момент и частоту вращения вала гидродвигателя при объемном регулировании гидротрансмиссии?
16. Изобразите графическую статическую характеристику гидропривода с нерегулируемым насосом и регулируемым двигателем и поясните ее особенности.
17. Изобразите графическую статическую характеристику гидропривода с регулируемым насосом и регулируемым двигателем и поясните ее особенности.
18. Сравните различные варианты схем с регулируемым насосом и двигателем и сделайте выводы.
19. Поясните сущность и особенность гидродинамической трансмиссии.
20. Что конструктивно отличает гидромуфту от гидротрансформатора?
21. Поясните принцип работы гидротрансформатора.
22. Изобразите безразмерную графическую характеристику гидротрансформатора и назовите ее основные показатели.
23. Поясните особенности комплексного гидротрансформатора.
24. Поясните характерные режимы работы комплексного гидротрансформатора.
25. Назовите достоинства и недостатки гидродинамической трансмиссии по сравнению с механической трансмиссией.
26. Как осуществляется реверсирование в машинах с гидродинамической трансмиссией.
27. Каков порядок выбора гидротрансформатора для совместной работы с ДВС?
28. Как выбрать согласующий редуктор для совместной работы ДВС и гидротрансформатора?
29. Каков порядок построения выходной характеристики системы двигатель-гидротрансформатор?

Электрические трансмиссии

30. Назовите типы электрических трансмиссий и объясните их сущность.
31. Поясните работу мотор-колеса на рис. 3.19.
32. Объясните работу схемы регулирования электрической трансмиссии на рис. 3.20. Поясните ее достоинства и недостатки.

Контрольные вопросы к главе 4 «Рабочие органы транспортных машин»

Колесные движители

1. Напишите дифференциальное уравнение движения транспортной тяговой машины и объясните ее применение.
2. Перечислите рабочие органы (движители) для перемещения строительных машин и укажите их применение.
3. Какими параметрами характеризуются колесные движители? Покажите их на схеме колеса.
4. Какие сопротивления возникают при качении колеса по опорной поверхности? От чего зависит их величина? Как их вычислить?
5. Опишите устройство пневматической шины. Назовите виды профиля шин и как они характеризуются.
6. Какие параметры шины отражены в ее маркировке?
7. Какие факторы и как влияют на тяговую способность пневматической шины?

Гусеничные движители

8. Назовите достоинства и недостатки гусеничных движителей по сравнению с пневмоколесными.
9. Назовите и поясните характерные конструктивные особенности гусеничного движителя.
10. Какими эксплуатационными параметрами характеризуются гусеничные движители?
11. Какое расположение ведущей звездочки относительно направления движения гусеничной машины предпочтительнее?
12. Как оценивают тягово-сцепные свойства гусеничного движителя?
13. Какое соотношение длины гусеницы к ее ширине позволяет реализовать наилучшие тягово-сцепные свойства гусеничного движителя?
14. Как вычислить силу сопротивления движению гусеничной машины?
15. Как вычислить сопротивление развороту гусеничной машины?

Шагающие движители

16. Поясните принцип работы шагающего движителя.
17. Назовите и поясните характерные конструктивные варианты шагающих движителей.
18. Назовите возможности применения шагающих движителей. Их достоинства и недостатки.
19. Назовите виды приводов механизмов шагания.

Тяговый расчет транспортной машины

20. Поясните суть тягового расчета транспортной машины.
21. Каков порядок тягового расчета транспортной машины?
22. Как вычислить потребную мощность транспортной машины?
23. Что характеризует коэффициент приспособляемости ДВС?
24. С какой целью используют универсальную характеристику ДВС?
25. Каковы условия выбора максимальной и минимальной скорости передвижения строительной машины?

26. Как определить диапазон передаточных чисел трансмиссии строительной машины?

Контрольные вопросы к главе 5 «Рабочие органы машин для перемещения грузов по установленным траекториям»

1. Приведите классификацию машин для перемещения грузов по стационарным траекториям?
2. Что называют тяговым органом конвейера? Какие виды тяговых органов известны? Перечислите свойства, достоинства и недостатки ленточных тяговых органов.
3. Какие существуют конструкции ленточных тяговых органов, какие к ним предъявляются требования?
4. Каким образом выполняется соединение стыков лент?
5. При каких условиях правомочна работа формулы Эйлера?
6. Как определить усилие, действующее в тяговом рабочем органе?
7. Что такое тяговый коэффициент?
8. Как определить параметры тягового органа ленточного конвейера?
9. Как определить минимальное потребное натяжение тягового органа?
10. Как определить максимальное натяжение тягового органа?
11. Как вычислить производительность ленточного конвейера?
12. Как вычислить мощность привода ленточного конвейера?
13. Приведите классификацию цепных тяговых органов.
14. Перечислите в каких видах конвейеров используют цепные тяговые органы.
15. Поясните особенности тягового расчета конвейеров с цепным тяговым органом.
16. Объясните принцип работы винтового конвейера. Достоинства и недостатки винтовых конвейеров.
17. Объясните принцип работы вертикального винтового конвейера.
18. Как вычислить мощность привода винтового пологонаклонного и вертикального конвейеров?
19. Как проверить прочность винта винтового конвейера?

