

Б 160440

**В.С. КВАГИНИДЗЕ
Ю.А. АНТОНОВ
В.Б. КОРЕЦКИЙ
Н.Н. ЧУПЕЙКИНА**

**ЭКСКАВАТОРЫ
НА КАРЬЕРАХ
КОНСТРУКЦИИ
ЭКСПЛУАТАЦИЯ
РАСЧЕТ**

ТЕХНИКА
ОТКРЫТЫХ
ГОРНЫХ
РАБОТ.

1



РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Председатель

Л.А. ПУЧКОВ

*президент МГГУ,
чл.-корр. РАН*

Зам. председателя

Л.Х. ГИТИС

*директор
Издательства МГГУ*

Члены редсовета

И.В. ДЕМЕНТЬЕВ

академик РАЕН

А.П. ДМИТРИЕВ

академик РАЕН

Б.А. КАРТОЗИЯ

академик РАЕН

А.В. КОРЧАК

академик МАН ВШ

М.В. КУРЛЕНЯ

академик РАН

В.И. ОСИПОВ

академик РАН

В.Л. ПЕТРОВ

академик МАН ВШ

Э.М. СОКОЛОВ

академик МАН ВШ

К.Н. ТРУБЕЦКОЙ

академик РАН

В.А. ЧАНТУРИЯ

академик РАН

Е.И. ШЕМЯКИН

академик РАН

b 160440

ТЕХНИКА ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

**В.С. КВАГИНИДЗЕ
Ю.А. АНТОНОВ
В.Б. КОРЕЦКИЙ
Н.Н. ЧУПЕЙКИНА**

ЭКСКАВАТОРЫ НА КАРЬЕРАХ КОНСТРУКЦИИ ЭКСПЛУАТАЦИЯ РАСЧЕТ

*Допущено Учебно-методическим объединением
вузов Российской Федерации по образованию
в области горного дела в качестве учебного пособия
для студентов высших учебных заведений,
обучающихся по специальности «Открытые горные
работы» направления подготовки «Горное дело»
и по специальности «Горные машины и оборудование»
направления подготовки «Технологические машины
и оборудование»*



МОСКВА

◆ «ГОРНАЯ КНИГА»

◆ ИЗДАТЕЛЬСТВО МОСКОВСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО УНИВЕРСИТЕТА

◆ 2009

СПИГИ(ТУ)

Главная библиотека



87 1699

УДК 621.879:622.271.4
ББК 38.623
К 32

Книга соответствует «Гигиеническим требованиям к изданиям книжным для взрослых. СанПиН 1.2.1253—03», утвержденным Главным государственным санитарным врачом России 30 марта 2003 г. (ОСТ 29.124—94). Санитарно-эпидемиологическое заключение Федеральной службы по надзору в сфере защиты прав потребителей № 77.99.60.953.Д.008501.07.07

Экспертиза проведена Учебно-методическим объединением высших учебных заведений Российской Федерации по образованию в области горного дела (письмо № 51-93/6 от 21.10.2008 г.)

Рецензенты:

- чл.-корр. РАН А.Ф. Сафронов (председатель президиума Якутского научного центра Сибирского отделения РАН);
- д-р техн. наук, проф. Б.Л. Герике (Институт угля и углехимии Сибирского отделения РАН)

Квагинидзе В.С., Антонов Ю.А., Корецкий В.Б., Чупейкина Н.Н.
К 32 **Экскаваторы на карьерах. Конструкции, эксплуатация, расчет:**
Учебное пособие. — М.: Издательство «Горная книга», Издательство Московского государственного горного университета. — 2009. — 409 с.

ISBN 978-5-98672-113-2 (в пер.)

ISBN 978-5-7418-0558-9

Рассмотрены типы экскаваторов, применяемых на открытых горных работах, их характеристики, устройство, конструктивное исполнение узлов и основные положения по эксплуатации машин на карьерах (область применения, монтаж, организация работы, система технического обслуживания и ремонта, операции технического обслуживания, применяемые смазочные материалы). Приведены эксплуатационные расчеты, а также расчеты узлов и систем экскаваторов, деталей машин, меры безопасности при эксплуатации экскаваторов.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности «Открытые горные работы» направления подготовки «Горное дело» и по специальности «Горные машины и оборудование» направления подготовки «Технологические машины и оборудование». Может быть полезно инженерно-техническим, научным работникам предприятий, связанных с проектированием, изготовлением и эксплуатацией экскаваторов на карьерах.

УДК 621.879:622.271.4
ББК 38.623

ISBN 978-5-98672-113-2
ISBN 978-5-7418-0558-9

© В.С. Квагинидзе, Ю.А. Антонов,
В.Б. Корецкий, Н.Н. Чупейкина, 2009
© Издательство «Горная книга», 2009
© Издательство МГГУ, 2009
© Дизайн книги. Издательство МГГУ,
2009

ВВЕДЕНИЕ

При разработке месторождений полезных ископаемых открытым способом выемочно-погрузочные работы являются одним из основных производственных процессов, а машины, выполняющие эти работы, — ведущими машинами комплексов механизации. На открытых горных работах при разработке практически всех видов полезных ископаемых для производства выемочно-погрузочных работ наибольшее распространение получили одноковшовые и многоковшовые карьерные экскаваторы.

Условия работы экскаваторов на карьерах относятся к ряду довольно тяжелых. Наибольшее влияние на их эксплуатационные показатели оказывают горно-геологические, горно-технические и погодно-климатические условия (технологические свойства горных пород, атмосферные осадки, температурный режим, запыленность, значительные нагрузки и др.), которые определяют производительность машин, их надежность и затраты на эксплуатацию.

Развитие открытых горных работ в настоящее время осуществляется за счет увеличения глубины разработок и коэффици-

ента вскрыши на действующих предприятиях, что предопределяет применение горного и горно-транспортного оборудования большой единичной мощности.

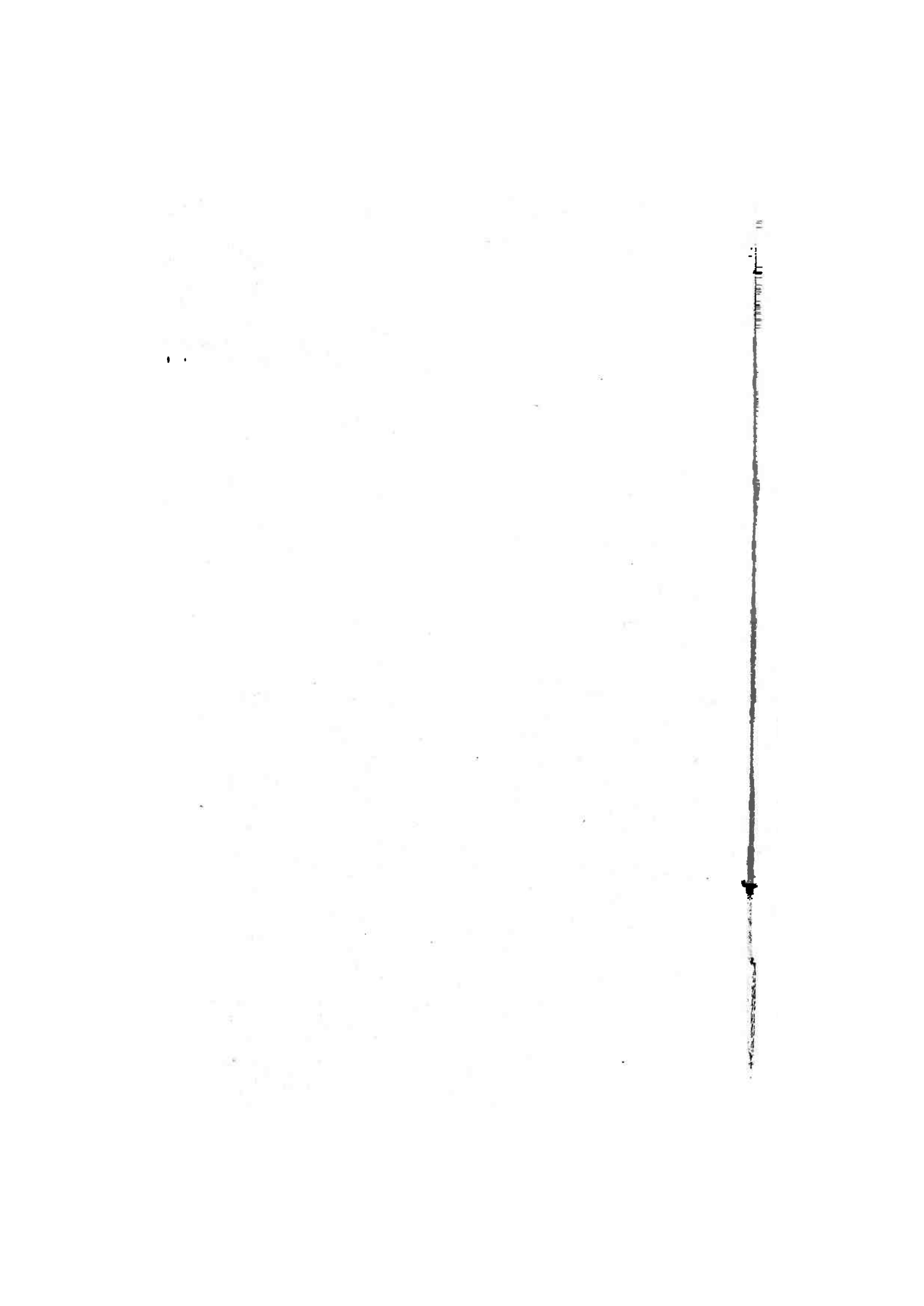
Опыт эксплуатации экскаваторов на карьерах в различных климатических зонах показывает, что коэффициент использования машин не превышает $0,35 \div 0,51$, что объясняется как недостаточной надежностью самих машин, так и несоответствием условиям эксплуатации.

Совершенствование конструкции карьерных экскаваторов связано с увеличением вместимости ковша, повышением эксплуатационной надежности и созданием машин исполнения ХЛ для эксплуатации в зонах холодного климата при низких температурах до -60°C .

Применение мощных высокопроизводительных экскаваторов и постоянное усложнение их конструкции требуют обеспечения соответствия основных конструктивных параметров машин условиям эксплуатации.

ГЛАВА 1

**КОНСТРУКЦИИ
ЭКСКАВАТОРОВ**



1.1. КЛАССИФИКАЦИЯ ЭКСКАВАТОРОВ

Общая классификация экскаваторов

Экскаватором называется машина, предназначенная для черпания (экскавации) горной массы, перемещения ее на относительно небольшие расстояния и погрузки на транспортные средства или разгрузки в отвал.

Экскаваторы подразделяются на машины циклического (одноковшовые) и непрерывного (многоковшовые) действия и в общем виде классифицируются по следующим признакам: назначению и роду выполняемой работы; вместимости ковша (одноковшовые) или теоретической производительности (многоковшовые); видам рабочего, ходового и силового оборудования (табл. 1.1).

В свою очередь, одноковшовые и многоковшовые экскаваторы имеют более узкие классификации, отвечающие конкретной специфике конструкций той или иной группы машин.

Одноковшовые экскаваторы

Рабочий цикл одноковшового экскаватора складывается из четырех последовательных операций: наполнения ковша (черпания), перемещения его к месту разгрузки (транспортирования), разгрузки и перемещения порожнего ковша к месту черпания для

Общая классификация экскаваторов, применяемых на открытых горных работах

Группа	Тип	Классификационный признак			Силовое оборудование
		Вместимость ковша, м ³	Вид основного (сменного) рабочего оборудования	Ходовое оборудование	
Одноковшовые	Лопаты карьерные: прямые напорные механические (ЭЖ) прямые гидравлические (ЭГ) обратные гидравлические (ЭГО) карьерно-строительные (ЭО)	4÷10 (40)	Прямая лопата	Гусеничное	Электрическое
		8÷20 (30)*	Прямая лопата	Гусеничное	Дизель-гидравлическое, электрогидравлическое
		8÷20 (30)*	Обратная лопата	Гусеничное	Дизель
		0,15÷4	Прямая лопата, обратная лопата, драглайн, грейфер, кран	Пневмоколесное, гусеничное	Дизель
	Драглайны: шагающие (ЭШ) гусеничные (ЭДГ)	6,5-100 4÷6,5	Драглайн	Шагающее Гусеничное	Электрическое Дизель

* Проект.

воспроизведения нового цикла. Поэтому одноковшовые экскаваторы являются машинами циклического (прерывного) действия.

Одноковшовые экскаваторы по назначению делят на группы:

- строительные универсальные, предназначенные для земляных и погрузочно-разгрузочных работ в строительстве;
- карьерные, вскрышные и шагающие (драглайны), применяемые для открытых горных работ.

В основу индексации одноковшовых экскаваторов заложена размерная группа машин, которая определяется вместимостью ковша (карьерные экскаваторы), а также длиной стрелы (драглайны) или радиусом черпания (вскрышные экскаваторы).

Обозначение ЭКГ-5А расшифровывается так: Э — экскаватор, К — карьерный, Г — гусеничный, 5 — вместимость ковша в кубических метрах, А — индекс модернизации. Обозначение ЭШ-100.100 расшифровывается: Э — экскаватор, Ш — шагающий, 100 — вместимость ковша в кубических метрах, 100 — длина стрелы в метрах.

Буквы А, И, М, С обозначают модификации экскаваторов; Ус — экскаватор с удлиненным рабочим оборудованием для погрузки в транспорт, расположенный на уровне стояния экскаватора (нижняя погрузка); У — экскаватор с удлиненным рабочим оборудованием для погрузки в транспорт, расположенный выше уровня стояния экскаватора (верхняя погрузка).

1.2. УСТРОЙСТВО ЭКСКАВАТОРОВ

1.2.1. Конструктивные схемы экскаваторов

Рабочее оборудование экскаваторов

Любой экскаватор, одноковшовый или многоковшовый, состоит из рабочего (у одноковшовых экскаваторов оно же и транспортирующее), транспортирующего, механического, включающего главным образом передаточные механизмы (трансмиссии), ходового и силового оборудования, а также механизмов управления, металлоконструкций платформы и надстройки, кузова.

Рабочим оборудованием называется комплекс узлов экскаватора (рабочий орган, стрела, система подвески стрелы), обеспечивающий его действие в зоне работы экскаватора.

Основными видами рабочего оборудования экскаваторов, применяемых на открытых горных работах, являются:

- у одноковшовых: прямая напорная лопата, драглайн, гидравлические прямые и обратные лопаты;
- у многоковшовых: ротор, черпаковая цепь и фреза (барбан с зубками).

Конструктивные схемы одноковшовых экскаваторов

Механическая прямая напорная лопата. Прямые напорные лопаты выпускают с четырьмя видами рабочего оборудования: прямая с выдвижной рукоятью, коленно-рычажная, рычажная типа «Суперфронт» и гидравлическая.

Прямая напорная лопата с выдвижной рукоятью (рис. 1.1) состоит из ковша 1, рукояти 2, удерживаемой седловым подшипником 3, и деталями напорного механизма. Стрела опирается на поворотную платформу с помощью пятового шарнира 4 и поддерживается с помощью подвески 5. Подъемный канат от лебедки O_1 проходит через головной блок 6 стрелы и в точке B с подвеской 7 ковша образует подвижное звено.

В зависимости от системы напорного механизма и конструкции стрелы различают четыре основных типа прямой лопаты:

1. С зубчато-реечным механизмом напора (рис. 1.1, а), расположенным на стреле 8 и передающим усилие на зубчатую рейку 9 рукояти через кремальерную шестерню 10 с осью вращения O_2 и через точки контакта ползунов седлового подшипника с рукоятью (точка A).

2. С канатным механизмом напора (рис. 1.1, б) и стрелой, которую шарнир O_2 делит на две части — верхнюю 8 и нижнюю 9, поддерживаемую подкосом 10. Напорная лебедка 11 располагается на платформе. Выдвижение и возврат рукояти производятся канатами 12 и 13, которые огибают центральные блоки 14, закрепленные на оси O_2 , и полублоки 15 и 16, закрепленные на рукояти.

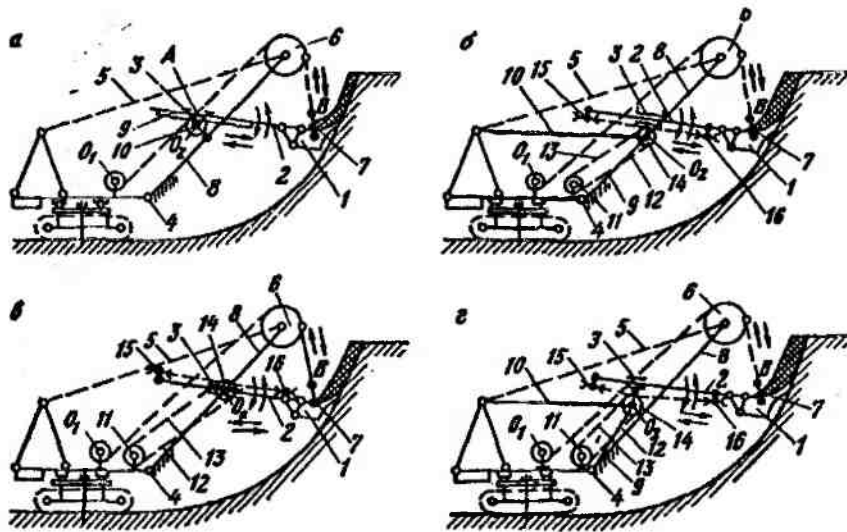


Рис. 1.1. Конструктивные схемы прямой напорной лопаты с выдвижной рукоятью

3. С канатным механизмом напора (рис. 1.1, в) и неразрезной стрелой 8. Седловой подшипник 3 и центральные блоки 14 укрепляются на оси O_2 в стреле. Выдвижение и возврат рукояти осуществляются лебедкой 11 так же, как и на схеме, показанной на рис. 1.1, б.

4. С канатным механизмом напора (рис. 1.1, г) и неразрезной двухбалочной стрелой 8. Седловой подшипник 3 установлен в шарнире стойки 9, не связанной со стрелой. Стойка поддерживается подкосом 10. Напорная лебедка 11 расположена в передней части платформы. Выдвижение и возврат рукояти осуществляются так же, как на схеме, показанной на рис. 1.1, б.

Положение рукояти в седловом подшипнике позволяет ей вращаться вокруг оси O_2 крепления седлового подшипника под действием усилия в подъемном канате, а также поступательно перемещаться в седловом подшипнике в результате действия напорного механизма и проворачиваться вокруг продольной оси. Таким образом, у трех последних типов напора рукоять

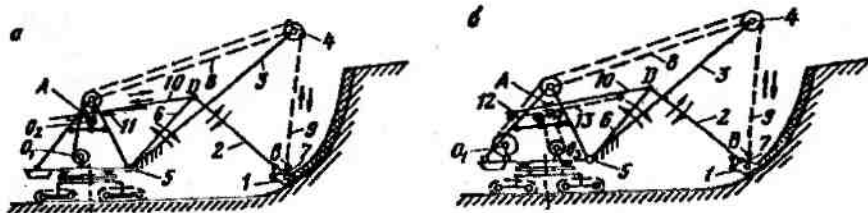


Рис. 1.2. Конструктивные схемы коленно-рычажных прямых лопат

имеет три степени подвижности. Рабочие движения ковша во времени определяются сложением векторов перемещений, обеспечиваемых подъемным и напорным механизмами при вращательном движении барабанов лебедок напора и подъема.

Разгрузка ковша после поворота платформы к отвалу или на ось транспортного средства осуществляется открытием дна ковша специальным механизмом. Ковш опускается в исходное положение для копания у подошвы уступа под действием веса рукояти и ковша, при этом днище ковша захлопывается. Ковш готов к наполнению.

Напорные прямые лопаты предназначены для разработки массивов, расположенных, как правило, выше уровня установки машины, но способны осуществлять черпание и ниже уровня установки на незначительную глубину, достаточную только для самозаглубления машины при проходке траншей.

Прямая коленно-рычажная напорная лопата (рис. 1.2) имеет рукоять, кинематически не связанную со стрелой и перемещающуюся между стойками двухбалочной неразрезной стрелы. Такого рода лопаты известны с двумя системами подачи: зубчато-реечной (рис. 1.2, а) и канатной (рис. 1.2, б).

Элементами рабочего оборудования лопаты являются ковш 1, рукоять 2, стрела 3 с головными блоками 4 и пятой 5, балансиры 6, подвеска ковша 7, полиспаст 8 и подъемный канат 9.

У коленно-рычажных лопат седловой подшипник А вынесен на двуногую стойку, а подача рукояти на забой осуществляется

напорной балкой 10, перемещаемой посредством либо зубчато-реечной системы 11 (см. рис. 1.2, а), либо системы канатов 12 и 13 (см. рис. 1.2, б).

В кинематическом отношении неподвижным звеном исполнительного механизма экскаватора является поворотная платформа с двуногой стойкой и стрелой. Напорный механизм передает напорно-возвратное движение балке 10, шарнирно соединенной с балансиром 6. Рукоять и ковш образуют вращательные пары в шарнире D и в точке B . Ковш подвешивается к подъемному канату 9 через подвеску ковша 7. Коленно-рычажный механизм воспроизводит движение прямой лопаты в результате вращательного движения кремальерной шестерни вокруг оси O_2 , а также барабанов лебедок относительно точек O_1 и O_3 . Траектории копания определяются в результате сочетания поворотного относительно точки D и поступательного относительно седлового подшипника A движений напорной балки 10 рукояти.

Разгрузка ковша осуществляется так же, как и у прямой напорной лопаты с выдвигной рукоятью — открытием днища. Коленно-рычажные системы применяются на мощных вскрывных лопатах производства фирмы «Марион» (США) и на вскрывной лопате ЭВГ 35/65 НКМЗ (Украина). На карьерных лопатах данная система не нашла применения ввиду ее низкой кинематической эффективности.

Прямая напорная лопата с рабочим оборудованием «Супер-фронт» (рис. 1.3) имеет стрелу 22, на которой установлен нижний блок 2 канатного привода подъема рамы 6, образующий с верхним блоком 3 через уравнильный блок 5 полиспадную систему. Два напорных гидравлических цилиндра 16 при выдвигании перемещают штангу 17 и мачту 20 относительно оси O_1 . Мачта напорным звеном 21 передает усилие на раму 6. Гидрозамок 9 через канат 11, профильный полублок 13 и канат 12 удерживает ковш 8 от поворота по часовой стрелке вокруг оси O_1 , укрепленной на рукояти 23 ковша.

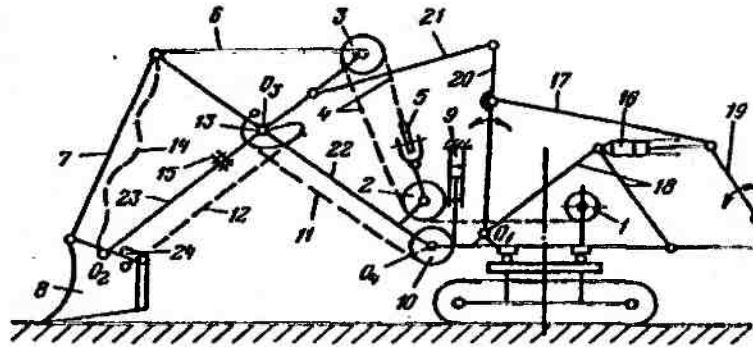


Рис. 1.3. Конструктивная схема прямой лопаты типа «Суперфронт»

Возврат ковша в исходное положение осуществляется под действием сопротивления копания или поворотом рамы 6 относительно оси O_3 механизмом подъема или напора. Последние передают усилия через звено 7, и ковш поворачивается относительно оси O_2 до полного выбирания слабины каната 14. Стрела 22 может подниматься и опускаться, поворачиваясь вокруг шарнира O_4 за счет перемещения мачты 20. При разгрузке ковша его днище открывается с помощью пневмоцилиндров 24, установленных на задней стенке ковша.

Таким образом, траектория рабочего движения образуется при сложном взаимодействии трех механизмов: подъема, напора и поворота ковша.

Гидравлический экскаватор (прямая и обратная лопаты). Гидравлическая прямая лопата с поворотным ковшом (рис. 1.4, а) имеет следующие элементы рабочего оборудования: стрелу 1, рукоять 2 и ковш 3, соответственно поворачивающиеся относительно шарниров O_1 , O_2 и O_3 с помощью гидравлических цилиндров подъема-опускания 4 стрелы, напора 5 рукояти и поворота 6 ковша. Гидроцилиндр 6 может крепиться как к рукояти, так и к стреле 1. Гидроцилиндр 6 крепится также к угловой тяге 7, соединенной шарниром с тягой 8 ковша. В кинематическом отношении неподвижным звеном исполнительного механизма экскаватора является поворотная платформа. Траектория копания образуется сочетанием перемещений основных элементов рабочего оборудования.

840699

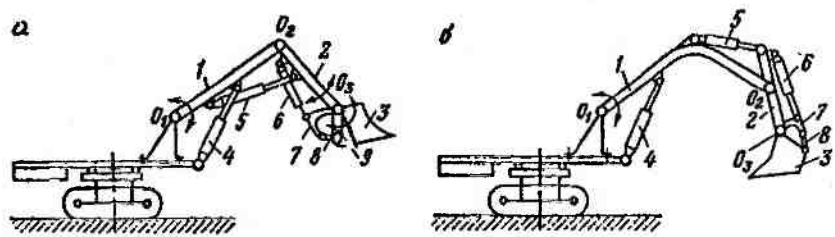


Рис. 1.4. Конструктивные схемы гидравлических экскаваторов со сменным рабочим оборудованием:

a — прямая напорная лопата с поворотным челюстным ковшом; *б* — обратная лопата с поворотным ковшом

Разгрузка ковша прямой лопаты производится открытием челюстного створа. Для этого в задней стенке 9 ковша установлены два гидроцилиндра, поворачивающие переднюю часть ковша 3 вокруг шарнира O_3 . При этом задняя стенка является неподвижным звеном.

Гидравлическая обратная лопата (рис. 1.4, б) имеет стрелу 1 и рукоять 2. Поворот стрелы, рукояти и ковша в рабочем движении осуществляется соответственно вокруг осей O_1 , O_2 и O_3 гидроцилиндрами 4, 5 и 6. Тяги 7 и 8 служат для крепления ковша.

Виды оборудования гидравлического экскаватора — прямая и обратная лопаты, могут быть сменными и размещаться попеременно на одной базовой машине.

Драглайн (рис. 1.5) имеет ковш 1 с упряжью, тяговый 2 и подъемный 3 канаты, стрелу 4 с направляющими 5, головными 6 блоками и пятой 7. Для перемещения ковша служат лебедки подъема и тяги. Угол наклона стрелы определяется длиной поддерживающего стрелу каната или полиспаста 10.

Исполнительный механизм драглайна имеет два гибких звена-каната, связывающих ковш с ведущими звеньями механизма. Неподвижным звеном механизма драглайна является платформа экскаватора с двуногой стойкой и стрелой. Подъемный 8 и тяговый 9 барабаны лебедок образуют с неподвижными звеньями в точках O_2 , O_3 , O_4 или O_1 , O_3 и O_4 вращательные пары. Механизм воспроизводит рабочие движения драглайна в результате перемещений подъемного и тягового канатов.

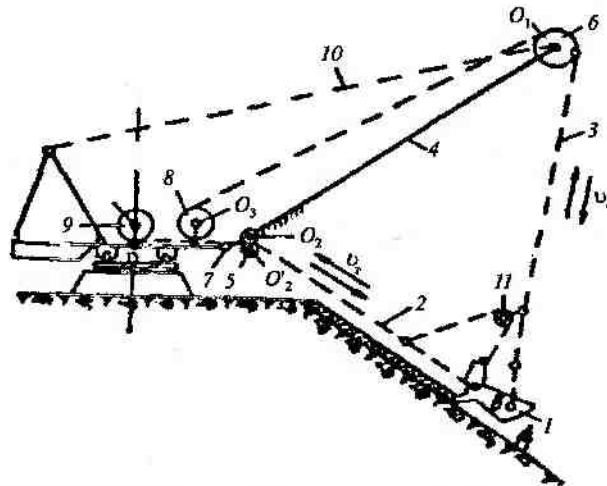


Рис. 1.5. Конструктивная схема экскаватора-драглайна

Разгрузка ковша осуществляется за счет ослабления тягового каната и поворота ковша, имеющего центр тяжести впереди точки A крепления вертикальной подвески. При этом канат упряжи проскальзывает относительно блока 11 , давая возможность ковшу опрокинуться.

Рабочее оборудование приспособлено к разработке грунта преимущественно ниже уровня стояния экскаватора, хотя вполне успешно может работать и выше этого уровня.

1.2.2. Рабочее оборудование одноковшовых экскаваторов

Прямая механическая лопата

Существующие конструкции рабочего оборудования прямой лопаты с выдвижной рукоятью по конструкции стрелы подразделяют на два типа:

1) механические лопаты с внешней рукоятью, у которых балки рукояти проходят снаружи стрелы (ЭКГ-5А, ЭКГ-12, ЭКГ-4Ус, ЭКГ-20);

2) механические лопаты с внутренней рукоятью, у которых балки рукояти проходят внутри стрелы (ЭКГ-10, ЭКГ-15 и их модификации).

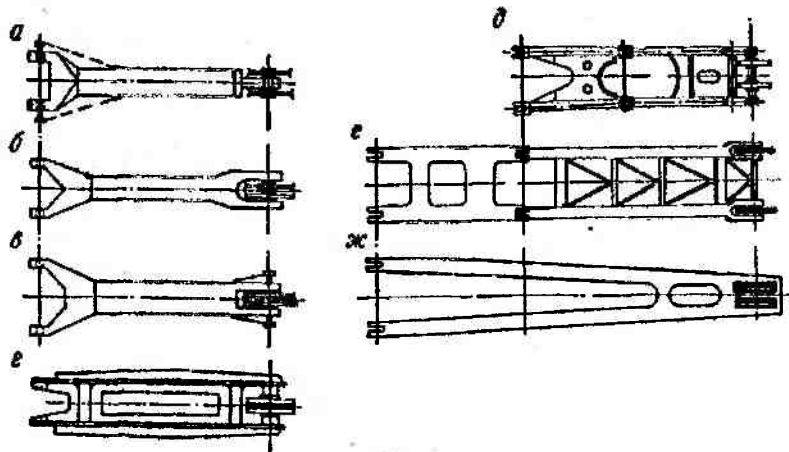


Рис. 1.6. Схемы конструкций стрел (в плане):

а — однобалочная с боковыми оттяжками; *б, в* — однобалочные коробчатого сечения с расставленными опорными проушинами; *г, ж* — двухбалочные цельнорамные; *д, е* — двухбалочные разрезные

Внешняя рукоять (рис. 1.6, *г, д, е, ж*) состоит из двух балок, охватывающих стрелу, выполненную в этом случае в виде одной балки. Внутренняя рукоять, как правило, состоит из одной балки, проходящей внутри стрелы. Последняя может быть как двухбалочной, так и однобалочной.

Внешняя рукоять обеспечивает хорошую устойчивость ковша в процессе отделения породы от массива и применяется на карьерных лопатах, предназначенных для тяжелых условий эксплуатации.

К достоинствам однобалочных рукоятей по сравнению с двухбалочными следует отнести меньшую массу и простоту конструкции как самих рукоятей, так и их седловых подшипников. Однобалочные рукояти наиболее часто применяют с канатными механизмами напора. Известны конструкции однобалочных рукоятей с реечной системой напора.

Конструкции рабочего оборудования прямой лопаты с невыдвижной относительно стрелы рукоятью можно разделить на два вида:

1) механические с рабочим оборудованием типа «Супер-фронт» («Марион» 204-М);

2) гидравлические: ЭГ-150, ЭГ-350.

У лопаты типа «Суперфронт» 204-М (см. рис. 1.3) рукоять 23 ковша состоит из двух балок, одним концом присоединенных через шарнир к ковшу, а другим — болтами к торцу базы 15 рукояти. Длина рукояти и вместимость ковша базовой машины могут быть изменены на большие или меньшие. При этом соответствующей замены требуют только подъемное звено 7, рукоять 23, ковш 8 и канаты 12 и 14, ограничивающие поворот ковша.

У гидравлической лопаты стрела и рукоять представляют собой мощные рамы, соединенные шарниром и поднимаемые гидроцилиндрами.

Конструктивные исполнения составных элементов рабочего оборудования лопаты (стрелы, рукояти, ковши, подвески ковша и т. д.) разнообразны.

Стрела. В настоящее время на отечественных экскаваторах с канатной системой выдвигания рукояти преимущественно применяют двухбалочные стрелы и внутреннюю рукоять. Однобалочные стрелы и двухбалочные внешние рукояти имеют экскаваторы с зубчато-реечной системой напора, такие, как карьерные лопаты ЭКГ-5А, ЭКГ-12 и ЭКГ-20.

Большинство стрел современных моделей экскаваторов имеют в плане расширенную к пяте форму (рис. 1.6, а—в), при этом на моделях, имеющих однобалочную стрелу, иногда используют боковые оттяжки (см. рис. 1.6, а) с целью улучшения ее устойчивости (ЭКГ-5А).

При однобалочной внутренней рукояти стрелу обычно выполняют двухбалочной (рис. 1.6, г—ж). При двухбалочной наружной рукояти стрела однобалочная (см. рис. 1.6, а—в).

Двухбалочные стрелы применяют на экскаваторах с канатным и коленно-рычажным напором. Эти стрелы выполняют цельнорамными (рис. 1.6, г, ж) или шарнирно-сочлененными (рис. 1.6, д, е).

Стрелы экскаваторов с коленно-рычажным и канатным напором не несут на себе механизм напора и работают только на продольное сжатие (за исключением небольших нагрузок от веса в вертикальной плоскости и инерционных нагрузок от собственного веса в горизонтальной плоскости).

Шарнирно-сочлененная двухбалочная стрела экскаватора с канатным напором состоит из двух частей — нижней и верхней (рис. 1.6, д). Нижняя часть стрелы образует жесткий треугольник с двуногой стойкой и подкосами. Входящую только отдельным элементом в пространственную конструкцию и работающую как одно целое нижнюю часть стрелы изготавливают легкой в виде сварной стержневой системы. Верхняя часть стрелы соединена шарниром с нижней и подвешивается на стреловых канатах или жесткой тяге. Исполнительная часть механизма напора с седловым подшипником монтируется на оси, соединяющей нижнюю часть стрелы с подкосами. Так как верхняя часть стрелы передает только сжимающие усилия от подъемных канатов, ее выполняют в виде двух стоек коробчатого или трубчатого сечения.

Корпуса стрел изготавливают сварными коробчатого или круглого сечения. Трубчатые элементы обладают большой прочностью и легкостью.

Стрелы мощных вскрышных лопат с коленно-рычажным напором изготавливают в виде неразрезной цельнорамной двухбалочной конструкции с форменной раскосной решеткой (рис. 1.6, ж).

Подвеска стрелы. Стрелы прямых лопат удерживаются в рабочем положении с помощью канатного полиспада, вант или резе жесткой тяги.

При вантовой подвеске или жесткой тяге стрела удерживается в рабочем положении несколькими канатами (вантами) или жесткими тягами постоянной длины, имеющими на концах коуши или кованые заделки. Поэтому при вантовой подвеске угол установки стрелы может быть изменен только путем замены длины вантов (тяг). Подвеска стрелы экскаваторов с прямым канатным напором и разрезной стрелой состоит из двух вантов, двух подкосов, соединяющих серединный шарнир стрелы с двуногой стойкой, которая передает часть нагрузки от стрелы на поворотную платформу. Двуногая стойка и подкосы представляют собой трубчатые сварные конструкции. Передняя и задняя стойки крепятся к кронштейнам поворотной платформы. Ванты крепятся к двуногой стойке и к оси головного блока.

При полиспастной подвеске стрелы ее угол установки может быть изменен увеличением (уменьшением) пролета канатов между блоками подвески стрелы и двуногой стойки с помощью

стреловой лебедки, располагаемой либо на крыше кузова, либо на поворотной платформе.

Рукоять (рис. 1.7) служит для передачи на ковш напорного, а на гидравлических экскаваторах и подъемного усилий. В зависимости от числа балок различают однобалочные (внутренние) и двухбалочные (внешние) рукояти. Однобалочные рукояти состоят из пустотелых балок прямоугольного или круглого сечения, один конец которых соединяется с ковшом проушинами или через фланец на болтах. На другом конце балки крепится напорный блок (при канатном напоре) или вилка (при коленно-рычажном напоре) универсального шарнира. Однобалочная рукоять состоит из балки 1 (рис. 1.7, а), к передней части которой приварена встык концевая отливка 2, имеющая верхние проушины для шарнирного крепления ковша и нижние — для регулирования угла наклона ковша к рукояти посредством тяг переменной длины. На отливке установлены кронштейны 3 для валика механизма открывания днища ковша и резиновый буфер 4 для амортизации ударов днища ковша о рукоять. Напорный и возвратный канаты через полублоки 5 и 6 сообщают возвратно-поступательное движение рукояти. Передний 7 и задний 8 упоры ограничивают ход рукояти. Задний упор установлен на корпусе поглощающих аппаратов 9, служащих для гашения энергии удара в механизме напора при стопорении рукояти в забое во время движения «От себя».

Двухбалочная рукоять внешнего типа охватывает стрелу снаружи и проходит через два направляющих гнезда седлового подшипника 7, смонтированного на напорном валу снаружи конструкции стрелы.

Двухбалочная рукоять (рис. 1.7, б) выполняется из двух балок 1, соединяемых концевой отливкой 2. По верхним накладкам 3 балок скользят ползуны седловых подшипников. При износе накладки заменяются. Снизу приварены зубчатые рейки 4. С ковшом рукоять соединяется с помощью кронштейнов 5 и тяг переменной длины.

Известны конструкции механических лопат, у которых на балках рукояти вместо тяг устанавливались гидроцилиндры для изменения угла наклона ковша экскаватора (ЭКГ-4У, ЭКГ-8И). Гидроцилиндры позволяют машинисту экскаватора дистанци-

онно регулировать угол резания зубьев ковша по траектории его движения, угол установки ковша по отношению к оси рукояти в пределах $34\div 79^\circ$ за счет активного перемещения штоков гидроцилиндров с помощью насосов или с помощью энергии гидропневматических аккумуляторов, запасенной при черпании. Изменение угла наклона ковша улучшает как условия черпания (например, при разработке сближенных пластов) и наполнения ковша, так и его разгрузку в транспортные средства, когда необходимо увеличить угол наклона передней стенки ковша к горизонту, а поднимать ковш нельзя во избежание просыпания материала или повреждения транспортного средства от удара падающих с большой высоты кусков. При верхней погрузке, наоборот, для обеспечения разгрузки необходимо увеличивать угол наклона задней стенки ковша.

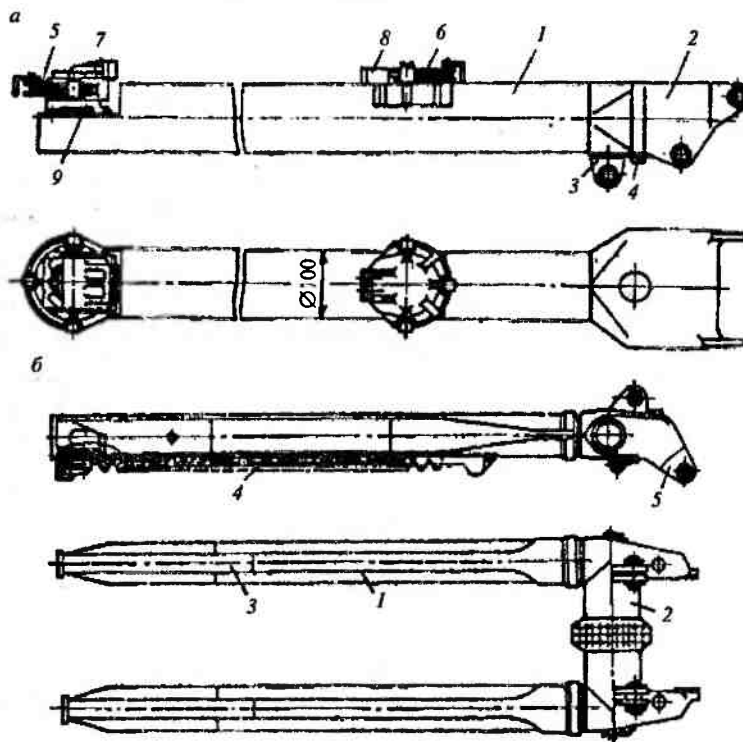


Рис. 1.7. Рукояти одноковшовых экскаваторов:
а — однобалочная круглого сечения; *б* — двухбалочная трубчатая

Ковши. Конструкции ковшей, применяемых на лопатах, отличаются большим разнообразием и зависят от назначения ковша, способов его изготовления и разгрузки.

Ковши прямых лопат по виду соединения с рукоятью можно разделить на две группы: с шарнирным и с жестким соединениями. Ковши первой группы применяют на большинстве карьерных экскаваторов. В последнем случае концевая отливка рукояти является задней стенкой ковша.

По назначению ковши подразделяют на тяжелые, средние и легкие соответственно для разработки тяжелых, средних и легких пород, а также для выемки и погрузки угля.

Типы и ряды вместимости ковшей прямых лопат от 4 м³ и более регламентированы ОСТ 24.072.06–80 и установлены: КОПЛ — для особо легкой породы (плотность до 1,6 т/м³); КПЛ — для легкой породы (1,6÷2 т/м³); КПС — для средней породы (2÷2,5 т/м³); КПТ — для тяжелой породы (до 4 т/м³). Назначение ковша определяет собой и технологию его изготовления. Для работ в тяжелых условиях (погрузка руды, скальных пород и др.) применяют преимущественно литые ковши, в легких породах — сварные ковши. Наиболее широко распространены комбинированные ковши — сварно-литые.

Ковш сварно-литой вместимостью 8÷10 м³ Ижорского завода (рис. 1.8, а) состоит из корпуса 1, днища 2, траверсы 3, пяти зубьев 4 и механизма 5 торможения днища. Корпус ковша сваривают встык из четырех отливок. Передняя стенка, подверженная наибольшему износу, выполнена из высокомарганцовистой стали 110Г13Л. Заднюю стенку, цельнолитую из низкоуглеродистой стали, сваривают встык с двумя боковыми стенками. На задней стенке имеются проушины 6 и 7 для присоединения ковша к рукояти, подвешивания днища и крепления траверсы ковша.

Днище 2 (рис. 1.8, б) с направляющими 1 засова 3 и кронштейны 4 также отлиты из стали 110Г13Л. В кронштейнах крепятся балки 5 для поддержки днища. Засов открывается с помощью рычага 6 и цепи 7. Величина выдвижения засова регулируется шайбами 8, надетыми на палец 9.

По способу разгрузки различают ковши со свободно падающим маятниковым (створчатым) днищем, челюстные и раз-

гружающиеся опрокидыванием. Наибольшее распространение у прямых лопат имеет первая конструкция вследствие меньших затрат времени на разгрузку. Вторую применяют при необходимости обеспечить выгрузку при меньшей высоте расположения ковша над транспортным сосудом и на прямых гидравлических лопатах.

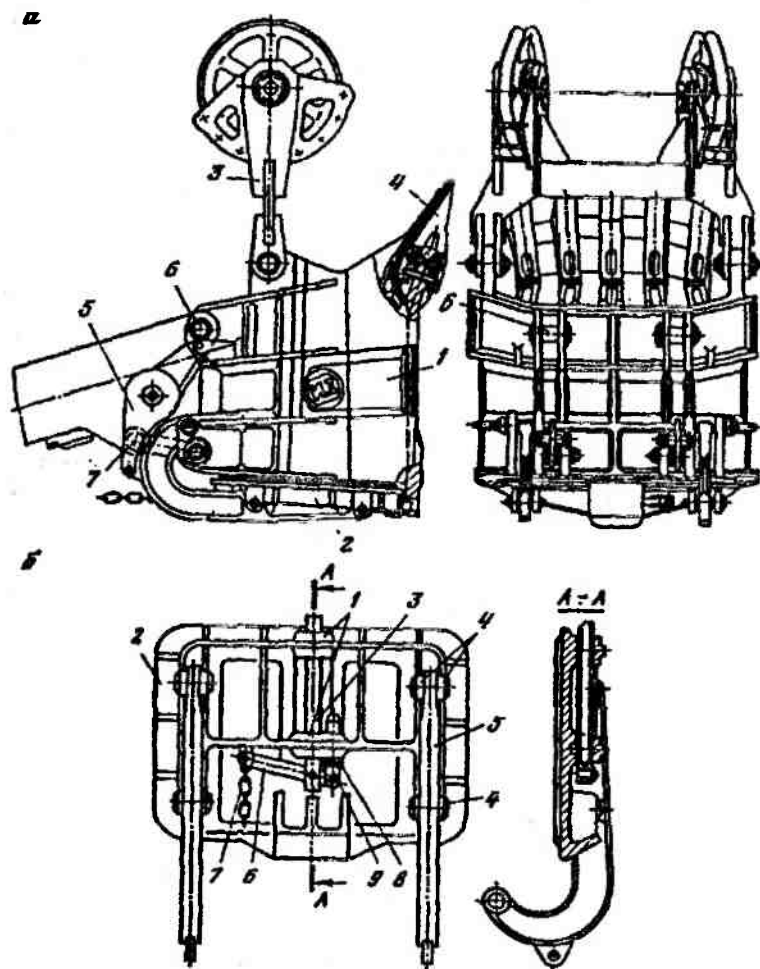


Рис. 1.8. Сварно-литой ковш экскаватора:
a — ковш; *б* — днище ковша

У ковшей современных механических лопат задняя стенка по высоте, как правило, значительно меньше передней. С лицевой стороны передняя стенка ковша в целях лучшего захвата и более эффективного его заполнения имеет либо плоскую, либо цилиндрическую форму с большим радиусом кривизны. На ковшах, предназначенных для работ в скальных породах, переднюю стенку выполняют более закругленной. Верхняя часть стенки, образующая кромку ковша, снабжается литым козырьком из высокомарганцовистой стали, повышающим прочность и долговечность стенки.

Зубья ковша прямой лопаты сменные. Для экскаваторов средней и большой мощности их отливают из высокомарганцовистой стали 110Г13Л и наплавляют твердым сплавом.

Зубья или их сменные наконечники преимущественно делают симметричными относительно продольной оси. Для дальнейшей работы после затупления зуб или наконечники снимают и поворачивают на 180° . Зуб считается непригодным, если угол его заострения превышает 60° .

Зуб *1* (рис. 1.9, *а*) к режущей кромке ковша *2* может крепиться с помощью клина, состоящего из фасонного зажима *3*, прокладки *4* и клина *5*, забиваемого в паз зуба и загибаемого для предохранения от выскакивания.

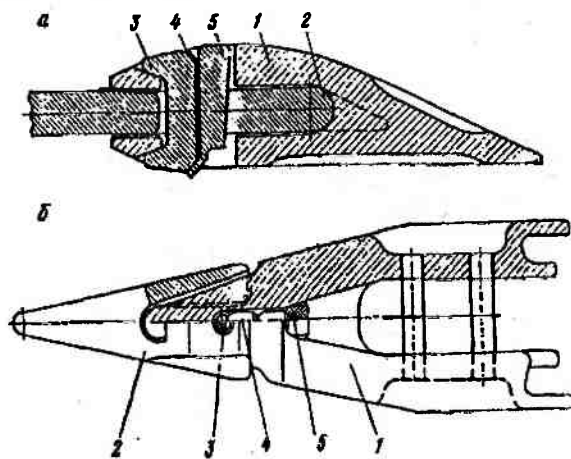


Рис. 1.9. Конструкции крепления:
а — сменных зубьев (УЗТМ); *б* — сменных наконечников (ИЗТМ)

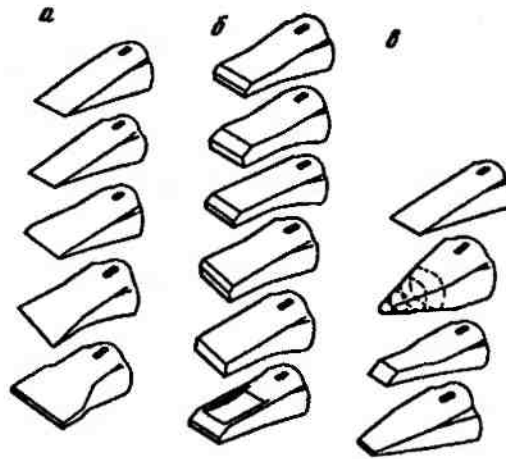


Рис. 1.10. Сменные наконечники для зубьев ковшей

Наиболее рациональным по расходу металла является двухсекционный зуб (рис. 1.9, б) со сменным наконечником, состоящий из основания 1, надеваемого на режущую кромку ковша, и сменной коронки 2. Удерживает коронку палец 3, застопоренный сухарем 4 и поддерживаемый резиновой подушкой 5.

Применяют различные виды наконечников (коронки): общего назначения (рис. 1.10, а) для пород, склонных к разрушению резанием; скальные (рис. 1.10, б) — для черпания хорошо взорванных скальных пород; клиновые (рис. 1.10, в) — для проникновения в плохо взорванные скальные массивы.