Рабочие органы для вертикального перемещения штучных грузов.

20. Перечислите устройства для вертикального перемещения штучных грузов.
21. Взаимодействие каких элементов в грузовой лебедке создает возможность безопасного подъема груза на большую высоту?
22. Какие требования предъявляются к грузовым крюкам в процессе их изготовления и эксплуатации?
23. Какое устройство называют полиспастом и чем оно характеризуется? С какой целью в грузоподъемном механизме применяют полиспасты? Оцените их достоинства и недостатки.
24. Какие требования предъявляются к грузовым канатам в процессе их изготовления и эксплуатации?
25. Какие требования предъявляются к крюковым обоймам в процессе их изготовления и эксплуатации?
26. Какие требования предъявляются к барабанам лебедок в процессе их изготовления и эксплуатации?
27. Как определить мощность двигателя грузовой лебедки? Каким требованиям должны отвечать двигатели и тормоза грузовых лебедок?

Контрольные вопросы к главе 6 «Рабочие органы для разработки грунтов» Горизонтальная разработка

1. Какими параметрами характеризуются режущие кромки рабочих органов машин для разработки грунтов?
2. Какие известные исследователи занимались вопросами оптимизации рабочих органов землеройных машин?
3. Какие направления уменьшению усилий резания грунтов рекомендуются исследованиями известных ученых?
4. Каким показателем пользуются для определения прочности нескальных грунтов?
5. Как вычисляют силу сопротивления копанию плоским режущим органом?
6. Объяснить как происходит процесс заполнения ковша скрепера.
7. Как вычислить потребную силу тяги при копании грунта ковшом скрепера?
8. Как вычислить производительность скрепера при разработке грунтов?

Вертикальная разработка грунтов

9. Какими машинами осуществляется вертикальная разработка грунтов?
10. Как вычислить усилие копания прямой лопатой?
11. Как вычислить усилие копания обратной лопатой?
12. В каких случаях целесообразно использовать роторные экскаваторы?
13. Каков порядок выбора параметров рабочего органа роторного экскаватора?
14. Какие важные факторы необходимо учитывать для обеспечения эффективной работы ротора экскаватора?
15. Как определить величину усилия копания ротора экскаватора?
16. Как определить полный момент сопротивления вращению ротора и мощность для привода ротора?
17. Каков порядок определения параметров ротора траншейного экскаватора?
18. Как вычислить полный момент сопротивления вращению ротора и потребную мощность привода ротора траншекопателя?

Контрольные вопросы к главе 7 (Рабочие органы для уплотнения грунтов)

1. В чем заключается процесс уплотнения грунтов?
2. Какие факторы обеспечивают эффективное уплотнение грунтов?
3. По каким параметрам устанавливается оптимальная плотность грунта?
4. Приведите классификацию машин для уплотнения грунтов.
5. Каким параметром характеризуется уплотняющая способность катков и как ее вычислить?
6. Как определить силу сопротивления передвижению катка?
7. При каком условии возможно эффективное передвижение катка при уплотнении грунта?
8. Какие известны способы повышения эффективности уплотнения грунтов?
9. Как определяют нужную массу катка на пневматических шинах?
10. Как определить глубину уплотнения и производительность катков на пневматических шинах?
11. В каких случаях следует использовать для уплотнения грунтов кулачковые катки?

12. Каков порядок выбора кулачковых уплотняющих катков?
13. Какие виды виброуплотняющих устройств применяются в дорожном строительстве?
14. В чем состоит преимущество катков динамического действия по сравнению с катками статического действия?
15. Какими параметрами характеризуются виброуплотняющие устройства?
16. Как выбрать оптимальную величину возмущающей силы?
17. В чем заключается недостаток виброуплотняющих устройств?
18. Как обеспечить самопередвижение виброуплотняющего устройства?
19. Каков принцип действия трамбуемых машин?
20. Как определяют производительность виброуплотняющих машин?