Подвеска ковша осуществляется либо с помощью литого коромысла, проушины которого крепятся в его боковых стенках (ЭКГ-10; ЭКГ-12,5; ЭКГ-20 и др.), либо с помощью блоков, обоймы которых укреплены непосредственно в боковых стенках ковша (ЭВГ-35.65М; 201-М). Подвеска ковша, укрепленного на двухбалочной рукояти (ЭКГ-5А, ЭКГ-12 и ЭКГ-20), воспринимающей через седловые подшипники крутящий момент от внецентренного приложенного усилия к ковшу, осуществляется через коромысло. В этом случае допускается установка одного центрально расположенного на коромысле ковша уравнивающего блока. При внутренней рукояти, разгруженной от кручения,

более эффективна подвеска ковша с креплением двух блоков к углам коромысла или непосредственно к боковым стенкам ковша. При такой схеме одна из ветвей подвески воспринимает момент от внецентренно приложенного усилия на зубьях ковша.

Механизм напора. Напорное усилие на ковше прямой лопаты создается с помощью механизма напора. Усилие от привода механизма напора через канатно-полиспастную систему или зубчато-реечную пару передается непосредственно на рукоять ковша, передвигающуюся в седловых подшипниках (см. рис. 1.1).

Размещение механизма напора на стреле (рис. 1.11) увеличивает как момент инерции поворотной части и опрокидывающий момент экскаватора, так и массу противовеса, что, в свою очередь, требует уменьшения либо вместимости ковша, либо радиуса черпания. Увеличение динамического момента инерции и радиуса масс, вращающихся вместе с поворотной платформой (за счет увеличения плеча расположения центра тяжести механизма напора относительно оси вращения платформы), повышает инерционные нагрузки на детали механизма поворота. При этом время разгона и торможения платформы также возрастает, что увеличивает время цикла.

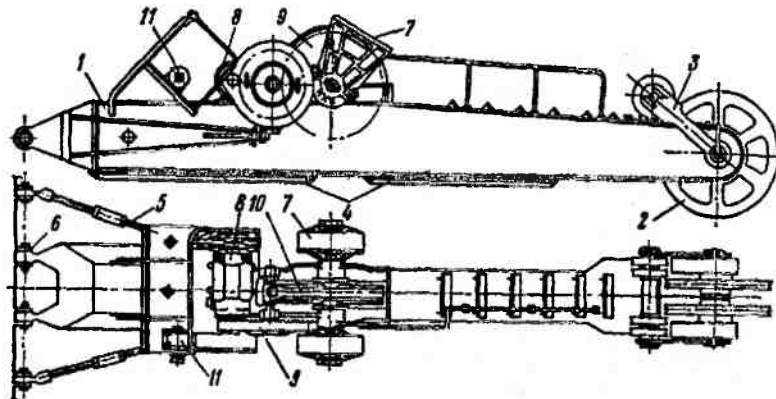


Рис. 1.11. Стрела экскаватора ЭКГ-5А в сборе:

1 — корпус; 2 — головной блок; 3 — серьга подвески стрелы; 4 — буфер; 5 — оттяжка стрелы; 6 — палец крепления стрелы; 7 — седловой подшипник; 8 — двигатель механизма напора; 9 — зубчатое колесо; 10 — зубчатая передача; 11 — двигатель механизма открывания днища

Экскаваторы с канатно-полиспастной системой перемещения рукояти имеют лебедку механизма напора, отнесенную на поворотную платформу (ЭКГ-10 и др.). На стреле остаются только направляющие блоки и седловой подшипник. Схема принята за основу для реализации на многих моделях типажного ряда отечественных карьерных лопат.

Зубчато-реечная система напора имеется только на моделях экскаваторов, предназначенных для эксплуатации в особо тяжелых условиях.

У коленно-рычажных лопат (см. рис. 1.2) усилие напора от механизма привода передается на рукоять через напорную штангу, перемещающуюся в седловых подшипниках и соединенную общим шарниром с рукоятью и качающейся стойкой. В этом случае привод механизма (двигатель с редуктором) располагают либо на двуногой стойке, либо на поворотной платформе (ЭВГ-35.65М). Перемещение напорной балки осуществляется канатно-полиспастной системой или зубчато-реечной парой.

При зубчато-реечной системе напора момент от двигателя 8 через шестерню и зубчатое колесо 9 (рис. 1.11) предохранительной муфты 1 (рис. 1.12, а) передается ступице 2 шкива, сидящей на шлицах ведомого вала 3. Ее колодки 4, охватывающие шкив, установлены на осях 5, запрессованных в тело колеса 1, и затянуты муфтой 6. При перегрузках происходит проскальзывание шкива относительно колодок. Для ограничения хода и замедления скорости движения рукояти в конце хода установлен командоаппарат 7, связанный цепной передачей 8 с напорным валом 3 (рис. 1.12, б).

Напорный вал с посаженной на шлицах кремальерной шестерней 2 получает вращение от промежуточного вала через зубчатое колесо 1, сидящее на шлицах. Седловые подшипники 4, посаженные на вал, в своих окнах ориентируют балки рукояти 5 с зубчатыми рейками 6 с помощью чугунных направляющих ползунов 7 и 8. Последние крепятся к корпусу болтами 9 и удерживаются упорами. У канатного механизма напора лебедка располагается в передней части платформы. Напорные 1 (рис. 1.13) и возвратные 2 канаты, сбегая с барабанов 3 и 4, огибают блоки 5 и 6, установленные на стреле, и идут к переднему 7

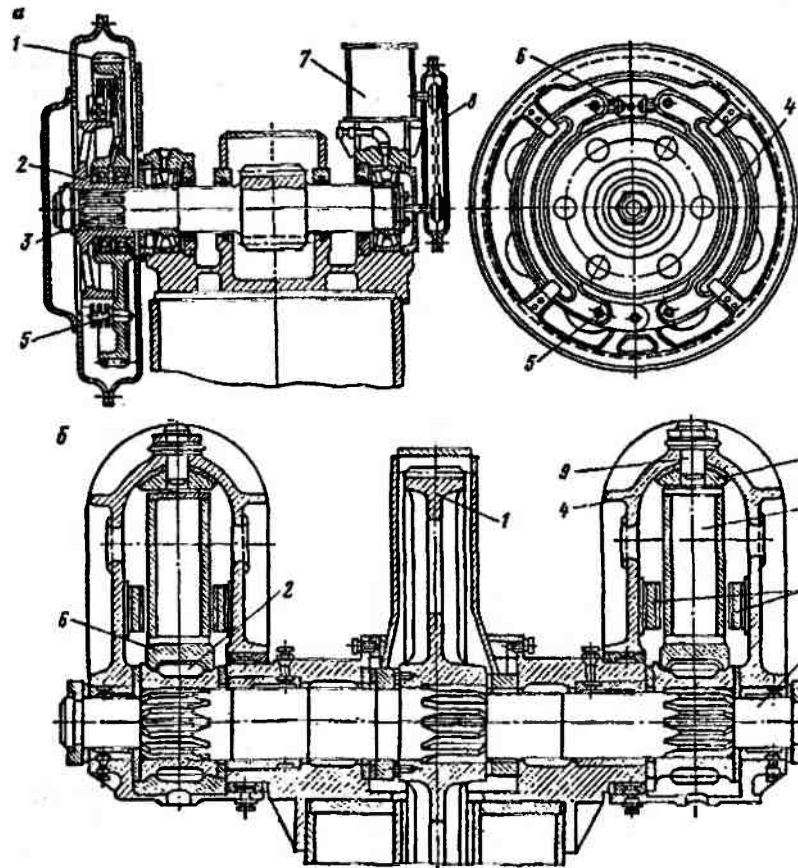


Рис. 1.12. Механизм реечного напора экскаватора ЭКГ-5А:
a — промежуточный вал; *b* — напорный вал и седловой узел

и заднему 8 полублокам рукояти. Вращение барабанов 3 и 4 вызывает осевое перемещение рукояти. Канатный механизм напора имеет простое устройство и при высоком качестве канатов надежен в работе, а его обслуживание и ремонт несложны. Для защиты механизма напора от стопорных нагрузок предусмотрена муфта предельного момента 9, установленная между двигателем 10 и редуктором 11. Барабан 3 разъемный, имеет устройство 12 для регулировки натяжения канатов механизма напора.

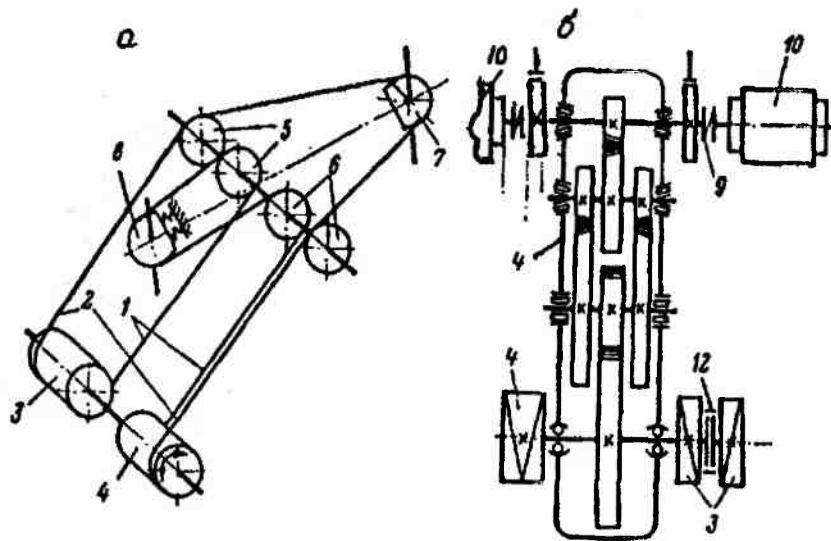


Рис. 1.13. Механизм напора с канатно-полиспастной системой перемещения рукояти (ЭКГ-10):
 а — схема запасовки канатов; б — кинематическая схема лебедки

У экскаватора ЭКГ-10 лебедка приводится в действие двумя электродвигателями. Редуктор 11 — горизонтальный, трехступенчатый с цилиндрическими зубчатыми передачами. Смазка зубчатых передач и подшипников осуществляется разбрызгиванием масла из ванны в корпусе редуктора, для чего на ведущем валу установлены два разбрызгивателя. Для нормальной работы подшипников и зацепления при пониженных температурах в редукторе предусмотрен подогрев масла. Торможение напорной лебедки при работе производится противотоком. Для аварийного торможения служат дисковые электромагнитные тормоза, которые также выполняют функцию стояночных тормозов, для ограничения перемещения рукояти предусмотрен конечный выключатель.

Аналогичную кинематическую схему лебедки напора и схему запасовки канатов имеют все модели экскаваторов производства АО «Ижорские заводы».

Седловой узел (рис. 1.14) установлен на напорной оси 1 на подшипниках скольжения 5. Корпус 6 седлового подшипника

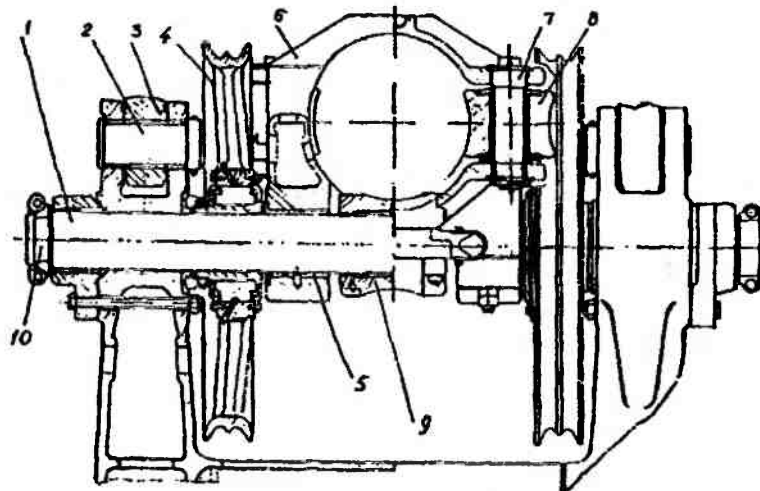


Рис. 1.14. Седловой узел экскаватора ЭКГ-10

представляет собой стальную отливку, в которой на осях 7 установлены ролики 8, служащие для восприятия боковых нагрузок от рукояти. В процессе работы рукоять опирается на опорный фасонный ролик 9, установленный на напорной оси. Двухручьевые блоки 4 для напорного и возвратного канатов установлены на напорной оси на подшипниках качения.

Верхняя секция 3 стрелы соединяется с нижней секцией при помощи валиков 2. В продольном направлении напорная ось фиксируется хомутами 10.

Уменьшения динамического момента инерции поворотной платформы и рабочего оборудования вскрышного экскаватора достигают с помощью коленно-рычажной системы напора. Применение же этой системы напора на карьерных лопатах не дает преимуществ перед другими типами напора.

У вскрышного экскаватора ЭВГ-35.65М (рис. 1.15) лебедка 1 механизма напора размещается на платформе. Рукоять 2 универсальным шарниром 3 связана с напорной штангой 4 и балансиром 5, который нижним концом шарнирно соединен с поворотной платформой 6. Напорная штанга проходит через седловый подшипник. На ее переднем и заднем концах установлены

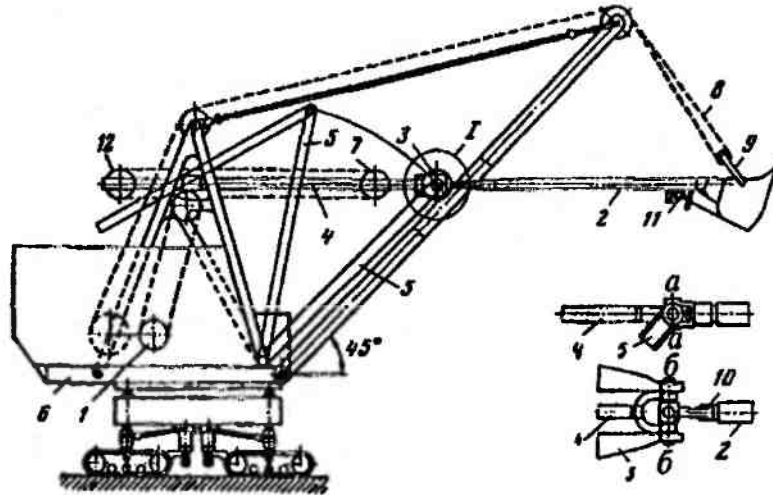


Рис. 1.15. Вскрышной экскаватор ЭВГ-35.65М с коленно-рычажной системой напора

блоки 7 и 12, на которых запасованы канаты напора и возврата штанги. Перемещением напорной штанги перемещают рукоять и ковш. Для уменьшения потерь на трение и износа штанги 4 в седловом подшипнике сверху установлены ролики.

Универсальный шарнир имеет две пересекающиеся оси: вертикальную $a-a$ и горизонтальную $b-b$. Вокруг оси $b-b$ рукоять поворачивается при подъеме ковша. Когда под действием сил инерции при повороте экскаватора на выгрузку или к забою ковш отклоняется от плоскости стрелы, рукоять может поворачиваться вокруг оси $a-a$, благодаря чему она разгружается от изгибающих усилий.

Во время черпания породы нагрузка на зубья ковша распределяется неравномерно и ковш от перекоса удерживают подъемные канаты 8 и подвеска 9. Перекос ковша не создает скручивающих нагрузок на рукоять, так как последняя может свободно поворачиваться вокруг продольной оси на цапфе 10 универсального шарнира.

Коленно-рычажная система позволяет разгрузить стрелу от веса механизма напора и напорного усилия. Масса стрелы при этом может быть уменьшена на 15÷20 %.

Механизм открывания днища ковша предназначен для выдергивания засова из отверстия в пяте передней стенки ковша в момент разгрузки. Закрывание днища происходит автоматически в момент опускания ковша из положения выгрузки в положение начала черпания. Выдергивание засова осуществляется тросиком от электродвигателя *11* (рис. 1.15) постоянного тока небольшой мощности через систему тросов и рычагов. Электродвигатель, на валу которого консольно сидит барабан, постоянно находится под слабым током, создавая момент, достаточный для выбирания слабины тросика. Для открывания днища машинист экскаватора нажимает кнопку и подает номинальный ток, в результате чего создается необходимый момент для выдергивания засова.

На мощных вскрышных лопатах в отличие от карьерных механизм открывания ковша располагается вблизи ковша на нижней стороне рукояти.

Прямая и обратная гидравлическая лопата

Рабочее оборудование гидравлического экскаватора — прямая (обратная) лопата (рис. 1.16) включает стрелу *1*, рукоять *2* и ковш *3*, соответственно имеющие возможность поворота относительно шарниров O_1 , O_2 и O_3 с помощью гидравлических цилиндров подъема-опускания стрелы *4*, рукояти *5*, поворота ковша *6* и тяг *7* и *8* для обратной лопаты (рис. 1.16, б). Траектория копания образуется сочетанием перемещений основных элементов рабочего оборудования.

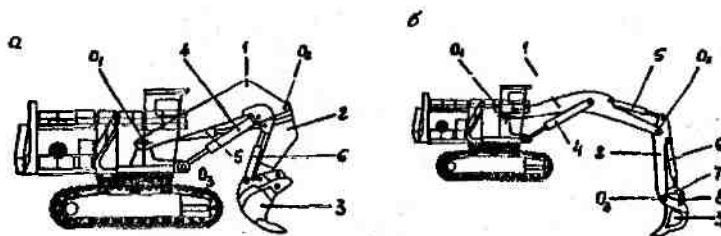


Рис. 1.16. Гидравлический экскаватор:
а — прямая лопата; *б* — обратная лопата

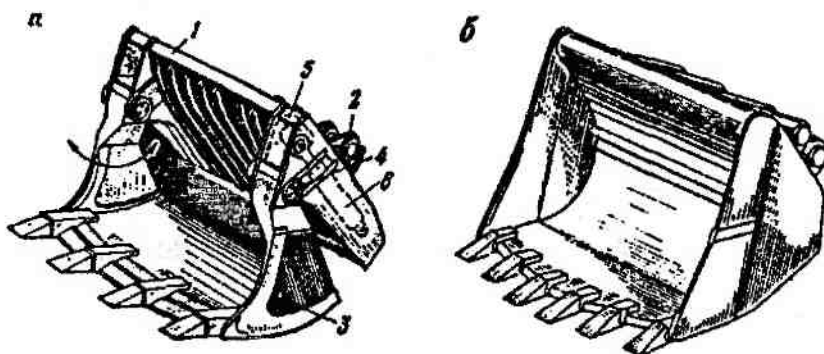


Рис. 1.17. Ковши гидравлических экскаваторов

По способу опорожнения различают ковши челюстные (рис. 1.17, *а*) и разгружающиеся опрокидыванием (рис. 1.17, *б*). Разгрузка ковша прямой лопаты с челюстным ковшом производится открытием его челюстного створа.

Челюстной ковш (см. рис. 1.17, *а*) прямой гидравлической лопаты имеет заднюю стенку 1, соединяющуюся через шарниры 2 с рукоятью. Челюсть 3 за рычаги 4 поворачивается относительно шарнира 5 с помощью двух гидроцилиндров 6, расположенных в отсеках задней стенки. Неподвижным звеном в данном случае является задняя стенка.

Ковши, разгружающиеся опрокидыванием (см. рис. 1.17, *б*), используют на обратных гидравлических лопатах, а также фронтальных погрузчиках.

Рабочее оборудование обратных лопат устанавливается на поворотной платформе базовой машины — прямой гидравлической лопаты.

По традиционной схеме (см. рис. 1.16, *а*) выполняется рабочее оборудование прямых гидравлических лопат большинства фирм-производителей. Однако особое расположение силовых гидроцилиндров у ряда моделей экскаваторов имеет целью образование параллелограммных связей в кинематической схеме рабочего оборудования.

Фирма «Оренштейн-Коппель» (Германия) разработала рабочее оборудование «Трипауэр» (рис. 1.18, *а*), имеющее трехплечий рычаг 5, установленный на оси 2, закрепленной в стреле 1

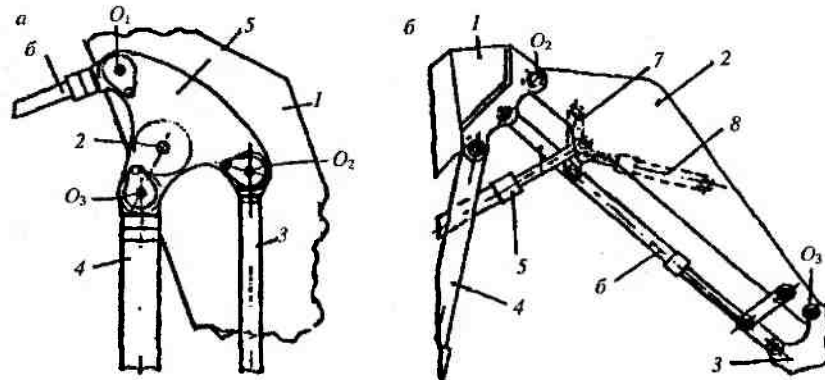


Рис. 1.18. Схемы установки силовых цилиндров гидравлических экскаваторов:

а — «Трипауэр» фирмы O&K; *б* — с параллельной тягой фирмы «Комацу»

с возможностью поворота относительно оси 2, и кинематически связанный с гидроцилиндрами подъема-опускания 4 стрелы 1 и поворота б ковша. Траектория копания образуется сочетанием перемещения стрелы, рукояти ковша относительно шарниров O_1 , O_2 и O_3 , а трехплечего рычага 5 относительно оси 2, причем одно плечо рычага опирается через штангу 3 на поворотную платформу экскаватора, что автоматически обеспечивает горизонтальную подачу ковша на любой высоте уступа и при любом положении рабочего оборудования сохраняет постоянным угол установки груженого ковша.

Кинематика перемещения рабочего оборудования гидравлической прямой лопаты фирмы «Комацу» (Япония) (рис. 1.18, б) осуществляется относительно шарниров O_1 , O_2 и O_3 традиционными гидроцилиндрами 4 подъема-опускания стрелы 1 и напора 5 рукояти 2. При этом гидроцилиндр 6 поворота ковша 3 шарнирно связан со стрелой 1 тягой 7, а параллельно рукояти 2 установлен гидроцилиндр 8, что обеспечивает большую по длине подачу ковша на уровне стояния экскаватора и высокое усилие вырыва ковша на большей части уступа по высоте.

Драглайн

Рабочее оборудование драглайна состоит из стрелы, ковша и направляющих блоков.

Стрела драглайна может иметь различное конструктивное исполнение. По основным конструктивным признакам стрелы драглайнов можно объединить в четыре группы: вантовые, трехгранные жесткие, ферменные (как с дополнительной двуногой стойкой и промежуточными подвесками, так и без них) и комбинированные.

Вантовые стрелы до 1972 г. применялись на драглайнах УЗТМ: ЭШ-10.75, ЭШ-14.75; ЭШ-15.90 и ЭШ-25.100А. Вантовая стрела состоит из одной вертикальной и двух наклонных вантовых ферм, имеющих один центральный сжатый пояс трубчатого сечения, надвое разветвляющийся книзу. Элементы, работающие на растяжение, выполнены из канатов, что делает стрелу легкой и достаточно прочной.

Вантовая стрела экскаватора ЭШ-15.90 (рис. 1.19) составлена из трубчатых элементов: первый от пяты стрелы представляет собой пространственную жесткую конструкцию, образованную элементами 1, 2 и 3, а три остальных являются вантовыми фермами. Сжатый пояс 4 стрелы образован трубой, свальцованной и сваренной из листов низколегированной стали 10ХСНД. Растянутые пояса вертикальной и горизонтальной вантовых ферм выполнены из канатов 5, 6 и 7 закрытого типа. Канаты 6 верхнего пояса предварительно напряжены с усилием, превышающим усилие растяжения от концевой нагрузки. В вершине 8 жесткой конструкции установлен узел крепления подвески стрелы. Трубчатые стойки 9 вместе с канатами 6 и 7 образуют вертикальную вантовую ферму, а профильные боковые стойки 10 и канаты 5 — две боковые вантовые фермы. Диагональные оттяжки 11 увеличивают жесткость стрелы, препятствуя ее скручиванию. Канаты 5 боковых вантовых ферм имеют натяжные устройства. Неравномерное натяжение канатов вызывает значительную перегрузку отдельных частей стрелы и может привести к аварии. Вверху центральный стержень заканчивается рамой 12, на которой установлены блоки для подъемных канатов.

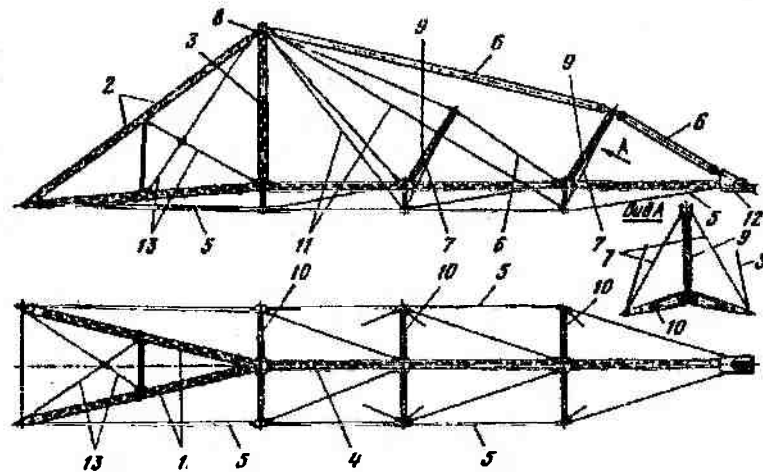


Рис. 1.19. Вантовая стрела экскаватора-драглайна ЭШ-15.90 (УЗТМ)

Жесткая часть стрелы разделена на две панели, причем в качестве элементов жесткости применены крестовые раскосы из предварительно натянутых вант 13. Это позволило увеличить высоту стрелы и тем самым разгрузить ее пояса. Стойки вертикальных ферм соединены с трубой шарнирно, что предохраняет их от изгиба, а трубу от скручивания при неточном монтаже. Канаты, работающие на кручение, соединяют наклонные стойки с вершиной 8 жесткой части стрелы.

Трехгранные жесткие стрелы (рис. 1.20) применяются на отечественных драглайнах ЭШ-15.90А; ЭШ-20.90; ЭШ-40.85, ЭШ-100.100 (УЗТМ) и других. Такая стрела выполнена из трех жестких трубчатых поясов 1, 2 и 4, образующих с головной частью трехгранную пирамиду с вертикальными трубчатыми стойками 3 и вантовыми диагональными связями 5. Верхний трубчатый пояс 4 стрелы предварительно напряжен системой вантовых канатов до суммарного усилия, равного усилию растяжения пояса от концевой нагрузки и веса стрелы, что увеличивает выносливость последней. Стрелу на жестких серьгах 6 подвешивают к стойке 7 поворотной платформы. На верхнем поясе стрелы также располагают ролики для подъемных канатов. Последние касаются роликов при ослаблении натяжения, например во время копания.

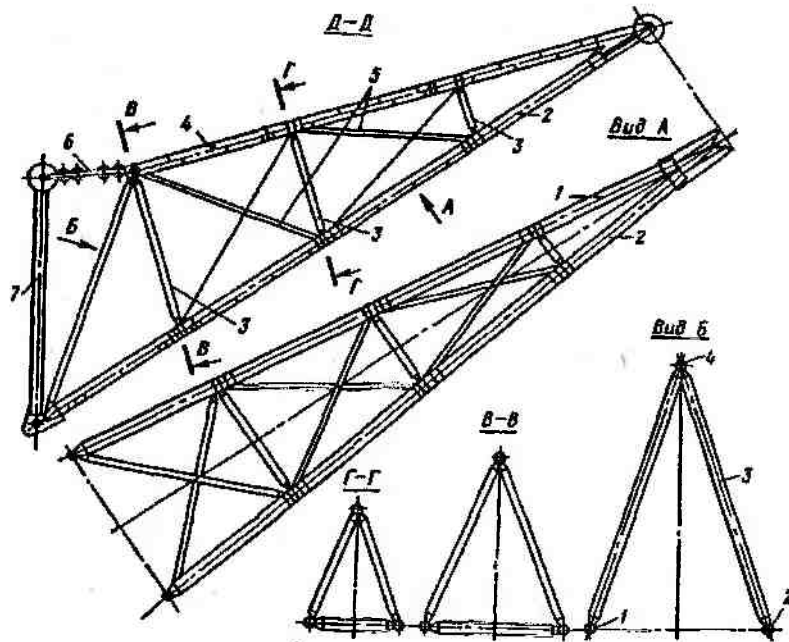


Рис. 1.20. Трехгранная жесткая стрела экскаватора-драглайна ЭШ-100.100

Трехгранная трубчатая стрела с канатными раскосами тяжелее, чем вантовая (масса 1 м стрелы соответственно $1,3 \div 1,4$ и $1,1 \div 1,2$ т), но имеет большую эксплуатационную надежность.

Комбинированные шарнирно-сочлененные стрелы применяют на драглайнах средней мощности (ЭШ-10.70А; ЭШ-20.55 и ЭШ-15.70) производства НКМЗ.

Стрела драглайнов ЭШ-20.55 и ЭШ-15.70 (рис. 1.21) представляет собой пространственную ферменную конструкцию, выполненную из уголков и состоящую из верхней 5 и нижней 7 частей, связанных шарниром. Раскос 2 поддерживает нижнюю секцию. Подвеска стрелы 3 канатная, обеспечивает удержание стрелы через блок 1, укрепленный на стойке машинного отделения. На правой стороне стрелы установлены лестницы б. Наличие излома геометрической оси нижнего пояса в вертикальной плоскости исключает запрокидывание верхней части стрелы относительно шарнира.

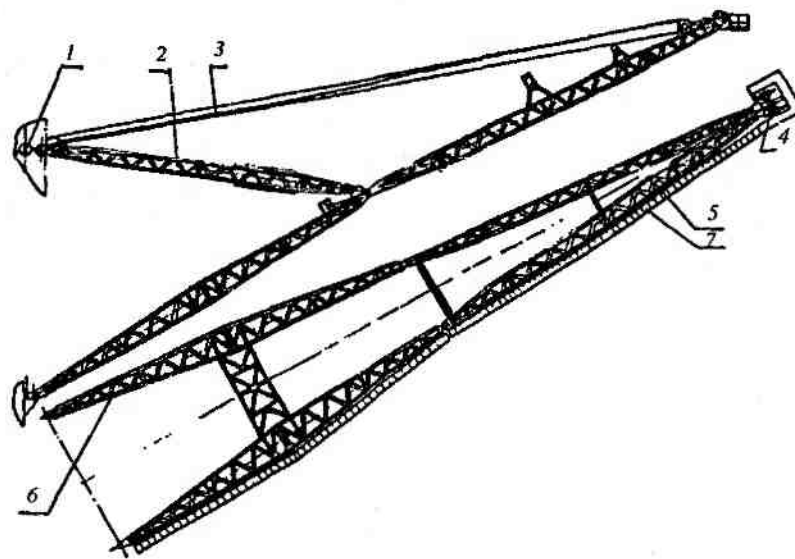


Рис. 1.21. Стрела экскаваторов-драглайнов ЭШ-20.55 и ЭШ-15.70 (НКМЗ)

Головные блоки 4 на драглайнах средней и большой мощности установлены в подвижной раме (люльке), которая позволяет им следовать за отклонением подъемных канатов. Это устраняет трение канатов о боковые поверхности ручьев блоков и уменьшает износ как канатов, так и блоков.

Направляющие блоки (наводка) тяговых канатов устанавливают между опорами стрелы на платформе экскаватора для обеспечения постоянного направления входа тягового каната на барабан лебедки. На экскаваторах малой мощности наводка состоит из двух вертикальных и двух горизонтальных блоков, объединенных общей поворачивающейся обоймой.

На мощных экскаваторах (рис. 1.22) тяговые канаты от ковша проходят через нижние поворотные вокруг вертикальной оси блоки 8, с которых идут на верхние неповоротные 7 и далее на барабан лебедки 5.

Ферменные решетчатые стрелы с дополнительной стойкой промежуточной подвеской характерны для экскаваторов фирм «Марион» и «Бюсайрус-Ири». На экскаваторах фирмы «Марион»

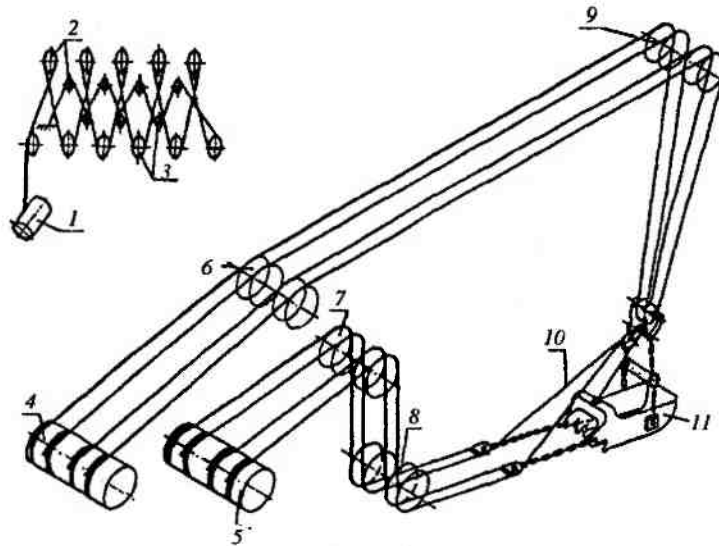


Рис. 1.22. Схема навески канатов экскаватора ЭШ-100.100:

1 — барабан лебедки подъема стрелы; 2 — блоки двуногой стойки; 3 — блоки поддержки стрелы; 4, 5 — барабаны подъемной и тяговой лебедок; 6, 7 — блоки тяговые и подъемных лебедок; 8, 9 — блоки наводки и головные; 10 — упряжь ковша; 11 — ковш

четырёхгранная ферменная стрела имеет рыбообразную форму с расширяющимся основанием. Ее пояса выполнены из уголков, раскосы и стойки — из труб. Стрела подвешена к мачте, являющейся продолжением верхнего строения и двуногой стойки, на вантах, идущих от головного блока и от срединного сечения стрелы.

Фирмой «Маринон» из алюминиевых сплавов изготовлены и испытаны экспериментальные образцы ферменных стрел драглайнов длиной до 78 м, имеющие на 30 % меньшую массу по сравнению со стрелами аналогичной длины, выполненными из стального проката.

На экскаваторах фирмы «Бюсайрус-Ири» применяют трехгранные стрелы с поясами, раскосами и стойками из труб, в основные элементы которых накачан под давлением азот. Специальные датчики, установленные на стреле, позволяют машинисту по падению давления (по утечке газа) определять наличие в ней трещин и предупреждать поломки стрелы.

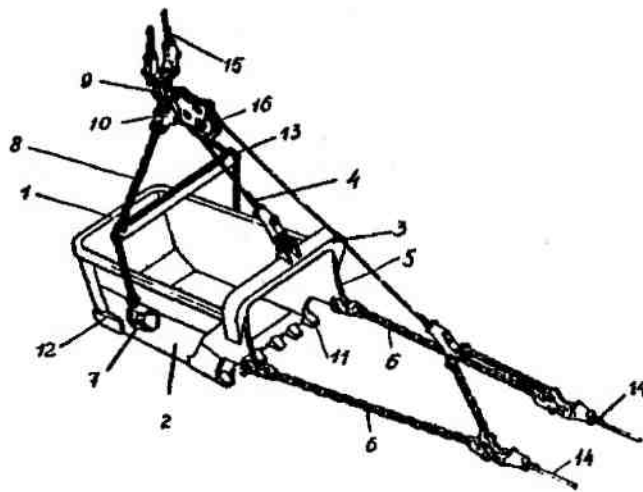


Рис. 1.23. Ковш драглайна

Ковш драглайна (рис. 1.23) состоит из сварного корпуса 1, козырька 2, отлитого заодно с основаниями зубьев, и арки 3. Последняя служит для придания боковой жесткости ковшу и креплению разгрузочных канатов 4. Наибольшей жесткостью обладают литые арки, однако они тяжелее сварных. К передней части ковша (щекам) приваривают проушины 5 для тяговых цепей 6, а к боковым стенкам прикрепляют проушины 7 для цепей 8 подъема. Через траверсу 9 и балансир 10 цепи 8 соединяются с подъемными канатами 15. В основание козырька 2 вставляют зубья 11.

Чтобы защитить днище ковша от изнашивания, к нему приваривают стальные полозья 12 внутри и снаружи. Для предохранения подъемных цепей 8 от истирания о ковш предусмотрена распорная балка 13. Центр тяжести ковша с грузом находится между подъемными цепями и аркой. Вследствие этого при ослаблении тяговых 14 и разгрузочных 4 канатов последние проскальзывают по блоку 16, ковш поворачивается вокруг осей крепления подъемных цепей и порода свободно выгружается через открытое пространство под аркой и между тяговыми цепями. При транспортировании (при повороте) ковш удерживается в горизонтальном положении с помощью натянутых тяговых

(тягового) и разгрузочного канатов. Совокупность деталей, соединяющих ковш с тяговыми и подъемными канатами, называется упряжью ковша.

Для сравнения ковшей применяют характеристики металлоемкости пустого ковша, представляющие собой отношение массы ковша к его вместимости. Эти характеристики для ковшей тяжелого типа вместимостью $14 \div 100 \text{ м}^3$ изменяются в пределах $1,54 \div 1,23 \text{ т/м}^3$, составляя в среднем $1,4 \text{ т/м}^3$.

За рубежом ковши драглайнов в зависимости от назначения подразделяют на легкие, средние, тяжелые и сверхтяжелые с удельной металлоемкостью от $0,7$ до $1,6 \text{ т/м}^3$. Как правило, с ростом вместимости ковша его металлоемкость падает. Так, у ковша вместимостью 168 м^3 экскаватора 4250-W этот коэффициент равен $0,72 \text{ т/м}^3$.

Ковши безарочной конструкции драглайнов отличаются низкой металлоемкостью (около 1 т/м^3). Безарочный ковш имеет расширение в области режущей кромки, в результате чего облегчается заполнение и его разгрузка, уменьшается возможность образования пустот в ковше при черпании.

Зубья ковшей драглайнов отливают из высокомарганцовистой стали. Их конструкции аналогичны применяемым на прямых лопатах.

1.2.3. Рабочие механизмы экскаваторов

Рабочие механизмы одноковшовых экскаваторов

Рабочие и холостые движения экскаватора осуществляются приводимыми от одного двигателя или группы двигателей отдельными механизмами или группой механизмов.

Главные механизмы служат для получения рабочих движений ковша экскаватора: подъема (и тяги у драглайна) и напора. Доставку ковша к месту разгрузки производят механизмом поворота. Все эти механизмы устанавливают на поворотной платформе, за исключением механизма напора у карьерных лопат с зубчато-реечной системой выдвигания рукояти, находящейся, как правило, на стреле.

По кинематическому признаку механизмы экскаватора подразделяются на три типа:

1. С однодвигательной схемой привода всех механизмов от одного общего двигателя.

2. С групповой схемой привода нескольких механизмов от общих двигателей.

3. С многодвигательной схемой привода механизмов от собственных (индивидуальных) двигателей.

Первые два типа применялись на экскаваторах малой мощности — универсальных, которые здесь не рассматриваются. Механизмы экскаваторов средней и большой мощности имеют индивидуальный привод постоянного тока с одним или несколькими двигателями.

Механизмы подъема и тяги одноковшовых экскаваторов (за исключением гидравлических) состоят из приводных лебедок и канатно-блочных передач. Схемы канатно-блочных передач у экскаваторов с индивидуальным приводом обычно выполняют бесполиспастными. При двух- или четырехканатном подъеме на ковше мехлопат иногда применяют двукратный полиспаст или уравнивательные блоки, выравнивающие натяжение отдельных ветвей канатов. На драглайнах полиспастные системы на подъеме и тяге не применяют.

Подъемные лебедки экскаваторов подразделяют по числу двигателей барабанов и редукторов. По числу двигателей подъемные лебедки бывают однодвигательными (ЭКГ-5А, ЭВГ-35.65М), двухдвигательными (ЭКГ-8И, ЭКГ-12,5, ЭКГ-20, ЭШ-65.45М, ЭШ-10.70А, ЭШ-15.90 и др.) и многодвигательными — с четырьмя (ЭШ-40.85, ЭШ-100.100) и более двигателями. На некоторых зарубежных драглайнах число двигателей в приводах подъемных лебедок достигает десяти.

По числу барабанов подъемные (тяговые) лебедки экскаваторов подразделяют на одно- и двухбарабанные (сдвоенные).

Подъемные лебедки экскаваторов выполняются двух видов: безредукторные (ЭВГ-35.65М) и редукторные. Последние, в свою очередь, могут быть одноредукторными (ЭКГ-5А, ЭКГ-20 и ЭШ-15.90), двухредукторными (ЭШ-25.100) и многоредукторными — с четырьмя (ЭШ-40.85, ЭШ-100.100) и более редукторами.

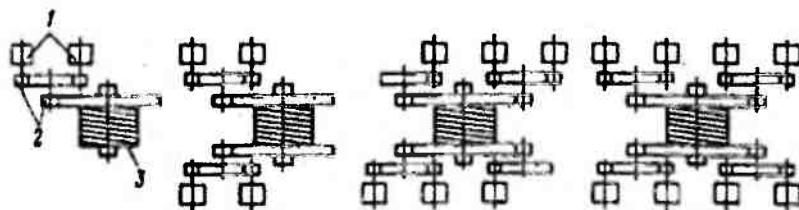


Рис. 1.24. Унифицированный ряд подъемных и тяговых лебедок, состоящих из стандартных модулей:

1 — двигатель; 2 — зубчатая передача; 3 — барабан

Подъемные и тяговые лебедки у шагающих экскаваторов, а также подъемные и напорные у большинства карьерных и вскрышных в наибольшей степени характеризуются блочностью и унификацией конструкций. Под блочными понимают такие конструкции машин или их механизмов, которые состоят из отдельных узлов (редукторов, барабанов, лебедок, тормозов, аппаратов и др.), соединенных с остальной конструкцией машины с помощью легкоразъемных соединений.

Унифицированными называют такие конструкции машин, у которых разнотипность деталей и узлов одного и того же назначения сведена до минимума. Блочность и унификация конструкций в значительной степени облегчают и упрощают конструирование, изготовление и эксплуатацию (ремонт) таких машин. Так, применение унифицированных стандартных узлов (модулей) для подъемных и тяговых лебедок, например драглайнов, позволяет получать типовой унифицированный ряд лебедок (рис. 1.24) с разнообразными комбинациями идентичных передач и двигателей, используемых как базовые для исходной (простейшей) модели параметрического ряда.

Использование стандартных блоков зубчатых передач в различных комбинациях дает определенные преимущества по сравнению с индивидуальным методом проектирования редукторов, главными из которых являются: высокая надежность уже отработанных систем, взаимозаменяемость, ремонтпригодность и малая номенклатура запасных частей.

Унифицированные подъемные лебедки применяются на карьерных мехлопатах (ЭКГ-8И и ЭКГ-4У; ЭКГ-12,5 и ЭКГ-6,3У), подъемные и тяговые — практически на всех моделях драглайнов.

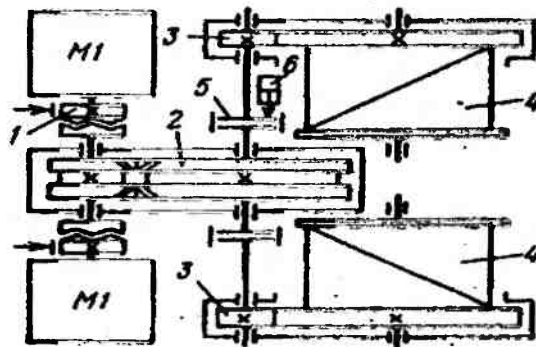


Рис. 1.25. Кинематическая схема подъемной и тяговой лебедок драглайна ЭШ-15.90:

1 — кулачковая муфта с тормозным шкивом; 2 — шевронная пара; 3 — цилиндрическая пара; 4 — барабан; 5 — зубчатая муфта; 6 — пневмоцилиндр управления зубчатой муфтой

Подъемная и тяговая лебедки на отечественных драглайнах кинематически и конструктивно унифицированы (рис. 1.25). Расчеты показывают, что предпочтительным является превышение мощности подъемной лебедки на $15 \div 20\%$ по сравнению с мощностью тяговой. При установке для привода лебедки малого числа двигателей большой единичной мощности этого достичь трудно. При использовании же схем компоновки лебедок из стандартных модулей (см. рис. 1.24) возможно оснастить подъемную лебедку большим числом двигателей, чем тяговую.

Безредукторная подъемная лебедка на экскаваторе ЭВГ-35.65М приводится от тихоходного электродвигателя постоянного тока мощностью 3200 кВт с номинальной частотой вращения $26/48 \text{ мин}^{-1}$. На концах вала смонтированы левый и правый барабаны с соответственно ориентированными нарезками, на каждый из которых навиваются по два каната.

Примером планетарной лебедки с двумя отдельными барабанами и приводом от двух двигателей, предназначенной для подъема ковша посредством сдвоенного канатного полиспаста, может служить подъемная лебедка экскаватора ЭКГ-10. Лебедка приводится в действие двумя электродвигателями, снабженными дисковыми тормозами.

Барaban-редуктор подъемной лебедки представляет собой планетарный редуктор, смонтированный внутри барабана. Крутящие моменты от электродвигателей через зубчатые муфты 1 и торсионы 2 передаются на ведущие шестерни 3 редуктора. От ведущих шестерен 3 через сателлиты 4 движение передается на колеса 5, имеющие по два венца внутреннего зацепления и жестко связанные с барабаном 6 через диск 7. Одновременно от сателлитов 4 движение получают водила 8, а от них через центральные шестерни 9 — сателлиты 10, сцепленные с венцами колеса 5 (рис. 1.26).

Водила 11 застопорены при помощи зубчатых втулок 12, запрессованных в неподвижные стойки. Первая ступень барабана-редуктора работает как дифференциал, а вторая — как обычная зубчатая передача с паразитной шестерней. Сателлиты 10, 4 и барабаны 13 и 6 вращаются на подшипниках качения, а шестерни 3 — плавающие.

В крышках 14 имеются регулировочные винты 15 с шариком для выбора осевого зазора ведущих шестерен 3.

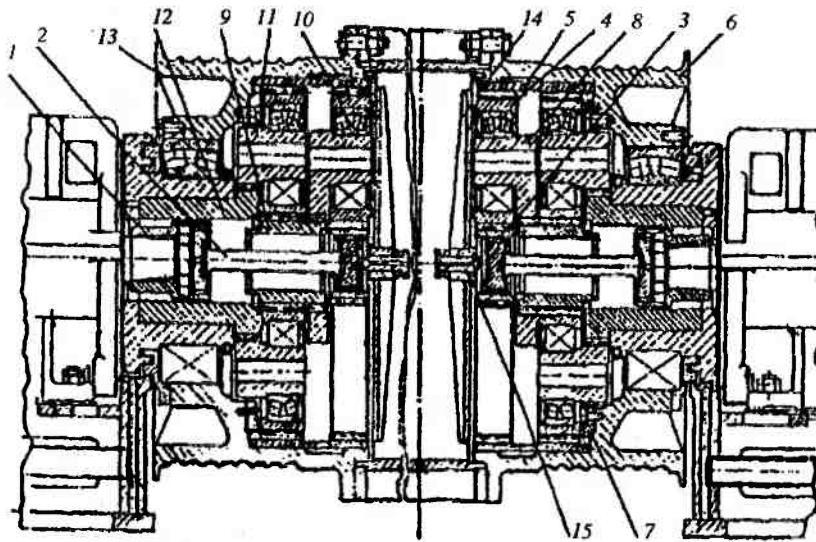


Рис. 1.26. Планетарный барабан-редуктор подъемной лебедки экскаватора ЭКГ-10

Торможение подъемной лебедки при работе производится противотоком. Для аварийного и экстренного торможения предусмотрены дисковые электромагнитные нормально замкнутые тормоза, которые выполняют также функцию стояночных тормозов, срабатывая при размыкании цепи управления и обесточивании экскаватора.

Подъемный канат экскаватора ЭКГ-10 закреплен обоими концами на барабанах 13 и 6 лебедки, а средней частью охватывает блоки подвески ковша, головные блоки и уравнильные полублоки стрелы. Для ограничения подъема ковша на стреле установлен конечный выключатель.

Для смягчения возможных ударов траверсы ковша о головные блоки на втулке крепления подъемного каната к голове стрелы предусматривается специальный фигурный упор, на который ложатся блоки траверсы.

Главные механизмы экскаваторов с индивидуальным приводом имеют электрическое торможение двигателей. Механические тормоза используются только для затормаживания механизмов при перерывах в работе (передвижение экскаватора, ожидание состава и т. д.) и аварийных режимах, требующих экстренной остановки машины (прекращение подачи электроэнергии, поломка какого-либо узла экскаватора).

На лебедках экскаваторов ЭКГ-6,3У и ЭКГ-12,5 применены дисковые электромагнитные тормоза. Дисковый тормоз с электромагнитным управлением компактен, имеет высокий тормозной момент, надежен и бесшумен в работе, легко регулируется.

На экскаваторе ЭШ-100.100 подъемная 1 и тяговая 2 лебедки (рис. 1.30) имеют по четыре двигателя мощностью по 2550 кВт каждый с частотой вращения ротора 250 мин^{-1} . От электродвигателей через эластичные муфты вращение передается четырем шевронным редукторам, выходные цилиндрические прямозубые шестерни которых попарно входят в зацепление с бортовыми зубчатыми венцами двухбарабанной лебедки диаметром 3,4 м и длиной 8 м. Барабан не имеет сквозной оси и опирается на две короткие полуоси, запрессованные в ступицы зубчатых венцов. На каждую половину барабана наматываются по два каната диаметром по 90 мм с разрывным усилием 6 МН каждый.

Нормально замкнутые пружинные тормоза колодочного типа, размыкаемые пневмоцилиндрами, в состоянии удерживать грузный ковш массой 300 т в любой точке его траектории. Во время работы осуществляется электрическое торможение ковша электродвигателями. Общая масса лебедки (без электрооборудования) — 520 т.

Аналогично выполнены лебедки драглайнов ЭШ-40.85, ЭШ-20.90 и др.

При выборе места расположения механизма на поворотной платформе экскаватора определяющим является необходимость: осуществления наиболее простой кинематической связи с исполнительным органом (ковшом, венцом и др.), обеспечения минимальной протяженности гидро-, пневмо- и электрокоммуникаций, легкого доступа для обслуживания и ремонта, а также размещения наиболее тяжелых агрегатов в задней части платформы, чем достигается уменьшение величины противовеса (балласта) и снижение общей массы экскаватора.

Расположение главных механизмов на поворотной платформе у карьерных мехлопат характеризуется смещением мотор-генераторного преобразовательного агрегата *I* (рис. 1.27), как наиболее тяжелого, в хвостовую часть платформы, а подъемных лебедок *II* с приводом — в среднюю.

Механизмы поворота *3*, будучи всегда кинематически связанными с поворотным венцом, располагают как в передней части относительно оси вращения *O* (ЭКГ-5А, ЭКГ-8И), так и в средней и задней ее частях (ЭКГ-12,5 и ЭКГ-20). Лебедка напора *б* у современных карьерных экскаваторов с канатно-полиспастной системой выдвижения рукояти обычно находится в передней части поворотной платформы.

На поворотной платформе гидравлического карьерного экскаватора ЭГ-12А (рис. 1.28) хвостовую часть платформы занимают преобразовательный агрегат, масляные баки и радиатор, а также две насосные станции. В центральной части платформы находятся механизмы поворота, компрессор, блок золотников и станция управления. В передней части платформы (за осью вращения *O*) расположены трансформатор и кабина машиниста, а также оси крепления стрелы и стреловых цилиндров.

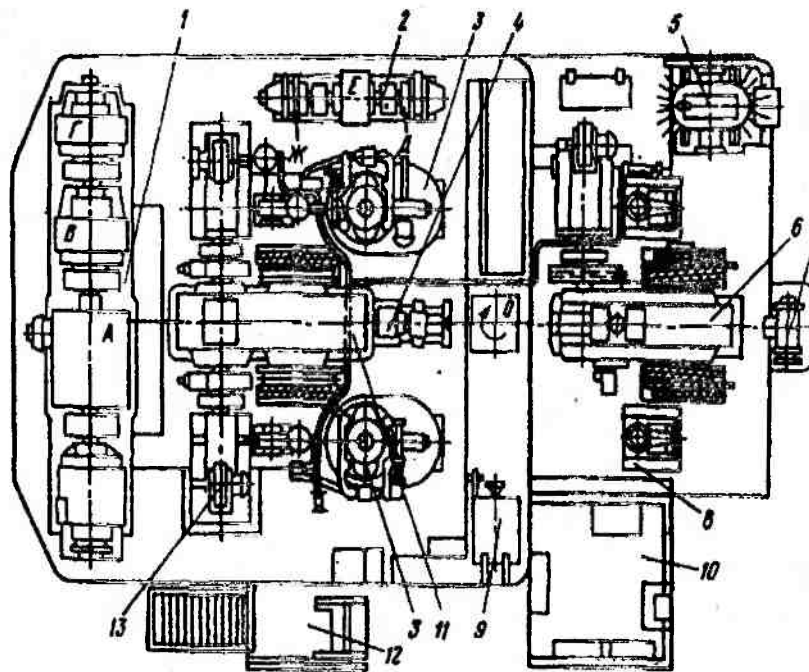


Рис. 1.27. Размещение механизмов на поворотной платформе экскаватора ЭКГ-8И:

1 — четырехмашинный агрегат (А — сетевой асинхронный двигатель; генераторы: подъема — Б, поворота и хода — В, напора — Г); 2 — трехмашинный агрегат (Д — сетевой двигатель; Е, Ж — возбудители генераторов постоянного тока и синхронного двигателя); 3 — механизм поворота; 4 — компрессор; 5 — трансформатор; 6 — лебедка напора; 7 — двигатель механизма открывания ковша; 8 — проушина крепления пяты стрелы; 9 — шкаф электроаппаратуры; 10 — кабина машиниста; 11 — лебедка подъема; 12 — трап; 13 — вентилятор обдува двигателя

Поворотные платформы карьерных лопат изготавливают из проката и отливок. Обычно платформа состоит из нескольких частей, состыкованных сваркой или чистыми болтами: центральной, боковых и хвостовой. Последняя служит ящиком для балласта и основанием для силового агрегата. По бокам к платформе крепят легкие площадки для обслуживающего персонала.

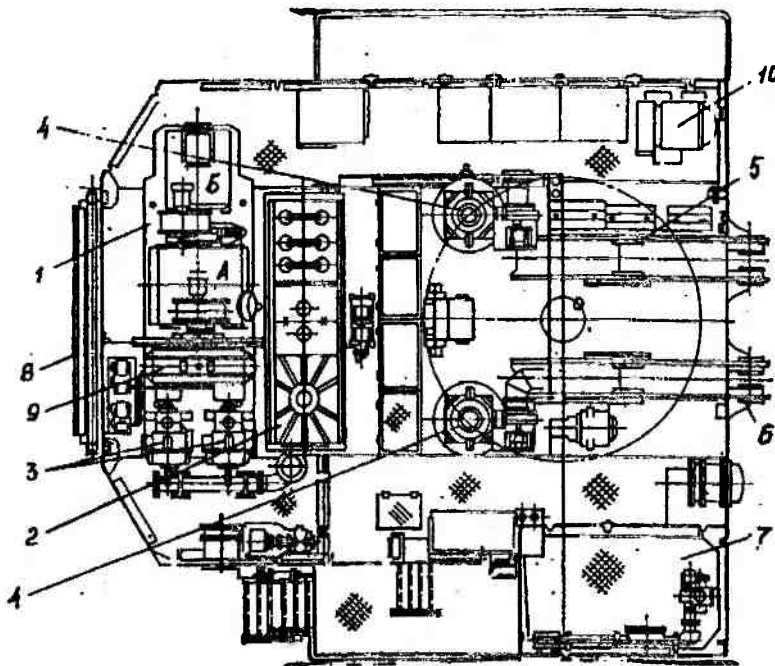


Рис. 1.28. Размещение механизмов на поворотной платформе экскаватора ЭГ-12А:

1 — преобразовательный агрегат (А — асинхронный двигатель, В — генератор); 2 — маслобак; 3 — главные насосные станции; 4 — механизмы поворота платформы; 5 и 6 — проушины крепления стрелы и стреловых цилиндров; 7 — кабина машиниста; 8 — масляный радиатор; 9 — раздаточный редуктор; 10 — трансформатор

У вскрышных лопат и мощных драглайнов размещение механизмов на платформе характеризуется большим разнообразием. Тем не менее подъемные и тяговые лебедки, как наиболее тяжелое оборудование, устанавливаются в хвостовой части платформы, а преобразовательные агрегаты, как относительно более легкие узлы, либо переносят в переднюю часть платформы, либо устанавливают рядом с подъемной лебедкой (ЭШ-100.100 и др.).

Сравнительно большая площадь поворотных платформ вскрышных и шагающих экскаваторов позволяет более рационально разместить на ней все механизмы, в том числе и меха-

низмы поворота, число которых на самых крупных экскаваторах составляет 10÷12.

На рис. 1.29 показано расположение механизмов на поворотной платформе драглайнов небольшой мощности ЭШ-10.70А и ЭШ-13.50 (НКМЗ), имеющих шагающее устройство механического типа. На такого типа экскаваторах тяговую 1 и подъемную 2 лебедки устанавливают между центральной цапфой и четырехмашинным агрегатом 3. В центре поворотной платформы находится привод 4 кривошипно-шатунного механизма шагания, состоящий из трехступенчатого редуктора 5, раздаточных валов 6, открытых бортовых передач 7 и валов с эксцентриками 8, вращающимися в установленных на раме платформы подшипниках 9. В центре передней части платформы расположены два поворотных механизма 10, а слева — кабина 11 машиниста. В машинном зале размещены пневмосистема 12 и система смазки 13.

Аналогичную компоновку механизмов на поворотной платформе имеют также экскаваторы НКМЗ ЭШ-20.55 и ЭШ-15.70.

На мощных драглайнах УЗТМ принята схема размещения оборудования на поворотной платформе, характерная для драглайна ЭШ-100.100 (рис. 1.30).

Подъемная 1 и тяговая 2 лебедки смещены назад за ось вращения платформы. Сбоку от лебедок расположены баки гидросистемы 7, компрессорные станции и трансформаторы, а также четыре четырехмашинных агрегата, в состав каждого из которых входят синхронный двигатель 3 и три генератора: подъема 4, тяги 5 и поворота 6. Впереди платформы полукругом устанавливают восемь поворотных механизмов 8, приводимых в движение двигателями мощностью по 1000 кВт ($n = 0,5 \text{ с}^{-1}$).

Лебедки подъема и тяги приводятся каждая четырьмя двигателями мощностью по 2550 кВт ($n = 4,33 \text{ с}^{-1}$). Кабина управления 9 драглайном находится справа от продольной оси платформы между опорами стрелы.

Аналогично располагается оборудование на поворотных платформах экскаваторов ЭШ-40.85, ЭШ-20.90 и их модификаций.

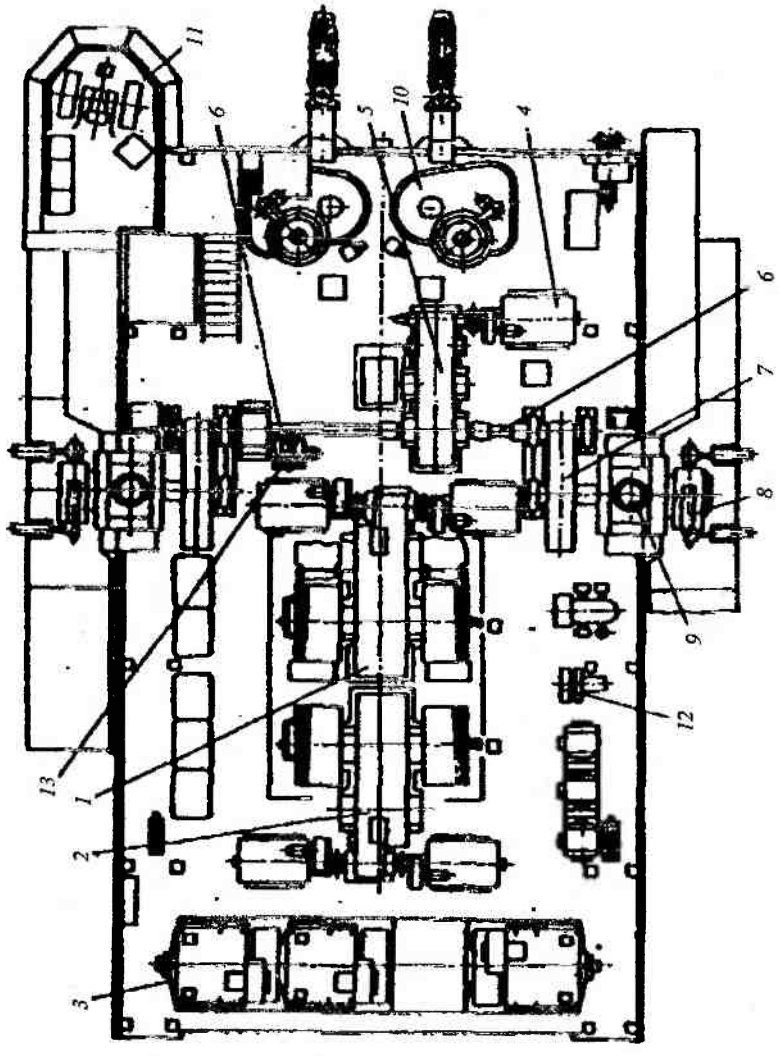


Рис. 1.29. Расположение механизмов на поворотной платформе драглайнов ЭШ-10 70А и ЭШ-13,50

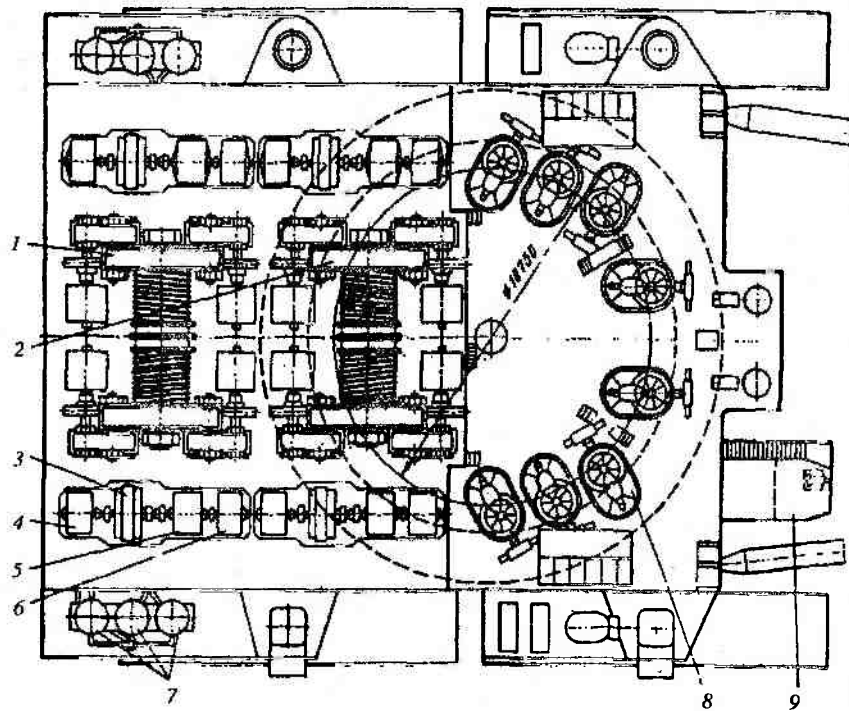


Рис. 1.30. Расположение механизмов на поворотной платформе драглайна ЭШ-100.100

На современных драглайнах УЗТМ подъемная лебедка обычно устанавливается за тяговой (от оси вращения). При этом подъемные канаты идут непосредственно на верхние блоки надстройки платформы и далее на головные блоки стрелы, а тяговые — по наклонным направляющим на блоки наводки, расположенные посередине и у основания вертикальной стойки надстройки, и далее к ковшу.

Поворотные платформы мощных вскрышных лопат и драглайнов, а также опорные рамы последних представляют собой сложные металлоконструкции, составляемые из секций, число которых может достигать 50. Секции свариваются или свинчиваются чистыми болтами на месте монтажа.

Поворотные платформы шагающих экскаваторов служат опорой для механизма шагания. Через роликовый круг платформа опирается на базу и соединяется с ней центральной цапфой.

Кузов экскаватора представляет собой панельную стальную конструкцию. У мощных экскаваторов внутри кузова устанавливаются один-два мостовых крана (например, на экскаваторе ЭШ-100.100 два крана грузоподъемностью 75 т каждый), используемые при монтажных и ремонтных работах. В задней стенке кузова имеются ворота, а в полу — люки, через которые краном извлекаются механизмы, направляемые в ремонт.

У экскаваторов средней мощности стенки (в нужных местах) и крыша делаются съемными. Через эти проемы краном извлекаются отправляемые в ремонт механизмы.

Опорно-поворотные устройства экскаваторов

Опорно-поворотные устройства (ОПУ) экскаваторов состоят из поворотного механизма, опорного устройства и центральной цапфы (последняя может отсутствовать).

Поворотный механизм экскаватора служит для вращения платформы экскаватора с целью осуществления рабочего движения или поворота на выгрузку.

Современные карьерные и вскрышные одно- и многоковшовые экскаваторы имеют механизм поворота с индивидуальным приводом, состоящий из двух или более (до 10) самостоятельных механизмов-агрегатов, которые работают на один зубчатый венец.

Поворотный механизм одноковшового экскаватора ЭКГ-8И показан на рис. 1.31. Вращение якоря вертикального фланцевого электродвигателя 1 передается, как правило, через две зубчатые пары на вертикальный поворотный вал 2. Нижняя шестерня 3 входит в зацепление с зубчатым венцом 4, закрепленным на нижней раме экскаватора. Фланцевый двигатель устанавливается на крышке редуктора, а тормоз 5 — на втором конце вала двигателя. Вторая зубчатая пара редуктора может быть планетарной.

Частота вращения поворотной платформы одноковшовых экскаваторов не превышает $0,05 \text{ с}^{-1}$ у малых моделей и $0,02 \text{ с}^{-1}$ у мощных. На карьерных мехлопатах электродвигатели привода применяются с номинальной частотой вращения $13,3\text{--}16,7 \text{ с}^{-1}$, поэтому редуктор вместе с последней открытой парой имеет передаточное отношение порядка $400\div 700$.

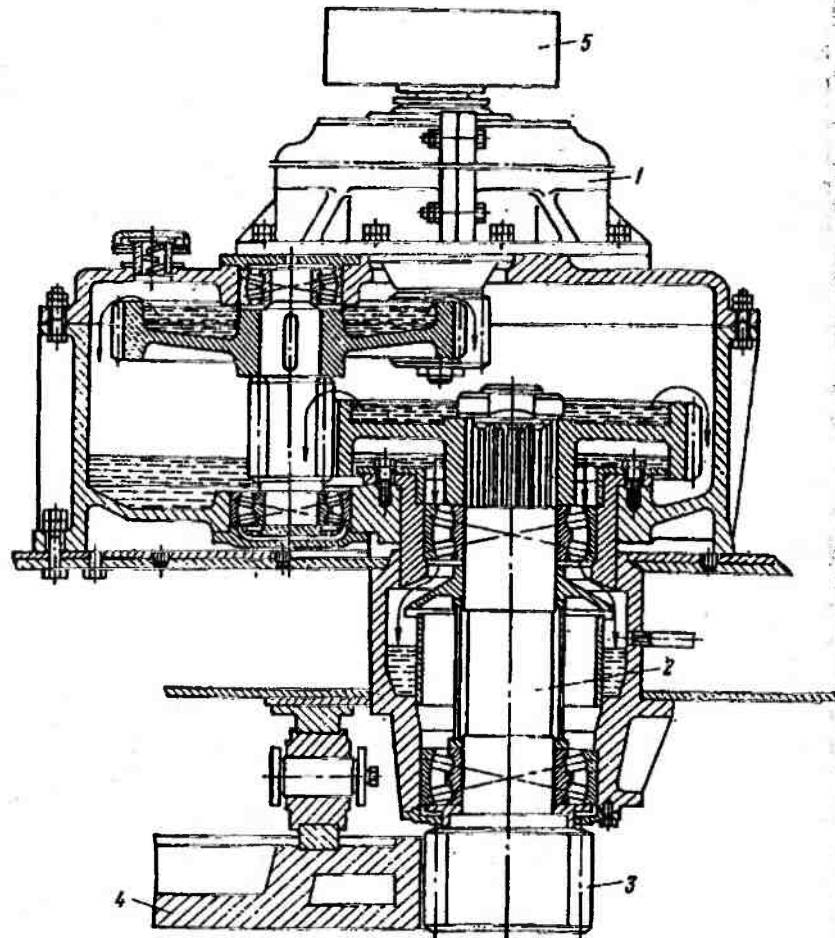


Рис. 1.31. Механизм поворота экскаватора ЭЖГ-8И

В механизмах поворота на отечественных мощных драглайнах и вскрышных лопатах применяют безредукторные приводы с двигателями, имеющими низкую частоту вращения. Так, на драглайне ЭШ-100.100 в механизме поворота установлены восемь вертикальных фланцевых двигателей постоянного тока мощностью по 1 тыс. кВт каждый с номинальной частотой вращения ротора $0,53 \text{ с}^{-1}$. Их выходные валы соединены муфтами непосредственно с вертикальными валами-шестернями, нахо-

дящимися в зацеплении с зубчатым венцом опорной рамы. Передаточное отношение этой пары равно 26.

Благодаря сокращению продолжительности поворота представляется возможным повысить производительность экскаватора. В связи с этим суммарная мощность поворотных механизмов у современных одноковшовых экскаваторов-драглайнов подчас соответствует мощности подъемной лебедки и может составлять более 10 тыс. кВт.

Конструкции поворотных механизмов многоковшовых экскаваторов аналогичны схеме, показанной на рис. 1.31, но отличаются низкой скоростью поворота и большим числом ступеней, а в отдельных конструкциях зарубежных машин — применением обратимых червячных передач или цилиндрических передач с дифференциалами.

Передаточное число механизма поворота у многоковшовых экскаваторов в 10÷20 раз выше, чем у одноковшовых, но суммарная установленная мощность двигателей механизма поворота самых крупных многоковшовых машин не превышает 4×80 кВт. У многоковшовых экскаваторов механизм поворота преодолевает значительное сопротивление на рабочем органе при взаимодействии последнего с забоем. Всегда имеется длительный период равномерного движения, разгон и торможение занимают относительно немного времени, а инерционные нагрузки невелики, и наибольшую часть постоянных сопротивлений составляют статические нагрузки.

Опорное устройство в общем случае служит для восприятия вертикальных и горизонтальных составляющих нагрузок, действующих на поворотную платформу, передачи этих нагрузок или их части на раму ходового устройства, обеспечения опирания поворотной платформы через опорно-поворотный круг (или направляющие) на базу или раму ходового устройства, вращения поворотной платформы с минимальными сопротивлениями относительно базовой части экскаватора. При наличии в ОПУ центральной цапфы ей придаются функции восприятия горизонтальных усилий моментов, а также сил, отрывающих платформу от опорного круга.

Опорно-поворотные устройства (ОПУ) экскаваторов можно разделить на две группы:

у которых усилия от веса поворотной платформы передаются на оси опорных катков непосредственно (рис. 1.32, в) через системы балансиров или гидродомкратов;

у которых эти усилия передаются непосредственно на ролики или шарики (рис. 1.32).

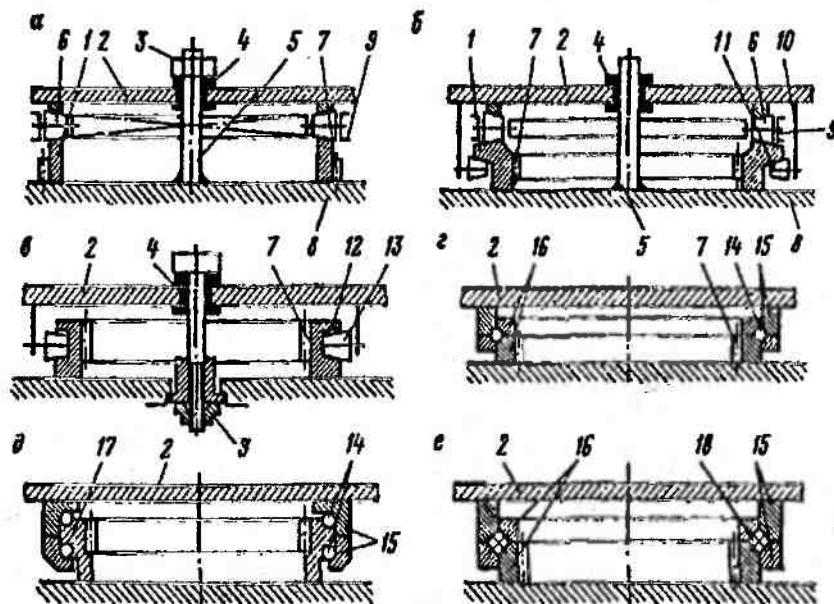


Рис. 1.32. Схемы опорно-поворотных устройств:

a — многокатковое с центральной цапфой и гайкой; *б* — то же с захватными роликами; *в* — то же с опорно-захватными роликами; *г* — однорядное шариковое; *д* — двухрядное шариковое; *е* — роликовое крестообразное (с пересекающимися осями вращения роликов); 1 — нижний круг катания; 2 — поворотная платформа; 3 — гайка; 4 — втулка; 5 — цапфа; 6 — колесо (каток); 7 — зубчатый венец (с внутренним или наружным зацеплением); 8 — нижняя ходовая рама; 9 — роликовая обойма; 10 — захват; 11 — захватный ролик; 12 — опорный круг с верхней и нижней дорожками катания; 13 — опорно-захватный ролик; 14 — шарик; 15 — опорное и захватное кольца поворотной платформы; 16 — опорное и захватное кольца нижней ходовой рамы с зубчатым венцом; 17 — опорно-захватное кольцо с зубчатым венцом; 18 — ролик

На схемах, показанных на рис. 1.32, *а—в*, ОПУ имеют центральные цапфы 5, представляющие собой ось, закрепленную основанием в раме 8 (рис. 1.32, *а, б*), на верхний конец которой может быть надета гайка 3, предохраняющая платформу 2 от отрыва от катков 6 роликового круга. Схема, приведенная на рис. 1.32, *а*, часто встречается на мощных экскаваторах с большой собственной массой платформы. На карьерных лопатах распространена другая схема крепления центральной цапфы (рис. 1.32, *в*), однако ее функции при этом не изменяются.

Центральная цапфа 1 (рис. 1.33), центрирующая поворотную платформу 7 относительно неподвижной нижней рамы 8, закрепляется от проворачивания болтами 9. На цапфу одета бронзовая втулка 2, впрессованная в стакан 3. Гайка 4 сферической нижней поверхностью опирается на вращающуюся с платформой шайбу 6 и стопорится болтами 5. Смазка к подвижным поверхностям узла центральной цапфы подается через трубку 10 и канал 11.

Внутри центральной цапфы находится отверстие, через которое проходят кабели от оборудования на поворотной платформе к электрооборудованию на нижней раме. Сверху на фланец цапфы устанавливается токоприемник.

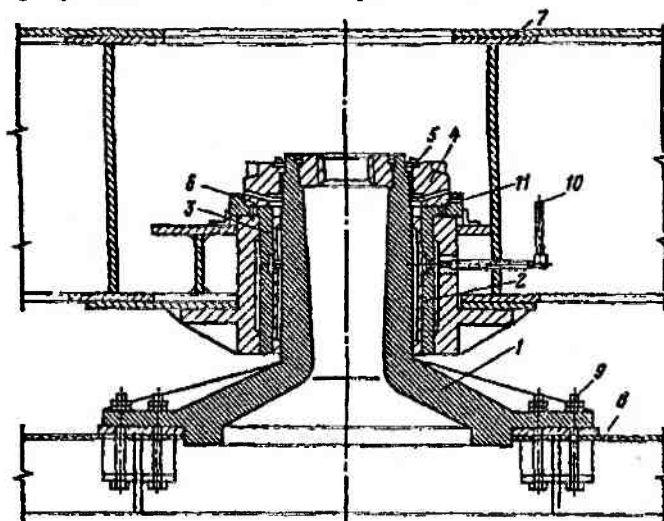


Рис. 1.33. Центральная цапфа экскаваторов ЭШ-11.70А и ЭШ-14.50

На роторных экскаваторах средней мощности, где возможно появление отрывающих нагрузок, ставятся роликовые захваты. В этом случае центральная цапфа воспринимает только боковые нагрузки.

В схемах без центральных цапф (рис. 1.32, *з, д, е*) или с центральными цапфами без гаек, но с подхватывающими роликами (рис. 1.32, *б*) опорное устройство воспринимает также и усилия, направленные снизу вверх (отрывающие усилия), появляющиеся вследствие неполной уравновешенности поворотной платформы.

На одноковшовых экскаваторах наиболее распространены опорно-поворотные устройства со свободными катками, оси которых закреплены в обойме (рис. 1.32, *а, б*). Катки выполняются цилиндрическими или коническими. Цилиндрические катки с одной внутренней ребордой применяются на большинстве моделей отечественных карьерных лопат, конические одно- и двухребордные — на мощных драглайнах УЗТМ — ЭШ-40.85, ЭШ-100.100, а также на карьерных и вскрышных лопатах в США. Конические катки для мощных машин иногда выполняются с небольшой бочкообразностью по плоскости контакта с рельсом катания. Под нагрузкой каток деформируется и точка контакта переходит в линию. Конические катки меньше изнашиваются, чем цилиндрические, но сложнее в изготовлении.

На драглайне ЭШ-100.100 опорное устройство имеет средний диаметр рельса катания 21,5 м, по которому перемещается 100 катков, выполненных в виде усеченного конуса диаметром по средней оси 550 мм и заключенных в две концентрические обоймы.

Опорно-поворотное устройство экскаватора ЭКГ-10 (рис. 1.34) изготовлено по типовой схеме, характерной для всех карьерных мехлопат Ижорского завода. Оно включает в себя 40 цилиндрических одноребордных катков 1, консольно расположенных на осях 2 в биметаллических втулках 3. Ось закреплена в сепараторе 4, наружное кольцо которого состоит из двух связанных между собой швеллеров 5 и 6. Внутреннее кольцо 7 обеспечивает центровку круга катания за счет посадки на центральную цапфу 11. Связь наружного и внутреннего колец сепаратора осуществляется швеллерами 8. Между катками и сепара-

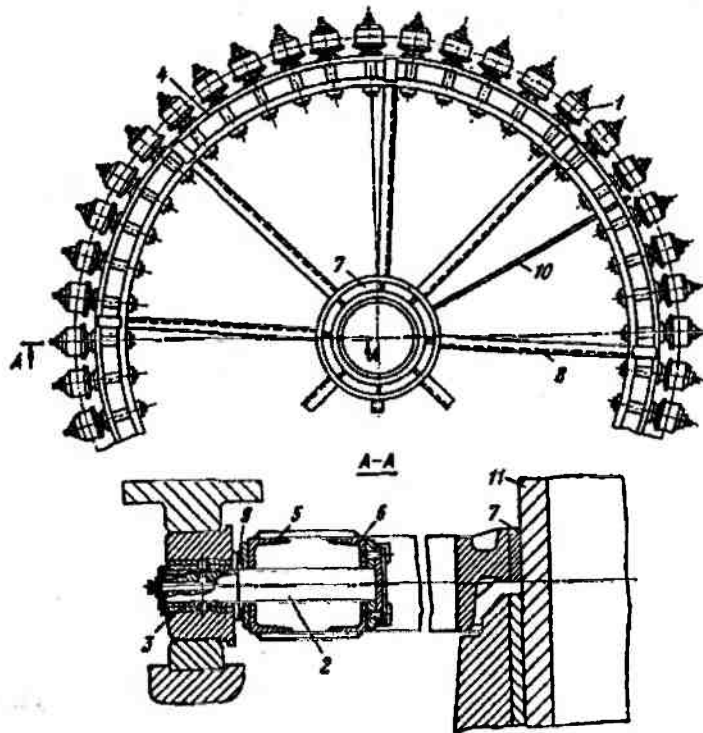


Рис. 1.34. Опорно-поворотное устройство со свободными роликами экскаватора ЭКГ-10

тором помещены чугунные шайбы 9. Смазка катков производится через отверстия в их осях, расположенных с наружной стороны, а внутреннее кольцо 7 смазывается через трубку 10.

На ряде драглайнов УЗТМ и НКМЗ устанавливаются по два верхних и нижних концентрических рельса, по которым перемещаются катки с ребордой, расположенной посередине их ширины.

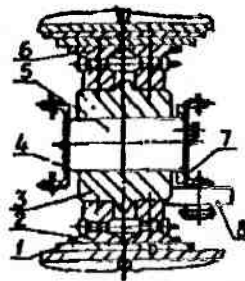


Рис. 1.35. Роликовый круг экскаваторов ЭШ-20.55 и ЭШ-15.70:

1 — упор; 2 и 6 — круги рельсовые соответственно нижний и верхний; 3 и 8 — ролики; 4 и 7 — внутренний и наружный сепараторы; 5 — ось ролика

Катки крепятся к концентрическим внешней и внутренней обоймам (рис. 1.35).

Опорно-поворотные устройства с катками, закрепленными на осях (см. рис. 1.32, в), применяются на одноковшовых строительных экскаваторах, а с усложненными схемами за счет применения балансиров — на многоковшовых (рис. 1.36). В последнем случае катки 1 имеют сравнительно большой диаметр и их оси укрепляются на балансире 2, которые, в свою очередь, закрепляются на осях балансира 3, благодаря чему нагрузка равномерно распределяется на все катки. Для устранения зазоров между колесами 4 и дорожкой 6 оси 5 смонтированы эксцентрично. Ведущая шестерня 7 находится в зацеплении с венцовым колесом 8. Механизм поворота 9 с двигателем М установлен на поворотной платформе 10, а венцовое колесо 8 — на раме 11 ходового устройства. Центральная цапфа у такого опорно-поворотного устройства отсутствует.

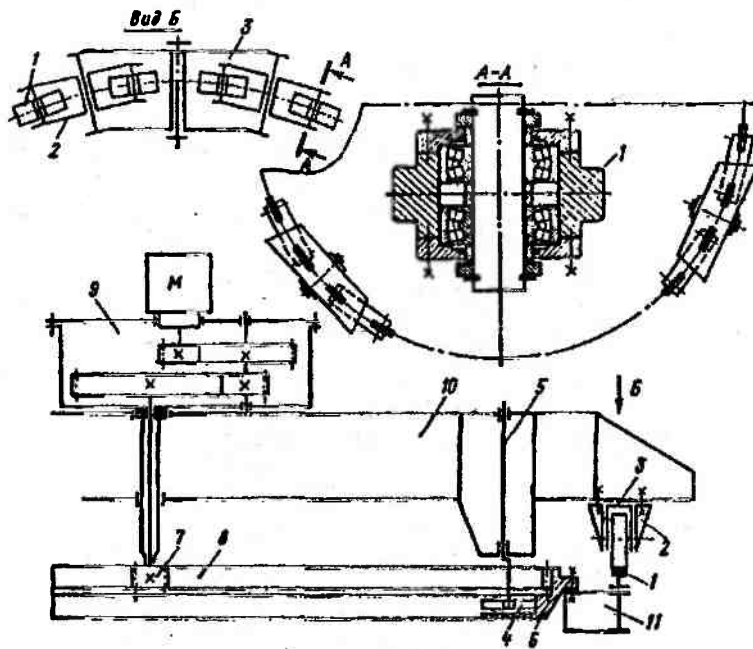


Рис. 1.36. Опорно-поворотное устройство многоковшового экскаватора с катками, закрепленными на осях балансиров

Статически определяемые системы опирания катков с гидравлическим подпрессориванием, обеспечивающим равномерное распределение нагрузки между всеми опорными элементами, применены на некоторых роторных экскаваторах. Верхнее поворотное строение экскаватора массой 2,3 тыс. т через опорный рельс диаметром 18 м передает вертикальную нагрузку на 40 катков диаметром 630 мм. Катки попарно через балансиры опираются на 20 гидродомкратов, установленных на ходовой раме. Боковые составляющие нагрузки в ОПУ воспринимаются шестью горизонтально ориентированными катками, закрепленными на ходовой раме. Гидродомкраты по схеме объединены в четыре группы. Давление в каждом из пяти гидродомкратов, образующих группу, одинаково по величине и регулируется в пределах группы блоками управления.

Для мощных роторных экскаваторов некоторые фирмы ФРГ применяют двухрядные опорные шариковые круги с концентрическим расположением дорожек. Они позволяют полностью освободить центральную часть поворотной платформы (из-за отсутствия цапфы) для размещения в ней перегрузочных устройств, получить минимальную высоту ОПУ, обеспечить хорошую смазку тел катания и их защиту от попадания пыли и воды.

Фирма «Роте-Эрде» (Германия) выпускает шариковые одно- и двухрядные ОПУ с диаметром катания D_0 до 4 м и полезной нагрузкой до 3,5 МН (рис. 1.37). Однорядные ОПУ предназначены для работы в условиях, когда равнодействующая всех сил не выходит за пределы ядра сечения e опорного круга ($e \leq 0,25D_0$).

Двухшариковые (двухроликовые) ОПУ могут эксплуатироваться и при $e > 0,25D_0$, т.е. допускают выход равнодействующей за пределы ядра сечения, а в исключительных случаях — и за пределы круга катания. При этом не происходит опрокидывания платформы. Их дорожки катания выполняются из высоколегированных сталей и подвергаются поверхностной индукционной закалке.

В зависимости от расположения зубчатого зацепления одна обойма, внутренняя или наружная по отношению к шарикам, крепится к ходовой тележке, а другая (наружная или внутренняя) — соединяется с поворотной платформой.

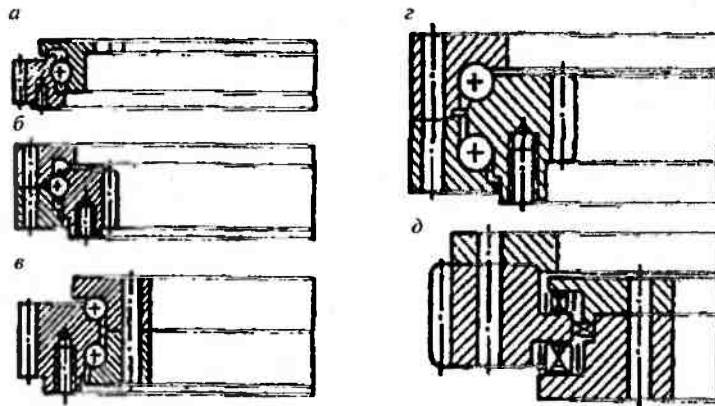


Рис. 1.37. Опорно-поворотные устройства без центральных цапф с внешним и внутренним зацеплением:
a, б — шариковые однорядные; *в, г* — шариковые двухрядные; *д* — роликовые

В мировой практике известны конструкции роликовых кругов, не имеющих центральной цапфы (рис. 1.32, *e*). Тогда оси роликов *18* в сепараторе устанавливаются через один под прямым углом, а центровка опорных и захватных колец *15* и *16* происходит по всем четырем плоскостям качения. Такой роликовый круг представляет собой компактную конструкцию опорно-поворотного узла для экскаваторов небольших параметров и массы.

На гидравлических карьерных экскаваторах УЗТМ применяются двухрядные круги с центрирующими вертикальными роликами (рис. 1.37, *д*), воспринимающие и горизонтальные усилия.

Системы и механизмы управления экскаваторами

Механизмы управления позволяют обеспечивать требуемый режим работы машины или изменять его по желанию оператора путем дистанционного воздействия на исполнительные органы.

Исполнительный механизм управления в совокупности с элементами его привода и управления образует систему управления.

Рабочий орган машины приводится в действие от двигателя через трансмиссию и воздействует на забой. Это главный машинный контур. Параллельно ему имеется контур управления рабочим процессом: измерительное устройство — оператор — механизм рабочего органа — рабочий орган. Замыкается этот контур также на забое.

В упомянутых двух взаимозависимых контурах функции обратной связи выполняет рабочий орган. При помощи оператора образуется замкнутый контур управления рабочим процессом: двигатель — трансмиссия — движитель — оператор — рабочий орган — двигатель. Управляющее воздействие создается оператором на основе полученной информации о ходе рабочего процесса.

Так как системы управления, как правило, приводятся в действие человеком, то различают системы управления непосредственного (мышечного) действия и системы управления с усилителями. Последние могут быть со следящими устройствами и без них. Все системы управления, кроме системы непосредственного действия, для облегчения труда оператора процесса управления используют часть мощностей двигателей, установленных на машине.

Элементы управления, осуществляющие передачу управляющего воздействия от руки оператора к управляемому объекту, могут быть механическими, гидравлическими, пневматическими, электрическими и комбинированными (электрогидравлическими и электропневматическими).

Система управления с усилителями значительно облегчает работу оператора по управлению машиной при сохранении необходимой чувствительности. Общее требование к этим системам — минимальное запаздывание в срабатывании. Они наиболее распространены на выемочно-транспортирующих машинах.

На современных экскаваторах (за исключением гидравлических) контур управления перемещениями рабочего органа и его силовыми воздействиями на забой является неотъемлемой частью электрической автоматизированной системы управления главными приводами машины.

Управление же некоторыми вспомогательными механизмами (тормозами, муфтами, инструментом и др.), а на драглайнах и процессом шагания осуществляют пневматическими или гидравлическими системами. Управление распределителями, в свою очередь, осуществляют главным образом посредством электрических цепей. Такие системы далее мы будем называть электропневматическими или электрогидравлическими. В чистом виде пневматические и гидравлические системы управления на мощных экскаваторах в настоящее время применяются редко.

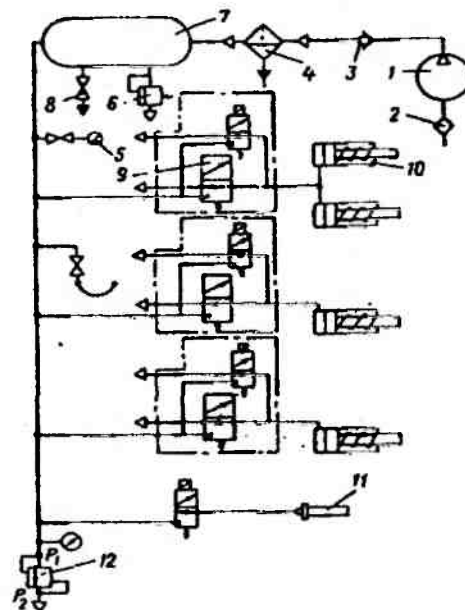
Электронпневматические системы отличаются нечувствительностью к температурным изменениям окружающей среды. Они предназначены для дистанционного управления из кабины машиниста тормозами и муфтами главных приводов экскаватора (поворота, подъема, тяги, напора и т. п.), а также продувки сжатым воздухом электрооборудования и механизмов, подачи звуковых сигналов, подъема и опускания входных лестниц и др.

Пневмосистема предназначена для управления тормозами механизмов экскаватора. Принципиальная схема пневмосистемы приведена на рис. 1.38.

Электрокомпрессор 1 засасывает воздух через фильтр 2 и нагнетает его через обратный клапан 3 в маслоотделитель 4 и в воздухохраник 7, который имеет предохранительный клапан 6 и запорный вентиль 8 для слива жидкости. Сжатый воздух из воздухохраника через распределители 9 поступает в тормозные цилиндры 10 и растормаживает механизмы экскаватора. Давление в пневмосистеме контролируется манометром 5. Для автоматического включения или отключения электрокомпрессора предусмотрено реле давления 12. Для сигнализации имеется звуковой сигнал 11.

Гидравлические системы управления с силовыми цилиндрами характеризуются компактностью, высоким КПД, независимым расположением управляемых элементов, высокой точностью отработки подаваемых сигналов, быстродействием и возможностью передачи больших мощностей. Эти системы чувствительны к температурным воздействиям, что требует применения различных рабочих жидкостей в летних и зимних условиях, и ужесточаются требования в отношении точности изготовления,

Рис. 1.38. Схема пневмосистемы экскаватора ЭКГ-5А:
 1 — компрессор; 2 — фильтры; 3 — обратный клапан; 4 — маслоотделитель; 5 — манометр; 6 — предохранительный клапан; 7 — воздухоотделитель; 8 — запорный вентиль; 9 — электропневматические распределители; 10 — цилиндры; 11 — звуковой сигнал; 12 — реле давления



что усложняет монтаж и ремонт гидравлических систем управления в условиях горного производства.

Экскаваторы оснащаются следующими системами гидравлического управления: насосной и электрогидравлической.

Давление в насосной системе, необходимое для включения рабочих механизмов, создается насосом. Поток рабочей жидкости направляется с помощью рычагов управления через соответствующие распределительные устройства.

На рис. 1.39 показана схема насосной системы гидравлического управления цилиндрами переключения тормозов одноковшового экскаватора. Жидкость, поступающая из маслобака, нагнетается насосом 7 к тормозному цилиндру 3 механизма хода и через золотники 4 к цилиндрам 1 и 2 муфт переключения гусениц. В гидросистему включены редукционный клапан 6 и манометр 5.

Гидравлический привод гидроэкскаваторов обеспечивает передачу мощности сетевых электродвигателей с помощью насосных установок к исполнительным гидроцилиндрам рабочего оборудования.

Рабочая жидкость из бака 1 (рис. 1.40) по всасывающему коллектору с задвижкой поступает к насосам 2 и 3. При холостом ходе насосов рабочая жидкость свободно сливается в бак через открытые центры золотников-сумматоров 6 и 7.

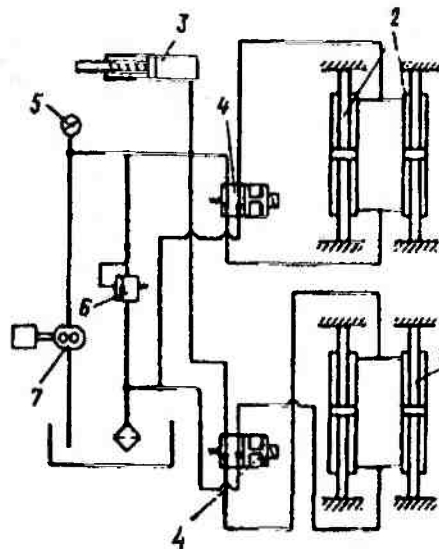


Рис. 1.39. Схема гидросистемы экскаватора ЭКГ-5А:

1, 2 — левые и правые цилиндры муфты переключения; 3 — цилиндр тормоза привода хода; 4 — золотники с электромагнитом КМП-2; 5 — манометр; 6 — редукционный клапан; 7 — шестеренный насос

Рабочая жидкость к исполнительным цилиндрам подается при срабатывании соответствующих рабочих золотников 8, 9, 10 и 12. Для исключения остановки рабочего обо-

рудования при переключении насосов на совместную и раздельную работу в напорных трубопроводах установлены обратные клапаны 4 и 5.

При подаче управляющего сигнала ПОС к золотнику 11 можно производить принудительное опускание стрелы с помощью насосов. При обычной работе опускание стрелы производится под собственным весом.

Система управления обеспечивает при перемещении рукояток на колонках пульта управления подачу управляющих сигналов РП, РО, КП, КО, ЧП, ЧО, СП, СО к золотникам 8, 9, 10 и 12, в результате чего происходит перемещение соответствующих элементов рабочего оборудования. Совмещение каких-либо двух движений осуществляется с помощью суммирующих золотников 6 и 7, которые разделяют поток рабочей жидкости. При этом скорости исполнительных механизмов снижаются в 2 раза. Предохранительные клапаны 13 ограничивают рабочее давление в напорных магистралях насосов, клапаны 14 — реактивное давление в рабочих цилиндрах.

Слив рабочей жидкости происходит по сливным трубопроводам полным потоком через радиаторы системы охлаждения 17 и фильтры 18 в бак 1. Клапан 16 обеспечивает необходимый

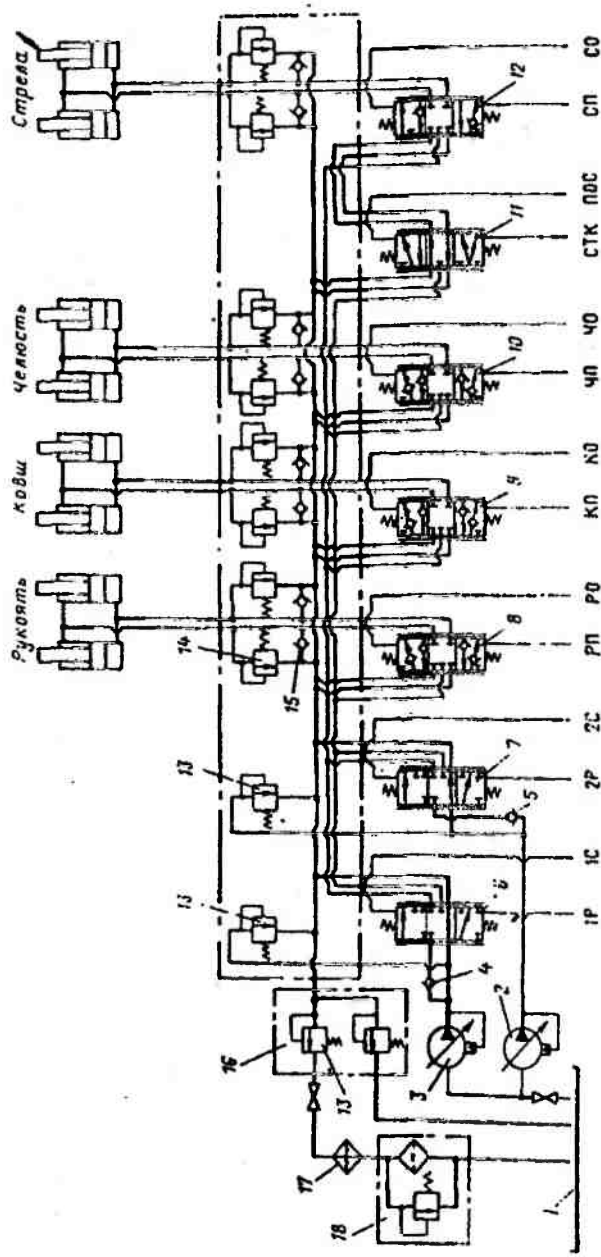


Рис. 1.40. Гидравлическая система экскаватора ЭГ-12АУ:

1 — гидробак; 2, 3 — насосы регулируемой подачи; 4, 5, 15 — обратные клапаны; 6—12 — рабочие золотники; 13, 14 — предохранительные клапаны; 16 — блок предохранительных клапанов на сливе; 17 — тел.л. обменники; 18 — фильтр; РП и IC — включатели первого золотника сумматора в магистральных рукоятки и стрелы; 2Р и 2С — включатели второго золотника сумматора в магистральных рукоятки и стрелы; РП и Р0 — подъем и опускание рукояток; КИ и КО — подъем и опускание ковша; ЧП и Ч0 — подъем и опускание челюсти; СП и СО — подъем и опускание стрелы; СТК — стабилизация копания; ПОС — принудительное опускание стрелы

подпор в сливной магистрали для обеспечения подпитки полостей цилиндров при сливе, клапан 15 предохраняет радиаторы от пиковых давлений при сливе больших объемов масла. Принципиальные гидравлические схемы экскаваторов ЭГ-12АУ и ЭГ-20У одинаковые.