Контрольные вопросы к главе 8 «Безопасность при эксплуатации строительных машин»

1. Что понимают под безопасностью строительных машин?
2. Какие строительные технические устройства относятся к опасным производственным объектам (ОПО)?
3. Какие общие причины с участием строительных машин приводят к авариям?
4. В каких случаях возможно опрокидывание строительных машин?
5. Перечислите виды строительных машин с переменным опорным контуром.
6. Что в строительных машинах называют ребром опрокидывания? Укажите положение ребра опрокидывания для колесных, гусеничных, шагающих машин.
7. Каким образом оценивается способность машин противостоять опрокидыванию?
8. Как влияет положение центра масс строительных машин на их опрокидывание?
9. Какая минимальная величина коэффициента устойчивости регламентирована для грузоподъемных кранов?
10. Что называют собственной и рабочей устойчивостью грузоподъемного крана?
11. Как опытным путем проверяется устойчивость грузоподъемного крана?

Установка машин на строительных объектах

12. Какие опасности при установке машин на строительных объектах могут привести к авариям машин?
13. Какие опасности считаются скрытыми, явными, условными?
14. Как определить границы опасной зоны?
15. Как безопасно установить автокран при работе на строительном объекте?
16. Какие нормативы должны быть соблюдены при установке башенного крана для обслуживания строящегося здания?
17. Что определяет границу опасной зоны автомобильного крана?

Условия безопасного использования специальных деталей машин

18. Назовите допустимые пределы износа грузовых крюков, канатов, блоков, барабанов, элементов тормозов, ходовых колес рельсовых кранов.
19. Какие нормативы установлены на крепление концов канатов в грузоподъемных машинах?

20. Какие допустимые отклонения рельсовых нитей кранов?

Организация безопасного перемещения грузов

21. Какие требования предъявляются к съемным грузозахватным приспособлениям?
22. Какие минимальные коэффициенты запаса прочности должны иметь гибкие элементы съемных грузозахватных приспособлений?
23. Какие документы должны сопровождать производство работ на строительной площадке при использовании техники?
24. Кто имеет право производить зацепку грузов для их перемещения?
25. Какие требования предъявляются к размещению грузов на строительной площадке?
26. Какие правила надо соблюдать при разгрузке автотранспорта и железнодорожных вагонов?

Государственный надзор за безопасной эксплуатацией машин на строительных объектах

27. Как организована в России система надзора за безопасной эксплуатацией строительных машин?
28. Как организована в строительных организациях система надзора за безопасной эксплуатацией строительных машин?
29. Каковы задачи полного и частичного технического освидетельствования грузоподъемных машин?
30. Перечислите действия, которые категорически не допускаются при производстве грузоподъемных работ.

Библиографический список

1. Абрамович И.И. и др. Грузоподъемные краны промышленных предприятий: Справочник/ И.И.Абрамович, В.Н. Березин, А.Г. Яуре. – М.: Машиностроение, 1989.– 360 с.
2. Александров, М.П. Грузоподъемные машины: учебник / М.П. Александров - М.: МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2000. - 552 с.
3. Антонов А.С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. М.– Л., «Машиностроение», 1967, 440 с.
4. Баловнев В.И. Многоцелевые дорожно-строительные и технологические машины: Учебное пособие для вузов по дисциплине «Дорожные машины» для специальностей 170900, 230100, 150600, 291800. – Омск-Москва: ОАО «Омский дом печати» 2006. – 320 с.
5. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины: учебник / А.А. Вайнсон. - М.: Машиностроение, 1989. 563 с.
6. Грузозахватные устройства: справочник / Ю.Т. Козлов, А.М. Обермейстер, Л.П. Протасов и др. - М.: Транспорт, 1980. – 223 с.
7. Долин П.А. Справочник по технике безопасности: справочник / П.А. Долин - М.: Энергоиздат, 1982. – 800 с.

- 8 Домбровский Н.Г. и Гальперин М.И. Землеройно-транспортные машины/ Н.Г. Домбровский , М.И. Гальперин.— М, «Машиностроение», 1965, 320 с.
- 9 Жулай В.А. Курсовое проектирование приводов транспортных, строительных и дорожных машин: учебное пособие/ В.А. Жулай. – Воронеж: гос. арх. – стоит. ун-т, Воронеж, 2007. – 327 с.
- 10 Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. / Р.Л. Зенков, И.И. Ивашков, Л.Н. Колобов. – М.,: Машиностроение, 1980, 304 с.
- 11 Калинин Ю.И. и др. Проектирование механизмов грузоподъемных кранов: учеб. пособие/ Ю.И. Калинин, Ю.Ф. Устинов, В.А. Жулай, В.А. Муравьев. – Воронеж: гос. арх. – стоит. ун-т, Воронеж, 2010. – 156 с.
- 12 Костин А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации / А.К. Костин, В.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев. – Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с
- 13 Лозовецкий В.В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин: учебное пособие/ В.В. Лозовецкий. – СПб.: Издательство «Лань», 2012.– 560 с.
- 14 Мазалов Н.Д., Трусов М.Д. Гидромеханические коробки передач. М., «Машиностроение», 1971. – 294 с.
- 15 Ульянов Н.А. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин. М., «Машиностроение»,1969, 520 с.