Мощность гидропривода экскаватора ЭГ-20У увеличена за счет удвоения числа насосных установок и блоков золотников управления.

Электрогидравлическая система управления по сравнению с гидравлической позволяет сокращать протяженность маслопроводов, облегчать управление золотниками, широко применять блокирующее и автоматические устройства. В этой системе управление золотниками производится с помощью электромагнитов, включенных в общую электрическую схему управления экскаватором.

Примером электрогидравлической системы управления может служить система управления механизмом шагания мощного экскаватора (рис. 1.41). Рабочая жидкость, поступающая из маслобака 1, нагнетается насосами 2 через обратные клапаны 3 в магистраль, питающую два подъемных 4 и два тяговых 5 цилиндра. Разгрузочный клапан 6 магистрали настроен на рабочее давление 20 МПа. Управление тяговыми цилиндрами 5 осуществляется переливным 7 и двумя электромагнитными распределителями 9 и 10, а подъемными цилиндрами 4 — реверсивным 8 и электромагнитными распределителями 11 и 12 автоматически.

Для передвижения экскаватора включаются электромагнитные распределители 9 и 11. Распределитель переливного клапана 7, перемещаясь вниз, соединяет обе полости тяговых цилиндров с напорной магистралью насосов, выносящих опорные бабки вперед. При этом подъемные цилиндры поворачиваются вокруг опорных осей и через конечный выключатель 13 производят включение или выключение электромагнитных распределителей 10 и 12. Распределители 7 и 8 занимают верхнее положение. Тяговые цилиндры отсоединяются от напорной и сливной магистралей, а верхние полости подъемных цилиндров соединяются с напорной магистралью насосов.

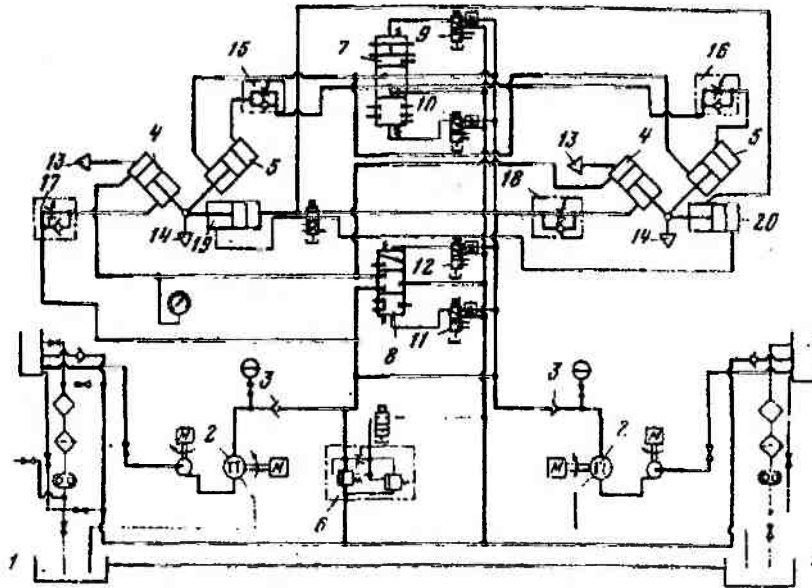


Рис. 1.41. Схема электрогидравлической системы управления механизмами шагания экскаватора ЭШ-15.90А

Поршни подъемных цилиндров будут опускаться до тех пор, пока опорные башмаки не опустятся на грунт. При дальнейшем поступлении жидкости в верхние полости подъемных цилиндров давление в магистрали возрастает и подъемные цилиндры поднимают экскаватор. Перемещение поршней подъемных цилиндров через рычажную систему передается конечному выключателю 14, который при подъеме экскаватора на максимальную высоту выключает электромагнитные распределители 10 и 12. При этом верхние полости подъемных цилиндров будут отключены от гидромагистралей насоса. Под давлением жидкости, поступающей в нижние полости тяговых цилиндров, их поршни будут втягиваться внутрь, экскаватор совершит поступательное движение и переместится на один шаг.

Во время движения экскаватора жидкость из верхних полостей тяговых цилиндров вытесняется через дроссельные клапаны 15 и 16. Обратные клапаны с дросселями 17 и 18 в цепи

подъемных цилиндров, кроме синхронизации движения поршней, выполняют функции тормоза при опускании опорных башмаков на грунт. Включением электромагнитных распределителей 9 и 11 цикл шагания повторяется. Фиксирование цилиндров механизма шагания в верхнем положении при работе экскаватора производится гидроцилиндрами 19 и 20.

Кабельный барабан

Кабельный барабан (рис. 1.42) предназначен для сокращения затрат ручного труда по переноске высоковольтного кабеля. Рама 3 барабана 1 шарнирно устанавливается на редукторах гусениц и крепится к нижней раме стяжками 4.

Привод кабельного барабана осуществляется от электродвигателя 6 через редуктор 8 и зубчатую передачу, закрытую кожухом 9. На полной оси барабана расположено токоприемное устройство 7, к которому через ось подводится конец высоковольт-

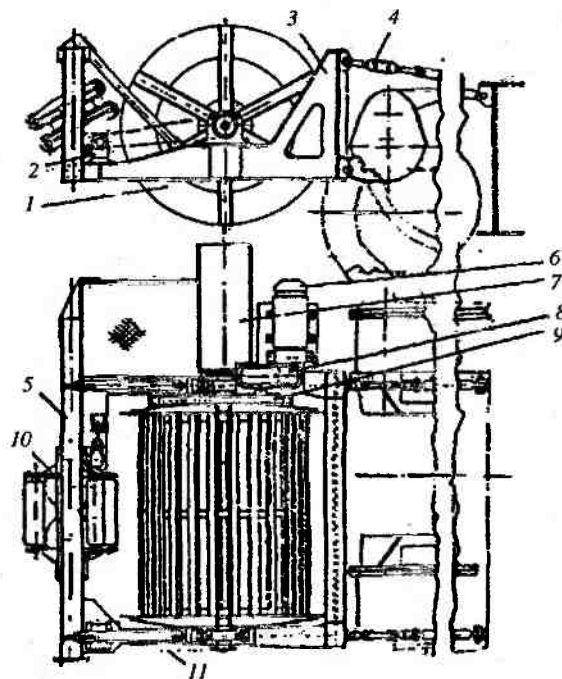


Рис. 1.42. Кабельный барабан ЭКГ-10

ного кабеля, наматываемого на барабан. Укладка рядов кабеля осуществляется роликами каретки 10, перемещающейся по направляющей раме 5 на ходовых роликах. Привод каретки осуществляется цепной передачей 11 от оси барабана через червячный редуктор 2. На выходной вал червячного редуктора посажена звездочка второй цепной передачи, у которой одно из звеньев цепи связано с кареткой и перемещает ее при вращении барабана.

Электродвигатель 6 создает на барабане момент, достаточный для выбора слабины кабеля или его размотки при превышении натяжения в кабеле 90 кг (900 Н).

1.2.4. Ходовое оборудование экскаваторов

Общие сведения

Ходовое оборудование горной машины — это устройство для ее перемещения и устойчивого опирания на грунтовое основание во время работы. В зависимости от условий работы и назначения горной машины применяют следующие виды ходового оборудования: колесное (на пневматиках или рельсовое), гусеничное, шагающее и шагающе-рельсовое.

Требования, предъявляемые к ходовому оборудованию горных машин циклического и непрерывного действия: достаточные сила тяги, скорость передвижения и маневренность; способность преодолевать заданные подъемы и уклоны; небольшая масса при обеспечении заданных давлений на основание (средних и максимальных); устойчивость машины при всех возможных изменениях положения ее центра тяжести и отсутствии больших динамических нагрузок в конструкции всей машины при передвижении; малые сопротивления при передвижении; минимальное число быстроизнашивающихся элементов; удобство в эксплуатации и долговечность.

Пневмоколесное ходовое оборудование обеспечивает высокие скорости передвижения (до 70 км/ч) и маневренность, имеет небольшую массу, малое сопротивление передвижению, простую конструкцию и универсальность. Однако быстрый износ пневмошин в условиях карьеров, высокая стоимость (20-40 %

от стоимости машины), повышенное давление на основание, а также ограниченность нагрузки на колесо определяют область их применения преимущественно в классе выемочно-транспортных машин.

Рельсовое ходовое оборудование обеспечивает низкое сопротивление перемещению, плавность, высокую скорость, направленность движения при перемещении машины, малый износ и долговечность его элементов.

Его недостатки — необходимость и сложность переноса железнодорожных путей, малая маневренность, ограниченность нагрузки на колесо (до 0,25 МН), значительные линейные размеры ходовой части, малые величины коэффициентов сцепления колес с рельсами и преодолеваемых уклонов (до 6°) — ограничивают область применения рельсового ходового оборудования, которое используется главным образом на цепных многоковшовых экскаваторах, работающих с транспортно-отвальными мостами, отвалообразователями и абзетцерами.

Шагающее ходовое оборудование обеспечивает низкие давления на основание (до 0,1 МПа), небольшую массу (10÷12 % массы машины), высокие маневренность и устойчивость машины на базе при работе. Его недостатки — цикличность и малая скорость передвижения, необходимость подъема машины при шагании, волочение передней части базы по опорной поверхности при шагании, сопровождающееся смятием грунта и высокими затратами мощности. Это ограничивает область применения шагающего хода на драглайнах и отвалообразователях, работающих на поверхностях (грунтах) с относительно низкой несущей способностью.

Гусеничное ходовое оборудование обладает высокой устойчивостью (особенно у многогусеничных машин), способностью преодолевать большие уклоны (до 23°), высокой проходимостью, малыми давлениями на основание, универсальностью. Его недостатки — большая масса (с нижней рамой до 50 % общей массы машины); высокое тяговое усилие (30÷40 % веса экскаватора); сложность устройства и быстрый износ ходовых элементов, относительно невысокая маневренность у многогусеничных машин.

Гусеничный ход применяется на всех типах выемочных и выемочно-транспортных машин (кроме мощных драглайнов), не требующих больших и частых перемещений с высокой скоростью.

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование обладает высокой маневренностью, возможностью дозированного перемещения машины с высокой скоростью и плавностью, малыми давлениями на опорную поверхность, сопротивлениями при перемещении и низким износом элементов и деталей, высокой устойчивостью при работе на базе. Его недостатки: большая масса (с нижней рамой до 50 % общей массы машины), необходимость подъема машины при шагании, цикличность шагания.

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование применяется на мощных роторных экскаваторах, отвалообразователях и драглайнах при работе на грунтах со слабой несущей способностью.

Гусеничное ходовое оборудование

Скорости передвижения экскаваторов на гусеничном ходу зависят от их мощности и назначения и, как правило, не превышают 2,4 км/ч у карьерных лопат. У многоковшовых экскаваторов они не превышают 0,72 км/ч (12 м/мин) у моделей малой мощности и 0,48÷0,18 км/ч (8÷3 м/мин) у мощных.

Величины давлений на грунт определяются назначением машины и достигают максимальной величины, равной 0,42 МПа у карьерных лопат. Роторные и цепные экскаваторы имеют давления, не превышающие 0,12 МПа у вскрышных и 0,2 МПа у добычных машин.

Преодолеваемые гусеничными экскаваторами подъемы обычно не превышают 7° у мощных машин и 12° — у машин малой и средней мощности.

Система гусеничного ходового оборудования определяет число гусениц в схеме и их взаимное положение (рис. 1.43).

На одноковшовых экскаваторах применяются двух-, четырех- и восьмigusеничные системы (рис. 1.43, *г, ж*). Четырехгусеничное оборудование используется относительно редко (ЭКГ-12,5 массой 660 т и ЭРП-1250 массой 1020 т). Существующие

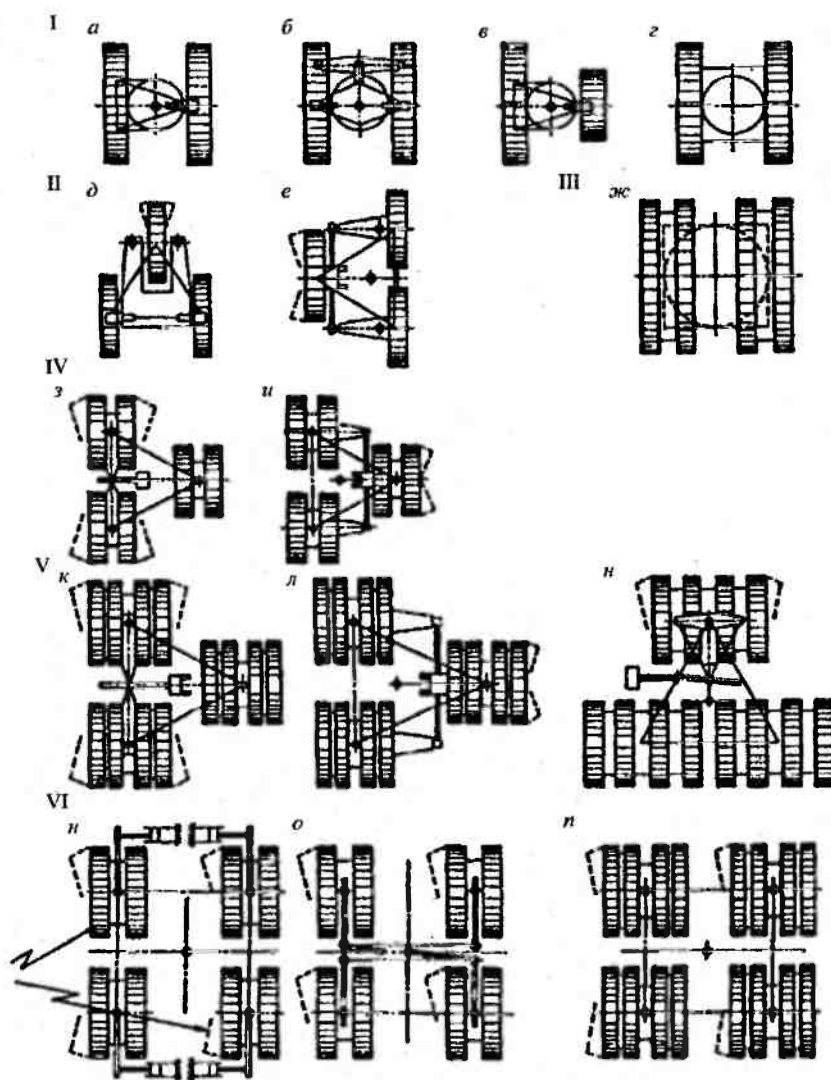


Рис. 1.43. Системы гусеничного ходового оборудования:

I — двухгусеничное (*a-e*); *II* — трехгусеничное трехопорное с одной поворотной передней (*д*) и боковой (*е*) тележками; *III* — четырехгусеничное (*жс*); *IV* — шестигусеничное с одной (*и*) и двумя (*з*) спаренными поворотными тележками; *V* — двенадцатигусеничное с двумя (*к*) и одной (*л, м*) поворотными тележками; *VI* — четырехопорное восьмигусеничное (*н, о*) и шестигусеничное (*п*) со всеми поворотными тележками

восьмигусеничные системы в состоянии перемещать массу до 12,6 тыс. т (6360-М фирма «Мариян» США) при среднем давлении на грунт 0,385 МПа, ширине трака 3,62 м и длине тележки 13,7 м.

На многоковшовых экскаваторах применяют двух-, трех-, четырех-, шести-, двенадцати- и шестнадцатигусеничные системы. Две гусеницы имеют экскаваторы преимущественно массой до 400 т, три — до 800 т, шесть — до 2000 т, 12 и 16 гусениц — большей массы. Существующие 12-гусеничные системы перемещают массу до 11,4 тыс. т при среднем давлении на грунт 0,169 МПа, ширине трака 3,7 м и длине тележки 15 м.

При трех (или кратных трем) гусеничных системах применяется трехточечная опора (система опирания), обеспечивающая статически определимую передачу усилий на ходовые тележки. Такие системы выполняются симметричными относительно поперечной (рис. 1.43, *е, з, и, к, л*) и продольной (рис. 1.43, *д, м*) осей машины, две опоры в таких случаях располагаются со стороны рабочего оборудования и одна — со стороны отвальной части. Сами опоры выполняются в виде гидродомкратов с шаровой пятой.

Движение экскаватора по кривой при двух (четырех) гусеницах достигается: затормаживанием одной (двух) гусениц (сообщением правым и левым гусеницам различных скоростей). При четырехточечной системе опирания хода используют разворот всех гусениц с помощью рычагов. Последнее чаще осуществляется гидроцилиндрами, закрепленными одной стороной на базе ходовой рамы, а другой — на рычаге рамы ходовой тележки.

Поворот гусениц возможен либо при повороте передней гусеницы (рис. 1.43, *д, м*), либо одной боковой (рис. 1.43, *е, и, л*), либо двух вслед идущих групп гусениц (рис. 1.43, *з, к*). В двух последних случаях обеспечивается наибольшая маневренность, так как радиус поворота экскаватора получается наименьшим при том же угле поворота гусениц.

У восьми- и шестнадцатигусеничных систем поворачиваются все четыре пары. По схемам, показанным на рис. 1.43, *н, о, п*, поворот тележек переднего и заднего рядов осуществляется на

разные углы по двум окружностям с центром в одной точке. По схеме, приведенной на рис. 1.43, *о*, разворот возможен и поворотом всех гусениц в одну сторону на одинаковый угол.

При равных максимальных углах поворота управляемых гусениц наилучшей маневренностью обладают трехопорные машины с симметричным расположением гусениц относительно поперечной оси при повороте в сторону неуправляемой гусеницы (рис. 1.43, *з, к*).

Поворот в сторону управляемых гусениц для этих машин требует значительно большего угла разворота гусениц. Неприводная гусеница, движущаяся по внутренней кривой, улучшает маневренность машины, в то же время обеспечивая минимальные поперечные силы на гусеницах.

Под типом гусениц понимают их конструктивное оформление, характеризующее гусеницы в эксплуатационном и производственном отношениях.

По способу передачи давления на грунт различают многоопорные и малоопорные гусеницы.

Гусеницы называют многоопорными, если отношение числа опорных звеньев (траков), лежащих на земле, к числу опирающихся на них катков ведущих и направляющих колес меньше двух (рис. 1.44, *а*). В этом случае звенья между опорными катками почти не прогибаются и обеспечивают равномерное давление на грунт как под катками, так и между ними. У малоопорной гусеницы это отношение больше двух: звенья легко прогибаются между катками, сгибаясь в шарнирах и образуя волнистую линию, при этом создается значительная разница между давлениями под катками и между ними (рис. 1.44, *б*). Поэтому многоопорная гусеница применяется на экскаваторах, перемещающихся по породам со слабой несущей способностью, а малоопорная — по прочным.

На слабых породах малоопорная гусеница в большей степени погружается в почву, чем многоопорная, однако лучше переносит сосредоточенные нагрузки, возникающие при работе экскаватора на скальных породах, так как имеет более прочные большие катки. Малоопорные гусеницы обычно снабжаются четырьмя-пятью катками большого диаметра, многоопорные — шестью-восемью катками небольшого диаметра.

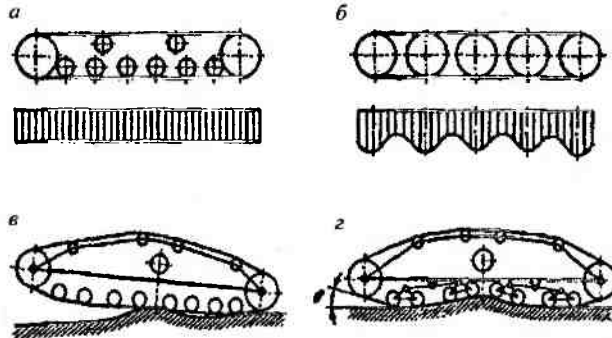


Рис. 1.44. Типы гусениц:
а, в, г — многоопорные; *б* — малоопорная; *а, б, в* --- жесткие; *г* — мягкая

Показанные на схемах гусеницы (рис. 1.44, *а, б, в*) имеют жесткое крепление опорных катков к ходовой раме, в силу чего они плохо приспособлены к неровностям почвы. Для устранения этого недостатка применяются устройства, позволяющие гусеничной цепи деформироваться как в продольном, так и в поперечном направлениях. Так, в первом случае опорные катки либо разносят на величину двух или более звеньев, либо объединяют в балансирные тележки (рис. 1.44, *г*). В последнем случае либо балансирным тележкам дают возможность самоустановки в поперечном направлении, либо опорные поверхности катков закругляют, что позволяет звену гусеничной цепи самоустанавливаться на неровностях почвы.

Для работы на рыхлых (слабых) породах оси направляющих и ведущих колес поднимают над землей так, чтобы нижняя ветвь гусеничной цепи, идущая от крайнего катка к колесу, была наклонена к горизонту под углом $\delta = 10 \div 20^\circ$ (рис. 1.44, *в, г*).

Двухгусеничная малоопорная ходовая тележка с жестким креплением рам гусениц *б* к ходовой раме *З* экскаватора, характерным для карьерных лопат, показана на рис. 1.45. Крепление рам производится болтами, замковым соединением *4*, рамы привариваются при монтаже. К верхнему листу нижней рамы крепится зубчатый венец *1*, с которым входят в зацепление шестерни поворотных редукторов. В проточке зубчатого венца размещен кольцевой рельс *2*, на который опирается роликовый круг.

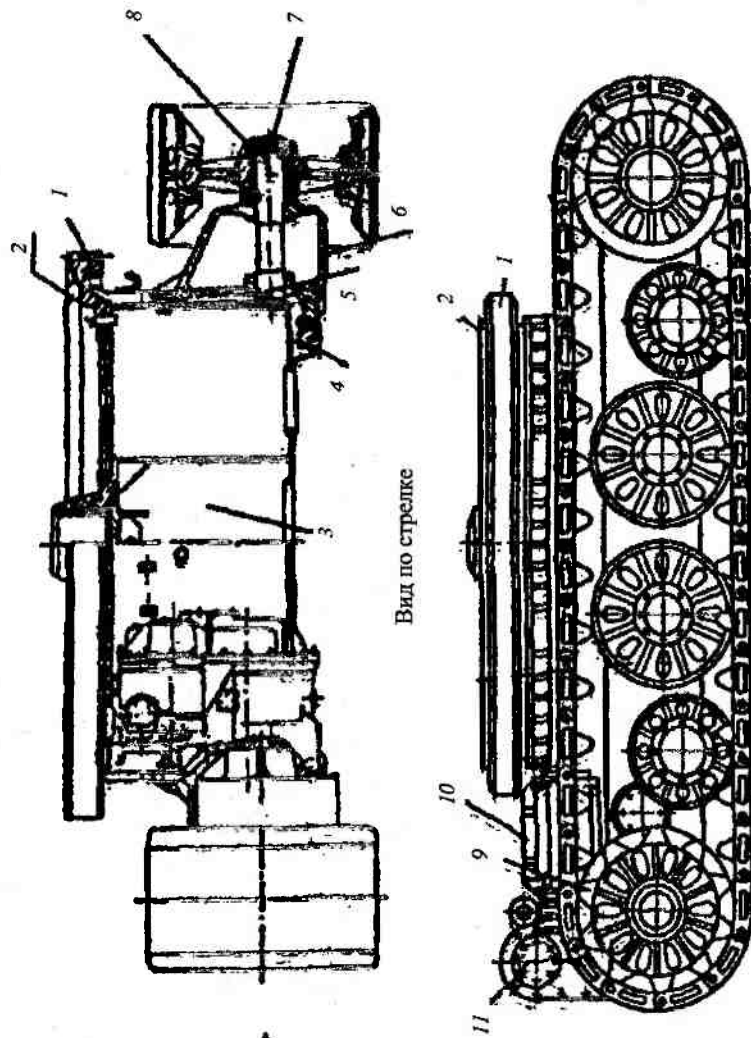


Рис. 1.45. Холодная тележка экскаватора ЭЖГ-10

Каждая гусеница имеет четыре опорных катка. Два из них большого диаметра установлены в центральной части и служат одновременно для поддержки верхней ветви гусеничной цепи. Оси 7 опорных катков закреплены в гусеничных рамах и фиксируются шпонками 5. Катки на осях крепятся хомутами 8. В задней части гусеничных рам установлены ведущие звездочки 9, а в передней — направляющие колеса.

Каждая гусеничная цепь состоит из 37 звеньев, соединенных пальцами. Натяжение цепей производится гидродомкратом и регулируется прокладками. В подшипниковые узлы колес и катков заливается жидкая смазка. Для ее удержания предусмотрены уплотняющие кольца, прижимаемые пружинами.

Привод гусениц индивидуальный от отдельного электродвигателя 10 через редуктор 11 и бортовую передачу. Электродвигатель установлен на корпусе редуктора, который крепится к гусеничной раме. Соединение двигателя с редуктором осуществляется эластичной муфтой — тормозным шкивом колодочного тормоза ТКП-300. Редуктор — четырехступенчатый, коническо-цилиндрический. Коническая передача заимствована из ходового механизма автомобиля КраЗ-256.

Система с тремя сдвоенными гусеницами, из которых две пары со стороны опирания в двух точках являются управляемыми, показана на рис. 1.46. В точках *A*, *B* и *C* нагрузки на ходовые тележки передаются от базы экскаватора через гидродомкраты. Тележки попарно соединены осью 1 и могут поворачиваться относительно нее в вертикальной плоскости. Разворот тележек *B* и *C* осуществляется рукоятями 2, перемещаемыми винтовой парой 3, приводимой двигателем *M1* через редуктор 4. Сдвоенная тележка в точке *A* закрепляется на базе с помощью полуосей 5, позволяющих ей самоустанавливаться в продольной и поперечной плоскостях. Колея передней тележки (точка *B*) совпадает с колеей задней тележки *C*, что уменьшает их сопротивление движению.

У восьмигусеничной системы нижняя рама опирается на четыре двухгусеничные тележки через гидродомкраты, с помощью которых происходит выравнивание поворотной платформы. Для разворота экскаватора при передвижении каждую из тележек поворачивают вокруг своей вертикальной оси на некоторый

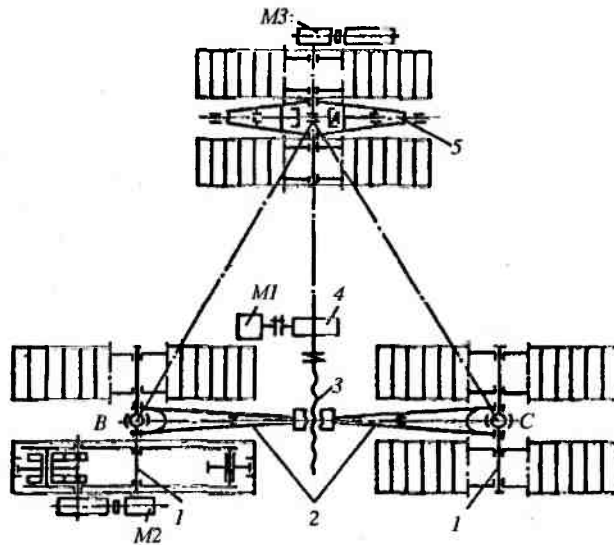


Рис. 1.46. Шестигусеничная двухколейная ходовая часть

угол, определяемый радиусом разворота экскаватора. Поворот тележек осуществляется с помощью гидравлического механизма через кронштейны, соединенные попарно тягами.

В свою очередь, каждая из тяг соединена со штоком поршня гидроцилиндра разворота. Масло в гидроцилиндры подается от гидронасоса по трубопроводу. Гидроцилиндры неподвижно прикреплены к нижней (потолочной) плоскости нижней рамы экскаватора. В зависимости от подачи масла в верхние или нижние полости цилиндров осуществляется разворот тележек в нужном направлении.

На рис. 1.47 приведена схема автоматического выравнивания, применяемая на мощных вскрышных лопатах и роторных экскаваторах, имеющих четыре точки опоры. Выравнивание производится с помощью насосов, включаемых маятниковым отвесом или ртутным уровнемером. При наклоне поворотной платформы маятника 7 замыкают контакты, открывая трехходовый кран и предохранительный клапан, и включают насосы. Положение одного из передних или задних гидроцилиндров принимается за базовое, относительно которого происходит выравнивание трех других опор.

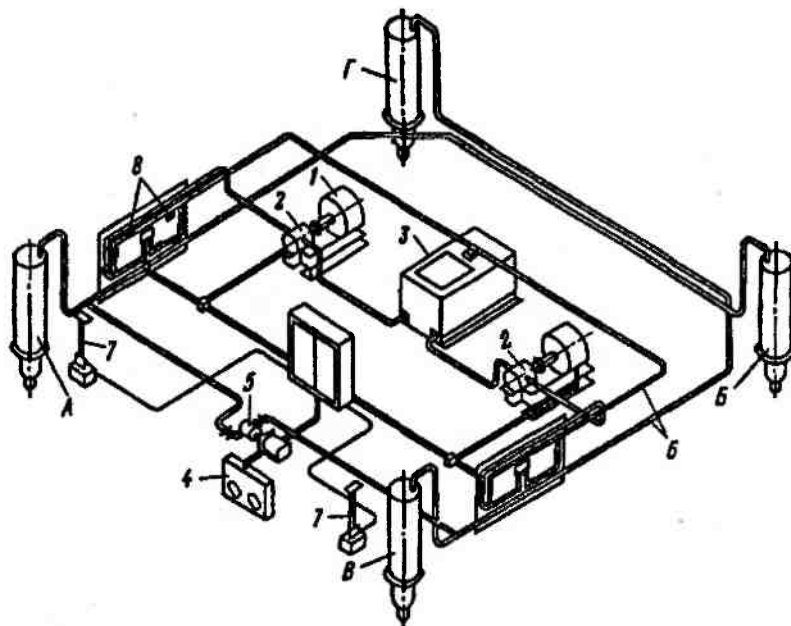


Рис. 1.47. Схема автоматического выравнивания четырехопорных гусеничных систем:

1 — двигатель; 2 — насос; 3 — маслобак; 4 — пульт управления гидросистемой; 5 — перепускной клапан с соленоидом; 6 — трубопровод; 7 — маятник; 8 — клапанный блок опускания и подъема цилиндра

При переподъеме, например, левой задней стороны нижней рамы насос перегоняет масло в правый передний гидроцилиндр, в то время как перепускной клапан 5 обеспечивает сохранение заднего базового гидроцилиндра в исходном положении. В процессе передвижения экскаватора полости двух цилиндров соединяются с помощью блокирующей системы или ручного крана, образуя балансир, благодаря чему вся нагрузка передается как бы на три точки. Системы гидроцилиндров А-Б и В-Г симметричны.

Удельная мощность гусеничных ходовых двигателей на 1 т массы у современных вскрышных и карьерных лопат составляет $0,18 \div 0,46$ кВт/т (большие значения характерны для экскаваторов меньшей массы).

Шагающее ходовое оборудование

Шагающее ходовое оборудование состоит из опорной рамы (базы) и механизма шагания. Последний имеет лыжи (башмаки), механизм перемещения и привод.

Схемы механизмов шагания различаются по конструкции механизма шагания и могут быть гидравлическими и кривошипными (рис. 1.48). Они состоят из двух одинаковых синхронно работающих механизмов шагания, расположенных симметрично относительно продольной оси экскаватора.

При любом виде шагающего ходового оборудования полный цикл передвижения экскаватора складывается из следующих элементов: подачи лыж на грунт, подъема экскаватора, передвижения экскаватора, опускания экскаватора, подъема лыж в исходное положение.

Независимо от вида шагающего ходового оборудования (кроме специального ЭШ-100.100) в момент непосредственного передвижения экскаватор опирается на две лыжи и на часть опорной базы. Поскольку при этом центр тяжести экскаватора находится впереди оси механизма шагания, передвижение машины может быть осуществлено только в направлении противовеса.

Все модели драглайнов УЗТМ и модель фирмы «Бюсайрус-Ири» (США) оборудованы гидравлическими механизмами шагания.

Гидравлический механизм шагания экскаваторов ЭШ-15.90 (рис. 1.49), ЭШ-25.100 и других состоит из лыж 1, подъемного 2 и тягового 3 гидроцилиндров. Штоки последних сочленяются общим шарниром на траверсе 4, которая также шарнирно с помощью кронштейнов 5 связана с лыжей. Подъемный и тяговый гидроцилиндры шарнирно соединены с металлоконструкциями надстройки 6 и поворотной платформой осями 7 и 8. В верхние и нижние полости гидроцилиндров по трубопроводам 9 и 10 масло или специальная рабочая жидкость подводится от насосной установки под давлением 10÷20 МПа.

Во время работы экскаватора поршни всех гидроцилиндров втянуты внутрь, опорные башмаки подняты и занимают крайнее верхнее положение, а поворотная платформа при этом опирается на базу 11.

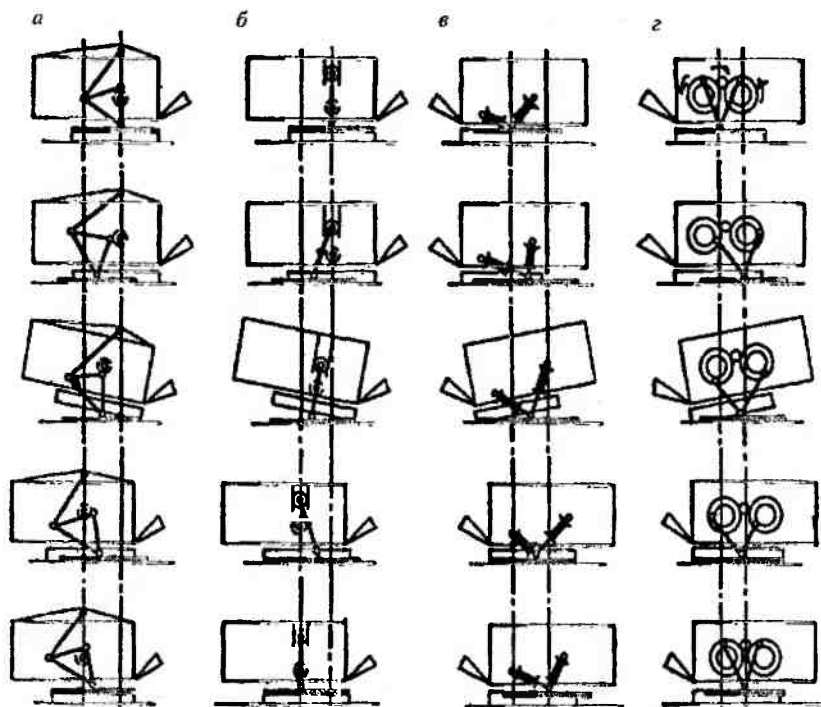


Рис. 1.48. Схемы механизмов шагания:

a — кривошипно-шарнирного с треугольной рамой; *б* — кривошипно-ползункового; *в* — гидравлического; *z* — двухкривошипного

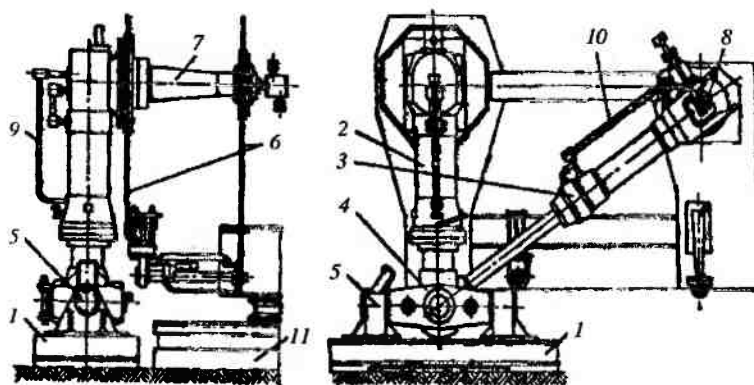


Рис. 1.49. Гидравлический механизм шагания экскаватора ЭШ-15.90

При шагании под действием подъемных и тяговых гидроцилиндров опорные башмаки выдвигаются и опускаются на почву уступа. При возрастании давления в подъемных гидроцилиндрах один конец опорной базы экскаватора приподнимается от почвы уступа, затем экскаватор с помощью тяговых гидроцилиндров сдвигается и, опираясь на башмаки, скользит опорной рамой по почве уступа, передвигаясь на величину шага $1 \div 2,5$ м, после чего база вновь опускается на почву. Затем подъемные гидроцилиндры поднимают опорные башмаки вверх и процесс шагания повторяется.

Достоинства гидравлического шагающего механизма заключаются в плавности его работы и возможности регулирования траектории движения, а недостатки — в низком КПД (около 0,6) и сложности устройства привода, требующего квалифицированного обслуживания.

В отличие от описанной выше конструкции на мощном драглайне ЭШ-100.100 применено гидравлическое шагающее устройство с полным отрывом опорной рамы (базы) от грунта. Передвижение экскаватора осуществляется перемещением опорных скользунов (гидростатической опоры) гидроцилиндров по верхней плоскости башмака в направляющих.

Шагающее ходовое устройство экскаватора ЭШ-100.100 (рис. 1.50) состоит из четырех башмаков 1, соединенных попарно шарниром 2, четырех подъемных гидроцилиндров 3, закрепленных в раме поворотной платформы 4 и опирающихся на сферу 5 гидростатической опоры скользунов, двух тяговых гидроцилиндров 6, шарнирно закрепленных в точке А на поворотной платформе и в точке В — на башмаке и обеспечивающих перемещение гидростатической опоры по опорным плитам 7 башмаков. Рабочие поверхности гидростатической опоры и опорных плит башмаков закрыты от попадания пыли сложной системой уплотнений и кожухами 8. Во время работы драглайн опирается на базу 9. Минимальный подъем экскаватора — 700 мм, максимальная длина шага — до 3 м.

Гидравлическая схема управления механизмов обеспечивает три точки опоры машины замыканием пары подъемных цилиндров в гидравлический балансир.

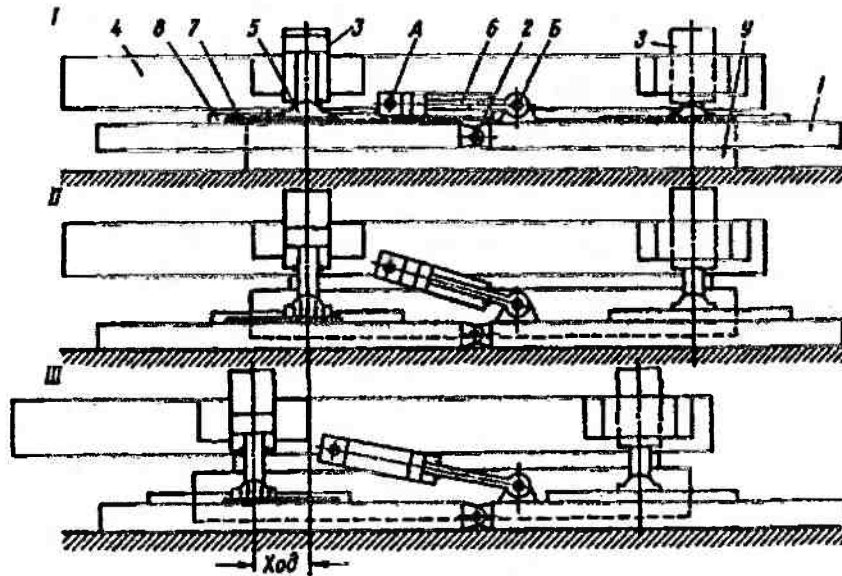


Рис. 1.50. Положения шагающего ходового устройства экскаватора ЭШ-100.100 с полным отрывом базы:

I — начало шагания (лыжи подняты); *II* — экскаватор поднят; *III* — перемещение экскаватора

Достоинства данного вида шагающего устройства: вес машины распределяется между четырьмя точками поворотной платформы вместо двух; возможность полностью оторвать базу от земли, что при передвижении исключает ее трение о грунт, износ и появление поперечных нагрузок на центральной цапфе; независимость величины выдвигания толкающего цилиндра от величины выдвигания домкратов, что позволяет изменять длину шага в различных условиях; наличие шаровой опоры на нижнем конце подъемного цилиндра, в связи с чем устраняются изгибающие нагрузки на штоке и обеспечиваются большие надежность и долговечность соединений. Недостаток этого шагающего устройства — сложность конструкции гидростатической опоры.

Аналогичный гидравлический механизм шагания с полным отрывом базы, отличающийся от механизма шагания экскавато-

ра ЭШ-100.100 удвоенным числом тяговых цилиндров (по одному на каждой опоре), применен на драглайне 4250-W (фирма «Бюсайрус-Ири», США) с рабочей массой 13,6 тыс. т.

На драглайнах НКМЗ и на всех моделях драглайнов зарубежных фирм применяются кривошипные системы различных видов: кривошипно-шарнирная с треугольной рамой фирмы «Марион» (см. рис. 1.48, а), кривошипно-ползунковая фирмы «Пейдж» (см. рис. 1.48, б), двухкривошипная фирмы «Марион» (см. рис. 1.48, в), кривошипно-эксцентриксовая НКМЗ и эксцентриксовая с тягой фирмы «Марион».

Кривошипно-эксцентриксовый механизм шагания применялся на ЭШ-4.40 с массой до 4 тыс. т. В настоящее время НКМЗ устанавливает на своих моделях ЭШ-6.45М, ЭШ-10.60, ЭШ-10.70А, ЭШ-20.55 и ЭШ-15.70 кривошипно-рычажные четырехзвенные механизмы шагания.

Двухкривошипная система шагания (см. рис. 1.48, в) применяется на мощных драглайнах фирмы «Марион» массой до 8500 т.

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование было впервые разработано на НКМЗ и применено на отвалообразователях и мощных роторных экскаваторах.

Схема работы шагающе-рельсового ходового оборудования приведена на рис. 1.51. Ходовое оборудование включает в себя четыре соединенные сферическим шарниром 1 лыжи 2 (лыжа может быть неразрезная), на которых имеются верхние 3 и нижние 4 рельсы. Верхняя часть экскаватора 5 через четыре гидродомкрата 6 опирается на ходовые тележки 7.

В рабочем положении машина опирается через гидродомкраты и ходовые тележки на нижние направляющие лыж. База вместе с верхней частью приподнята над землей (положение I). Для передвижения верхней части машины включают тяговые лебедки 8, которые с помощью полиспастов перемещают машину по лыжам в нужном направлении. Когда тележки достигнут крайнего положения на лыжах (положение II), производят

ся опускание машины на базу и последующий подъем лыж через верхние направляющие рельсы до упора катков 9 в раму машины (положение III). Далее происходит отключение гидравлической системы домкратов и включение тяговых лебедок, которые перемещают лыжи вперед на величину шага, после чего тяговые лебедки отключаются с помощью гидросистемы, происходят опускание лыж на грунт, подъем машины и базы на величину, обеспечивающую необходимый зазор между базой и грунтом. Далее цикл шагания может быть повторен. Изменение направления движения машины осуществляется поворотом стоящей на базе 10 машины по роликовому кругу 11 при поднятых лыжах, так же как у машин с шагающим ходовым оборудованием.

Применительно к роторным экскаваторам лыжи шагающе-рельсового ходового устройства с двумя поворотными рамами располагаются вдоль оси движения машины к забою (рис. 1.52). Передвижение машины осуществляется на лыжах 1 при подня-

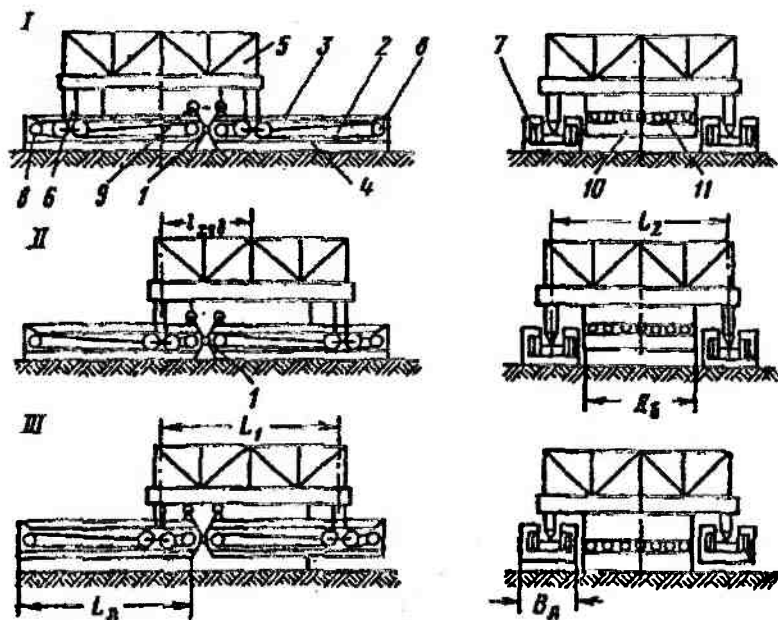


Рис. 1.51. Схема работы шагающе-рельсового ходового оборудования

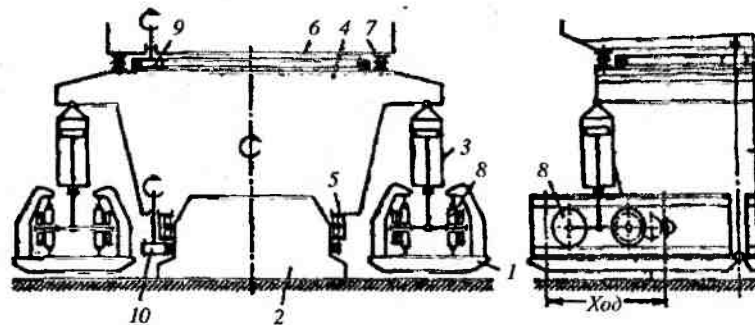


Рис. 1.52. Шагающе-рельсовое оборудование с двумя поворотными рамами

той базе 2. Гидродомкраты 3 для подъема машины и лыж установлены в нижней раме 4, которая при стоянке машины на базе опирается на последнюю с помощью поворотного круга 5, используемого для изменения направлений движения. Поскольку процесс экскавации у роторных машин осуществляется поворотом верхней части 6 экскаватора, то последняя устанавливается на нижнюю раму через второй поворотный круг 7. Образование каждой новой стружки осуществляется передвижением машины на ходовых тележках 8 по лыжам, переход с подступа на подступ и от блока к блоку осуществляется перестановкой лыж и перемещением всей машины. Поворот верхней части 6 относительно нижней рамы 4 и базы 2 обеспечивается поворотными механизмами через венцовые шестерни 9 и 10.

1.3. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Одноковшовые карьерные экскаваторы наиболее распространены на открытых горных работах из-за своей универсальности и возможности применения в различных горно-геологических и горно-технических условиях.

Карьерные механические лопаты ЭКГ-4У, ЭКГ-4Ус, ЭКГ-5А, ЭКГ-5У, ЭКГ-6,3Ус, ЭКГ-8И, ЭКГ-8У, ЭКГ-8Ус, ЭКГ-10, ЭКГ-12, ЭКГ-12У, ЭКГ-12Ус, ЭКГ-12,5, ЭКГ-15, ЭКГ-20А (рис. 1.53) с вместимостью ковша от 4 до 20 м³ являются основным типом выемочно-погрузочного оборудования для разработки мягких, плотных и взорванных скальных пород. Технические характеристики отечественных и зарубежных карьерных экскаваторов-мехлопат приведены в табл. 1.2—1.7.

Обратные механические лопаты (с вместимостью ковша от 0,15 до 2 м³) обычно применяют для вспомогательных работ и в случае необходимости применения нижнего черпания.

Вскрышные экскаваторы ЭВГ-4И, ЭВГ-6, ЭВГ-15, ЭВГ35/65 с вместимостью ковша от 4 до 35 м³ применяют для проведения вскрышных работ на мягких и плотных (без применения буровзрывных работ) и разрыхленных крепких породах при разработке месторождений по бестранспортной технологии.

Гидравлические прямые и обратные лопаты ЭГ-6, ЭГО-4, ЭГ-10, ЭГО-6, ЭГ-15, ЭГО-8, ЭГ-20, ЭГЛ-14 (рис. 1.54) применяют для разработки мягких, плотных и скальных пород прочностью до 60÷80 МПа без взрывной подготовки (возможно взрывание «на встряхивание»). Технические характеристики отечественных и зарубежных гидравлических экскаваторов приведены в табл. 1.8—1.9.

Шагающие драглайны ЭШ-6,5.45у, ЭШ-11.70, ЭШ-14.50, ЭШ-15.80, ЭШ-20.65, ЭШ-10.100, ЭШ-20.90, ЭШ-15.100, ЭШ-25.90, ЭШ-20.100, ЭШ-15.110, ЭШ-40.100, ЭШ-30.110, ЭШ-25.120, ЭШ-65.100, ЭШ-40.85С, ЭШ-40.130, ЭШ-100.125 предназначены для разработки мягких, рыхлых и взорванных скальных пород и перевалки их в выработанное пространство карьера (при вместимости ковша от 10 до 100 м³), погрузки в средства транспорта (при вместимости ковша от 4 до 10 м³) и производства вспомогательных работ. Технические характеристики шагающих экскаваторов-драглайнов отечественного и зарубежного производства приведены в табл. 1.10—1.13.

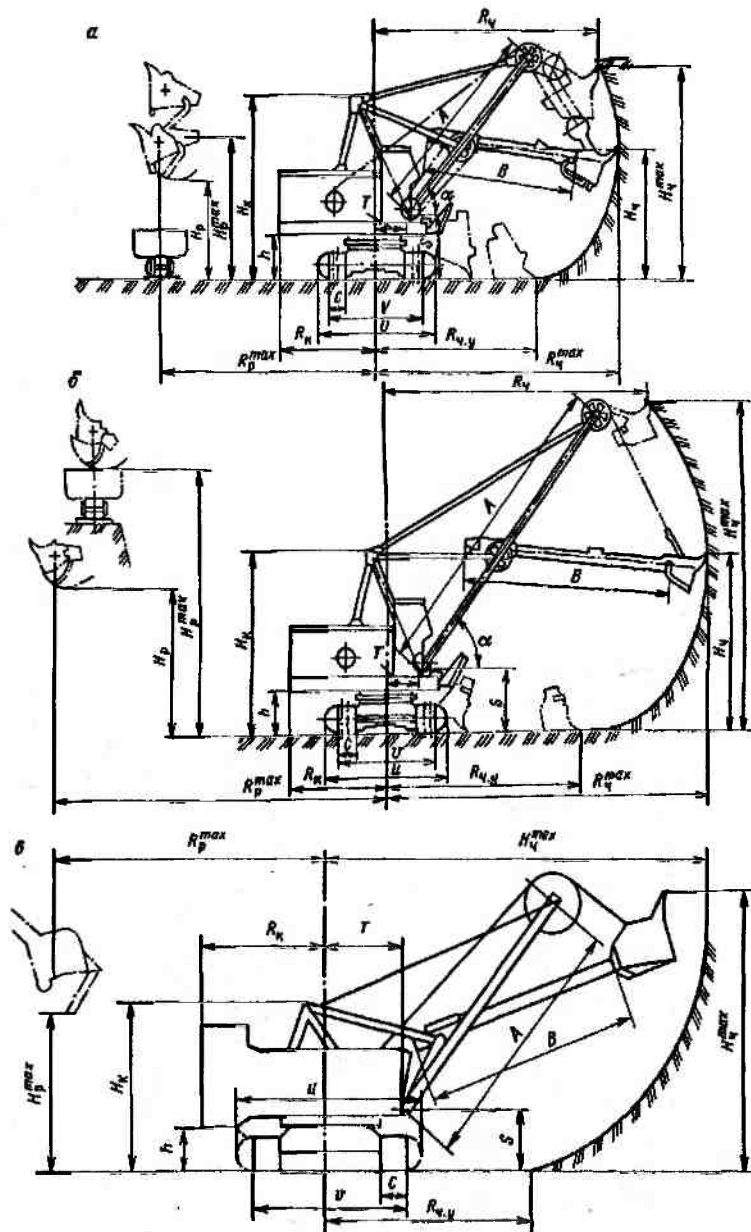


Рис. 1.53. Конструктивные схемы экскаваторов-мехлопат:
 а — ЭКГ-8И, ЭКГ-6,3; б — ЭКГ-5У; в — ЭКГ-5А

Таблица 1.2

**Технические характеристики карьерных
экскаваторов-мехлопат АО «Ижорские заводы»**

Показатели	ЭКГ-8И	ЭКГ-10	ЭКГ-5У	ЭКГ-8Ус
Вместимость ковша, м ³ :				
основного	8,0	10,0	5,0	8,0
сменного	10,0	8; 12,5	8,0	12,5
Угол наклона стрелы, градус	47	45	45	45
Длина стрелы A , м	13,35	13,85	Н. д.	Н. д.
Длина рукояти B , м	11,51	11,37	Н. д.	Н. д.
Максимальный радиус черпания на уровне стояния $R_{ч.у}$, м	12,2	12,6	14,5	13,5
Максимальный радиус черпания $R_{ч}^{max}$, м	18,2	18,4	23,7	19,8
Максимальный радиус разгрузки $R_{р}^{max}$, м	16,3	16,3	22,1	17,9
Высота разгрузки при максимальном радиусе разгрузки $H_{р}$, м	6,1	5,7	9,4	7,7
Максимальная высота черпания $H_{ч}^{max}$, м	12,5	13,5	22,2	17,6
Радиус разгрузки при максимальной высоте разгрузки $R_{р}$, м	15,6	15,4	Н. д.	Н. д.
Максимальная высота разгрузки $H_{р}^{max}$, м	9,2	8,6	17,5	12,5
Радиус вращения кузова $R_{к}$, м	7,62	7,78	7,78	7,78
Ширина кузова, м	6,512	6,512	6,512	6,512
Высота экскаватора без стрелы $H_{к}$, м	6,73	14,6	14,6	14,6
Просвет под поворотной платформой, м	2,775	2,765	2,765	2,765
Высота пяты стрелы S , м	5,0	4,095	4,095	4,095
Расстояние от оси пяты до оси вращения экскаватора T , м	2,4	2,4	2,4	2,4

Продолжение табл. 1.2

Показатели	ЭКГ-8И	ЭКГ-10	ЭКГ-5У	ЭКГ-8Ус
Длина гусеничного хода U , м	7,95÷8,23	7,95÷8,23	7,95÷8,23	7,95÷8,23
Ширина гусеничного хода V , м	6,98	6,68÷6,98	6,68÷6,98	6,68÷6,98
Ширина гусеничной цепи C , м	1,4	1,4	1,4	1,4
Рабочая скорость передвижения, км/ч	0,45	0,42	0,42	0,42
Угол, преодолеваемый при передвижении, градус	12	12	12	12
Среднее удельное давление на грунт, МПа	0,199	0,216	0,211	0,225
Максимальное усилие на блоке ковша, кН	784	960	490	784
Скорость подъема ковша, м/с	0,94	0,95	Н. д.	Н. д.
Максимальное усилие напора, кН	363	490	Н. д.	Н. д.
Мощность сетевого двигателя, кВт	630	630	630	630
Подводимое напряжение, кВ	6/3	6	6	6
Продолжительность цикла, с	26	26	30	28
Масса экскаватора с противовесом, т	370,0	395,0	386,0	405,0

Продолжение табл. 1.2

Показатели	ЭКГ-15	ЭКГ-12Ус	ЭКГ-8У
Вместимость ковша, м ³ :			
основного	15,0	12,5	8,0
сменного	—	—	—
Угол наклона стрелы, градус	45	45	45
Длина стрелы A , м	18	Н. д.	Н. д.
Длина рукоятки B , м	13,58	Н. д.	Н. д.

Продолжение табл. 1.2

Показатели	ЭКГ-15	ЭКГ-12Ус	ЭКГ-8У
Максимальный радиус черпания на уровне стояния $R_{ч.у}$, м	15,6	17,5	20,2
Максимальный радиус черпания $R_{ч}^{max}$, м	22,6	28,0	34,0
Максимальный радиус разгрузки $R_{р}^{max}$, м	20,0	26,0	32,0
Высота разгрузки при максимальном радиусе разгрузки $H_{р}$, м	7,6	9,58	13,2
Максимальная высота черпания $H_{ч}^{max}$, м	16,4	22,0	30,0
Радиус разгрузки при максимальной высоте разгрузки $R_{р}$, м	19,5	Н. д.	Н. д.
Максимальная высота разгрузки $H_{р}^{max}$, м	10,0	15,8	24,5
Радиус вращения кузова $R_{к}$, м	10,02	10,02	10,02
Ширина кузова, м	8,04	8,04	8,04
Высота экскаватора без стрелы $H_{к}$, м	15,4	15,4	15,4
Просвет под поворотной платформой, м	3,35	3,35	3,35
Высота пяты стрелы S , м	4,86	4,86	4,86
Расстояние от оси пяты до оси вращения экскаватора T , м	3,2	3,2	3,2
Длина гусеничного хода U , м	12,85÷13,08	12,85÷13,08	12,85÷13,08
Ширина гусеничного хода V , м	9,5	9,5	9,5
Ширина гусеничной цепи C , м	0,9	0,9	0,9
Рабочая скорость передвижения, км/ч	0,43	0,43	0,43
Угол, преодолеваемый при передвижении, градус	12	12	12
Среднее удельное давление на грунт, МПа	0,206	0,216	0,216
Максимальное усилие на блоке ковша, кН	1470	1274	784
Скорость подъема ковша, м/с	1,1	Н. д.	Н. д.
Максимальное усилие напора, кН	615	Н. д.	Н. д.

Окончание табл. 1.2

Показатели	ЭКГ-15	ЭКГ-12Ус	ЭКГ-8У
Мощность сетевого двигателя, кВт	1250	1250	1250
Подводимое напряжение, кВ	6	6	6
Продолжительность цикла, с	28	32	35
Масса экскаватора с противовесом, т	672,0	695,0	710,0

Таблица 1.3

Технические характеристики карьерных экскаваторов-мехлопат ГП «Крастяжмаш»

Показатели	ЭКГ-8,3	ЭКГ-12У	ЭКГ-17
Вместимость ковша, м ³ :			
основного	8,3	12,0	17,0
сменного	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Угол наклона стрелы, градус	50	45	45
Длина стрелы A , м	34,0	25,5	18,0
Длина рукояти B , м	23,0	17,7	13,1
Максимальный радиус черпания на уровне стояния $R_{ч.у}$, м	22,0	18,0	15,6
Максимальный радиус черпания $R_{ч}^{max}$, м	35,0	28,6	22,6
Максимальный радиус разгрузки R_p^{max} , м	33,0	26,8	20,0
Высота разгрузки при максимальном радиусе разгрузки H_p , м	13,0	9,8	7,8
Максимальная высота черпания $H_{ч}^{max}$, м	30,0	22,6	15,6
Радиус разгрузки при максимальной высоте разгрузки R_p , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Максимальная высота разгрузки H_p^{max} , м	26,0	16,4	10,0
Радиус вращения кузова R_k , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Ширина кузова, м	Н. д.	Н. д.	Н. д.

Окончание табл. 1.3

Показатели	ЭКГ-8,3	ЭКГ-12У	ЭКГ-17
Высота экскаватора без стрелы H_c , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Просвет под поворотной платформой, м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Высота пяты стрелы S , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Расстояние от оси пяты до оси вращения экскаватора T , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Длина гусеничного хода U , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Ширина гусеничного хода V , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Ширина гусеничной цепи C , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Рабочая скорость передвижения, км/ч	0,43	0,43	0,43
Угол, преодолеваемый при передвижении, градус	12	12	12
Среднее удельное давление на грунт, МПа	0,21	0,21	0,21
Максимальное усилие на блоке ковша, кН	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Скорость подъема ковша, м/с	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Максимальное усилие напора, кН	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Мощность сетевого двигателя, кВт	31250	1250	1250
Подводимое напряжение, кВ	6	6	6
Продолжительность цикла, с	35	32	28
Масса экскаватора с противовесом, т	706,0	683,0	672,0

Таблица 1.4

Технические характеристики карьерных экскаваторов-мехлопат АО «УЗМТ»

Показатели	ЭКГ-5А	ЭКГ-4Ус	ЭКГ-12	ЭКГ-20А
Вместимость ковша, м ³ :				
основного	5,2	4,0	12,0	20,0
сменного	3,2÷7,0	3,2÷4,6	10,0÷6,0	16,0÷30,0
Угол наклона стрелы, градус	45	45	45	45,0
Длина стрелы A , м	10,5	н. д.	н. д.	17

Продолжение табл. 1.

Показатели	ЭКГ-5А	ЭКГ-4Ус	ЭКГ-12	ЭКГ-20А
Длина рукояти B , м	7,8	Н. д.	Н. д.	12,6
Максимальный радиус черпания на уровне стояния $R_{ч.у}$, м	9,04	10,5	14,3	14,2
Максимальный радиус черпания $R_{ч}^{max}$, м	14,5	15,5	21,0	23,4
Максимальный радиус разгрузки $R_{р}^{max}$, м	12,65	13,7	18,5	20,9
Высота разгрузки при максимальном радиусе разгрузки $H_{р}$, м	Н. д.	Н. д.	Н. д.	8,0
Максимальная высота черпания $H_{ч}^{max}$, м	10,3	13,25	15,0	17,0
Радиус разгрузки при максимальной высоте разгрузки $R_{р}$, м	11,8	Н. д.	Н. д.	18,2
Максимальная высота разгрузки $H_{р}^{max}$, м	6,7	9,2	10,0	11,5
Радиус вращения кузова $R_{к}$, м	5,25	5,6	9,0	10,0
Ширина кузова, м	5,0	Н. д.	Н. д.	10,0
Высота экскаватора без стрелы $H_{к}$, м	8,1	Н. д.	Н. д.	12,6
Просвет под поворотной платформой, м	1,85	Н. д.	Н. д.	3,3
Высота пяты стрелы S , м	0,55	Н. д.	Н. д.	5,13
Расстояние от оси пяты до оси вращения экскаватора T , м	2,25	Н. д.	Н. д.	3,3
Длина гусеничного хода U , м	6,06	6,06	11,48	10,86
Ширина гусеничного хода V , м	5,24	Н. д.	Н. д.	9,6
Ширина гусеничной цепи C , м	0,9	Н. д.	Н. д.	1,8
Рабочая скорость передвижения, км/ч	0,55	Н. д.	Н. д.	0,9

Окончание табл. 1.4

Показатели	ЭКГ-5А	ЭКГ-4Ус	ЭКГ-12	ЭКГ-20А
Угол, преодолеваемый при передвижении, градус	12	12	12	12
Среднее удельное давление на грунт, МПа	0,21	0,181	0,245	0,31
Максимальное усилие на блоке ковша, кН	490	490	1225	1764
Скорость подъема ковша, м/с	0,87	Н. д.	Н. д.	1,08
Максимальное усилие напора, кН	194	Н. д.	Н. д.	720
Мощность сетевого двигателя, кВт	250	250	1250	2250
Подводимое напряжение, кВ	6	3,3/6	6	6
Продолжительность цикла, с	23	29	26	28
Масса экскаватора с противовесом, т	196,0	211,0	600,0	1040,0

Таблица 1.5

Технические характеристики карьерных экскаваторов-мехлопат США («Харнишфегер»)

Показатели	1900AL	2100BL	2100BLE	2300ХРА
Вместимость ковша, м ³	10,64	13,68	15,2	20,25
Максимальная высота разгрузки, м	9,75	9,65	9,65	9,91
Высота разгрузки при максимальном радиусе разгрузки, м	5,79	5,0	5,0	5,46
Радиус разгрузки при максимальной высоте разгрузки, м	15,24	16,91	16,91	17,4
Максимальный радиус разгрузки, м	16,15	17,53	17,53	18,7
Максимальная высота черпания, м	14,63	14,43	14,73	15,39
Полная ширина машины, м	8,05	8,33	8,94	10,87

Продолжение табл. 1.5

Показатели	1900AL	2100BL	2100BLE	2300ХРА
Мощность двигателя, кВт:				
подъема	533	618	952	1339
поворота	239	463	500	735
напора	184	239	382	360
хода	272	342	500	1107
Рабочая масса экскаватора, т	378,7	485,8	494,4	704,0

Окончание табл. 1.5

Показатели	2800ХРА	4100	5700ХР
Вместимость ковша, м ³	34,96	42,56	53,2
Максимальная высота разгрузки, м	10,46	10,44	13,26
Высота разгрузки при максимальном радиусе разгрузки, м	6,04	7,49	6,5
Радиус разгрузки при максимальной высоте разгрузки, м	18,59	19,4	23,34
Максимальный радиус разгрузки, м	19,5	20,02	25,48
Максимальная высота черпания, м	16,36	16,94	20,73
Полная ширина машины, м	10,87	11,84	14,81
Мощность двигателя, кВт:			
подъема	1795	2037	3742
поворота	1129	1225	2336
напора	490	593	936
хода	997	1055	1333
Рабочая масса экскаватора, т	946,6	1077,3	1768,5

Таблица 1.6

Технические характеристики карьерных экскаваторов-мехлопат США («Марион-Дрессер»)

Показатели	151-М	182-М	191-М	192-МII
Вместимость ковша, м ³	7,6	9,88	12,92	15,2
Максимальная высота разгрузки, м	6,78	8,08	8,66	8,66

Продолжение табл. 1.6

Показатели	151-М	182-М	191-М	192-МП
Высота разгрузки при максимальном радиусе разгрузки, м	5,03	5,49	6,73	6,73
Радиус разгрузки при максимальной высоте разгрузки, м	12,65	14,35	16,08	16,08
Максимальный радиус разгрузки, м	13,26	14,88	16,46	16,46
Максимальная высота черпания, м	10,74	13,03	14,86	14,86
Полная ширина машины, м	5,28	6,22	7,11	7,11
Мощность двигателя, кВт:				
подъема	368	680	855	1116
поворота	130	278	416	416
напора	64,7	139	272	272
хода	331	412	544	544
Рабочая масса экскаватора, т	213,6	330,7	499,8	499,8

Окончание табл. 1.6

Показатели	201-М	204-М	301-М
Вместимость ковша, м ³	20,52	25,84	41,04
Максимальная высота разгрузки, м	9,52	13,31	10,06
Высота разгрузки при максимальном радиусе разгрузки, м	6,86	7,77	7,09
Радиус разгрузки при максимальной высоте разгрузки, м	17,12	10,67	19,84
Максимальный радиус разгрузки, м	17,63	16,76	19,84
Максимальная высота черпания, м	15,95	15,24	17,5
Полная ширина машины, м	7,67	8,43	10,16
Мощность двигателя, кВт:			
подъема	1116	1116	1389
поворота	544	544	802
напора	416	684	544
хода	544	544	684
Рабочая масса экскаватора, т	664,5	703,0	1043,2

Таблица 1.7

**Технические характеристики карьерных
экскаваторов-мехлопат США («Бюсайрус-Ири»)**

Показатели	195-ВІІ	290-ВІІ	295-ВІІ	395-ВІІ	495-В
Вместимость ковша, м ³	13,0	16,72	22,8	32,6	40,28
Максимальная высота разгрузки, м	7,06	8,86	8,91	9,6	9,45
Высота разгрузки при максимальном радиусе разгрузки, м	5,61	6,81	6,86	7,39	7,24
Радиус разгрузки при максимальной высоте разгрузки, м	14,28	16,92	17,3	20,12	20,12
Максимальный радиус разгрузки, м	14,48	17,22	17,6	20,42	20,42
Максимальная высота черпания, м	12,5	14,15	14,86	16,15	16,15
Полная ширина машины, м	7,42	9,07	10,57	12,7	12,7
Мощность двигателя, кВт:					
подъема	Н. д.	854	1116	1103	Н. д.
поворота	Н. д.	416	544	485	Н. д.
напора	Н. д.	208	272	287	Н. д.
хода	Н. д.	272	401	787	Н. д.
Рабочая масса экскаватора, т	386,8	542,0	732,5	963,0	1066,8

Таблица 1.8

**Технические характеристики гидравлических
экскаваторов АО «УЗМТ»**

Показатели	ЭГ-6	ЭГО-4	ЭГ-10	ЭГО-6
Вместимость ковша, м ³ :				
основного	6,0	4,0	10,0	6,0
для тяжелых пород	5,0	3,0	8,0	5,0
Радиус копания $R_{ч}^{max}$, м	13,0	15,1	14,0	19,0
Радиус зачистки подошвы забоя R_3 , м	12,0	14,0÷15,0	12,0	Н. д.

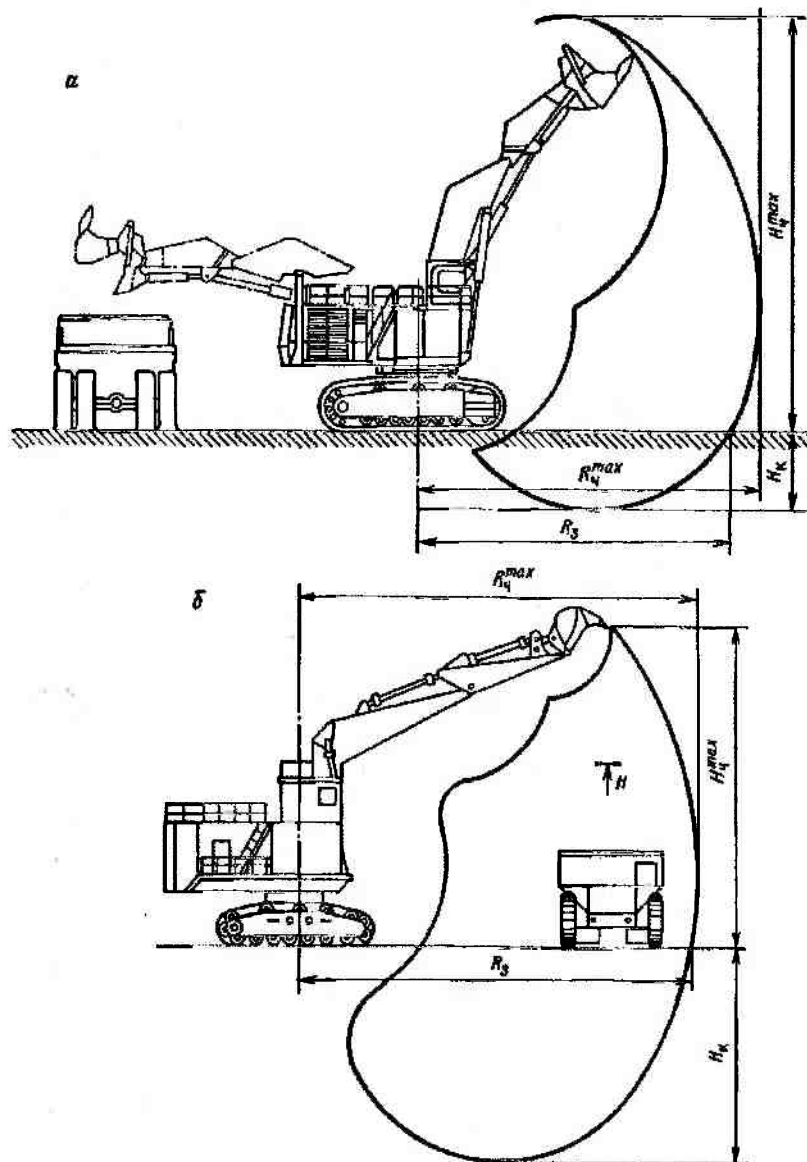


Рис. 1.54. Конструктивные схемы карьерных гидравлических экскаваторов:
 а — прямая лопата; б — обратная лопата

Продолжение табл. 1.8

Показатели	ЭГ-6	ЭГО-4	ЭГ-10	ЭГО-6
Радиус хвостовой части, м	6,8	Н. д.	6,4	Н. д.
Глубина копания H_k , м	—	9,0	-	10,0
Высота копания $H_{ч}^{max}$, м	13,0	11,2	14,0	15,0
Высота разгрузки H , м	8,0÷9,0	7,0÷8,0	11,0	10,0
Высота уступа при угле отработки 70° , м	Н. д.	—	12,6	—
Длина планируемого участка, м	4,0÷5,0	—	5,6	—
База гусеничного хода, м	6,0	5,5	6,0	6,0
Колея гусеничного хода, м	5,0	4,5	5,0	5,0
Клиренс гусеничной тележки, м	0,63	0,63	0,72	0,72
Тяговое усилие гусениц, кН	1020	686	1470	1470
Скорость передвижения, км/ч	1,7	1,7	1,6	1,6
Среднее давление на грунт при движении, МПа	0,157	0,15	0,157	0,157
Мощность привода, кВт	660	250	660	660
Напряжение питающей сети, кВ	6	6	6	6
Усилие копания, кН	588	245÷294	980	588
Глубина копания при угле отработки откоса 40° , м	—	7,0	—	7,5
Преодолеваемый уклон, градус	12	12	12	12
Рабочее давление в гидросистеме, МПа	30	30	30	30
Суммарная подача насосов, л/мин	1440	1440	1680	1680
Продолжительность цикла, с	24	22	24	24
Расчетная производительность, млн м ³ /год	2,1	1,5	3,4	2,0
Масса экскаватора с противовесом, т	160,0	140,0	250,0	240,0

Продолжение табл. 1.8

Показатели	ЭГ-15	ЭГО-8	ЭГ-20	ЭГО-14
Вместимость ковша, м ³ :				
основного	15,0	8,0	20,0	14,0
для тяжелых пород	12,0	6,0	16,0	10,0

Окончание табл. 1.8

Показатели	ЭГ-15	ЭГО-8	ЭГ-20	ЭГО-14
Радиус копания $R_{ч}^{max}$, м	16,0	21,8	19,0	25,0
Радиус зачистки подошвы забоя R_3 , м	14,0	Н. д.	19,0	Н. д.
Радиус хвостовой части, м	7,5	Н. д.	9,0	Н. д.
Глубина копания H_K , м	—	12,0	—	14,0
Высота копания $H_{ч}^{max}$, м	16,0	16,7	18,0	18,0
Высота разгрузки H , м	13,0	12,5	14,8	14,0
Высота уступа при угле отработки 70° , м	14,6	—	17,4	—
Длина планируемого участка, м	7,0	—	8,4	—
База гусеничного хода, м	7,0	7,0	8,0	8,0
Колея гусеничного хода, м	5,5	5,5	6,5	6,5
Клиренс гусеничной тележки, м	0,945	0,945	1,2	1,1
Тяговое усилие гусениц, кН	1862	1862	3332	3332
Скорость передвижения, км/ч	1,2	1,2	0,6÷1,0	1,0
Среднее давление на грунт при движении, МПа	0,163	0,163	0,196	0,196
Мощность привода, кВт	910	910	1660	1660
Напряжение питающей сети, кВ	6	6	6	6
Усилие копания, кН	1274	784	1960	1176
Глубина копания при угле отработки откоса 40° , м	—	9,0	—	13,5
Преодолеваемый уклон, градус	12	12	12	12
Рабочее давление в гидросистеме, МПа	30	30	31,4	30
Суммарная подача насосов, л/мин	2520	2520	5040	5040
Продолжительность цикла, с	26	26	28	28
Расчетная производительность, млн м ³ /год	4,7	2,5	5,8	3,5
Масса экскаватора с противовесом, т	350,0	350,0	570,0	600,0

Таблица 1.9

Технические характеристики зарубежных карьерных гидравлических экскаваторов

Фирма (страна), тип		Вместимость ковша, м ³	Мощность двигателя, кВт	Усилие напора, кН	Рабочая масса, т
«Демаг» (Германия)	H85	5,7	339	409	85,0
	H95	6,5	365	н. д.	93,0
	H121	7,6	527	480	115,0
	H135	10,3	588	588	133,0
	H185	12,2	772	716	190,0
	H285	15,2	1340	1094	229,0
	H485	24,0	1570	1761	544,0
«Харниш-фегер» (США)	1550SD	11,4	809	827	205,0
«Хитачи» (Япония)	EX700	3,6	304	441	70,0
	EX1000	5,0	377	510	94,0
	EX1800	10,3	677	716	175,0
	EX3500	22,0	1221	930	328,0
«Кобелко» (Япония)	K975	10,6	588	598	132,0
«Либхерр» (Германия)	R964	2,0÷5,0	255	н. д.	53,4÷55,6
	R974	3,6÷6,5	321	н. д.	66,0÷71,0
	R984	5,0÷9,0	431	н. д.	91,0÷94,0
	R992	5,7÷9,5	575	598	138,0÷144,0
	R994	9,0÷18,0	728	801	208,0
«Оренштейн Коппель» (Германия)	RH30D	4,56	294	400	70,0
	RH40D	6,0	370	500	90,0
	RH75C	8,0	429	598	122,0
	RH90C	10,0	647	745	138,0
	RH120C	13,0	860	902	213,0
	RH200	23,56	1567	1361	400,0

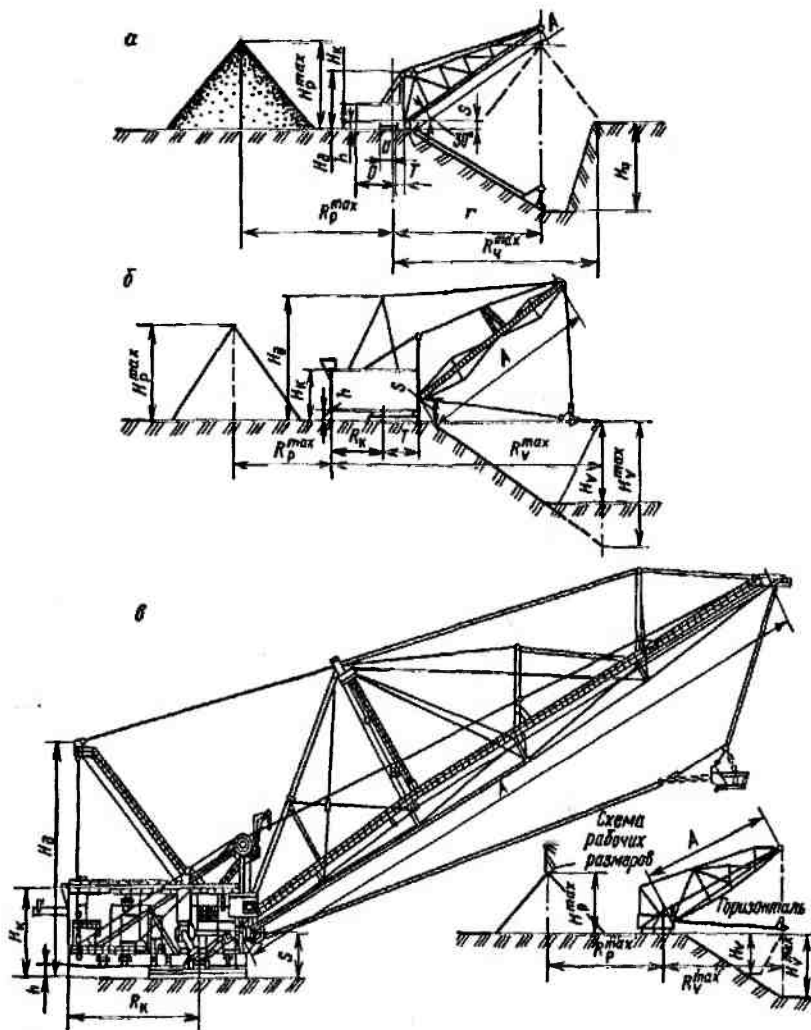


Рис. 1.55. Конструктивные схемы шагающих экскаваторов-драглайнов:
 а — ЭШ-11.70; б — ЭШ-100.125; в — ЭШ-40.100, ЭШ-30.110, ЭШ-25.120

Таблица 1.10

Технические характеристики шагающих экскаваторов-драглайнов (АО «НКМЗ»)

Показатели	ЭШ-6,5.45У	ЭШ-11.70	ЭШ-14.50
Вместимость ковша, м ³	5,0÷7,0	11,0	14,0
Угол наклона стрелы, градус	25÷35	30	35

Продолжение табл. 1.10

Показатели	ЭШ-6,5.45У	ЭШ-11.70	ЭШ-14.50
Длина стрелы A , м	35,0-45,0	70,0	50,0
Максимальные, м:			
радиус разгрузки R_p^{\max}	43,5	66,5	46,5
высота разгрузки H_p^{\max} , м	19,5	27,5	20,5
радиус черпания R_q^{\max}	43,5	66,5	46,5
глубина черпания H_v^{\max}	22,0	35,0	21,0
Радиус вращения кузова R_k , м	9,74	15,0	15,0
Ширина кузова, м	7,6	10,0	10,0
Просвет под поворотной платформой h , м	1,032	1,28	1,28
Расстояние от оси пяты до оси вращения экскаватора T , м	3,4	4,99	4,99
Длина опорных башмаков, м	7,0	11,0	11,0
Ширина опорных башмаков, м	1,55	1,8	1,8
Диаметр базы, м	7,7	9,7	9,7
Допустимая нагрузка на конце стрелы, кН	167	279	279
Скорость передвижения, км/ч	0,48	0,2	0,2
Среднее удельное давление на грунт, МПа:			
при работе	0,059	0,097	0,08
при передвижении	0,108	0,166	0,135
Мощность сетевого двигателя, кВт	630	1460	1460
Подводимое напряжение, кВ	6	6	6
Продолжительность цикла при средней глубине черпания с поворотом платформы на 135° в породах IV категории, с	39	52,5	39*
Рабочая масса, т	305,0	767,0	620,0
* При угле поворота 40° .			

Продолжение табл. 1.10

Показатели	ЭШ-15.80	ЭШ-20.65	ЭШ-10.100
Вместимость ковша, м ³	15,0	20,0	10,0
Угол наклона стрелы, градус	30	34	30
Длина стрелы A , м	80,0	65,0	100,0
Максимальные, м:			
радиус разгрузки R_p^{\max}	76,5	61,0	93,5
высота разгрузки H_p^{\max} , м	32,0	27,0	42,0
радиус черпания R_q^{\max}	76,5	61,0	93,5

Окончание табл. 1.10

Показатели	ЭШ-15.80	ЭШ-20.65	ЭШ-10.100
глубина черпания H_V^{\max}	40,0	32,0	50,0
Радиус вращения кузова R_K , м	17,5	17,5	17,5
Ширина кузова, м	17,2	17,2	17,2
Просвет под поворотной платформой h , м	1,45	1,45	1,45
Расстояние от оси пяты до оси вращения экскаватора T , м	6,28	6,28	6,28
Длина опорных башмаков, м	15	15	15
Ширина опорных башмаков, м	2,4	2,4	2,4
Диаметр базы, м	12,3	12,3	12,3
Допустимая нагрузка на конце стрелы, кН	421,4	509,6	284,2
Скорость передвижения, км/ч	0,72	0,72	0,72
Среднее удельное давление на грунт, МПа:			
при работе	0,098	0,089	0,098
при передвижении	0,148	0,133	0,148
Мощность сетевого двигателя, кВт	1600	1600	1600
Подводимое напряжение, кВ	6	6	6
Продолжительность цикла при средней глубине черпания с поворотом платформы на 135° в породах IV категории, с	58	52	58
Рабочая масса, т	1160,0	1070,0	1200,0

Таблица 1.11

Технические характеристики шагающих экскаваторов-драглайнов (АО «УЗТМ»)

Показатели	ЭШ-20.90	ЭШ-15.100	ЭШ-25.90
Вместимость ковша, m^3	20,0	15,0	25,0
Угол наклона стрелы, градус	32	32	34
Длина стрелы A , м	90,0	100,0	91,0
Максимальные, м:			
радиус разгрузки R_p^{\max}	83,0	91,5	83,5
высота разгрузки H_p^{\max} , м	38,5	45,0	39,0
радиус черпания R_q^{\max}	83,0	91,5	83,5
глубина черпания H_V^{\max}	42,5	42,5	42,5

Продолжение табл. 1.11

Показатели	ЭШ-20.90	ЭШ-15.100	ЭШ-25.90
Радиус вращения кузова R_k , м	19,7	Н. д.	Н. д.
Ширина кузова, м	16,8	Н. д.	Н. д.
Просвет под поворотной платформой h , м	1,61	1,61	1,61
Расстояние от оси пяты до оси вращения экскаватора T , м	5,8	Н. д.	Н. д.
Длина опорных башмаков, м	13	13	14
Ширина опорных башмаков, м	2,5	2,5	2,9
Диаметр базы, м	14,5	14,5	15,3
Допустимая нагрузка на конце стрелы, кН	617	461	755
Скорость передвижения, км/ч	0,08	Н. д.	Н. д.
Среднее удельное давление на грунт, МПа:			
при работе	0,105	0,105	0,103÷0,081
при передвижении	0,24	Н. д.	Н. д.
Мощность сетевого двигателя, кВт	2500	2500	2500/2250
Подводимое напряжение, кВ	6	6	6/10
Продолжительность цикла при средней глубине черпания с поворотом платформы на 135° в породах IV категории, с	60*	Н. д.	Н. д.
Рабочая масса, т	1740,0	1725,0	1900,0

* При угле поворота 120° в грунтах I категории.

Продолжение табл. 1.11

Показатели	ЭШ-20.100	ЭШ-15.110	ЭШ-40.100
Вместимость ковша, м ³	20,0	15,0	40,0
Угол наклона стрелы, градус	34	34	32
Длина стрелы A , м	100,0	110,0	100,0
Максимальные, м:			
радиус разгрузки R_p^{\max}	91,0	99,0	94,8
высота разгрузки H_p^{\max} , м	45,0	52,0	40,0
радиус черпания R_q^{\max}	91,0	99,0	94,8
глубина черпания H_v^{\max}	46,0	50,0	47,0
Радиус вращения кузова R_k , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Ширина кузова, м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Просвет под поворотной платформой h , м	1,61	1,61	2,44

Продолжение табл. 1.11

Показатели	ЭШ-20.100	ЭШ-15.110	ЭШ-40.100
Расстояние от оси пяты до оси вращения экскаватора T , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Длина опорных башмаков, м	14,0	14,0	17,2
Ширина опорных башмаков, м	2,9	2,9	3,96
Диаметр базы, м	15,3	15,3	18,0
Допустимая нагрузка на конце стрелы, кН	617	461	1225
Скорость передвижения, км/ч	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Среднее удельное давление на грунт, МПа:			
при работе	0,103÷0,081	0,103÷0,081	0,137÷0,095
при передвижении	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Мощность сетевого двигателя, кВт	2500/2250	2500/2250	2×2250
Подводимое напряжение, кВ	6/10	6/10	10
Продолжительность цикла при средней глубине черпания с поворотом платформы на 135° в породах IV категории, с	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Рабочая масса, т	1900,0	1900,0	3320,0

Продолжение табл. 1.11

Показатели	ЭШ-30.110	ЭШ-25.120	ЭШ-65.100
Вместимость ковша, м ³	30,0	25,0	65,0
Угол наклона стрелы, градус	32	32	32
Длина стрелы A , м	110,0	120,0	100,0
Максимальные, м:			
радиус разгрузки R_r^{\max}	103,3	117,7	97,6
высота разгрузки H_r^{\max} , м	46,2	52,4	38,5
радиус черпания R_q^{\max}	103,0	117,7	97,6
глубина черпания H_q^{\max}	53,0	57,0	46,0
Радиус вращения кузова R_k , м	Н. д.	Н. д.	27,4
Ширина кузова, м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Просвет под поворотной платформой h , м	2,44	2,44	2,84
Расстояние от оси пяты до оси вращения экскаватора T , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Длина опорных башмаков, м	17,2	17,2	18,0
Ширина опорных башмаков, м	3,96	3,96	3,9

Окончание табл. 1.1

Показатели	ЭШ-30.110	ЭШ-25.120	ЭШ-65.100
Диаметр базы, м	18,0	18,0	23,5
Допустимая нагрузка на конце стрелы, кН	931	882	2050
Скорость передвижения, км/ч	Н. д.	Н. д.	0,1
Среднее удельное давление на грунт, МПа:			
при работе	0,0137÷ 0,095	0,0137÷ 0,095	0,125
при передвижении	Н. д.	Н. д.	0,2
Мощность сетевого двигателя, кВт	2×2250	2×2250	4×2250
Подводимое напряжение, кВ	10	10	10
Продолжительность цикла при средней глубине черпания с поворотом платформы на 135° в породах IV категории, с	Н. д.	Н. д.	60*
Рабочая масса, т	3320,0	3320,0	5450,0
* При угле поворота 120° в грунтах I категории.			

Таблица 1.1.

Технические характеристики шагающих экскаваторов-драглайнов (ГП «Крестяжмаш»)

Показатели	ЭШ-40.130	ЭШ-100.125	ЭШ-40.85С
Вместимость ковша, м ³	40,0	100,0	40,0
Угол наклона стрелы, градус	32	35	32
Длина стрелы A , м	130,0	125,0	85,0
Максимальные, м:			
радиус разгрузки R_R^{\max}	123,0	118,0	82,0
высота разгрузки H_R^{\max} , м	56,0	56,0	32,0
радиус черпания $R_{\text{ч}}^{\max}$	123,0	118,0	82,0
глубина черпания $H_{\text{ч}}^{\max}$	60,0	52,0	40,0
Радиус вращения кузова R_K , м	Н. д.	Н. д.	21,5
Ширина кузова, м	Н. д.	Н. д.	27,5
Просвет под поворотной платформой h , м	2,84	2,75	2,4
Расстояние от оси пяты до оси вращения экскаватора T , м	Н. д.	Н. д.	Н. д.
Длина опорных башмаков, м	18,0	22,5	Н. д.
Ширина опорных башмаков, м	3,9	4,47	Н. д.
Диаметр базы, м	23,5	27,0	18,0

Окончание табл. 1.12

Показатели	ЭШ-40.130	ЭШ-100.125	ЭШ-40.85С
Допустимая нагрузка на конце стрелы, кН	1225	2940	1225
Скорость передвижения, км/ч	Н. д.	0,075÷0,09	0,06
Среднее удельное давление на грунт, МПа:			
при работе	0,125	0,18	0,127
при передвижении	Н. д.	0,25	0,196
Мощность сетевого двигателя, кВт	4×2250	4×3600	4×2250
Подводимое напряжение, кВ	10	10	10
Продолжительность цикла при средней глубине черпания с поворотом платформы на 135° в породах IV категории, с	Н. д.	Н. д.	60*
Рабочая масса, т	5450,0	10000,0	3100,0
При угле поворота 120° в грунтах I категории.			

Таблица 1.13

Технические характеристики шагающих экскаваторов-драглайнов зарубежного производства

Тип	Вместимость ковша, м ³	Длина стрелы, м	Масса, т
«Бюсайрус-Ири» (США)			
800-W	20,6	59,0	1084,0
1300-W	33,6	79,0	1800,0
1350-W	28,3÷34,4	86,9÷99,1	2600,0÷2693,0
1360-W	35,1÷40,5	86,9÷99,1	2752,0÷2823,0
1370-W	39,0÷49,7	82,4÷97,6	2765,0÷2932,0
1500-W	53,5	87,0	Н. д.
1570-W	43,6÷61,6	86,5÷105,2	3210,0÷3307,0
1770	72,6	98,0	4492,0
2450-W	68,8	95,0	Н. д.
2570-W	68,8÷87,9	102,2÷109,8	5669,0÷5687,0
3270-W	95,5÷134,5	100,6÷122,0	7782,0÷7898,0
4250-W	168,2	94,6	11914,0
«Марион» (США)			
7400	6,84÷10,64	48,8÷71,6	594,0÷578,0
7450	6,9÷12,3	49,0÷73,0	450,0÷590,0
7500	7,6÷15,2	55,0÷73,0	715,0÷792,0
7620	15,2÷26,6	61,0÷91,4	1270,0
7820	20,0÷25,0	69,0÷91,0	1778,0
7920	30,4÷45,6	68,6÷99,1	Н. д.

Окончание табл. 1.13

Тип	Вместимость ковша, м ³	Длина стрелы, м	Масса, т
8000	34,2÷49,4	76,2÷99,1	2495,0
8020	31,0÷46,0	69,0÷99,1	2585,0
8050	38,0÷53,2	76,2÷99,1	2786,0÷2944,0
8200	45,6÷57,0	76,2÷99,1	3510,0÷3556,0
8400	46,5÷60,8	83,8÷106,7	3413,0
8500	42,0÷73,0	91,0÷114,0	3924,0
8750	57,0÷92,0	91,0÷114,0	6087,0
8850	83,6÷106,4	83,8÷106,7	Н. д.
8950	76,0÷138,0	91,0÷122,0	7711,0
«Пэйдж Инжиниринг Ко» (США)			
728D	9,2÷10,7	45,3÷51,3	458,0
728DE	9,2÷10,7	45,3÷51,3	460,0
728E	9,2÷10,7	45,3÷51,3	460,0
732D	8,4÷14,5	53,4÷71,7	689,0
732E	10,7÷15,3	53,4÷65,6	743,0
736E	13,8÷16,8	67,1÷76,2	1062,0
738	18,3	61,0	н. д.
740E	16,0÷24,5	65,6÷79,3	1306,0
752	27,5÷36,7	65,6÷74,7	1646,0
752LR	19,1÷32,1	77,8÷96,1	1755,0
757	31,3÷47,4	78,2÷102,7	2938,0
840	29,1	88,0	1594,0
857	38,0	78,0	Н. д.
762	41,0	91,0	Н. д.
862	52,0	91,0	Н. д.
«Рэнсомс энд Рэпайр» (Великобритания)			
W700	7,6÷13,0	44,8÷61,0	349,0÷446,0
W800	10,7÷15,3	54,9÷82,4	711,0÷770,0
W1300	18,3÷26,7	61,3÷91,5	1273,0÷1313,0
W2000	27,5÷34,4	74,7÷95,8	1570,0÷1744,0
W3000	42,8÷53,5	90,5÷105,5	2983,0÷3159,0
W1000	9,9÷20,0	61,0÷91,0	1096,0
W1700	19,9÷29,8	80,0÷90,0	1698,0
«Растон Бюсайрус» (Великобритания)			
380W(&B-E)	7,6÷13,8	43,0÷70,0	437,0
480W (&B-E)	13,8	53,0	728,0
1260W (&B-E)	30,6	72,0	1524,0
680W	11,5÷23,0	58,0	Н. д.

ТЕХНИКА ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

ГЛАВА 2

**ЭКСПЛУАТАЦИЯ
ЭКСКАВАТОРОВ**

[Faint, illegible text, possibly bleed-through from the reverse side of the page]

[Vertical text on the right margin, possibly bleed-through from the reverse side]

2.1. ТРАНСПОРТИРОВАНИЕ

Горные машины можно транспортировать по автомобильным дорогам, по железным дорогам, а также по водным и воздушным путям сообщения.

Обычно стоимость перевозок машин возрастает с уменьшением расстояния. Большое значение при этом имеет число погрузочно-перегрузочных операций. При перевозке автомобильным транспортом обычно выполняется две погрузочно-перегрузочные операции, а при железнодорожном транспорте — от 2 до 6 операций. В последнем случае учитывается подвоз горных машин в пункт отправления и их вывоз из пункта назначения, выполняемые с помощью автотранспорта.

Длительность доставки машин на расстояние до 100 км составляет по железной дороге 1÷3 дня, а автотранспортом 4÷6 часов.

Перед транспортированием машин производится их консервация.

В тех случаях, когда габариты и масса машин больше допустимых для перевозки на принятом виде транспорта или превышают габариты железнодорожных поездов, тоннелей и грузоподъемность мостов, их разбирают на части.

Крупные карьерные и вскрышные механические лопаты, шагающие драглайны, роторные и цепные экскаваторы (массой

более 180 т) с заводов-изготовителей к месту их установки доставляют в разобранном виде — отдельными частями и сборочными единицами.

Наиболее распространенный и экономичный способ транспортирования горных машин — по железным дорогам. Перевозка машин по железной дороге экономически целесообразна на расстояние свыше 200 км.

Экскаваторы транспортируют по железной дороге в собранном или разобранном виде. Степень демонтажа машин зависит от грузоподъемности железнодорожных платформ. Габариты и масса машин должны соответствовать установленным в правилах технической эксплуатации железных дорог России.

К негабаритным относятся такие грузы, размеры которых превышают установленный габарит погрузки. Груз может иметь нижнюю, боковую или верхнюю негабаритность. Боковая и верхняя негабаритности разбиты на степени. Для перевозки грузов с нижней негабаритностью, а также сверхгабаритных требуется разрешение службы движения дороги и главного управления движения и пути. Для транспортирования машин, у которых отношение их длины к базе подвижного состава более 1,41 (экскаваторы со стрелой, стреловые краны), а также машин, погруженных на сцепы платформ или на транспортеры с базой 17 м и более, определяют «расчетную негабаритность грузов» для возможности их прохождения по криволинейным участкам пути, во избежание выхода концов перевозимого элемента за габариты. Элементы экскаваторов большой длины перевозят на сцепках из двух или трех платформ.