Оглавление

Введение.....	3
Глава 1. Характеристики строительных и дорожных машин...	4
1.2. Классификация и параметрические ряды СДМ.....	5
1.3. Критерии развития и качества СДМ.....	10
1.4. Жизненный цикл СДМ.....	13
1.5. Качество СДМ.....	15
1.6. Показатели эффективности СДМ.....	16
1.7. Состав строительных машин.....	26
Глава 2. Двигатели СДМ.....	31
2.1. Виды двигателей СДМ.....	31
2.2. Общие характеристики ДВС.....	31
2.3. Графические характеристики ДВС.....	35
2.4. Сравнительный анализ дизельных и карбюраторных двигателей СДМ.....	44
2.5. Электрические двигатели СДМ.....	45
2.5.1. Характеристики строительных машин как приводимых объектов.....	45

2.5.2. Характеристики двигателей постоянного тока (ДПТ).....	47
2.5.2.1. ДПТ с независимым возбуждением.....	48
2.5.2.2. ДПТ с последовательным возбуждением.....	52
2.5.2.3. ДПТ со смешанным возбуждением.....	55
2.5.3. Асинхронные двигатели переменного тока.....	57
2.5.3.1. Двигатели переменного тока с фазным ротором.....	62
2.6. Общая характеристика гидравлических двигателей.....	64
2.6.1. Конструкция и параметры гидродвигателей.....	65
Глава 3. Трансмиссии строительных машин.....	71
3.1. Общая характеристика трансмиссий.....	71
3.2. Механические трансмиссии.....	71
3.3. Гидравлические трансмиссии.....	72
3.3.1. Гидрообъемная трансмиссия.....	76
3.3.2. Гидродинамическая трансмиссия.....	84
3.3.2.1. Выбор гидротрансформатора (ГТР) трансмиссии.....	88
3.3.2.2. Диапазон совместной работы ДВС и ГТР.....	88
3.4. Электрические трансмиссии.....	92
Глава 4. Рабочие органы транспортных машин.....	97
4.1. Дифференциальное уравнение транспортной машины.....	97
4.2. Рабочие органы (движители) транспортных машин.....	101
4.2.1. Колесные движители строительных машин.....	101
4.3. Гусеничные движители.....	108
4.4. Шагающие движители.....	116
4.5. Тяговый расчет транспортной машины.....	119
4.5.1. Определение мощности двигателя для передвижения транспортной машины.....	120
4.5.2. Определение диапазонов скоростей и передаточных чисел трансмиссии транспортных машин.....	124
Глава 5. Рабочие органы для перемещения грузов по установленным траекториям.....	126
5.1. Ленточные тяговые органы.....	127
5.2. Цепные тяговые органы.....	135
5.3. Винтовые транспортирующие органы.....	137
5.4. Рабочие органы для вертикального перемещения грузов.....	144
Глава 6. Рабочие органы для разработки грунтов.....	155
6.1. Рабочие органы для горизонтальной разработки грунтов.....	155
6.2. Рабочие органы для вертикальной разработки грунтов.....	162
6.3. Роторные режущие органы.....	
6.4. Рабочие органы траншеекопателей.....	174
Глава 7. Рабочие органы для уплотнения грунтов.....	179
7.1. Основы теории уплотнения грунтов.....	179
7.2. Катки с гладкими вальцами.....	183
7.3. Катки с пневматическими шинами.....	187

7.4. Кулачковые катки.....	188
7.5. Уплотняющие органы динамического действия.....	190
Глава 8. Безопасность при эксплуатации строительных машин.....	195
8.1. Устойчивость машин как фактор безопасности.....	196
8.2. Установка машин на строительных объектах.....	201
8.3. Условия безопасности специальных деталей машин.....	210
8.4. Организация безопасного перемещения грузов.....	216
8.5. Государственный надзор за безопасной эксплуатацией машин на строительных объектах.....	222
Заключение.....	225
Контрольные вопросы для самопроверки.....	226
Библиографический список.....	234