Транспортирование машин небольшой мощности (ЭКГ-4,6 (5)) может производиться на большегрузных платформах без разборки, но при этом с экскаватора снимают двуногие стойки, стрелу укладывают на одну шпальную клетку, а заднюю часть поворотной платформы — на две шпальные клетки для разгрузки центральной цапфы от изгиба, так как стрелоподъемный канат при перевозке экскаватора ослаблен.

Для перевозки тяжелых крупногабаритных частей (ротор, поворотные платформы, пилоны и др.) используют специальные многоосные платформы грузоподъемностью свыше 200 т и длиной по осям автосцепок свыше 30 м.

Экскаваторы по железной дороге перевозят в соответствии с разработанными и утвержденными правилами погрузки и крепления грузов на железнодорожных платформах.

Погрузку и закрепление машины на платформе выполняют в соответствии с предварительно составленной схемой. Распределение нагрузки на платформу в зависимости от веса машины должно быть равномерным. Необходимо, чтобы во всех случаях нагрузка на каждую из тележек двух-, четырех-, восьми- или двенадцатисной платформы не превышала половины грузоподъемности данной платформы.

Погрузка легких машин на платформы, а также не имеющих ходовых устройств, выполняется кранами. Колесные и гусеничные несамоходные машины втаскиваются на платформы лебедками по трапам с углом наклона не более 30° . Самоходные машины въезжают на платформы и съезжают своим ходом по трапам с углом наклона $10\div 15^\circ$ (рис. 2.1).

Все машины или их части крепят клиньями (подкладочными брусками) и расчаливают мягкой отоженной проволокой диаметром $4\div 6$ мм.

При транспортировании машин инструмент, запасные части упаковывают отдельно с вложением их описи. Кабины и капоты двигателей перед погрузкой пломбируют.

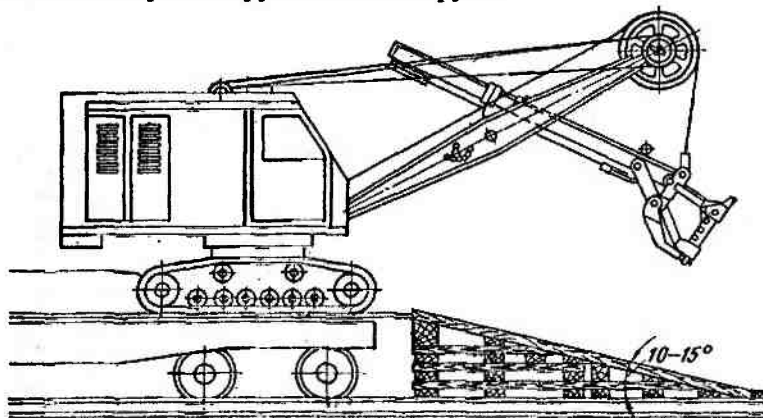


Рис. 2.1. Устройство шпальной клетки для съезда экскаватора с железнодорожной платформы

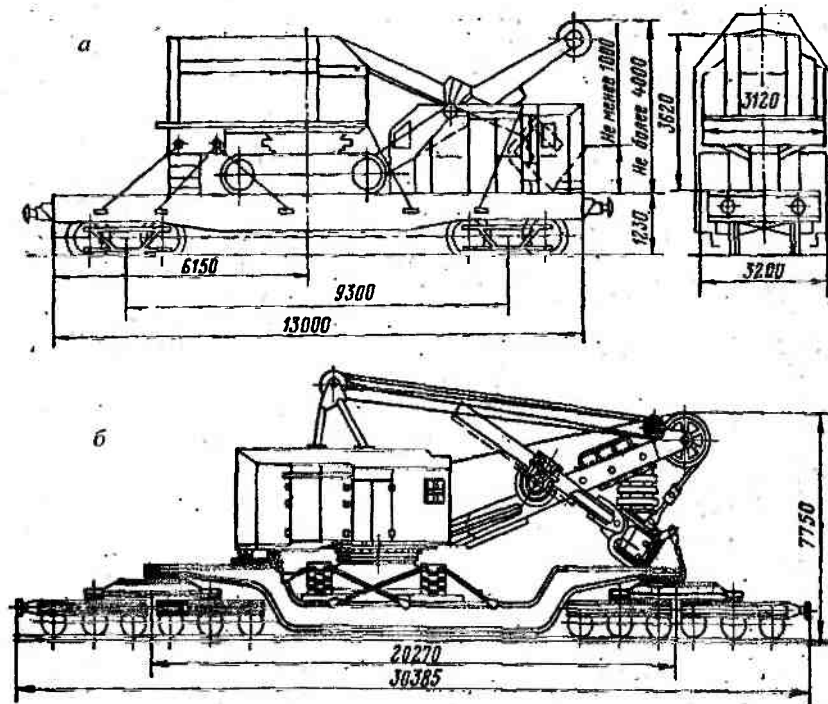


Рис. 2.2. Установка экскаватора на железнодорожной платформе:
a — небольшой мощности; *б* — мощного

На рис. 2.2 показана установка экскаваторов на железнодорожной платформе.

Транспортирование горных машин водным путем отличается от железнодорожных перевозок сравнительно невысокой стоимостью, малыми скоростями движения и сложностью погрузочно-разгрузочных работ. Водный транспорт чаще всего используют при смешанных перевозках, типа море-суша. В некоторых случаях он является единственным средством сообщения.

Воздушные перевозки весьма дороги и выполняются с большими скоростями. Их используют для доставки машин в труднодоступные районы при отсутствии наземных и водных путей сообщения.

2.2. МОНТАЖ ЭКСКАВАТОРОВ

2.2.1. Общие положения

Крупные горные машины (массой более 180 т) доставляют к месту их эксплуатации и вывозят после окончания работ в разобранном виде. В связи с этим возникает необходимость в проведении монтажных работ, которые подразделяются на подготовительные, производственные и заключительные.

В подготовительные работы, занимающие до 50 % продолжительности всех работ, входят: подготовка документации, разработка технологического процесса монтажа и демонтажа, составление графиков использования рабочей силы и оборудования, подготовка монтажной площадки, выгрузка элементов машины с транспортных средств, проверка комплектности машины, комплектование сборочных единиц перед монтажом и сборка их в укрупненные сборочные единицы, приемка работ по сооружению рельсовых путей, дорог и т. д.

Производственные работы включают: установку на площадке такелажного оборудования, проведение такелажных работ (подъем, перемещение и установка отдельных сборочных единиц), общую сборку, опробование сборочных единиц и машины в целом.

Заключительные работы включают наладку машины после выполнения монтажных работ, ее испытание и ввод в эксплуатацию.

Особенностью монтажа тяжелого карьерного оборудования являются: значительная масса и габариты монтируемых сборочных единиц; значительные сроки монтажных работ; необходимость подготовки площадок, обеспечивающих круглогодичное ведение сборочных работ; большой удельный вес такелажных работ, связанных с подготовкой к подъему крупных блоков; большие объемы клепальных работ; использование крупного грузоподъемного оборудования, различных средств монтажа и оснастки; производство монтажных работ оборудования, контрольная сборка которого не выполнена на заводе-изготовителе; трудность осуществления комплексной механизации монтажных работ.

Монтаж горных машин, как правило, ведет предприятие, которое в дальнейшем будет эксплуатировать машину, и в редких случаях его поручают специальной монтажной организации. Для ведения монтажных работ следует привлекать опытных монтажников, хорошо знающих конструкции экскаваторов и их работу. Бригады, ведущие монтаж, состоят из слесарей, механиков и электриков. Рекомендуется привлекать для монтажных работ машинистов и их помощников, которые будут работать на монтируемой машине. Для руководства подготовкой к монтажу, ходом его выполнения, соблюдения сроков и стоимости работ назначается начальник монтажа (мастер). Техническое руководство монтажными работами, регулировку механизмов и наладку электрооборудования осуществляет шеф-инженер, приглашаемый с завода-изготовителя.

2.2.2. Монтажные площадки

Для приемки и монтажа поступающего горного оборудования на территории горного предприятия готовят площадку. В отечественной практике распространен опыт создания капитальных монтажных полигонов. Размеры и оснащение площадок и полигонов обуславливаются количеством одновременно монтируемых машин, типом машин и интенсивностью монтажа.

Монтажные площадки и полигоны располагают вблизи места будущей работы машины (на расстоянии от 1 до 10 км). Под площадку выбирают не слишком пересеченную, ровную, с плотными, не обводненными грунтами территорию.

Монтажная площадка должна иметь: в зависимости от массы монтируемого оборудования и твердости грунта твердое (битумное и гравийное при монтаже машин массой до 400 т), гравийно-бетонное и гравийное с покрытием бетонными плитами (при монтаже машин массой свыше 400 т) или специальное (при монтаже уникальных образцов оборудования типа ЭШ-80.100) покрытие; уклон, не превышающий 20'; водостоки; проложенные к ней железнодорожные ветки и дороги для автотранспорта; подведенные высокое (60÷10 кВ) и низкое (380 В) напряжения;

телефонную связь; освещение, выполненное в соответствии с ПТЭ; расположенные рядом с ней помещения для людей, слесарно-механическую мастерскую, складские помещения (для оборудования, смазок и красок, баллонов кислорода и ацетилена и пр.); пожарный инвентарь.

К площадке прокладывают трассу для перегонки машины к забою. Она не должна пересекать овраги, русла реки, иметь уклоны более 10°.

Для монтажных работ применяют следующее оборудование и материалы:

- подъемные краны: гусеничные, пневмоколесные, автомобильные, на специальном шасси автомобильного типа, башенные, козловые, железнодорожные;
- вспомогательные грузоподъемные и такелажные механизмы: лебедки, тали, домкраты, стальные канаты (грузовые и отводные), полиспасты, тельферы, монтажные мачты, порталы и др.;
- оборудование для стыковки металлоконструкций: компрессорную станцию, пневматический клепальный инструмент, кузнечный горн, пневматические и электрические сверлильные машинки, сварочные аппараты переменного и постоянного тока, газорезочную аппаратуру;
- слесарный инструмент и оборудование;
- вспомогательные материалы: шпалы железнодорожные, доски, уголки, швеллеры, сталь листовую, промывочные жидкости, смазочные и обтирочные материалы и др.

Необходимые размеры монтажных полигонов следует выбирать с учетом норм загрузки площадей карьерным оборудованием в пределах $0,18 \div 0,2 \text{ т/м}^2$ (табл. 2.1).

По прибытии вагонов со сборочными единицами экскаваторов производится проверка сохранности и комплектности всех элементов по упаковочным ведомостям. Электроаппаратуру доставляют к месту монтажа отдельно от механизмов. Упаковку ее элементов не следует снимать до установления их на машину.

Поступающее с заводов-изготовителей оборудование складывают и хранят до передачи его в монтаж на специальных складских площадках.

Таблица 2.1

**Рекомендуемые размеры, м, площадок
для монтажа выемочно-погрузочных машин**

Оборудование	Длина, м	Ширина, м
Одноковшовые экскаваторы:		
ЭКГ-4,6А; Э-2505; ЭКГ-5А; ЭКТ-4У; ЭКГ-6,3Ус; ЭКГ-4,6Б; ЭВГ-4И	40÷50	20÷30
ЭКГ-8; ЭКГ-8И; ЭШ-6.45М; ЭКГ-5У; ЭКГ-10И	60÷70	30÷40
ЭШ-20.65; ЭКГ-12,5; ЭКГ-15И; ЭКГ-6,3У; ЭШ-10.60; ЭШ-13.50; ЭВГ-6; ЭГ-12А	75÷80	40÷60
ЭКГ-20; ЭШ-20.90А; ЭГ-20	90÷160	60÷80
ЭШ-10.70А; ЭШ-15.90; ЭВГ-15; ЭШ-20.75Б; ЭШ-4.75	150÷180	70÷90
ЭШ-40.85; ЭВГ-35.65; ЭШ-25.100; ЭШ-80.100; ЭШ-100.100	180÷280	90÷120
Многоковшовые экскаваторы массой, т, не более:		
1500	150÷180	80÷120
3000	200÷300	150÷180
5000÷6000	350÷500	200÷300

Места хранения оборудования делятся на четыре группы:

- 1) открытые площадки (крупногабаритное оборудование, металлические конструкции);
- 2) полузакрытые склады и навесы (редукторы, лебедки и др.);
- 3) закрытые неутепленные склады (канаты, электродвигатели и др.);
- 4) закрытые утепленные склады (приборы, аппаратура управления, подшипники качения и др.).

Оборудование складировать с учетом последовательности выдачи его для монтажа. Разгружаемые сборочные единицы укладывают на настил из шпальных клеток.

Расконсервацию деталей и сборочных единиц производят перед их установкой на машину. Оборудование, хранящееся на складе более установленного срока (9 мес.), подлежит переконсервации с удалением старой предохранительной смазки и заменой ее новой.

Таблица 2.2

**Ориентировочные сроки монтажа
карьерного оборудования**

Масса машины, т	Сроки монтажа, мес.	
	на полигонах	на временных площадках
300÷1000	3÷6	4,5÷9
1100÷1800	6÷9	9÷13,5
1900÷2800	9÷12	13,5—18
2900÷3800	12÷45	18÷22,5
3900÷5000	15÷18	22,5÷27

Перед монтажом все части оборудования осматривают для выявления повреждений, полученных при транспортировании, и их устранения. Особенно тщательно проводят ревизию масляных насосов, поворотных редукторов, подшипников, зубчатых передач, осматривают концы валов, проверяют затяжку болтов.

Сроки монтажа карьерного оборудования ориентировочно можно принимать по данным табл. 2.2 или по формуле

$$t_m = (t_{\min} + t_{\max} + 4t_n) / 6, \quad (2.1)$$

где t_{\min} , t_{\max} — наименьшая и наибольшая продолжительность монтажа соответственно при благоприятных и неблагоприятных условиях производства работ (ч, сут, смены); t_n — наиболее вероятная продолжительность монтажа, определяемая на основе данных предыдущего опыта в тех же показателях.

Трудоемкость монтажа зависит от модели машины (степени ее разборки при транспортировании) и от наличия монтажного оборудования. Монтаж экскаваторов ЭКГ-4,6 (5), при наличии достаточного количества грузоподъемных средств, выполняет бригада в составе 11÷12 человек в течение 8÷10 сут. Экскаватор ЭШ-15.90А монтируется бригадой из 14÷18 человек за 6÷7 месяцев при работе в одну смену.

Стоимость монтажа можно определять по формуле

$$C_m = [C_I + (1 + H_p / 100) \times T_m \times C_T] \times (1 + H_n / 100), \quad (2.2)$$

где C_I — стоимость материалов, руб.; H_p — накладные расходы к заработной плате рабочих, %; T_m — трудоемкость монтажных

работ, чел.-ч; C_T — тарифная часовая ставка рабочего, руб/чел.-ч; H_{Π} — плановые накопления к себестоимости монтажных работ, %.

Монтажные работы должны осуществляться в соответствии с рабочими и монтажными чертежами с соблюдением монтажных инструкций заводов-изготовителей (для шагающего экскаватора ЭШ-80.100 — инструкции по монтажу металлоконструкций, поворотной платформы, опорно-поворотного устройства и зубчатого венца, гидросистемы, смазки и пневматики, надстройки, укрупненной сборки и монтажа кузова, предложения по схеме подъема и опускания опорной рамы и поворотной платформы) по заранее разработанным сетевым графикам. Монтаж экскаваторов типа ЭКГ-8И, ЭКГ-12,5, ЭВГ-4И (ЭКГ-4У), ЭВГ-35/65, ЭШ-10.70, ЭШ-15.90 и др. подобного класса производят в соответствии с типовыми проектами.

Обычно монтаж машин разделяют на монтаж металлоконструкций и монтаж оборудования.

Монтаж машин в зависимости от их конструкции можно вести следующими способами: постепенным наращиванием сборочных единиц и крупноблочным. При постепенном наращивании сборочные единицы монтируют на заранее собранные части машин. Сущность крупноблочного метода заключается в том, что параллельно собирают несколько укрупненных блоков машины, из которых затем она монтируется. Монтаж в этом случае включает сборку подузлов из деталей и блоков-узлов из подузлов. Такой способ обеспечивает выполнение монтажа в наиболее короткие сроки и с наименьшими затратами.

Качество монтажа и наладки механизмов определяет надежность машины в процессе ее работы.

2.2.3. Монтаж одноковшовых экскаваторов

Экскаваторы с небольшой вместимостью ковша ($0,5 \div 5 \text{ м}^3$) отправляют с завода со снятым рабочим оборудованием и противовесом, поэтому весь монтаж сводится к подвеске этого оборудования.

Монтаж одноковшовых карьерных экскаваторов с большей вместимостью ковша ($8 \div 20 \text{ м}^3$) ведут в следующей последовательности (ЭКГ-10):

1. Устанавливается нижняя рама на шпальных клетках высотой $0,8 \div 1,0$ м с таким расчетом, чтобы при укладке гусеничных рам между опорными колесами и грунтом был оставлен достаточный зазор для протягивания гусеничных цепей. При укладке шпальных клеток следует обращать внимание на их устойчивость, так как при установке первой гусеничной рамы (с опорными колесами) центр тяжести нижней рамы смещается в сторону устанавливаемой гусеничной рамы и возможно опрокидывание нижней рамы. Для обеспечения устойчивости шпальных клеток рекомендуется в поперечном направлении в нижний ряд укладывать шпалы длиной, равной расстоянию между противоположными замками. В продольном направлении достаточно укладывать шпалы длиной $1 \div 1,2$ м по три-четыре в каждом ряду.

2. К привалочным плоскостям нижней рамы подводятся и закрепляются болтами, клиньями и привариваются левая и правая гусеничные рамы с ходовыми механизмами. Ходовые механизмы монтируют на гусеничных рамах до начала стыковки их с нижней рамой. Приварку гусеничных рам к нижней раме производят в следующем порядке:

- тщательно очищают разделку под сварку и прилегающие кромки на расстоянии $20 \div 30$ мм от ржавчины и прочих загрязнений;
- подогревают место сварки до $150 \div 200^\circ\text{C}$. Подогрев допускается производить любым способом, возможным на монтаже. Разделка под сварку и прилегающие кромки после подогрева должны быть чистыми. Перед сваркой электроды необходимо прокалить при температуре $380 \div 420^\circ\text{C}$ в течение 5 ч;
- сварка должна производиться электродами типа Э350А диаметром 4 мм ($I_{\text{св}} = 120 \div 160$ А) и диаметром 5 мм ($I_{\text{св}} = 180 \div 220$ А). Место сварки должно быть защищено от сквозняков и атмосферных осадков. В процессе заварки каждый наплавленный валик перед наложением последующего необходимо тщательно зачищать от шлака зубилом и стальной щеткой. Кратеры швов должны быть проварены. Допускается сварка электродами типа ЭА-478/3

диаметром 4 мм ($I_{св} = 100 \div 130$ А) и диаметром 5 мм ($I_{св} = 130 \div 170$ А).

3. Устанавливается натяжная ось с натяжными колесами. Под ведущие, опорные и натяжные колеса подводятся развернутые гусеничные цепи (с таким расчетом, чтобы за ведущее колесо выходило два гусеничных звена). Ходовая тележка приподнимается, шпальные клетки из-под нее убираются и ходовая тележка опускается опорными колесами на развернутые гусеничные цепи. Гусеничные цепи замыкаются. Натяжение гусеничных цепей производится после окончания монтажных работ.

4. На ходовую тележку устанавливается роликовый круг. На роликовый круг устанавливается поворотная платформа, заводится и закрепляется гайкой центральная цапфа. Ось центральной цапфы относительно поворотной платформы стопорится стопорной планкой. Окончательная затяжка гайки и регулировка зазора между сферической шайбой и центральной отливкой нижней рамы производятся после окончания монтажных работ при регулировке всех механизмов. Устанавливаются труба кольцевого токоприемника и токоприемник, после чего труба закрепляется. После установки и закрепления рамы поворотной платформы на ходовой тележке дальнейший монтаж экскаватора может вестись с широким совмещением монтажных операций.

5. Устанавливаются боковые площадки поворотной платформы. Опорные поверхности под кузов должны находиться в одной плоскости. Допуск плоскостности не более 10 мм на всей длине и ширине поворотной платформы. Регулировку уровней площадок с балластными ящиками производят через люки в нижнем поясе при помощи болтов, расположенных внутри ящиков. Регулировку остальных площадок производят при помощи болтов, расположенных в продольных нижних уголках. После выверки площадок все кронштейны и накладки привариваются. Два монтажных болта в задних углах рамы после приварки площадок снимаются, так как они будут препятствовать постановке задней стенки кузова. Под противовесной частью поворотной платформы выкладывается шпальная клетка и производится загрузка противовеса. Для обеспечения нормальной работы

Таблица 2.3

Плотность балласта и масса противовеса экскаваторов

Экскаватор	Плотность балласта, т/м ³	Масса противовеса, т
ЭКГ-15	1,88	36
ЭКГ-12Ус	2,61	55
ЭКГ-8У	3,40	65

экскаватора масса противовеса должна быть в пределах 50÷55 т. Для его размещения предусмотрены специальные отсеки в задней части рамы поворотной платформы и балластные ящики в боковых площадках. Заполнение отсеков должно производиться балластом с минимальными пустотами. Плотность балласта и масса противовеса экскаваторов приведена в табл. 2.3. Загрузка противовеса должна производиться в строгом соответствии со схемой загрузки противовеса. После запуска экскаватора в работу необходимо проверить балансировку поворотной части экскаватора: при выдвигании заполненного ковша на 2/3 длины рукоятки рельс поворотной платформы не должен отрываться от роликов (в противном случае необходимо добавить балласт до выполнения указанного условия), наличие зазора до 0,5 мм под отдельными несмежными роликами не является признаком неуравновешенности поворотной части экскаватора. Наименование, насыпная масса и общее количество заполнителя вносятся в паспорт экскаватора. Предприятием-изготовителем противовес не поставляется.

6. Собираются и устанавливаются на поворотной платформе поворотные механизмы. Перед установкой редуктора поворота на платику поворотной платформы необходимо завести его главный вал в поворотный стакан, установить на подкладки и подсоединить сливную трубу. Затем вынуть подкладки, установить редуктор на платику и привинтить болтами к поворотной платформе, после чего установить втулки и обварить их.

7. Устанавливается электродвигатель с закрепленным на нем фланцем на четырех монтажных болтах (предварительно ввинченных в резьбовые отверстия центрального колеса, таким образом, чтобы конусные части болтов упирались в отверстия диаметром 25 мм во фланцах). Предварительно развалив сател-

литы и вывинтив болты, выставляют шестерню таким образом, чтобы она заходила во впадины зубьев сателлитов. Для этого необходимо подкрутить либо сателлиты, либо при необходимости противоположный конец вала двигателя, для чего снимаются пружины, корпус катушки, диски тормоза. После установки двигателя и закрепления его болтами собирается тормоз.

8. Устанавливается двуногая стойка. При этом зазоры между стойками и кронштейнами поворотной платформы необходимо выбрать прокладками.

9. Устанавливается на поворотной платформе подъемная лебедка со стойками и закрепляется на платиках поворотной платформы болтами. Выставляются стойки с монтажным приспособлением. Предварительно набив муфту, собранную на электродвигателе, смазкой марки 1—13 или ее заменителем, вставляют на нее торсион (в дальнейшем необходимо набивать муфту смазкой после каждого демонтажа двигателей). Поддерживая торсион, закрепленный на стойке, и вставив его в направляющее отверстие в шестерне, устанавливают на стойки электродвигатель. Приклеивают к стойкам уплотнительное кольцо. Далее перемещают двигатель до захода торсиона в зацепление шестерни (при этом двигатель должен упереться во фланец стойки). При необходимости подкручивают противоположный конец вала двигателя, снимают пружины, корпус катушки и диски тормоза. Производят окончательную выверку электродвигателей. Закрепляют двигатель на передней стойке болтами. Производят окончательную выверку задней стойки таким образом, чтобы опорные поверхности стойки задних лап электродвигателя были параллельными. Производят приварку задней стойки к поворотной платформе. Выбирают зазор между стойкой и задними лапами электродвигателя прокладками и закрепляют двигатель болтами. Устанавливают упоры у лап двигателя и обваривают их.

10. Собираются и устанавливаются на поворотной платформе преобразовательный агрегат, напорная лебедка без электродвигателей, высоковольтный ящик, трансформатор, кабина машиниста. Последовательность работ определяется по месту графиком монтажа.

11. Производится монтаж пневмосистемы и системы густой смазки.

12. Устанавливаются стенки кузова. По окончании установки стенок кузова производится монтаж электрооборудования и разводка электропроводов в соответствии с «Инструкцией по монтажу, пуску, регулированию и обкатке».

13. Устанавливается крыша кузова. На крыше кузова монтируются вспомогательная лебедка, кожухи и вентиляционный отсек в задней части кузова. Проверяется вращение рабочих колес вентиляторов. В случае задевания лопастей за обечайку вентилятора производится центровка (подрезка лопастей категорически запрещается).

14. Монтируются ограждения и лестницы на кузове и на поворотной платформе, устанавливаются лестницы и площадки на двуногой стойке. Устанавливаются и подключаются внутри кузова светильники. Заливается смазка в редукторы, масляные ванны, компрессор, а также производится смазка всех узлов экскаватора в соответствии с картой смазки механизмов.

15. Производится наладка электрооборудования в холодном состоянии согласно инструкции, прилагаемой к каждой машине, по режимам холостого хода и короткого замыкания без пуска механизмов. При этом должно быть обеспечено надежное механическое торможение механизмов главных приводов.

16. Производится запасовка канатов на барабанах подъемной лебедки и опробуется механизм подъема и его тормоз.

17. На шпальной клетке выкладывается горизонтально нижняя секция стрелы (рис. 2.3, *a*) и соединяется осями с поворотной платформой. Монтируются на нижней секции стрелы напорная ось, седловой подшипник 3 и двухручьевые блоки 2. Выкладываются подкосы 4 на настил и подставки, присоединяются к напорной оси и проверяется возможность свободного поворота подкосов на ней.

18. Поднимаются подкосы 4 краном (см. рис. 2.3, *a*) таким образом, чтобы они прошли вертикальное положение на $10\div 15^\circ$. Для того чтобы исключить падение подкосов на нижнюю секцию, необходимо их закрепить оттяжками 6.

19. Выкладывается на настил верхняя секция 5 с предварительно смонтированными на ней головными блоками. Верхняя секция стрелы соединяется осями с нижней секцией. Монтируются лестницы и площадки на стреле. На нижней секции стрелы устанавливается кронштейн блока механизма открывания днища. Запасовываются растяжки через блоки верхней секции стрелы. На время подъема стрелы по данной схеме электрооборудование лебедки подъема должно быть отрегулировано на стопорный ток — механизм подъема $i_{ст} = 2000 \text{ А}$.

20. Ветви подъемного каната 8 (рис. 2.3, б) перекидываются через блоки 7 на двуногой стойке и монтажный блок 11 на седловом подшипнике.

21. Поднимается нижняя секция стрелы 1 до угла наклона к горизонту $\alpha = 45^\circ$. Верхняя секция 10 при этом должна подниматься краном до положения, пока подкосы не встанут в полость головных отливок двуногой стойки (рис. 2.3, в).

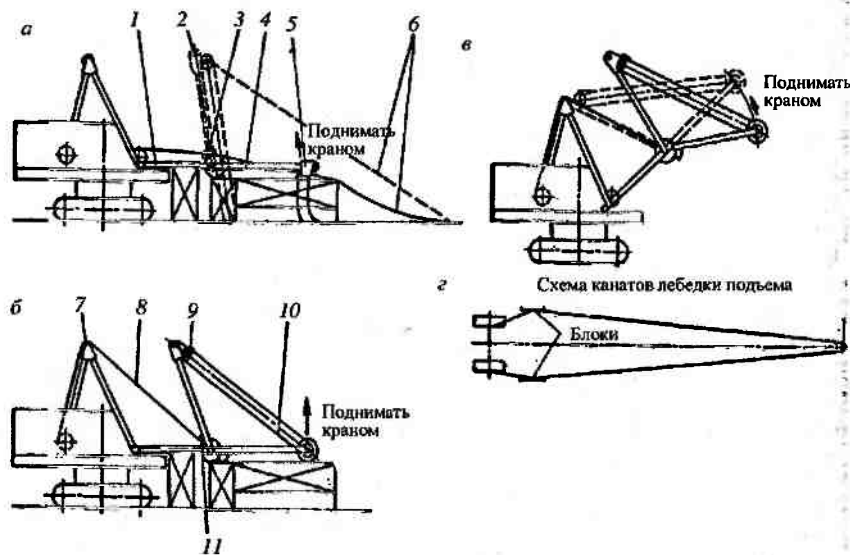


Рис. 2.3. Схема монтажа стрелы экскаватора ЭКГ-10:

а—в — стадии подъема стрелы; г — схема канатов лебедки подъема; 1 — нижняя секция стрелы; 2 — двухручьевые блоки; 3 — седловой подшипник; 4 — подкосы; 5 — растяжка; 6 — канатная оттяжка; 7 — блоки; 8 — подъемный канат; 9 — возвратный канат; 10 — верхняя секция стрелы; 11 — уравнильный полублок

22. Закрепляются подкосы на двуногой стойке. Выбираются прокладками зазоры между нижней секцией и кронштейнами поворотной платформы и между нижней и верхней секциями. Для подъема стрелы необходимо использовать кран грузоподъемностью не ниже 10 т и высотой подъема 20 м.

23. Снимается подъемный канат с монтажного полублока седлового подшипника. Опускание стрелы производится строго в обратном порядке. Перед опусканием стрелы необходимо демонтировать двигатели напорной лебедки. Подъем стрелы в рабочее положение может быть осуществлен при помощи монтажных лебедок и кранов, если по каким-то причинам задерживается подача напряжения на машину. В этом случае должна быть разработана соответствующая схема подъема стрелы с учетом всех требований безопасности и технических требований, изложенных в чертежах (рис. 2.3, з).

24. Соединяется ковш с рукоятью и подвеской ковша, заводится рукоять в седловой подшипник (предварительно снимается задний полублок). После установки рукояти задний полублок ставится на место и привариваются втулки корпуса поглощающего аппарата к балке рукояти. Монтируются механизм открывания днища ковша и электродвигатели напорной лебедки.

25. Запасовываются подъемный, напорный и возвратный канаты. Напорный канат должен быть закреплен на барабанах непосредственно у редуктора и подводиться снизу барабана. Возвратный канат должен крепиться к дальним от редуктора концам барабанов и подводиться сверху барабана. Напорный и возвратный канат должны быть запасованы таким образом, чтобы в крайних положениях рукояти после натяжения каната на барабанах напорной лебедки оставалось не менее 1,7 запасных витков каната.

26. Производится натяжение гусеничных цепей, нагнетается сжатый воздух в пневмосистему.

27. Опробуются механизм напора и его тормоза. Производится монтаж и окончательная наладка всего электрооборудования в соответствии с «Инструкцией по монтажу, пуску, регулированию и обкатке».

28. После монтажа экскаватора и завершения наладки электрооборудования производится проверка и регулировка механизмов:

- регулируется зазор в центральной цапфе;
- проверяется и регулируется пневматическая система (перед пуском компрессора проверяется наличие в нем масла);
- запускается компрессор и продувается вся система сжатым воздухом;
- проверяется система пневматического отключения и включения двигателя компрессора и работа пневмораспределителей;
- проверяется система принудительной смазки механизмов поворота и хода;

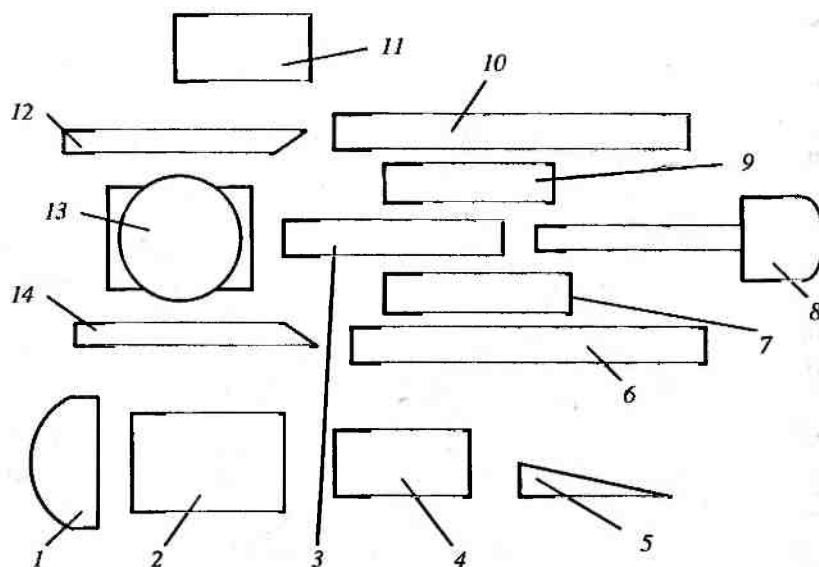


Рис. 2.4. Схема расположения сборочных единиц экскаватора ЭКГ-15 на монтажной площадке:

1 — корпус противовеса; 2 — поворотная платформа; 3 — стрела; 4 — детали кузова; 5 — двуногая стрела; 6, 10 — правая и левая гусеничные цепи; 7, 9 — правая и левая площадки платформы; 8 — рукоять с ковшом; 11 — ящики с электрооборудованием; 12, 14 — правая и левая гусеничные рамы; 13 — нижняя рама

- производится регулировка всех тормозов экскаватора (тормоза подъемной лебедки должны удерживать груженный ковш на полном вылете рукояти при горизонтальном ее положении, тормоз напорной лебедки должен удерживать порожний ковш при вертикальном положении рукояти и ослабленных подъемных канатах, тормоза механизмов поворота обеспечивают остановку поворотной части экскаватора, достигшей полной скорости с груженым ковшом на максимальном вылете, на угле $45\div 60^\circ$ с момента срабатывания тормозов);
- регулируется механизм открывания днища ковша;
- регулируются остальные механизмы.

Перед пуском экскаватора необходимо тщательно проверить затяжку всех болтов, все оборудование машины осмотреть и убрать все посторонние предметы.

Пуск экскаватора производится машинистом в присутствии шеф-монтажника. Экскаватор должен быть опробован на холостом ходу для проверки работы всех узлов и механизмов, правильности действия системы управления и рабочего оборудования.

Схема расположения сборочных единиц на монтажной площадке при монтаже экскаватора ЭКГ-15 приведена на рис. 2.4.

2.2.4. Обкатка экскаватора

На новых экскаваторах в первоначальный период нужно работать с неполной нагрузкой на хорошо взорванных грунтах. Нагрузка не должна превышать 70 % стопорных моментов механизмов. Первые три смены загрузка ковшей должна составлять 50 % их объема. В течение последующих 18÷20 смен обеспечивается 100 %-ное наполнение ковшей в легких условиях эксплуатации.

Продолжительность обкатки экскаватора вхолостую зависит от его типа. Для одноковшовых экскаваторов она составляет 2÷3 ч. При этом зубчатые передачи, подшипники должны работать без шума и стука, а также значительного повышения температуры. В это время проверяют поступление смазки к подшипникам и передачам, действие гидросистемы и пневмосистемы, уравновешенность вращающейся части.

При работе экскаватора под нагрузкой в течение 4 ч проверяют надежность всех его механизмов и машины в целом в условиях, близких к эксплуатационным. При этом у ходового механизма проверяют легкость включения и выключения муфты разворота экскаватора в обе стороны на горизонтальном участке, способность его к передвижению с определенной скоростью на этом участке, правильность набегания гусеничных лент на ведущие колеса и степень нагрева двигателя хода. При проверке механизма поворота рукоять с груженым ковшом выдвигается в среднее положение. В результате нескольких поворотов платформы на $250\div 300^\circ$ контролируют легкость ее вращения, а также плотность прилегания опорно-поворотных катков к кольцевому рельсу по всему кругу катания. В механизме напора проверяют зацепление кремальерных шестерен с рейками на всем ходу рукояти, легкость движения рукояти.

У роторных экскаваторов проверяют, кроме этого, работу механизма привода ротора, механизма выдвижения стрелы и конвейеров.

После окончания обкатки устраняют выявленные неисправности, из всех редукторов сливают отработанное масло (низкой вязкости), заливают промывочное масло и, включая механизмы, в течение 10 мин редукторы промывают, после чего сливают промывочное масло и заправляют редукторы смазкой в соответствии с указаниями инструкции по смазке экскаватора.

После завершения обкатки в забое экскаватор передают заказчику по акту (в котором отражается работа экскаватора за период обкатки) в гарантийную эксплуатацию.

2.3. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ

2.3.1. Общие положения

В процессе эксплуатации машин происходит износ деталей, ослабление креплений и нарушение регулировок механизмов. Одним из важнейших условий надежной работы и увеличения срока службы экскаватора является своевременное и качественное проведение технических обслуживаний.

Для одноковшовых экскаваторов предусмотрены следующие виды технических обслуживаний: ежесменное (ЕО), еженедельное (НО), ежемесячное (МО) и сезонное (СО).

Ежесменное техническое обслуживание производится между сменами при приеме и сдаче экскаватора.

Еженедельное техническое обслуживание осуществляется один раз в неделю, во время перерывов в работе, вызванных отсутствием транспорта, электроэнергии, неподготовленностью забоя, передвижкой путей и т. п. При интенсивной работе для осмотра экскаваторов должно выделяться особое время.

Ежемесячное техническое обслуживание проводится раз в месяц по графику. В объем этого обслуживания входят все работы еженедельного технического обслуживания, а также работы по устранению неисправностей путем замены или восстановления деталей.

Сезонное обслуживание проводится для подготовки машин к эксплуатации в весенне-летний и осенне-зимний периоды и включает замену смазочных масел на зимние сорта, утепление машин и комплекс мероприятий по ограничению нагрузок при работе в зимний период.

Техническое обслуживание включает: наружное обслуживание механизмов; осмотр и проверку состояния узлов экскаватора; подтягивание креплений; замену или восстановление отдельных изношенных частей; регулировку механизмов; смазку механизмов; периодические работы по проверке обеспечения мер безопасности (срабатывание блокировок и ограничителей, контроль сопротивления изоляции, наличие и заправка огнетушителей, работа освещения и тормозов).

Наружное обслуживание механизмов заключается в систематической очистке узлов и деталей от грязи, лишней смазки и влаги. Грязь, покрывающая детали, затрудняет тщательный их осмотр и обслуживание. Поэтому регулярная очистка экскаватора важна не только с точки зрения его опрятного содержания, но и возможности следить за техническим состоянием каждой детали, т. е. позволяет своевременно обнаруживать трещины на поверхности деталей и восстанавливать

нарушенные соединения, а также предотвращать попадание грязи и абразивной пыли в масляные ванны и на поверхности трения.

При очистке механизмов от грязи необходимо соблюдать следующие правила:

1. Просачивающаяся смазка, грязь, пыль и мелкий мусор должны удаляться каждую смену (грязь следует удалять деревянным инструментом, чтобы не повредить окраску деталей).

2. Все окрашенные части машины и механизмов должны быть протерты обтирочным материалом, слегка смоченным керосином или другим растворителем.

3. При обнаружении повреждения окраски необходимо очистить поврежденные места от ржавчины и произвести подкраску соответствующей краской.

4. Открытые неокрашенные поверхности механически обработанных деталей после удаления грязи рекомендуется протереть материалом, слегка смоченным нейтральным маслом или дизельным топливом.

5. Перед смазкой масленки должны быть очищены от грязи и насухо протерты.

6. Контрольно-измерительные приборы должны регулярно протираться чистым и мягким хлопчатобумажным материалом.

7. Стекла кабины должны быть чисто промыты или обдуть воздухом (протирать стекла не рекомендуется, поскольку это может вызвать царапины на стекле).

8. Кузов изнутри и снаружи должен тщательно очищаться и протираться.

9. Инструменты и приспособления после пользования должны быть очищены от масла и грязи и храниться в отведенном для них месте.

Окраска всех поверхностей машины должна производиться в зависимости от состояния окрашенных поверхностей и принятой на предприятии периодичности окраски механизмов. Не подверженные атмосферному влиянию поверхности окрашиваются по мере необходимости, но не реже чем через 3—4 года или при капитальном ремонте.

2.3.2. Техническое обслуживание рабочего оборудования

Ковш. Ежедневное техническое обслуживание. Принимая смену, машинист обязан: проверять наличие штифтов на пальцах, соединяющих ковш с рукоятью, днищем и коромыслом; смазать шарнирные соединения ковша и засов; следить, чтобы на фрикционные диски механизма торможения днища не попадала смазка; по мере износа накладок производить подтягивание пружин тормозов.

Еженедельное техническое обслуживание. Еженедельно необходимо проверять состояние стенок ковша и их сварного соединения, зубьев ковша и их крепления, а также рычага днища и деталей его соединения с плитой и цепью (при необходимости заменять их).

Ежемесячное техническое обслуживание:

1. Проверить состояние зубьев ковша и при необходимости произвести замену. Зубья в процессе эксплуатации могут износиться на 35÷45 % их длины, после этого их необходимо заменить во избежание резкого увеличения сопротивления резанию грунта и снижения производительности машины. При замене зуба нужно удалить болты, соединяющие основания с передней стенкой, и заменить изношенные зубья ковша. Новые зубья при установке должны плотно садиться на кромку передней стенки, при наличии зазора по торцам зуба. После установки новых зубьев затянутые гайки новых болтов необходимо прихватить электросваркой к болтам.

2. Проверить состояние стенок ковша и их сварных соединений. В случае необходимости заменить переднюю стенку ковша. Передняя стенка ковша может быть доведена при эксплуатации до значительного износа. Толщина стенок в отдельных местах может уменьшиться на 80–85 %. При замене передней или задней стенок при их износе корпус ковша подвергается газовой резке по ставкам на расстоянии 25÷30 мм от шва. Запрещается производить газовую резку по передней стенке, так как газовая резка может вызвать появления трещин. Перед установкой новой стенки следует предварительно проверить сопря-

гаемые размеры стенок. После разрезки ковша и проверки сопряжения стенок производится разделка кромок согласно чертежу и сварка стенок. Сварку производить только аустенитными электродами с соблюдением технологии сварки высокомарганцовистых и легированных сталей.

3. Проверить состояние засова днища ковша. Износившийся в процессе эксплуатации конец засова необходимо своевременно наплавлять износостойким материалом. Неровности после наплавки должны быть зачищены шлифовальной машинкой. Произвести регулировку засова днища ковша. По мере необходимости следует производить наплавку пяты и режущей кромки передней стенки.

В ковше необходимо регулировать:

1. Засов днища ковша. При закрывании днища засов не должен задевать за боковые стороны окна в пяте передней стенки. В случае задевания производится перемещение днища за счет перестановки шайб в соединении петель с днищем ковша или за счет перестановки шайб в соединении днища с ковшом.

2. Величину перекрытия засова днища. Засов должен перекрывать окно в передней стенке на величину не менее 50 мм. Ход засова должен быть не менее 110 мм. Регулировка величины перекрытия производится подрезанием упора, в который упирается рычаг днища, или перестановкой шайб.

3. Механизм торможения днища должен быть отрегулирован таким образом, чтобы свести до минимума удары днища о рукоять при разгрузке в верхнем положении и в то же время обеспечить свободное закрывание днища. Осадка пружин после регулировки должна быть одинаковой для обоих тормозов.

Рукоять. Ежедневное техническое обслуживание. Принимая смену, машинист обязан: убедиться в надежности крепления рукояти с ковшом; проверить наличие всех штифтов на валиках и пальцах; проверить надежность стопорения оси.

Ежемесячное техническое обслуживание. При ежемесячном обслуживании необходимо: проверить все сварные швы металлоконструкции рукояти; проверить отсутствие трещин на заднем полублоке. При обнаружении трещин в швах или основном металле дефектное место следует вырубить и заварить качественными электродами.

При замене поглощающего аппарата необходимо снять ось, задний упор и задний полублок. Установку производить в обратной последовательности.

Стрела. Ежедневное техническое обслуживание. Принимая смену, машинист обязан: осмотреть все сварные швы металлоконструкции стрелы, доступные для осмотра; проверить крепление крышек оси седлового подшипника и затяжку шпилек; смазать втулки роликов и вкладышей седлового подшипника в соответствии с картой смазки.

Еженедельное техническое обслуживание. Еженедельно необходимо проверять: состояние крепления осей стрелы к кронштейнам поворотной платформы, осей седлового подшипника и головных блоков; наличие штифтов на пальцах крепления секций стрелы; затяжку крепежа (подлежит затяжке в случае необходимости).

Ежемесячное техническое обслуживание:

1. Тщательно осмотреть все сварные швы металлоконструкции стрелы. В случае обнаружения трещин в швах или основном металле дефектные места подлежат вырубке и заварке электродами Э-50А.

2. Проверить и при необходимости отрегулировать величину зазора между вкладышами седлового подшипника и рукоятью (величина зазора не должна превышать 5 мм на сторону, зазор регулируется набором металлических прокладок под вкладышами). В случае трещин и обломов заменить вкладыши седлового подшипника, заменить амортизаторы при 40÷50 %-ном износе поверхности.

3. Проверить величину зазора между верхними роликами и рукоятью (величина зазора не должна превышать 5 мм, регулируется поворотом эксцентриковой оси).

4. Проверить осевой зазор (зазор не должен превышать 1 мм).

5. Проверить зазор между хомутами и блоками подвески (зазор не должен превышать 1 мм, обеспечивается установкой прокладок).

6. Проверить крепление лестниц и площадок на стреле.

В стреле необходимо регулировать:

1. Зазоры в местах соединений нижней секции стрелы с верхней секцией и с поворотной платформой (зазоры в указанных местах выбираются специальными прокладками и шайбами).

2. Осевые зазоры между осью седлового подшипника и осью, соединяющей верхнюю секцию с нижней (осевые зазоры не должны превышать 1 мм, их регулировка производится установкой прокладок до установки седлового подшипника на нижнюю секцию стрелы).

3. Величину зазора между вкладышами седлового подшипника и рукоятью (величина зазора не должна превышать 5 мм на сторону, регулировку зазора производить прокладками и отжимными болтами, после отжатия болты открутить на 2—3 оборота). При замене рукояти количество прокладок выбирается таким образом, чтобы в рабочем положении рукоять свободно (без заеданий) перемещалась в седловом подшипнике.

4. Величину зазора между верхними роликами и рукоятью (величина зазора не должна превышать 5 мм, зазор регулируется поворотом эксцентриковой оси).

5. Обеспечить плотное зажатие наружного кольца подшипника крышками (регулировка осуществляется прокладками).

6. Зазор между хомутами и блоками подвески (не более 1 мм, необходимую величину зазора обеспечить установкой прокладок, осевые зазоры в подшипниках головных блоков выбрать гайкой).

7. Свободное проворачивание седлового подшипника вместе с осью (все блоки должны свободно проворачиваться от руки).

Подвеска стрелы. Ежедневное техническое обслуживание. Ежедневно необходимо проверять: состояние осей, блоков подвески стрелы и их крепления; состояние каната подвески стрелы и его заделку; равномерность натяжения левой и правой ветвей подвески; крепление кронштейнов, фиксирующих регулировочные прокладки.

Ежемесячное техническое обслуживание. Проверить и в случае необходимости заменить канат подвески стрелы. Перед

установкой растяжек отрезать два конца каната одинаковой длины: для экскаватора ЭКГ-15 — по 72,48 м, для экскаватора ЭКГ-12Ус — по 93,5 м и для экскаватора ЭКГ-8У — 119 м. Разность длин растяжек не должна превышать 100 мм. После установки стрелы в рабочее положение разность замеров длин левой и правой ветвей подвески по размеру допускается не более 5 мм при одинаковом их провисании. Нарушение этого требования приводит к перекосу верхней секции стрелы и возникновению в них чрезмерных нагрузок, а также к возможности преждевременного обрыва каната.

В подвеске стрелы регулируются длины растяжек. Разность замеров длин левой и правой ветвей подвески допускается не более 5 мм.

Регулировка производится либо натяжением прослабленной ветви, либо ослаблением натянутой ветви в зависимости от требуемого угла наклона верхней секции стрелы относительно горизонта. Оси верхней и нижней секций должны лежать на одной прямой линии.

Стойка двуногая. Ежемесячное техническое обслуживание. Проверять состояние сварных швов и основного металла металлоконструкций двуногой стойки. При обнаружении трещин в швах или основном металле дефектные места вырубить и заварить электродами типа Э-50А.

В двуногой стойке необходимо регулировать:

1. Зазоры в местах соединений передней стойки с кронштейнами поворотной платформы.
2. Зазоры в местах соединений задней стойки с поворотной платформой (зазоры выбрать прокладками).

Механизмы открывания днища ковша. Ежедневное техническое обслуживание. Принимая смену, машинист обязан проверить работу механизма открывания днища и надежность закрывания днища. По мере необходимости, но не реже двух раз в смену, смазать направляющие засова путем полива жидким минеральным маслом.

Еженедельное техническое обслуживание. Еженедельно необходимо проверять: крепление каната на барабане и в клиновой втулке; наличие шплинтов в шарнирных соединениях; со-

стояние каната; состояние деталей соединения рычага с канатом и цепью (при необходимости заменить).

Ежемесячное техническое обслуживание. Осмотреть и подтянуть крепеж, при необходимости заменить канат.

2.3.3. Техническое обслуживание оборудования на поворотной платформе

Подъемная лебедка. Ежедневное техническое обслуживание. Принимая смену, машинист обязан:

1. Убедиться в надежности работы тормозов.
2. Проверить отсутствие масла на фрикционных дисках тормозов (замазлившиеся диски промыть керосином или бензином).
3. Проверить уровень масла в редукторе по маслоуказателю.
4. Проверить отсутствие утечки масла из редуктора (допускается незначительное подтекание масла через уплотнения выходных валов в виде отдельных капель).
5. Проверить надежность работы системы обогрева редуктора зимой.
6. Проверить действие механизмов подъемной лебедки на холостом ходу (все узлы при этом должны работать без посторонних стуков и вибраций).
7. Проверить надежность крепления канатов на барабанах.
8. Убедиться в работе конечного выключателя подъема.

Еженедельное техническое обслуживание. Еженедельно необходимо проверять: надежность затяжки болтов креплений двигателей, тормозов, редуктора и всех крышек редуктора, крепления каната на барабанах; надежность работы тормоза; при этом проверяется величина отхода диска и тормозной момент.

Ежемесячное техническое обслуживание:

1. Проверить состояние шин упругих муфт, в случае необходимости заменить их. При сборке упругой муфты следует сектора и кольца собирать внутри шины. Собранные сектора с кольцами нужно распереть в соответствии с эскизом, используя три монтажных болта и три отверстия, расположенных на оси симметрии секторов. После установки шины на полумуфту и за-

тяжки болтов на этой полумуфте монтажные болты удалить. Шину установить в соответствии с положением и направлением стрелки на шине.

2. Проверить величину износа фрикционных дисков тормозов. При износе каждого из фрикционных дисков более 75 %, что характеризуется размером менее 2 мм, их необходимо заменить. Для замены необходимо открутить винты, вынуть пружины, снять кольцо, открутив болты, снять корпус катушки, вынуть диски и диски фрикционные. Снять изношенные накладки и приклеить новые. Перед сборкой тормоза диски и опорную поверхность корпуса необходимо обезжирить. Сборка тормоза производится в обратном порядке. После сборки необходимо произвести полную регулировку тормоза.

3. При необходимости замены валов или зубчатых колес редуктора подъемной лебедки следует снять крышки подшипников и крышку редуктора. Для замены ведущего вала редуктора необходимо снять двигатели, тормоза, муфты и разбрызгиватель, установленный на валу. Кроме того, необходимо поднять промежуточный вал для обеспечения свободного выхода ведущего вала. Двигатели подъемной лебедки необходимо снимать также при замене деталей муфты. При сборке редуктора разъем между корпусом и крышкой уплотнить лаком Герметик. Перед установкой манжет набить их смазкой Литол-24.

4. При необходимости произвести распрессовку барабанов.

5. В случае необходимости заменить подъемный канат. При замене канатов следует соблюдать следующий порядок запасовки. Конец каната пропускается через один из уравнильных блоков подвески ковша, с помощью каната вспомогательной лебедки протягивается через правый наружный головной блок и закрепляется на правом барабане. Второй конец каната поднимается через левый внутренний головной блок, уравнильный полублок верхней секции стрелы, правый внутренний головной блок, пропускается через уравнильный блок подвески ковша, поднимается на левый наружный головной блок и закрепляется на левом барабане.

В подъемной лебедке регулировке подлежат:

1. Соосность валов двигателей и редуктора (допускается несоосность осей валов — не более 0,5 мм, допускаемый переко-

осей — не более 1,5 мм на 1 м длины). Регулировка в вертикальной плоскости осуществляется изменением количества прокладок под лапами двигателя, а в горизонтальной — перемещением двигателя при соответствующем перемещении упоров у лап двигателя.

2. Тормоз:

- тормозной момент (величина тормозного момента регулируется осадкой пружин до размера $118 \div 120$ мм, что соответствует положению винтов заподлицо с корпусом катушки);
- величина хода диска должна находиться в пределах $2 \div 3$ мм (регулируется регулировочными винтами, для чего необходимо отвернуть болты крепления корпуса и корпуса катушки, после регулировки болты затягиваются). Величина хода должна обеспечивать: свободное проскальзывание дисков при растормаживании; максимальную бесшумность работы к момент срабатывания тормоза (отсутствие хлопка);
- величина допускаемого износа (допускаемый износ каждого из фрикционных колец не более 75 %). Компенсация износа фрикционных колец дисков осуществляется отпуском винтов и подтяжкой болтов крепления корпуса и корпуса катушки до установления необходимого хода диска в пределах $1,5 \div 2$ мм. При этом наименьшая допустимая величина 3 мм.

3. Редуктор. Регулировка осуществляется при замене валов или зубчатых колес. В редукторе регулируется осевой зазор между крышками и подшипниками валов, который должен быть в пределах $0,4 \div 0,7$ мм. Зазор обеспечивается подшлифовкой крышек.

4. Установка командоаппарата. Регулировка производится при вертикальном положении подъемного каната. Момент срабатывания конечного выключателя устанавливается таким образом, чтобы после отключения двигателя подъема блок подвески ковша в результате свободного выбега не доходил до головных блоков на $200 \div 300$ мм. Регулировка производится при наладке электрооборудования согласно «Инструкций

по монтажу, наладке, пуску, регулированию и обкатке электрооборудования» и «Техническому описанию и инструкции по эксплуатации». Регулировку натяжения цепи производить перемещением командоаппарата по кронштейну. Регулировка в вертикальной плоскости осуществляется изменением количества прокладок под лапами командоаппарата. Звездочки должны лежать в одной плоскости; допускаемое отклонение не более 2 мм.

Напорная лебедка. Техническое обслуживание напорной лебедки полностью аналогично техническому обслуживанию подъемной лебедки.

Контроль состояния напорной лебедки и надежность ее работы должны производиться строго в соответствии с объемом и сроками контроля, изложенными выше при техническом обслуживании подъемной лебедки.

Кроме того, необходимо ежемесячно проверять надежность работы муфты определенного момента, еженедельно проверять надежность работы командоаппарата и степень натяжения цепи.

Ежемесячно необходимо проверять состояние напорного и возвратного канатов. В случае необходимости заменить канаты. При замене напорного и возвратного канатов необходимо соблюдать следующий порядок запасовки канатов.

При запасовке напорного каната рукоять с опущенным на землю ковшом установить в крайнем переднем положении.

Возвратный канат пропускается через возвратный полублок, внутренние ручки двухручьевых блоков, наматывается по 1,7 витка (включая закрепление каната) сверху по наружной нарезке правого разъемного барабана, 1,9—2,0 витка также сверху по наружной нарезке левого барабана и закрепляется на них.

Рукоять переводится в крайнее заднее положение, напорный канат пропускается через напорный полублок, наружные ручки двухручьевых блоков, наматывается по 1,7 витка снизу (включая крепление), сверху по внутренней нарезке барабанов и закрепляется на них. Далее производится натяжение напорного и возвратного канатов.

Регулировке подлежат:

1. Соосность валов электродвигателя и редуктора.
2. Тормоз.
3. Редуктор.

Требования и порядок регулировки этих узлов полностью аналогичны требованиям и порядку регулировки подъемной лебедки и описаны выше при регулировке подъемной лебедки.

4. Упругая муфта предельного момента. Периодически, не реже 1 раза в месяц, следует контролировать износ фрикционных колец замером размера 168 мм при достижении его регулировочного значения 170 мм. Для этого:

- 1-й раз — с каждого стакана снимается одна прокладка;
- 2-й раз — с каждого стакана снимается вторая прокладка;
- 3-й раз — на каждый стакан надевают обе снятые прокладки и в набор фрикционных дисков добавляется один фрикционный ведущий диск, поставленный в количестве 3 шт. дополнительно. При дальнейшем износе цикл повторяется. Три полных цикла регулировки соответствуют полному допустимому износу (по 3 мм на каждое) фрикционных колец.

5. Натяжение напорного и возвратного канатов. Для натяжения канатов возвратный барабан стопорится пальцем, соединенным тягой с кронштейном поворотной платформы. Зубчатый венец выводится с помощью винта из зацепления с венцом. Включением лебедки на «Напор» на малой скорости производится натяжение канатов. После натяжения канатов зубчатый венец винтом вводится в зацепление, соединяя напорный и возвратный барабаны друг с другом. После этого вынимается палец.

6. Установка командоаппарата:

- натяжение цепи командоаппарата осуществляется путем перемещения командоаппарата по кронштейну, на котором командоаппарат установлен;
- ход командоаппарата производится при наладке электрооборудования.

При вытяжке в процессе эксплуатации или при установке новых канатов напорной лебедки возникает необходимость в

перерегулировке хода рукояти. Для этого предусмотрена дополнительная регулировка командоаппарата ведущей звездочкой. Для регулировки необходимо:

1. Снять кожух цепи привода командоаппарата и цепь.
2. Отвинтить два винта, крепящих ведущую звездочку к торцу валика редуктора.

3. Повернуть звездочку на необходимый угол и закрепить ее.

При этом командоаппарат должен срабатывать так, чтобы после отключения двигателя напора и свободного выбега рукояти зазор между ее концевыми упорами и седловым подшипником составлял не менее $50 \div 100$ мм.

Механизм поворота. Ежедневное техническое обслуживание. Принимая смену, машинист обязан: проверить отсутствие масла на дисках тормозов, замаслившиеся диски промыть керосином или бензином; убедиться в надежности работы тормозов; проверить надежность и бесперебойность работы систем смазки и обогрева редукторов поворота и проконтролировать уровень масла в редукторах; проверить надежность работы механизма поворота вращением поворотной платформы экскаватора в обе стороны на угол $80 \div 90$ °.

Еженедельное техническое обслуживание. При еженедельном техническом обслуживании механизма поворота выполняются работы в объеме, указанном в разделе «Еженедельное техническое обслуживание подъемной лебедки».

Ежемесячное техническое обслуживание:

1. Проверить величину износа фрикционных колец тормозов в соответствии с техническим обслуживанием подъемной лебедки.

2. При необходимости замены сателлитов и манжет следует снять двигатель, отвернуть муфту разводки труб системы смазки и разобрать редуктор. При установке сателлитов необходимо обратить внимание, чтобы маркированные зубья сателлитов одновременно находились в зацеплении с шестерней и была сохранена целостность паранитовых прокладок и резиновых колец.

3. При необходимости замены главного вала необходимо демонтировать редуктор, так как это связано с выпрессовкой верхнего подшипника.

В механизме поворота регулировке подлежат:

1. Тормоз. Требования по регулировке тормоза аналогичны требованиям по регулировке тормоза подъемной лебедки.

2. Реле контроля давления. Производится регулировка срабатывания реле контроля давления на величину $0,1 \div 0,2$ МПа. Регулировка реле осуществляется по инструкции завода-изготовителя. Регулировка давления в системе осуществляется винтом дросселя.

Пневматическая система. Ежедневное техническое обслуживание. Принимая смену, машинист обязан: через спускные краны выпустить конденсат из воздухоотделителя; осмотреть компрессорную установку, проверить уровень масла в картере и в случае необходимости довести его до верхней метки стержня маслоуказателя; произвести с пульта включение двигателя компрессора и убедиться в правильной работе автоматического реле давления на включение компрессора.

Еженедельное обслуживание. Еженедельно необходимо проверять герметичность пневмосистемы, при необходимости отрегулировать пневмоаппаратуру и устранить неисправности пневмосистемы и утечки сжатого воздуха.

Ежемесячное техническое обслуживание:

1. Произвести очистку наполнителей фильтра и маслоотделителей. Для этого фильтры и маслоотделитель разбираются, набивка и корпус тщательно промываются керосином и просушиваются. Затем набивка фильтра смачивается машинным маслом. Фильтр и маслоотделитель снова собираются.

2. Произвести проверку действия обратного клапана.

3. При необходимости, но не реже одного раза в год, произвести полную разборку компрессора, промывку всех рабочих частей и замену износившихся частей. При разработке и сборке компрессорной установки, а также при выбраковке отдельных износившихся деталей следует руководствоваться инструкцией, составленной заводом-изготовителем для этих механизмов.

В пневмосистеме контролируется:

1. Плотность пневмосистемы считается достаточной, если падение давления от 0,7 до 0,5 МПа происходит в течение не

менее 25—30 мин. В противном случае тщательно осмотреть все соединения трубопроводов, арматуры и устранить утечки воздуха. Места утечки сжатого воздуха можно обнаружить при помощи обмыливания соединений (по появлению пузырей). Если образующийся на соединении пузырь держится менее 30 с, то плотность соединения недостаточна, и требуется подтяжка соединения. Для проверки утечки сжатого воздуха у выхлопного отверстия электропневмораспределителя следует погрузить колено угольника выхлопного отверстия в посуду с мыльной водой и следить за появлением пузырей. Если образовавшийся пузырь продержится более 10 с, то утечка не превышает допустимой величины. В противном случае следует разобрать распределитель и проверить наличие и качество кольца уплотнительного, прокладок, манжеты, клапанов и при необходимости заменить их. При сборке распределительного клапана манжета и другие детали на штоке должны быть туго затянуты гайками. После сборки и разборки нужно вторично проверить утечку через выходное отверстие. Проверку производят при включенном и выключенном электромагнитном вентиле.

2. Плотность обратного клапана проверяют при наличии давления в системе и отключенном компрессоре. Для этого после остановки компрессора необходимо открыть спускной кран водомаслоотделителя и после спуска конденсата, масла и выхода воздуха, содержащегося в нагнетательной трубе между компрессором и обратным клапаном, наблюдать за выходом воздуха из спускного крана. При утечке воздуха из-за недостаточной плотности обратного клапана его необходимо разобрать и проверить исправность резинового уплотнения клапана. При неисправности уплотнения его необходимо заменить.

На предприятии-изготовителе регулируются:

1. Предохранительный пружинный клапан (на давление 0,7 МПа).

2. Реле давления (настраивается таким образом, чтобы включение компрессора проводилось при понижении давления до $0,55 \div 0,57$ МПа, а выключение — при повышении давления до 0,7 МПа).

Разборку или изменение регулировки предохранительного пружинного клапана, реле давления и гудка производить только в случае необходимости и в присутствии лица технического надзора.

Система густой смазки. При эксплуатации солидолонагнетателя для обеспечения его нормальной работы необходимо соблюдать следующие требования:

1. Перед наполнением бункера смазкой необходимо проверить, чтобы шнек вращался против часовой стрелки (при виде на бункер сверху). Запрещается заполнять бункер загрязненной смазкой.

2. Перед каждым заполнением бункер необходимо тщательно прочистить и промыть фильтр солидолонагнетателя. При засорении клапанной системы или попадании воздуха в нагнетательную полость насоса следует отвернуть на два-три оборота спускную иглу на корпусе насоса и выпустить через продувные отверстия в корпусе иглы небольшое количество смазки.

3. Периодически проверять уровень масла в картере редуктора и корпусе насоса.

При эксплуатации двухлинейной станции для обеспечения ее нормальной работы необходимо соблюдать следующие требования:

1. Во избежание перегрузки насоса необходимо следить за исправностью магистрали, а также чистотой фильтрующих элементов.

2. Для нормальной подачи смазки в магистраль резервуар следует заправлять смазкой, которая всасывается перекачным насосом.

3. Необходимо следить за уровнем штока резервуара при заправке (чтобы не сорвало крышку) и при опорожнении (чтобы не допустить попадания воздуха в магистраль), при отсутствии сигнализации в верхнем и нижнем положениях, а также за правильностью регулировки работы конечных выключателей верхнего и нижнего уровня смазки.

4. Следить за уровнем масла в редукторе.

5. При засорении масленки, смазочных каналов или смазочных трубок давление в нагнетательном трубопроводе повыша-

ется и пистолет с большим усилием прижимается к масленке. Чтобы снять пистолет с масленки, необходимо сбросить давление, для чего выключить станцию и отвернуть винт на пистолете. После этого удалить засорение.

6. После работы пистолет и наконечник должны быть хорошо вытерты.

7. При износе прокладка пистолета заменяется из комплекта запасных частей, поставляемых заводом с каждым экскаватором.

Кузов, вентиляция и освещение. При монтаже экскаватора и его эксплуатации необходимо следить за наличием резиновых прокладок между левым и правым кожухами, в местах прохода балок двуногой стойки через крышку кузова, за правильной их установкой, целостностью кожухов и надежностью крепления швеллеров к крыше, чтобы предохранить кузов от попадания в него атмосферных осадков.

Для обеспечения надежной работы вентиляторов электродвигателей необходимо проверять затяжку болтов, крепящих электродвигатель и вентилятор.

При работе в условиях низких температур в зимнее время вентиляторы могут не включаться, если не наблюдается перегрева двигателей.

Подготовка к работе системы аспирации заключается в следующем: установка шибер с высотой щели 50 мм; фиксация рукоятки оси вращения шибера в этом положении; закрытие люка на пылевыпускном патрубке.

Осмотр и техническое обслуживание вентиляторного пылеуловителя должны проводиться ежемесячно. Цель осмотра — определение неисправности колеса и надежности его соединения с валом электродвигателя.

Демонтаж рабочего колеса следует проводить только при помощи съемника. После ремонта рабочего колеса следует проверить его балансировку в соответствии с действующими нормами допустимой неуравновешенности. Техническое обслуживание электродвигателя необходимо проводить по правилам и инструкциям предприятия-изготовителя двигателя. Необходимо периодически проверять надежность затяжки всех болтовых соединений.

Запрещаются: работа аппаратов без ограждения всасывающего патрубка, производство какого-либо обслуживания работающей системы аспирации.

При появлении сильной вибрации какого-либо из аппаратов необходимо отключить его и установить причины, вызвавшие вибрацию.

При монтаже и в процессе эксплуатации необходимо регулировать направление светового потока прожекторов, добиваясь равномерной освещенности забоя. Регулировка направления светового потока фар производится путем поворота отражателя в вертикальной и горизонтальной плоскостях с помощью регулировочных винтов, для доступа к которым необходимо снять наружный ободок фары.

Центральная цапфа. *Еженедельно* необходимо проверять осевой зазор в центральной цапфе и при необходимости отрегулировать его.

Ежемесячно необходимо проверять состояние стопорных планок, фиксирующих гайку на оси центральной цапфы.

В случае необходимости замена износившейся втулки производится следующим образом: снимается токоприемник; снимаются стопорные планки; отворачивается гайка; снимается сферическая шайба; снимается кольцо; с помощью отжимных винтов вынимается конусная втулка.

Монтаж центральной цапфы производится в обратном порядке. В центральной цапфе регулируется осевой зазор между сферической шайбой и гайкой, который должен быть в пределах $1,5 \div 3$ мм.

Запрещается работа экскаватора с зазором в центральной цапфе более 3 мм, поскольку это может привести к преждевременному износу опорно-поворотного устройства.

Для определения зазора необходимо измерять зазор щупом. Регулировка осевого зазора производится завинчиванием гайки, для чего необходимо сначала снять стопорные планки.

2.3.4. Техническое обслуживание оборудования нижней рамы

Нижняя рама. Ежедневное техническое обслуживание. Проверить сварные швы металлоконструкции нижней рамы. При обнаружении трещин в швах или основном металле дефектное место следует вырубить и заварить качественными электродами.

При необходимости производится замена верхнего или нижнего рельсов. Для этого освобождается гайка центральной цапфы и домкратами поднимается поворотная платформа. Замена отдельных частей рельса не рекомендуется.

Замена зубчатого венца должна производиться при капитальных ремонтах экскаватора, когда поворотная платформа снимается с нижней рамы.

При установке нового зубчатого венца необходимо следить за тем, чтобы зазор между центрирующей поверхностью зубчатого венца и поверхностью центрирующего выступа нижней рамы был одинаковым по всей окружности. Зазор проверить щупом. Разность замеров в двух любых диаметрально противоположных точках должна быть не более 0,3 мм.

Роликовый круг. Ежемесячное техническое обслуживание. Проверить состояние роликов и осей, подтянуть болты крепления осей роликов и стыков. При необходимости производится замена осей и роликов. При замене роликов последние необходимо подбирать по диаметру: диаметр нового ролика не должен превышать диаметры соседних на величину 0,05 мм.

Кабельный барабан. Ежедневное техническое обслуживание. Принимая смену, машинист обязан; проверить отсутствие масла на фрикционных накладках фрикционной муфты (замаслившиеся диски промыть керосином или бензином); проверить уровень масла в редукторах по маслоуказателям; убедиться в надежности работы кабельного барабана.

Еженедельное техническое обслуживание. Еженедельно необходимо проверять: надежность затяжки болтов креплений двигателя, редукторов, всех крышек каретки кабельного бараба-

на и надежность стопорения осей; степень натяжения цепей цепных передач; следить за состоянием кожуха токоприемника.

Во избежание поражения током высокого напряжения вмятины, повреждения кожуха токоприемника недопустимы.

Регулировке в кабельном барабане подлежат:

1. Соосность валов двигателя и редуктора (допускается несоосность валов не более 0,3 мм).
2. Крутящий момент, передаваемый муфтой (момент регулируется сжатием пружин на размер 35 мм по торцам пружины).
3. Зацепление открытой пары (боковой зазор в зацеплении должен быть в пределах $0,28 \div 0,83$ мм).
4. Натяжение цепи (натяжение цепи осуществляется натяжным устройством).

2.3.5. Техническое обслуживание ходовых тележек

Ходовые тележки. Ежедневное техническое обслуживание. Принимая смену, машинист обязан: проверить отсутствие масла на фрикционных дисках тормозов (замаслившиеся обкладки промывать керосином или бензином); убедиться в надежности работы тормозов; проверить отсутствие течи масла из кожуха быстроходной передачи и ходовых редукторов; проверить уровень масла в редукторах хода, в кожухе быстроходной ступени, в баке системы смазки и бесперебойность работы систем смазки и обогрева редукторов хода (при необходимости долить масло до уровня верхней пробки).

Еженедельное техническое обслуживание. Еженедельно необходимо проверять:

1. Затяжку болтов по всей ходовой тележке.
2. Крепление крышек балансирных осей (при ослаблении крышек болты подтянуть).
3. Состояние гусеничных цепей (гусеничные звенья не должны иметь трещин, изломов и других дефектов, снижающих их прочность, наибольший суммарный зазор в результате износа проушины трака и соединительного пальца (при натянутой гу-

сеничной цепи) не должен превышать 12 мм (при больших зазорах нарушается геометрия зацепления кулаков гусеничных звеньев и ведущего колеса).

4. Состояние беговых дорожек гусеничных цепей (на беговых дорожках не допускается налипание грунта, т. к. это вызовет дополнительное натяжение гусеничных цепей и поломку гусеничных звеньев).

5. Натяжение гусеничных цепей.

6. Величину износа рабочих граней кулаков ведущих колес (износ граней не должен превышать $6\div 8$ мм, при большом износе следует производить наплавку рабочих поверхностей кулаков твердым сплавом).

7. Величину раскатки обода опорных и натяжных колес (ширина обода этих колес после раскатки должна быть на $3\div 4$ мм меньше расстояния между ведущими гребнями гусеничных звеньев; колеса, у которых обод раскатан сверх допустимой величины, должны быть проточены до чертежного размера (допускается обрубка или обрезка газом отдельных выступающих мест обода).

8. Надежность работы тормозов (при этом проверяется величина отхода диска и тормозной момент).

Ежемесячное техническое обслуживание:

1. Проверить сварные швы металлоконструкции рамы ходовой тележки;

2. Проверить целостность сварных швов приварки кронштейнов корпуса редуктора к раме ходовых тележек (при обнаружении трещин в швах или основном металле дефектное место следует вырубить и заварить качественными электродами).

3. Проверить степень износа зубьев в передачах.

4. Проверить состояние манжет быстроходной ступени.

5. Проверить работу выпускного клапана системы смазки редуктора хода.

6. Проверить и при необходимости произвести замену гусеничных звеньев. Для замены гусеничного звена необходимо снять планки и вынуть прокладки из окон гусеничной рамы, ос-

лабить таким образом натяжение гусеничных цепей. Установив экскаватор натяжным колесом на углубление, выбить пальцы соединения дефектного звена с соседним звеном и разомкнуть цепь. После удаления дефектного звена монтируется новое, и гусеничная цепь соединяется, для чего конец нижней ветви гусеничной цепи укладывается на возвышение, прижимается наездом на нее натяжным колесом, верхняя ветвь натягивается с помощью каната и в отверстия звеньев вставляются соединительные пальцы. После соединения цепи необходимо натянуть ленты, установив прокладки под натяжную ось и ограничительные планки.

7. Проверить и при необходимости произвести замену ведущего, натяжного и опорного колес. Замену ведущего, натяжного и опорного колес необходимо производить также при рассоединенной гусеничной цепи. Заменяемое колесо необходимо устанавливать над углублением в почве с таким расчетом, чтобы провисание гусеничной цепи обеспечивало проход заменяемого колеса над ведущими гребнями гусеничного звена.

8. Проверить балансиры и при необходимости произвести замену. Установка нового балансира производится следующим образом:

- новый балансир опустить в яму на шпалы с помощью крана или вспомогательной лебедки;
- установку балансира в подшипники произвести при помощи домкратов, соединить гусеничные ленты и произвести их натяжение;
- проверить и при необходимости произвести замену валов или колес ходового редуктора. При замене валов или колес ходового редуктора рекомендуется следующий порядок работ: отвинтить и снять крышку быстроходной ступени; снять ведущую шестерню и колесо быстроходного вала; снять кожух; снять электродвигатель с тормозом и с кронштейном; вынуть из крышки редуктора быстроходный вал; снять крышку редуктора; поочередно извлечь из редуктора промежуточные и тихоходный валы в сборе; для извлечения тихоходного вала необходимо расцепить гусеничные ленты у ведущих колес.

Запрещается работа экскаватора: с ослабленными или непрочно закрепленными балансирами, со слаботянутыми гусеницами,

Ходовые механизмы. Привод хода. При замене шестерни или колеса первой ступени регулируется межцентровое расстояние. Регулировка осуществляется изменением количества прокладок под кронштейном, на котором установлен электродвигатель, и перестановкой упоров.

Перед регулировкой необходимо на ведущую шестерню вместо крышки установить специальное приспособление для центровки электродвигателя.

После регулировки необходимо проверить боковой зазор в передаче, который должен быть в пределах $0,28 \div 0,8$ мм. Специальное приспособление снять и установить крышку.

Тормоз. Требования и порядок регулировки тормоза полностью аналогичны требованиям к регулировке тормоза лебедки подъема.

Натяжение гусеничной цепи. Необходимо, чтобы цепь лежала на больших опорных колесах и имела провисание $20 \div 30$ мм между колесами. Слабое натяжение гусеничной цепи приводит к быстрому износу кулаков ведущего колеса. При соскакивании кулаков с гребня гусеничного звена может произойти поломка деталей механизма хода. Чрезмерное натяжение вызовет недопустимые напряжения в ведущем валу и натяжной оси.

Натяжение гусеничных цепей осуществляется гидродомкратами. При этом перемещается натяжная ось и натягивает гусеничные цепи. В образовавшееся пространство между гусеничной рамой и натяжной осью закладываются прокладки, для чего снимаются планки. После установки прокладок планки устанавливаются на место и предохраняют прокладки от выпадения.

Суммарные толщины прокладок для обеих проушин рамы ходовой тележки должны быть одинаковыми.

Контроль за нагревом масла. Температурное реле, установленное в нижнем нагревателе, должно отключать его при температуре масла 80°C .

Температурные реле, установленные в верхнем нагревателе, должны выключать последний при нагреве масла до 80 °С и включать его при остывании масла до 40 °С.

2.3.6. Уход за канатами

Для увеличения срока службы канатов, применяемых на экскаваторе, необходимо соблюдать правила их хранения, эксплуатации и ухода.

Канаты следует хранить в месте, защищенном от атмосферных осадков и, во избежание ржавления, тщательно смазывать антикоррозионной смазкой. По мере высыхания смазки следует возобновлять. Канаты должны быть намотаны на деревянную катушку или смотаны в бухту. При наматывании на катушку или сматывании в бухту необходимо следить за тем, чтобы витки каната ложились параллельно и не перепутывались друг с другом. Это облегчит в дальнейшем разматывание их.

Разматывание канатов с барабанов или бухты производить по возможности прямолинейно, не допуская изгибов, петель и переломов. Если канат намотан на катушку, последнюю следует установить на стойки и, вращая ее, разматывать канат. Это предохранит канат от образования на нем петель, изгибов и расслоения прядей, вызывающих преждевременный износ и обрыв каната.

Машинист должен периодически осматривать канаты. Выбраковка канатов и их замена производятся в соответствии с нормами износа, принятыми на предприятии, эксплуатирующем экскаватор.

Канаты необходимо регулярно смазывать канатной смазкой. Напорный, возвратный, подъемный канаты и канат механизма открывания днища ковша необходимо смазывать ежемесячно, канаты подвески стрелы — через 6 мес.

Канатная смазка не должна содержать в себе кислот и щелочей, должна быть достаточно липкой, чтобы не отслаиваться от каната при работе, не должна высыхать или разрушаться под

действием тепла окружающего воздуха. Канатную смазку перед употреблением нужно подогреть, чтобы обеспечить проникновение ее между прядями каната. Перед смазкой канат должен быть очищен от грязи и старой смазки.

2.3.7. Смазка

Своевременная и надлежащая смазка всех трущихся поверхностей, передач, подшипников и канатов является необходимым условием их длительной и безаварийной работы машин.

При эксплуатации экскаваторов необходимо применять смазочные материалы для смазки узлов и агрегатов, указанные в карте смазки, своевременно в установленные сроки производить замену и контролировать качество масел. Применение смазочных материалов, не указанных в карте смазки, а также нарушение сроков смазки отрицательно сказываются на работоспособности агрегатов и систем экскаватора. Категорически запрещается составлять смеси из разных сортов масла или нефтепродуктов.

Смазывать экскаватор следует после его выключения и удаления грязи и пыли с мест, подлежащих смазке для предотвращения их попадания на трущиеся поверхности вместе со смазкой.

Перед заправкой масла в емкости пробки тщательно очищаются от пыли и грязи. Масло заливается через воронку с сеткой из чистой маслозаправочной посуды.

Перечень смазочных работ и рекомендуемых смазочных материалов приводится в таблицах и картах смазки. Рекомендуемые периодичность смазки и виды смазочных материалов для экскаватора ЭКГ-15 приведены в табл. 2.4—2.7.

Время между очередными заменами смазки отдельных узлов трения следует уточнять в зависимости от конкретных условий эксплуатации. В соответствии с уточненными рекомендациями предприятию надлежит разработать сокращенную инст-

**Карта смазки рабочего оборудования,
роликового круга, зубчатого венца
и вспомогательной лебедки экскаватора ЭКГ-15**

Смазываемый узел	Способ смазки	Количество масла (смазки) при полной замене на одну точку, л (кг)	Число точек смазки	Смазочный материал (летом и зимой)	Периодичность, ч		Количество на одну точку				
					полной замены масла (смазки)	долива масла или пополнения смазки	доливаемого масла, л	дозаправляемой смазки, кг			
Роликоподшипники блоков подвески ковша	Пистолетом от двухлинейной станции центральной смазки	(0,78)	2	Смазка Литол-24	9000	480	—	0,25			
Роликоподшипники головных блоков		(0,95)	2						1440	—	0,3
Втулки головных блоков		(0,2)	2						480	—	0,2
Оси блоков подвески стрелы		(0,035)	6						480	—	0,035
Роликоподшипники двухручьевых блоков		(0,95)	2						1440	—	0,3
Втулки роликов седлового подшипника		(0,01)	4						24	—	0,01

Цапфы оси седлового подшипника	Пистолетом от двухлинейной станции центральной смазки	(0,02)	2	Смазка Литол-24	9000	48	—	0,02			
Ось соединения ковша с коромыслом подвески		(0,01)	2						48	—	0,01
Ось соединения коромысла с обоймой подвески ковша		(0,01)	2						48	—	0,01
Шарикоподшипники блока механизма открывания днища ковша		(0,01)	2						1440	—	0,01
Ось рычага открывания днища		(0,01)	2						16	—	0,01
Оси роликов поворотного круга		(0,01)	72						48	—	0,01
Направляющие заднего полублока рукояти		(0,05)	2						48	—	0,05
Опорный подшипник барабана вспомогательной лебедки		(0,03)	1						1440	—	0,01

Смазываемый узел	Способ смазки	Количество масла (смазки) при полной замене на одну точку, л (кг)	Число точек смазки	Смазочный материал (летом и зимой)	Периодичность, ч		Количество на одну точку	
					полной замены масла (смазки)	долива масла или пополнения смазки	доливаемого масла, л	дозаправляемой смазки, кг
Подшипники, шарниры, зубчатая муфта тали электрической	Поливка из масленки	(0,1)	1	Трансмиссионное ТЭп-15 (отработанное)		1440	—	0,05
Шарниры механизма торможения днища			2			24	—	0,06
Шарниры петель днища ковша			2			16	—	0,003
Шарниры днища			4			16	—	0,005
Валики рычага днища			2			16	—	0,005
Направляющие засова	Распыление воздухом от солидолагнетателя		2	Смазка универсальная УССА (графитная)		16	—	0,1
Зубья бегунковой шестерни и зубчатого венца			1			24	—	1,1

Балка рукоятки	Нанесение смазки на поверхность вручную	(0,1)	1		9000	16	—	0,2
Поверхность качения роликового круга			2			24	—	1,8
Цепь привода командоаппарата механизма подъема			1			48	—	0,1
Канаты подъемный, напорный, возвратный, открывания днища			4			240	—	0,06 на 1 м длины
Канат подвески стрелы, тали электрической, вспомогательной лебедки			2			720	—	0,08 на 1 м длины
Зубчатые передачи редуктора вспомогательной лебедки	Разбрызгиванием из масляной ванны	20	1	Масло трансмиссионное ТЭп-15	2000÷3000	1	Перед использованием при необходимости	—
Подшипники редуктора вспомогательной лебедки			—					

Смазываемый узел	Способ смазки	Количество масла (смазки) при полной замене на одну точку, л (кг)	Число точек смазки	Смазочный материал (летом и зимой)	Периодичность, ч		Количество на одну точку	
					полной замены масла (смазки)	долива масла или пополнения смазки	доливаемого масла, л	дозаправляемой смазки, кг
Подшипники редукторов тали электрической Зубчатые передачи редукторов тали электрической		20	1				1	—

Таблица 2.5

Карта смазки механизмов на поворотной платформе экскаватора ЭКГ-15

Смазываемый узел	Способ смазки	Количество масла (смазки) при полной замене на одну точку, л (кг)	Число точек смазки	Смазочный материал летом (зимой)	Периодичность, ч		Количество на одну точку	
					полной замены масла (смазки)	долива масла или пополнения смазки	доливаемого масла до уровня, л	дозаправляемой смазки, кг
Зубчатые передачи редуктора лебедки подъема	Разбрызгиванием из масляной ванны	600	1	Масло трансмиссионное ТЭп-15	2000÷3000	Ежедневно при необходимости	≈ 10	—
Подшипники редуктора лебедки подъема (кроме второго вала)							≈ 15	—
Зубчатые передачи редуктора напорной лебедки							≈ 0,5	—
Подшипники редуктора напорной лебедки (кроме третьего вала)	Принудительная от автономной насосной установки	135	3		2000÷3000			
Зубчатые передачи редукторов поворота								
Подшипники сателлитов редукторов поворота								

Смазываемый узел	Способ смазки	Количество масла (смазки) при полной замене на одну точку, л (кг)	Число точек смазки	Смазочный материал летом (зимой)	Периодичность, ч		Количество на одну точку	
					полной замены масла (смазки)	долива масла или пополнения смазки	доливаемого масла до уровня, л	дозаправляемой смазки, кг
Зубчатые передачи привода насоса солидолонагнетателя Подшипники плунжерного насоса солидолонагнетателя Червячная передача насоса станции густой смазки	Окунанием и разбрызгиванием из масляной ванны Окунанием в масляную ванну	9	1	Трансмиссионное ТЭп-15	2000÷3000	1 раз в 3 смены при необходимости	≈ 0,5	—
		4	1	Смазка Литол-24			≈ 0,25	—
Подшипники второго вала редуктора лебедки подъема Подшипники третьего вала редуктора лебедки подъема	Пистолетом от двухлинейной станции централизованной смазки	(0,8)	2		9000	480		0,25 0,25

Втулка разъемного барабана лебедки напора		(0,13)	1					0,13	
Подшипники главного вала редукторов поворота		(0,65)	6					0,2	
Втулка упруго-предохранительной муфты лебедки напора	Пистолетом от двухлинейной станции централизованной смазки	(0,16)	1	Смазка Литол-24		480		0,16	
Втулки цилиндров входной лестницы		(0,02)	1			240		0,02	
Втулка центральной цапфы		(0,24)	1			48		0,24	
Сферическая шайба центральной цапфы		(0,065)	1					≈ 0,25	0,065
Подшипники трубы кольцевого токоприемника				2			240		0,012

Смазываемый узел	Способ смазки	Количество масла (смазки) при полной замене на одну точку, л (кг)	Число точек смазки	Смазочный материал летом (зимой)	Периодичность, ч		Количество на одну точку	
					полной замены масла (смазки)	долива масла или пополнения смазки	доливаемого масла до уровня, л	дозаправляемой смазки, кг
Цепь привода командоаппарата лебедки напора	Смазка наносится вручную	(0,012)	1	Смазка универсальная УСсА (графитная)		48		0,1
Компрессор	Картер компрессора	15	1	Масло компрессорное КС-19 (К-12)	2000÷3000	Ежедневно при необходимости	До уровня ≈ 0,75	
Подшипники качения электродвигателей преобразовательного агрегата Подшипники командоконтроллеров					Смазывать по инструкции завода-изготовителя			

Таблица 2.6

Карта смазки механизмов ходовой тележки экскаватора ЭКГ-15

Смазываемый узел	Способ смазки	Количество масла (смазки) при полной замене на одну точку, л (кг)	Число точек смазки	Смазочный материал летом (зимой)	Периодичность, ч		Количество на одну точку	
					полной замены масла (смазки)	долива масла или пополнения смазки	доливаемого масла до уровня, л	дозаправляемой смазки, кг
Зубчатая передача первой ступени привода хода	Разбрызгиванием из масляной ванны	8	2	Масло трансмиссионное ТЭп-15	2000÷3000	Ежедневно при необходимости	≈ 0,4	
Зубчатые передачи второй, третьей и четвертой ступеней привода хода	Принудительная от автономной насосной установки	150	2				≈ 0,8	
Подшипники первого, второго и третьего валов привода хода	Пистолетом от двухлинейной станции централизованной смазки	(0,1)	2	Смазка Литол-24	9000	680		0,05
Роликподшипник первого вала привода хода		(0,35)	4				48	0,35
Подшипники скольжения четвертого вала привода хода		(0,35)	24				48	0,35
Опорные подшипники балансиров	Самотеком через смазочные канавки	5	28	Нигрол (масло трансмиссионное ТЭп-15)	2000÷3000	480	≈ 0,25	
Втулки опорных и натяжных колес								

Карта смазки кабельного барабана экскаватора ЭКГ-15

Смазкуаемый узел	Способ смазки	Количество масла (смазки) при полной замене на одну точку (л (кг))	Число точек смазки	Смазочный материал (этикетка)	Периодичность, ч		Количество на одну точку	
					Полная замена масла (смазки)	Доплива масла или поплиевая смазка	Допливаемого масла до уровня, л	Дозаправленной смазкой, кг
Зубчатая передача цилиндрического редуктора Подшипники цилиндрического редуктора Червячная передача Подшипники червячного редуктора Шарикоподшипники опорного барабана Шарикоподшипники опорных роликов каретки Шарикоподшипники	Разбрызгиванием из масляной ванны	4,5	1	Масло трансмиссионное ТЭЛ-15	2000÷3000	Ежедневно	≈ 0,2	
Открытая зубчатая передача Цепь привода катков	Пистолетом от двухлетней станции центральной смазки Смазка наносится	2 (0,05) (0,05) (0,05)	1 2 2 2	Смазка Литол-24	9000	1440	≈ 0,1	0,02
			1	Смазка универсальная УС-А	48			0,6 0,12

рукцию по смазке для ежедневного пользования. Такая инструкция, состоящая из таблиц и карт смазки, должна быть вывешена на видном месте в кабине машиниста.

Уровень масла в редукторах необходимо проверять ежедневно и при необходимости доливать.

Все точки густой смазки, имеющие винтовые масленки, смазываются с помощью пистолета от станции смазки или с помощью ручного шприца. От солидолонагнетателя автоматически смазываются также зубья зубчатого венца.

Зубчатые передачи и подшипники механизмов напора, подъема, кроме подшипников предпоследнего вала, а также редукторы вспомогательной лебедки, кабельного барабана, солидолонагнетатель и компрессор смазываются разбрызгиванием из ванны.

Смазка зубчатых передач хода — принудительная, от насосных установок.

Направляющие засова днища ковша, шарниры петель днища, шарниры механизма торможения днища смазываются поливкой отработанным трансмиссионным маслом из масленки с носиком.

Универсальная среднеплавкая синтетическая активированная смазка (графитная) наносится на поверхность балки рукояти, поверхности качения роликового круга с помощью лопаточки.

2.3.8. Смазочные материалы

Для смазки экскаваторов применяются смазочные материалы, приведенные в табл. 2.4—2.7.

В случае отсутствия указанных в карте смазки смазочных материалов, их замену необходимо производить смазками и маслами, технические характеристики (вязкость, температура застывания, температура каплепадения, кислотность и т. д.) которых соответствуют приведенным в табл. 2.8 и 2.9, при этом срок смены смазки, применяемой взамен смазки Литол-24, уменьшается в два раза.

Таблица 2.8

Перечень применяемых масел

Масло	Вязкость при температуре °С, сСт		Температура застывания не более, °С	Кислотное число КОН на 1 г масла, мг
	50	100		
Трансмиссионное:				
ТЭп-15	—	15	-18	—
Тап-15В	—	15	-20	—
ТСП-10	—	10	-40	—
Для промышленного оборудования	—	30	-5	—
Нигрол Л				
Для зубчатых передач и червячных механизмов:				
ИРП-150	140÷160		-10	—
осевое «З»	Не ниже 22		-40	—
Компрессорное:				
КС-19		18÷22	-45	0,02
К-12		11÷14	-25	0,15

Таблица 2.9

Перечень применяемых пластичных смазок

Смазка	Пенетрация при 25 °С	Температура каплепадения, °С	Рабочий диапазон температур, °С
Универсальная среднетемпературная синтетическая активированная УСсА (графитная)	250	77	-20 ÷ +60
Литол-24	220÷250	180	-40 ÷ +120
Лита	240÷265	170	-50 ÷ +100
Морозостойкая ЦИАТИМ-201	290÷320	175	-60 ÷ +90
Канатная 39у	—	65÷75	-25 ÷ +50
Торсиол-35Э	—	65÷80	-35 ÷ +50
БОЗ	—	—	-20 ÷ +60

Смазки, указанные в табл. 2.8 и 2.9, распространяются на районы средней полосы (температура от -25 до $+35^{\circ}\text{C}$), при этом допускается производить их замену указанными ниже заменителями:

- заменители масла ТЭп-15 в цилиндрических редукторах: масло ТАп-15В всесезонно, масло Нигрол Л летом, масло ИРП-150 летом;
- заменители масла ТЭп-15 в червячных редукторах: масло ИРП-150 летом, масло осевое «З» зимой;
- заменителем смазки Литол-24 является смазка солидол С, при этом срок смены смазки уменьшается в два раза;
- заменитель смазки Торсиол-35Э — смазка БОЗ.

Для районов юга можно применять масла:

- летом (температура выше 45°C): для масляных ванн цилиндрических редукторов масло Нигрол Л или ИРП-150, для масляных ванн червячных редукторов масло ИРП-150, для остальных случаев масла и смазки — по табл. 2.4—2.9;
- зимой следует применять масла в соответствии с табл. 2.4—2.9.

Для районов севера (температура зимой ниже -25°C):

- летом — в соответствии с табл. 2.4—2.9;
- зимой — для масляных ванн цилиндрических редукторов масло ТСП-10, для масляных ванн червячных редукторов — осевое «З», в остальных случаях масла и смазки выбираются по табл. 2.4—2.9.

В районах Крайнего Севера (экскаватор ЭКГ-15ХЛ) рекомендуются: для масляных ванн цилиндрических редукторов масло ТСП-10 всесезонно.

Заменители масла ТСП-10:

- летом масло ТЭп-15 или ТАп-15В;
- зимой смесь ТЭп-15 или ТАп-15В с $7\div 10\%$ арктического дизельного топлива.

Для масляных ванн червячных редукторов:

- летом масло ТЭп-15 или ИРП-150;
- зимой масло осевое «З» или масла ТЭп-15 с $7\div 10\%$ арктического дизельного топлива.

Для смазки подшипниковых узлов трения — смазка Лита всесезонно.

Заменители смазки Лита:

- летом смазка Литол-24;
- зимой смазка ЦИАТИМ-201.

Остальные масла и смазки выбираются по табл. 2.4—2.9.

Замену жидких масел для работы в зимних и летних условиях следует производить осенью и весной при температуре от 0 до -5°C .

Замену густых смазок:

- осенью при температуре $2\div 6^{\circ}\text{C}$;
- весной — при температуре от -2 до $+6^{\circ}\text{C}$ (кроме всесезонных масел и смазок).

При выборе смазки для заполнения масляных ванн редукторов поворота и подъема следует учитывать, что эти редукторы помещены в кузова экскаватора, где в зимнее время температура может быть значительно выше температуры наружного воздуха.

Запрещается работа экскаватора при температурах окружающего воздуха ниже -5°C с неисправной системой обогрева редукторов подъема, напора и поворота, а с неисправной системой обогрева редукторов хода — круглогодично, так как это ведет к выходу из строя насосных установок редукторов хода и поворота, а также к повышенному износу зубчатых передач.

Перед применением смазок Литол-24 или Лита, если до данной заправки применялась другая смазка (солидол С или ЦИАТИМ-201), узел трения необходимо тщательно промывать бензином.

2.4. ВОЗМОЖНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ ЭКСКАВАТОРА И МЕТОДЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ

Возможные неисправности экскаватора ЭКГ-15 производства АО «Ижорские заводы» приведены в табл. 2.10.

Таблица 2.10

Возможные неисправности экскаватора ЭКГ-15

Возможные неисправности	Причина	Методы устранения
Невозможность закрытия днища	<i>Ковш с подвеской</i> Задвание засова днища за боковые стороны окна в пяте передней стенки	Устранить неисправность перемещением днища за счет перестановки шайб в соединении петель с днищем ковша или за счет перестановки шайб в соединении днища с ковшом Отрегулировать вылет засова
Удары днища о рукоять при разгрузке в верхнем положении	Не обеспечена величина перекрытия засова в пяте передней стенки	Отрегулировать осадку пружин. Осадка пружин должна быть одинаковой для обоих тормозов
Затруднено перемещение засова	Неотрегулирован механизм торможения днища	Смазать направляющие засова пластичной смазкой
Тугое вращение подвески относительно корпуса ковша	Задание засова	Смазать шарнирные соединения пластичной смазкой
Соскальзывание канатов с блоков подвески	Задание шарнирных соединений Увеличен зазор между корпусом блока и ограничителем <i>Рукоять</i>	Отрегулировать зазор
Задание корпуса блока в направляющих рукояти	Отсутствие смазки	Смазать направляющие
Поломка поглощающих аппаратов	Недопустимые удары вследствие неправильной эксплуатации	Произвести замену аппаратов

Возможные неисправности	Причина	Методы устранения
Разбит передний буфер Соскальзывание каната Тугое вращение рычага на оси Удары рукояти о седловый подшипник в вертикальной и горизонтальной плоскости	Неправильно отрегулирован конечный выключатель Недопустимая вытяжка каната Отсутствие смазки Недопустимые зазоры между рукоятью и вкладышами и рукоятью и роликом	Отрегулировать конечный выключатель Отрегулировать натяжение канатов Смазать ось рычага Отрегулировать зазоры между рукоятью и вкладышем прокладками, а в вертикальной плоскости поворотом эксцентриковой оси
Удары при повороте о кронштейны поворотной платформы и удары верхней секции о нижнюю Удары седлового подшипника с осью о стрелу при повороте	<i>Стрела</i> Образуются зазоры вследствие выпадания прокладок Увеличенный зазор в соединении	Выбрать зазоры прокладками Отрегулировать прокладками торцевой зазор между осью седлового подшипника и осью соединения секций стрелы Смазать оси роликов
Тугое вращение роликов седлового подшипника Удары блоков подвески стрелы о стрелу	Отсутствие смазки Неправильно отрегулирован зазор	Зазоры выбрать прокладками
Тугое вращение напорных блоков и блоков подъема ковша головной оси	Неправильно отрегулированы подшипники	Произвести регулировку подшипников гайками
Удары стоек двуноги о поворотную платформу и кронштейны поворотной платформы	<i>Двуногая стойка</i> Образуются зазоры вследствие выпадания прокладок	Выбрать зазоры прокладками

Перекос стрелы	<i>Подвеска стрелы</i> Неравномерное натяжение растяжек	Отрегулировать натяжение прокладками
Обрыв каната в месте заделки на рычаге Разрыв прядей каната Тугое вращение рычага на оси Тугое вращение блока	<i>Механизм открывания днища ковша</i> Недопустимые перегрузки Недопустимый износ каната Отсутствие смазки Отсутствие смазки <i>Роликовый круг</i>	Восстановить крепление каната Заменить канат Смазать ось Смазать подшипники блока
Отрыв верхних рельсов от роликов роликового круга больше допустимого	Мал противовес Зазор в центральной цапфе более 3 мм <i>Ходовая тележка</i>	Догрузить противовес Отрегулировать зазор
Соскакивание кулаков ведущего колеса с гребня гусеничного звена Поломка гусеничных звеньев	Слабое натяжение гусеничных цепей Удары ковша о гусеницы Передвижение по неподготовленной трассе	Произвести натяжение гусеничной цепи Заменить звено Заменить звено
Тормоза лебедки подъема не удерживают грузный ковш на полном вылете рукояти в горизонтальном ее положении	<i>Тормоза механизма напора, подъема и поворота</i> Недостаточная осадка пружин тормозов Попадание смазки на фрикционные диски Износ или разрушение фрикционных накладок	Произвести регулировку осадки пружины Замаслившиеся диски промыть в керосине или бензине Произвести регулировку с целью компенсации износа дисков или заменить диски

Возможные неисправности	Причина	Методы устранения
Тормоза лебедки напора не удерживают порожний ковш при вертикальном положении рукоятки и ослабленных подъемных канатах Тормоза механизмов поворота не обеспечивают остановку поворотной части экскаватора, достигшей полной скорости с грузным ковшом на максимальном вылете на углах меньше 45° или больше 60° с момента срабатывания тормозов Шум при растормаживании тормозов	Износ или разрушение фрикционных накладок Не обеспечивается свободное проскальзывание дисков Не обеспечивается надежное притяжение якоря к электромагниту	Произвести регулировку с целью компенсации износа дисков или заменить диски Произвести регулировку хода диска
Проскальзывание муфты	<i>Упругая муфта лебедки подъема</i> Недостаточно зажата шина	Произвести затяжку шины между прижимными фланцами и секторами Шину заменить
Трещины на шине	<i>Упруго-предохранительная муфта</i> Недостаточная затяжка пружины	Проверить затяжку пружин
Проскальзывание муфты под рабочей нагрузкой	Попадание масла на фрикционные накладки Износ или разрушение фрикционных накладок Недостаточно зажата шина	Промыть в керосине или бензине замаслившиеся диски Произвести регулировку с целью компенсации износа или заменить диски Проверить затяжку шины

Трещины на шине	<i>Редукторы подъема, напора, поворота и хода</i>	Заменить шину
Повышенный шум при работе зубчатых передач		Заменить неисправные детали Заменить подшипники
Подтекание масла из редукторов	Износ или поломка зубьев шестерен Разрушение подшипников сателлитов и подшипников валов Неисправность системы смазки редукторов поворота и хода	Проверить исправность насосных установок. Проверить исправность систем обогрева редукторов в зимнее время Заменить манжеты Подтянуть крепежные детали Заменить прокладки
Не включается привод поворота и привод хода	Износ или потеря эластичности манжет Нарушение герметичности по уплотняющим поверхностям Неисправность систем смазки	Проверить исправность насосных установок Проверить исправность системы обогрева редукторов зимнее время Отрегулировать реле контроля давления привода поворота и давления масла винтом дросселя
Частое включение компрессора	<i>Пневмосистема</i> Нарушение плотности соединений пневмосистемы Неисправно реле давления	Проверить плотность соединений Отрегулировать реле давления

Возможные неисправности	Причина	Методы устранения
Частое включение компрессора Стук при работе компрессора Не работает цилиндр входной лестницы в зимнее время Не работает система густой смазки	Износ или потеря эластичности манжет распределителя Нарушение герметичности по уплотняющим поверхностям распределителя Износ деталей компрессора Образовались ледяные пробки в трубопроводе Повышение давления в нагнетательной системе из-за засорения масленок, смазочных каналов или смазочных трубок	Заменить манжеты Подтянуть крепежные детали, заменить кольца и прокладки Заменить изношенные детали Ликвидировать ледяные пробки и слить конденсат из воздухоборника Прочистить и промыть фильтр солидолонагнетателя Прочистить масленку Прочистить и продуть распылитель Прочистить и продуть смазочные трубки
<i>Система смазывания редуктора хода</i>		
При включении электродвигателя насоса редуктора хода отсутствует сигнал о наличии давления в верхнем нагревателе В стыке крышки и корпуса редуктора видны подтеки масла	Уровень масла в корпусе редуктора снизился ниже всасывающего отверстия насоса Поврежден гибкий рукав, соединяющий насос с напорным трубопроводом Вышел из строя насос Нарушена герметичность стыка Поврежден уплотнитель	Установить причины подтекания масла, долить масло до уровня верхней пробки в корпусе редуктора Снять насос и заменить рукав Заменить насос Заменить уплотнительный шнур

<i>Рама поворотной платформы</i>		
Трещины в раме поворотной платформы	Возможные неучтенные перегрузки	Конец трещин засверлить сверлом диаметром 8÷10 мм, отступив от конца 20÷30 мм. В трещине снять фаски и заварить электродами типа Э-50А
<i>Установка амортизаторов</i>		
Трещины в металлоконструкции Поломка буфера Поломка поглощающего аппарата ЦНИИ-Н6	Возможные неучтенные перегрузки Старение резины Перегрузка поглощающего аппарата	См. способ устранения в раме поворотной платформы Заменить буфер новым Заменить новым
<i>Кабина</i>		
Трещины в каркасе кабины Поломка стекол	Удары породы при взрывах Удары воздушной волны или породы при взрывах	Заварить электродом Э-42 Заменить новыми
<i>Кузов</i>		
Трещины в металлоконструкции	Удары породы при взрывах	Заварить электродами типа Э-42
Площадки и ограждения	Поломка от вибрации	
<i>Кабельный барабан</i>		
Проскальзывание муфты кабельного барабана	Попадание масла на фрикционные накладки Неправильно отрегулировано сжатие пружины	Промыть керосином или бензином замаслившиеся диски Отрегулировать сжатие пружин

2.5. РЕМОНТ

2.5.1. Технологический процесс и методы ремонта

Общий технологический процесс ремонта экскаваторов состоит из подготовительных, основных и заключительных операций.

К подготовительным операциям относят переход экскаватора на ремонтную (монтажную) площадку и доставка при необходимости узлов (агрегатов) экскаватора на ремонтное предприятие. Для доставки экскаваторов или его узлов (агрегатов) на ремонтное предприятие (мастерские или завод) используется железнодорожный или автомобильный транспорт.

Основные операции: общая разборка; очистка и мойка деталей; дефектация деталей и сборочных единиц (определение степени их пригодности для дальнейшей работы); восстановление деталей; ремонт механизмов; изготовление новых деталей и элементов конструкций; сборка механизмов; приработка и испытание собранных механизмов; общая сборка; испытание станка вхолостую и под нагрузкой; окраска.

Заключительные операции: доставка экскаватора в забой; подключение к источникам электроэнергии; проведение промышленных испытаний и устранение дефектов в первое время эксплуатации.

При ремонте экскаваторов применяются три метода: индивидуальный, сменно-узловой и поточный (при большом числе ремонтируемых машин).

При индивидуальном методе ремонта все годные для работы детали, снятые с данного экскаватора, после необходимого восстановления вновь устанавливаются на этот же экскаватор и весь комплекс ремонтных работ выполняют в период ремонта станка.

При сменно-узловом методе ремонта детали каждого ремонтируемого экскаватора делят на три основные группы: годные, требующие ремонта и негодные.

Основными особенностями сменно-узлового метода являются: сокращение продолжительности ремонта за счет разделе-

ния ремонтно-восстановительных и сборочно-разборочных работ; выделение первых в отдельный вид работ, не связанных с ремонтом отдельного экскаватора; рациональное разделение труда между исполнителями и возможность их специализации; постоянство рабочих мест и их рациональное размещение; более полная и рациональная загрузка оборудования ремонтного предприятия.

При правильной организации сменно-узлового метода ремонта эти его преимущества позволяют в два-три раза сократить продолжительность ремонта станка по сравнению с индивидуальным методом с одновременным повышением качества и снижением себестоимости.

Поточный метод ремонта характеризуется строгой последовательностью операций и расчленением технологического процесса ремонта на отдельные операции, выполняемые специализированными постами. Для эффективного применения поточного метода необходимо иметь большое количество ремонтируемых однотипных экскаваторов.

Степень пригодности деталей к дальнейшей эксплуатации устанавливается после разборки экскаватора. Только к отдельным деталям и сборочным единицам, непригодность которых не вызывает сомнений, могут применяться способы ускоренной разборки (вырубание бронзовых втулок, резка ацетиленокислородным пламенем изломанных элементов и др.).

До начала разборки следует подготовить рабочее место в виде площади необходимых размеров, сделать настил из досок или расстелить брезент для обеспечения чистоты и сохранности демонтируемых деталей, подготовить необходимый инструмент и приспособления, ванны и керосин для промывки деталей, а также обтирочный материал.

Наибольшую трудность представляет разборка прессовых соединений деталей, главным образом валов с зубчатыми колесами и тормозными шкивами. Для распрессовки (и запрессовки) деталей в труднодоступных местах применяются переносные ручные гидравлические и винтовые домкраты или гидравлические цилиндры, монтируемые на специальном приспособлении.

Такие детали, как внутренние кольца, подшипники качения, полумуфты, тормозные шкивы и шестерни, снимают с валов с помощью разного рода винтовых и гидравлических съемников. Внутренние кольца конических и роликовых подшипников снимают с помощью индукционных съемников, предварительно нагревающих кольца. Частичную разборку экскаватора для мелких ремонтов и замены неисправных деталей часто производят непосредственно в забое.

При разборке редукторов и зубчатых передач рекомендуется придерживаться такой последовательности. Выпустить из редуктора смазку, отвернуть болты и снять крышки, отсоединить и снять вилки и тяги, снять скобы, служащие для крепления подшипников, после чего приступить к демонтажу валов. Целесообразно сначала демонтировать легкие, а затем тяжелые валы.

Вал в сборке следует демонтировать так, чтобы ось вала оставалась параллельной первоначальному положению, т. е. перемещалась поступательно. Для вывода шестерен из зацепления вынимаемую сборку вала следует слегка проворачивать. Для демонтажа тяжелых сборок валов необходимо пользоваться грузоподъемными средствами и соблюдать необходимую осторожность. После демонтажа сборок валов в случае необходимости приступают к их разборке на отдельные детали.

При снятии деталей не разрешается ударять непосредственно по ним молотком или кувалдой, необходимо пользоваться прокладками из меди, твердого дерева или применять специальные выколотки.

При разборке соединений, имеющих регулировочные прокладки, следует привязывать их проволокой к деталям, с которыми они устанавливаются, во избежание лишней регулировки при сборке.

При демонтаже однорядных радиальных роликоподшипников обязательно хранить вместе (комплектно) их наружное и внутреннее кольца во избежание смешивания их с кольцами других подшипников того же номера, что недопустимо, кроме того, следует помечать места установок одинаковых номеров шарико- и роликоподшипников.

Гайки и болты необходимо отвинчивать только гаечными ключами, пользоваться зубилом или молотком запрещается.

Для выявления степени износа демонтированные детали тщательно промывают и обезжиривают.

Для мойки деталей экскаваторов применяются горячие водные растворы щелочи. Простейшим устройством для мойки деталей является ванна, изготавливаемая из листовой стали и снабженная кранами и металлической решеткой, расположенной на 200÷300 мм выше дна.

Сборка узлов и агрегатов должна производиться в условиях, обеспечивающих чистоту собранных агрегатов. Перед сборкой детали должны быть обдuty сжатым воздухом, а трущиеся поверхности деталей смазаны соответствующим смазочным материалом.

2.5.2. Организация ремонта

На организацию и технологию ремонта экскаватора в значительной степени влияет место проведения ремонта.

Капитальные и текущие ремонты экскаваторов выполняют в специальных ремонтных мастерских, на ремонтных заводах или на временных полевых ремонтных площадках и монтажных (ремонтных) площадках в пределах горного предприятия. Ремонт в специальном ремонтном предприятии называется заводским ремонтом.

Текущие ремонты экскаваторов в большинстве случаев рационально организовать на месте работы, в забое или вблизи него. Ремонт экскаваторов на месте их работы без доставки в специальные ремонтные предприятия называется полевым ремонтом. Достоинствами такого ремонта являются отсутствие затрат времени и средств на доставку на завод и обратно и возможность проведения ремонта всех типов экскаваторов (маломощных и мощных). Недостатками полевого ремонта станков являются: малые удобства для проведения ремонтов, влияние времени года и погоды на темп и качество ремонтных работ, необходимость постройки временных помещений и площадок, необходимость доставки оборудования, транс-

портные расходы и потери времени на доставку с экскаватора на ремонтное предприятие и обратно ремонтируемых только там агрегатов.

Основным соображением при выборе места ремонта является наименьшая стоимость ремонта при наименьшей продолжительности и наилучшем качестве ремонта.

При ремонте экскаваторов в полевых условиях на участке работ применяются передвижные ремонтные мастерские, при помощи которых производят мелкий текущий ремонт, ликвидируют неполадки и неисправности в работе механизмов.

Передвижная ремонтно-механическая мастерская устраивается на прицепе, в кузове которого расположено механическое оборудование, сварочный и силовой агрегаты, инструменты, материалы, причем часть оборудования мастерской должна находиться в ней только на время перевозки, в момент же останова на длительное время это оборудование должно быть вынесено наружу (кузница, сварочный аппарат, двигатель с генератором и др.).

Прицеп представляет собой вагон со стальным каркасом и стенками, имеющими окна и дверь. Боковые стенки прицепа устраиваются так, чтобы их можно было при надобности разъединить пополам для увеличения площади мастерской, при этом нижние половины стенки являются продолжением пола, верхние — продолжением перекрытия. Открывшиеся при этом бока затягиваются брезентом с окнами из небьющегося стекла. Размеры прицепа позволяют перевозить его на железнодорожных платформах.

Мастерские текущего ремонта организуются при каждом крупном карьере. Мастерская имеет в своем составе слесарно-механический, котельно-кузнечный, электроремонтный и инструментальный цеха.

При каждом экскаваторе, поступающем в ремонт на завод, кроме ранее высланной дефектной ведомости должны быть паспорт, инвентарная опись инструмента, инвентаря и сопроводительный лист. Паспорт экскаватора должен быть правильно заполнен и иметь все отметки о выработке, о произведенных ремонтах, авариях и др.

Направляемый на ремонт экскаватор должен быть полностью комплектным. Не допускается замена или снятие с отправляемого в заводской ремонт экскаватора годных деталей, узлов и двигателей.

2.5.3. Подготовка к ремонту

Подготовка к ремонту подразделяется на техническую и материальную.

Техническая подготовка к ремонту включает конструкторскую и технологическую подготовки. В конструкторскую входит изготовление отсутствующих чертежей на восстановление, ремонт или изготовление деталей. Заводы-изготовители экскаваторов, как правило, снабжают потребителей определенным минимумом чертежей только на быстроизнашивающиеся детали. В то же время чертежи деталей, рассчитанных на длительные сроки службы, отсутствуют. Необходимость в изготовлении чертежей возникает при модернизации машин, а также при ремонте оборудования зарубежного производства. При изготовлении чертежей часто восстанавливают утраченные размеры деталей, проверяют расчетами их элементы (геометрию зацепления зубчатых колес, посадочные места подшипников).

В технологическую подготовку к ремонту входит разработка технологических процессов ремонта, условий на дефектацию, контроль и выбраковку деталей, технологических условий на восстановление и ремонт деталей и элементов машин, норм и расценок на ремонтные работы, документации на сборку и испытание. Кроме того, сюда входят также определение видов и количества материалов, необходимых для ремонта, разработка и обеспечение технологической оснасткой, планирование загрузки оборудования ремонтного предприятия. На все основные детали разрабатывают ремонтные карты, в которых дается технология восстановления поверхностей, используемый инструмент, оборудование, приспособления, нормы времени и стоимости операции.

Материальная подготовка ремонта экскаватора заключается в составлении технически обоснованных заявок на основные и

вспомогательные материалы, необходимые для проведения ремонта, в приобретении этих материалов и своевременной доставке их на ремонтное предприятие.

Техническая подготовка к ремонту начинается с составления годового графика. При составлении графика учитывают техническое состояние экскаватора, объем выполненной работы, характер предыдущих ремонтов. В годовом графике указывают тип экскаватора, его местонахождение и заводской номер. Вид ремонта проставляют в графе соответствующего месяца условным обозначением: РО — ремонтный осмотр; Т1, Т2, Т3 — текущие ремонты; К — капитальный ремонт.

Исходя из годовых графиков, составляются месячные графики планово-предупредительных ремонтов.

Материальную подготовку к очередному ремонту начинают с составления дефектной ведомости, в которой перечисляют все необходимые ремонтные работы и указывают, какие сборочные единицы и детали подлежат замене.

На основании дефектной ведомости приобретают запасные части и материалы, необходимые для ремонта. Для оперативного учета затрат на ремонт на каждый экскаватор заполняют инвентарную карточку учета, в которую заносят его балансовую стоимость и норму годовой амортизации. В дальнейшем в карточке делают отметки о капитальном ремонте, о перемещениях экскаватора внутри предприятия и о его выбытии или списании. В отделе главного механика на каждую машину ведутся журналы поагрегатного учета, куда также заносят все сведения о ремонтах.

2.5.4. Структура ремонтного цикла экскаваторов

В рамках ремонтного цикла экскаваторов проводят ремонтные осмотры (РО), текущие (Т) и капитальный (К) ремонты.

Ремонтные осмотры (РО) выполняют силами экипажа по специальным инструкциям в выходные или ремонтные дни. На горных предприятиях, работающих без выходных дней, для ремонтных осмотров выделяют специальное время. Во время ремонтных осмотров редукторы вскрывают, устраняют неисправ-

ности, станок проверяют на ходу и производят его наладку. Все работы выполняют в забое под руководством механика участка.

Особое внимание необходимо уделять фрикционным муфтам, так как в процессе работы у них изнашиваются фрикционные накладки и муфты следует систематически регулировать. Нужно следить за заклепками, крепящими к тормозной ленте фрикционные накладки, и не допускать износа тормозного шкива головками заклепок, для этого они должны быть утоплены.

При ремонтных осмотрах гусеничные ленты натягивают натяжными устройствами, а при цепных передачах проверяют степень натяжения втулочно-роликовых цепей. Эксплуатация экскаватора с ненатянутыми цепями приводит к их разрыву.

Большое значение имеет уход за канатами. Необходимо регулярно очищать канаты щетками, тряпками, ветошью и смазывать канатной смазкой.

Не реже одного раза в месяц электродвигатели нужно продувать сухим сжатым воздухом. Максимальная температура нагрева электродвигателя не должна превышать 85 °С.

Текущий ремонт (Т1) предусматривает замену быстроизнашивающихся деталей. Во время этого ремонта могут быть заменены рабочий канат, износившиеся крепежные детали, звенья втулочно-роликовых цепей, произведена продувка электродвигателей, регулировка тяг и тормозов, заварка трещин, восстановление (наплавка) кулаков фрикционных муфт и др. Продолжительность этого ремонта одна-две смены, стоимость — 1,5÷2 % стоимости экскаватора.

Текущий ремонт (Т2) предусматривает замену изношенных деталей с разборкой некоторых узлов. Кроме работ, предусмотренных ремонтом Т1, может быть произведена замена фрикционных накладок на дисках, лентах и колодках фрикционных муфт и тормозов, износившихся втулок, опорных катков, траков и пальцев, болтов, тяг и вилок систем управления, а также выполнена промывка шарикоподшипников. Продолжительность ремонта — одни сутки, стоимость — 5÷7 % стоимости станка.

Текущие ремонты (Т1 и Т2) производятся бригадой из четырех человек: два человека из обслуживающего персонала (машин-

нист и его помощник) и два слесаря. При необходимости в бригаду включают и сварщика, автогенщика или электрослесаря.

Текущий ремонт (ТЗ) предусматривает полную разборку основных узлов экскаватора или их замену. Кроме работ, предусмотренных ремонтами Т1 и Т2, при ремонте ТЗ могут быть заменены все диски фрикционных муфт и тормозных лент, кулачки и вкладыши фрикционных муфт, выполнено восстановление (наплавка) ведущих звездочек, опорных катков и натяжных колес гусеничного ходового механизма, заменены втулки опорных катков, пальцы и вилки тяг системы управления, промыты подшипники электродвигателей.

Капитальный (К) ремонт предусматривает полную разборку экскаватора и ремонт или замену основных сборочных единиц и механизмов. Кроме работ, предусмотренных текущими ремонтами, могут быть заменены фрикционные муфты или валы в сборе, выполнены проточка шеек валов, восстановление поверхности барабана или замена всего узла в сборе. При капитальном ремонте у гусеничного ходового механизма заменяются все опорные и поддерживающие катки, втулки, ведущие звездочки, натяжные колеса и гусеничные ленты. Возможна также замена всего ходового механизма. В рабочем органе при капитальном ремонте возможна замена подшипников качения, валов и шестерен редукторов, восстановление расточек в корпусах редукторов путем запрессовки втулок. Производится также полная разборка всего механизма управления с заменой изношенных деталей.

Продолжительности и периодичности ремонтов экскаваторов приведены в табл. 2.11 и 2.12.

Капитальные, средние и годовые ремонты выполняют на временных полевых площадках или на постоянных монтажных и ремонтных площадках в пределах горного предприятия. Стоимость капитального ремонта до 50 % стоимости станка.

Значительного сокращения времени на ремонт станков можно достигнуть, применяя узловую способ ремонта.

Перечень работ и объемы по каждому виду ремонтов приводятся в нормативно-технической документации.

Таблица 2.11

Переработанный объем горной массы (числитель, млн м³)
и продолжительность (знаменатель, сут) ремонтов
экскаваторов на угольных разрезах

Марка	Т	С	К
<i>Одноковшовые</i>			
ЭКГ-5А	1,2/12	3,6/25	7,2/40
ЭКГ-4У; ЭВГ-4И	1,1/17	3,3/28	6,6/60
ЭКГ-8; ЭКГ-8И; ЭКГ-10И	1,8/17	5,4/28	10,8/60
ЭКГ-12,5; ЭКГ-15И	2,5/26	7,5/35	15,0/70
ЭКГ-16; 20Ш; РН-2300	3,2/26	9,6/36	19,2/70
ЭКГ-20; 204М; ЭГ-20	4,0/28	12,0/40	24,0/90
ЭШ-5.45	1,4/12	2,8/25	5,6/40
ЭШ-10.70А; ЭШ-10.60	2,5/35	7,5/35	15,0/62
ЭШ-25.100	4,5/35	13,5/60	27,0/130
ЭШ-100.100	12,0/4	48,0/75	96,0/150
ЭВГ-35.65М	5,5/35	16,5/60	33,0/120
<i>Многоковшовые</i>			
ЭР-1250; ЭРП-1250	3,0/30	6,0/45	12,0/70
ЭРШР-1600	10,0/40	30,0/50	60,0/100
ЭРП-2500	3,5/40	10,5/55	21,0/90
ЭРШРД-5000	9,0/45	27,0/80	54,0/110

Таблица 2.12

Периодичность (числитель, сут (годы))
и продолжительность (знаменатель, ч)
ремонтов экскаваторов предприятий металлургии

Марка	Т1	Т2	Т3	К
<i>Одноковшовые</i>				
ЭКГ-5А, ЭВГ-4И	30/36	180/72	360/120	(4)/25
ЭКГ-8И	30/48	180/120	360/216	(6)/30
ЭКГ-12,5,	30/72	270/168	540/264	(6)/40
ЭШ-5.45	30/48	180/72	360/216	(4)/45
ЭШ-10.70	30/72	180/144	360/240	(6)/40
ЭШ-15.90	30/96	270/168	540/312	(6)/50
<i>Многоковшовые</i>				
ЭР-1250	30/96	270/168	540/288	(6)/50
ЭРГ-1600	30/120	270/216	540/360	(6)/62
ЭРГ-5000	30/144	270/264	540/456	(6)/75

2.5.5. Прогрессивные методы ремонта

Применительно к ремонту одноковшовых экскаваторов в полевых условиях прогрессивными методами ремонта являются: поэтапный ремонт и фирменное обслуживание. Указанные методы могут применяться в комплексе, дополняя друг друга.

Поэтапный ремонт — метод планового ремонта, при котором объем ремонта оборудования разделяется на части и выполняется поэтапно в зависимости от технического состояния его сборочных единиц и агрегатов.

Предпосылками для разделения ремонтов на этапы явилось следующее. С повышением единичной мощности горного оборудования для открытых работ повышается его ремонтосложность и увеличивается разрыв в сбалансированности ресурса отдельных элементов и сборочных единиц.

На технический ресурс сборочных единиц оборудования влияют качество изготовления и монтажа, условия эксплуатации и уровень технического обслуживания и ремонта горных машин. Особое влияние на технический ресурс оказывают труднорегулируемые условия эксплуатации оборудования, к которым относятся: горно-геологические (крепость и абразивность разрабатываемых пород, углы падения угольных пластов и степень нарушенности месторождения); климатические (температура воздуха, сила ветра, осадки, влажность и запыленность); степень подготовки горной массы в забое; квалификация машиниста-оператора по управлению горной машиной. Указанные условия эксплуатации проявляются в режимах нагружения и интенсивности износа отдельных механизмов оборудования.

В конечном счете, все это сказывается на разбросе ресурса деталей и сборочных единиц, а следовательно, на необходимости частоты ремонтного воздействия на машину. Классические структуры ремонтного цикла строго ориентированы на периодичность и кратность объемов ремонтных воздействий (текущие, средний и капитальный ремонты). Однако практика ремонта показывает отсутствие четких критериев деления ремонта на текущие и капитальные (средние) и наличие подвижности границ последних, а также возможность замены одного вида ре-

монта другим. Часто при текущих ремонтах выполняется капитальный ремонт отдельного механизма, агрегата и (или) сборочной единицы. При капитальных ремонтах машины также часто приходится повторно осуществлять демонтаж, промывку, сборку, регулировку недавно восстановленных сборочных единиц, т.е. выполнять дополнительные работы, что приводит к увеличению срока нахождения машин в ремонте.

Поэтому влияние перечисленных выше факторов на ресурс элементов и, в частности, на его рассеивание, может быть нивелировано путем разделения полного объема работ, установленного периодической формой регламента, на несколько этапов. Этому требованию отвечает поэтапный метод ремонта, в основу которого положены следующие принципы:

1) полное или близкое к полному восстановление ресурсов оборудования осуществляется заменой или восстановлением любых его частей, включая базовые, только в текущие ремонты. Объемы среднего и капитального ремонтов отдельных экскаваторов рассредоточивают по текущим ремонтам;

2) объемы текущих ремонтов устанавливаются по результатам оценки фактического состояния узлов и механизмов оборудования при соблюдении установленной периодичности проведения плановых ремонтов.

Ремонт производится агрегатным методом специализированными ремонтными бригадами. На разрезе создается обменный фонд узлов и агрегатов. Специализированная бригада оснащается необходимым оборудованием, приспособлениями и инструментом (ремонтная мастерская, тягач, трайлер, кран, гидродопъемные устройства и т. д.).

Внедрение поэтапного метода позволяет более полно использовать резервы индивидуальной работоспособности каждой конкретной машины, снижать трудовые и материальные затраты на ремонты.

При поэтапном ремонте устанавливаются следующие виды технического обслуживания и ремонта: ежедневное техническое обслуживание, текущие ремонты, капитальный ремонт.

В техническое обслуживание входит комплекс работ по поддержанию работоспособности и контролю технического со-

стояния экскаваторов: чистка механизмов, помещения и рабочего органа, замена отдельных составляющих частей механизмов и систем (элементов упряжки ковша, щетки машин постоянного тока и др.) или их регулировка с целью предупреждения повреждений, а также часть работ по устранению повреждений и их последствий.

Ежесменное техническое обслуживание выполняется в перерывах между сменами и в процессе работы. Регламент ежесменного технического обслуживания оговаривается инструкцией предприятия-изготовителя по эксплуатации данной модели экскаватора.

Текущий ремонт — ремонт, осуществляемый в процессе эксплуатации для гарантированного обеспечения работоспособности экскаватора и состоящий в замене и восстановлении его отдельных элементов механизмов и их регулирование. Текущие ремонты подразделяются на два вида: Т1 и Т2.

Текущий ремонт Т1 выполняется ежемесячно. Обязательный объем ремонта оговаривается инструкцией предприятия-изготовителя. В основном выполняются крепежные работы и мелкий ремонт. Большое внимание уделяется оценке технического состояния отдельных механизмов и узлов экскаватора. Ежемесячный текущий ремонт выполняется силами экскаваторной бригады. При необходимости выполнения других работ (наладка, сварка и др.) привлекаются соответствующие специалисты централизованных ремонтных служб разреза.

Текущий ремонт Т2 выполняется ежеквартально силами ремонтных бригад разрезов или ремонтных предприятий. Текущий ремонт Т2 включает в себя объем работ по ежемесячному текущему ремонту Т1 и дополнительно ремонт одного или нескольких наиболее изношенных узлов. Таким образом, по мере износа отдельных узлов экскаватора выполняется их ремонт.

Капитальный ремонт осуществляется с целью восстановления исправности и полного или близкого к полному восстановления любых его частей, включая базовые, и их регулировки.

С целью увеличения межремонтного периода между капитальными ремонтами допускается устранение неисправностей отдельных базовых узлов в условиях текущего ремонта. При

этом срок их восстановления или замены не должен превышать регламентированной продолжительности текущего ремонта.

Основой планирования является разработанная для каждой модели экскаваторов периодичность ремонтного цикла (табл. 2.13).

Целью планирования является определение объемов ремонтов на будущий период времени, чтобы подготовиться к ним технологически и материально.

Планирование заключается в составлении ежемесячных и годовых графиков ремонтов экскаваторов, которые после утверждения становятся директивными документами. Первоначально составляется годовой график ремонта экскаваторов. Составление его производится инженером энергомеханической службы разреза. Графики составляются в IV квартале (ноябрь-декабре) текущего года на последующий.

В соответствии с годовым графиком разрабатываются месячные графики с учетом ведения горных работ и технического состояния экскаваторов. Графики утверждаются директором.

Фирменное обслуживание — метод технического сервиса, осуществляемого предприятием-изготовителем оборудования через систему специализированных центров или опорных пунктов. Фирменное обслуживание предполагает быструю реакцию машиностроителей на запросы потребителей.

Предприятие-изготовитель обязано обеспечить строгое соблюдение технологической дисциплины, стандартов, технических условий, надежность, безотказность и безопасность в эксплуатации выпускаемой им техники. Оно осуществляет контроль за качеством продукции (работ, услуг), укрепляет собственные службы контроля качества, организует гарантийный и послегарантийный ремонт, а также фирменное обслуживание выпускаемой техники.

Основные слагаемые экономического эффекта фирменного обслуживания — ускоренный ввод в эксплуатацию мощных экскаваторов, значительное сокращение их простоев за счет своевременных доставок нужных запчастей и более совершенной технологии их производства, снижение себестоимости самих ремонтных работ и, наконец, повышение качества эксплуатации оборудования.

Таблица 2.13

Нормативы межремонтных сроков, продолжительности и трудоемкости при поэтапном методе ремонта экскаваторов

Экскаватор	Периодичность, мес.			Продолжительность, сут			Трудоемкость, чел·ч					
	T1	T2	T3	K	T1	T2	T3	K	T1	T2	T3	K
ЭКГ-4,6А.	1	3	12	—	2	5	10	—	100	750	1600	—
ЭКГ-4,6Б												
ЭКГ-5А												
ЭКГ-8И.	1	3	24	—	3	6	12	—	150	900	1800	—
ЭКГ-6,3Ус												
ЭКГ-4У												
ЭКГ-10.	1	3	24	—	3	6	12	—	170	1000	2100	—
ЭКГ-5У												
ЭКГ-12,5	1	3	24	72	3	6	12	70	200	1000	2000	14 000
ЭКГ-6,3У												
ЭКГ-15.	1	3	24	72	3	6	12	70	250	1150	2200	15 000
ЭКГ-15ХЛ												
ЭКГ-20, 204М	1	3	24	72	3	6	12	90	250	1200	3000	21 000
201М, РН-2300	1	3	24	84	4	5	10	70	570	720	1500	14 000

Техническая политика предприятий-изготовителей, обеспечивающая тесное взаимодействие конструкторско-технологических служб со сферой эксплуатации экскаваторов, осуществляется через систему специализированных центров (опорных пунктов).

Специализированные технические центры создаются как юридические лица предприятиями-изготовителями экскаваторов. Создание и хозяйственная деятельность специализированных технических центров могут осуществляться как малое предприятие или на кооперативных началах.

Специализированные технические центры выполняют работы по гарантийному, послегарантийному, а также фирменному обслуживанию на основании хозяйственных договоров, заключаемых с предприятиями-изготовителями оборудования на поставку необходимых запчастей, узлов и агрегатов, технической документации и ремонтного технологического оборудования и с предприятиями-потребителями экскаваторов на проведение работ по гарантийному и послегарантийному ремонту, а также фирменному их обслуживанию.

Специализированные технические центры обеспечивают: монтаж и пусконаладочные работы; поставку запасных частей, узлов и агрегатов и их комплектов; техническое обслуживание; гарантийный и послегарантийный ремонт экскаваторов в период нормативного срока их службы.

Специализированные технические центры могут осуществлять другие виды работ и услуг по договорам с потребителями, в том числе: техническое обслуживание экскаваторов; диагностирование, модернизацию экскаваторов, прокат и аренду экскаваторов; подготовку кадров эксплуатационников и ремонтников; сбор и обработку информации о состоянии экскаваторов, их надежности и долговечности.

Предприятия-изготовители при разработке планов экономического и социального развития должны предусматривать производство и поставку запчастей в объемах и номенклатуре, обеспечивающих полное и своевременное удовлетворение заказов предприятий-потребителей в соответствии с нормами расхода. Цены на запчасти (детали, узлы и агрегаты) должны обеспечивать эко-

номическую заинтересованность в производстве запчастей не в меньшей мере, чем при производстве готовых экскаваторов.

Фирмы по обслуживанию техники выполняют функцию единого координационного органа экономически заинтересованного в качественном и своевременном проведении работ по проектированию, изготовлению, монтажу, техническому обслуживанию и ремонту машин в течение их срока службы при научном обосновании объемов технического обслуживания, ремонтов и использования запчастей.

Фирмы по обслуживанию техники:

1. Обеспечивают: координацию сервисного обслуживания экскаваторов, эксплуатируемых на горных предприятиях; комплекс организационно-технических мероприятий, направленных на достижение стабильности качества и эффективности использования экскаваторов на протяжении всего срока их службы; рациональное использование трудовых ресурсов ремонтных и монтажно-наладочных предприятий концерна на основе расширения номенклатуры работ по сервисному обслуживанию.

2. Гарантируют: поставку запчастей по согласованной номенклатуре и в установленные сроки для обеспечения выполнения ремонтов в необходимом объеме; модернизацию ремонтной базы предприятий на основе научно-технического потенциала учредителей и других организаций.

Гарантия поставки запчастей обеспечивается созданием неснижаемого запаса деталей и сборочных единиц экскаваторов путем их концентрации в специально созданных магазинах. Функционирование данных магазинов осуществляется на базе компьютеризации процесса движения деталей и сборочных единиц, основанной на использовании созданного банка данных о техническом состоянии каждого экскаватора, эксплуатируемого на предприятии, с целью обеспечения ресурсосбережения за счет исключения замораживания материальных средств.

Фирмы по обслуживанию техники осуществляют взаимоотношения с учредителями и другими организациями на основе хозяйственных договоров.

Основными целями деятельности фирм по обслуживанию экскаваторов являются:

1. Ускорение внедрения научно-технических достижений в экскаваторостроении.

2. Проведение модернизации действующего экскаваторного парка.

3. Организация сервисного обслуживания экскаваторов.

4. Модернизация ремонтной базы предприятий.

5. Содействие наиболее рациональному использованию материальных и трудовых ресурсов при выполнении ремонтно-монтажных работ.

6. Повышение экспортного потенциала экскаваторов.

Предметом деятельности фирм является:

1. Организация и участие в проведении научных исследований, конструкторско-технологических проработок и внедрении результатов разработок в области экскаваторостроения, технологии ремонта и монтажа, технического обслуживания и малой механизации.

2. Реализация экскаваторов на предприятия.

3. Контроль за своевременным и комплектным поступлением, хранением узлов экскаваторов для монтажа, разработки предложений по уточнению комплектности поставок и повышению монтажной готовности экскаваторов.

4. Техническое руководство и авторский надзор в период монтажа, пусконаладочных работ и ввода экскаваторов в эксплуатацию.

5. Подготовка и координация проведения ремонтно-монтажных работ и наладки экскаваторов, поступающих на предприятия.

6. Обеспечение гарантийного проведения технического обслуживания и плановых ремонтов поступивших экскаваторов до первого капитального ремонта.

7. Обеспечение документации и материально-технических ресурсов по проведению работ по модернизации действующих экскаваторов.

8. Осуществление авторского надзора за работой экскаваторов, правильностью ведения эксплуатации и технического обслуживания персоналом «заказчика» и проработки предложений по устранению выявленных недостатков.

9. Устранение в установленные сроки отказов и поврежденных деталей и сборочных единиц, возникающих в гарантийный период эксплуатации экскаваторов (устанавливается договором между фирмой и заказчиком).

10. Создание неснижаемого запаса деталей и сборочных единиц и электрооборудования по утвержденной номенклатуре и нормативам на складах предприятий и гарантированное обеспечение предприятий запасными частями.

11. Анализ расхода запасных частей, определение их номенклатуры и норм расхода, подготовки заявок на запчасти.

12. Подготовка неснижаемого запаса узлов и сборочных единиц экскаваторов.

13. Рассмотрение претензий «заказчика» по дефектам, выявленным при эксплуатации, подготовка предложений по устранению их причин и осуществление взаиморасчетов затрат по итогам устранения дефектов.

14. Сбор информации о работе, отказах и повреждениях деталей и узлов экскаваторов.

15. Разработка предложений по модернизации, совершенствованию конструкций и качества их изготовления, долговечности и ремонтпригодности.

16. Организация и проведение обучения специалистов «заказчика» по устройству, правилам монтажа, эксплуатации и ремонта экскаваторов.

17. Обеспечение технической и ремонтной документацией, учебными плакатами и другими наглядными пособиями.

18. Организация сервисного обслуживания экскаваторов в странах-импортерах.

19. Организация изготовления дополнительного объема запасных частей и сборочных единиц.

2.5.6. Хранение и консервация

Хранение машин подразделяется на межсменное, кратковременное и длительное.

Межсменное хранение имеет продолжительность 8÷16 ч, кратковременное хранение — до 3 мес., длительное — более 3 мес.

При межсменном хранении по возможности снимают нагрузки на механизмы машин (опускают ковш экскаватора на землю и т. д.) и закрывают кабины.

На длительное хранение машины останавливают в технически исправном состоянии с тем, чтобы после окончания хранения машина могла работать без среднего и капитального ремонта еще 300÷500 машино-ч.

Перед постановкой машины на хранение производится очередное техническое обслуживание.

На хранение экскаваторы устанавливают на ровной площадке всей опорной поверхностью гусениц, которые затем ослабляют. Стрелу опускают на грунт или шпальную клетку так, чтобы поворотная платформа находилась в горизонтальном положении и была зафиксирована для предотвращения проворачивания под действием ветра. Контргруз опирают на специальные козла, стойки или шпальные клетки. Все тросы, пружины и ленты тормозов освобождают от натяжения.

Полный перечень работ, выполняемых при постановке машин на кратковременное или длительное хранение, приводится в технической документации завода-изготовителя.

После установки машин на хранение производят опломбирование кабин, капотов, крышек, навешиваются бирки с указанием даты постановки машины и фамилией ответственного за консервацию лица.

Все механизмы, узлы и детали, требующие особых условий хранения (детали электрооборудования, запасные части, инструмент и принадлежности), необходимо хранить на складе.

Запасные части, инструменты и принадлежности (обезжиренные, покрытые смазкой ЦИАТИМ-203 и обернутые упаковочной бумагой А-25) хранят в специальном помещении.

При длительном хранении экскаватора следует один раз в два месяца его осматривать с целью определения сохранности и надежности консервации.

Два раза в год машины подвергают техническому осмотру. У экскаваторов с двигателями внутреннего сгорания производят при этом запуск двигателей.

В настоящее время используют следующие способы хранения машин: открытый, закрытый и комбинированный. Выбор

способа хранения зависит от типа машины, удаленности места работы, габаритов, режимов эксплуатации и т. д. Правильный способ хранения сводит до минимума ухудшение технического состояния машин в нерабочий период.

Открытый способ хранения машин производят на месте их работы или на специально подготовленной площадке с навесом или без него. При закрытом способе машины размещаются в гаражах, депо или в аналогичных помещениях. При комбинированном способе одна часть машин парка хранится на открытой площадке, а другая — в закрытых помещениях.

Экскаваторы обычно хранятся на местах их работы на открытых площадках.

Консервацией называется определенный комплекс подготовительных работ, проводимых перед постановкой машин на длительное хранение.

Консервацию экскаватора необходимо производить при влажности воздуха не более 70 % и температуре не ниже +15°C.

Экскаваторы перед консервацией очищают от грязи и обмывают теплой водой. Все окрашенные наружные поверхности протирают насухо, а при повреждении окраски закрашивают влагостойкой краской. Неокрашенные металлические поверхности узлов и деталей смазывают антикоррозийной смазкой ПВК, солидолом или отработанным машинным маслом. Ванны редукторов и гидросистему заполняют трансформаторным маслом или рабочими жидкостями с присадкой АКОР-1. Резинотехнические изделия защищают от воздействия солнечных лучей и других источников теплового излучения. Все электроприборы и приборы освещения очищают от грязи. Консервацию двигателей и комплектующего оборудования (компрессорной установки, ходовой части и т. д.) производят по соответствующим инструкциям заводов-изготовителей.

Консервационные покрытия машин, хранящихся в закрытых помещениях, проверяют через каждые 5÷6 мес. При хранении машин на открытом воздухе эти сроки сокращают в 2 раза.

При длительном хранении по истечении срока действия консервации необходимо произвести переконсервацию экскаватора.

ТЕХНИКА ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

ГЛАВА 3

**РАСЧЕТ
ЭКСКАВАТОРОВ**

[Faint, illegible text, possibly bleed-through from the reverse side of the page]

[Vertical text on the right margin, possibly bleed-through from the reverse side of the page]

3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭКСКАВАТОРОВ

Определение линейных размеров и масс основных элементов рабочего оборудования одноковшовых экскаваторов

Линейные размеры (в метрах) ковшей механических лопат и драглайнов — ширина B_i , длина — L_i и высота h_i , а также их масса m_i (т) приближенно могут быть определены в функции их вместимости E (м^3) по следующим зависимостям:

- для мехлопат

$$B_{\text{кл}} = 1,2 \sqrt[3]{E}, \quad (3.1)$$

$$L_{\text{кл}} = 0,77 B_{\text{кл}}, \quad (3.2)$$

$$h_{\text{кл}} = 0,75 B_{\text{кл}}, \quad (3.3)$$

$$m_{\text{кл}} = K_{\text{к}} \times E; \quad (3.4)$$

- для драглайнов

$$B_{\text{кд}} = 1,15 \sqrt[3]{E}, \quad (3.5)$$

$$L_{\text{кд}} = 1,2 B_{\text{кд}}, \quad (3.6)$$

$$h_{\text{кд}} = 0,65 B_{\text{кд}}, \quad (3.7)$$

$$m_{\text{кд}} = K_1 (K_2 + E) \times E^{2/3}, \quad (3.8)$$

где K_K — коэффициент тары ковша с подвеской (1÷1,4 для легких, 1,3÷1,9 для средних и 1,6÷2,4 для тяжелых пород), т/м³; K_1 и K_2 — коэффициенты пропорциональности (0,143 и 9,6 для легких, 0,0921 и 20 для средних и 0,046 и 40,6 для тяжелых пород).

Масса породы в ковше (т) определяется по формуле

$$m_{\Pi} = E \times \gamma / K_{\text{р}}. \quad (3.9)$$

Значения γ и $K_{\text{р}}$ приведены в табл. 3.1.

Для драглайнов концевую нагрузку в подъемном канате $G_{\text{К+П}}$ (кН) можно определить по зависимости

$$G_{\text{К+П}} = g (m_{\text{К}} + m_{\Pi}) = 315E. \quad (3.10)$$

Масса стрелы с блоками $m_{\text{С}}$ (т) мехлопаты или драглайна, а также масса напорного механизма карьерной мехлопаты $m_{\text{Н}}$ (т) могут быть определены в функции массы экскаватора $m_{\text{Э}}$ (т) по зависимости вида

$$m_{\text{т}} = K_{\text{м}} \times m_{\text{Э}}, \quad (3.11)$$

где $K_{\text{м}}$ — коэффициент массы (табл. 3.2); $m_{\text{Э}}$ — масса экскаватора.

Масса одноковшового экскаватора $m_{\text{Э}}$ (т) в первом приближении может быть определена и по зависимости вида

$$m_{\text{Э}} = K_{\text{Э}} \times E, \quad (3.12)$$

где $K_{\text{Э}}$ — коэффициент металлоемкости, т/м³ (для карьерных лопат с $E = 2 \div 20$ м³ — 38÷55, для вскрышных лопат с $E = 6,5 \div 100$ м³ — 55÷110, для драглайнов с $E = 6 \div 100$ м³ — 50÷120).

Таблица 3.1

Значения коэффициентов $K_{\text{р}}$ и $K_{\text{Пут}}$

Показатели	Категория породы			
	I	II	III	IV
Плотность породы в целике γ , т/м ³	1,5÷1,8	1,8÷2,5	2,5÷3,5	3,0÷3,5
Коэффициент разрыхления $K_{\text{р}}$	1,1÷1,15	1,25	1,3	1,3÷1,37
Коэффициент $K_{\text{Пут}} = l_{\text{Н}} / l_{\text{К}}$	2,5÷3,0	3,5	4	5,5

Таблица 3.2

Значения коэффициента K_m

Тип экскаватора	Стрела с блоками	Механизм напора
Карьерная мехлопата	00,7÷0,06	0,0255÷0,026
Вскрышная лопата	0,08÷0,07	0,023÷0,0145
Драглайн	0,07÷0,06	—

Таблица 3.3

Значения коэффициента пропорциональности K_i , т/м³

Параметры	Карьерная лопата ($E = 2-20 \text{ м}^3$)	Вскрышная лопата ($E = 6,5-100 \text{ м}^3$)	Драглайн ($E = 6-100 \text{ м}^3$)
Ширина платформы	0,85÷0,95	0,95÷1,4	1,15÷1,3
Высота кузова	0,85÷0,9	1,25÷1,5	0,9÷0,87
Радиус задней стенки кузова	0,95÷1,0	1,25÷1,4	1,2÷1,8
Длина стрелы	1,8÷1,95	3,2÷4,5	7,0÷8,0 (4,5÷4,6)
Высота пяты стрелы	0,45÷0,65	0,7÷0,8	0,28÷0,5
Радиус пяты стрелы	0,4÷0,37	0,5÷0,56	0,6÷0,42
Длина рукояти	1,15÷1,7	2,1÷2,9	-
Высота:			
черпания максимальная	1,7÷2,0	2,85÷2,9	4,6
разгрузки максимальная	1,23÷1,3	2,8÷3,2	2,5
напорного вала	1,1÷1,2	1,7÷1,95	2,5
Радиус:			
черпания максимальный	2,6÷2,7	3,5÷4,5	7,55 (4,4÷4,5)
разгрузки максимальный	2,4÷2,5	3,3÷4,3	7,48 (4,5÷4,6)

Примечания: 1. В скобках приведены данные для экскаватора ЭШ-100.100.
2. Меньшие значения коэффициентов относятся к ковшам меньшей вместимости.

По величине массы одноковшового экскаватора и коэффициенту пропорциональности K_i (табл. 3.3) приближенно могут быть определены линейные размеры L_i (м) конструктивных элементов, перечисленных в таблице, по эмпирическому выражению

$$L_i = K_i \sqrt[3]{m_{\Sigma}} \quad (3.13)$$

Определение основных параметров экскаваторов

Главные параметры экскаваторов задаются при проектировании машин. Основные параметры экскаваторов можно определять в функции от главных по эмпирическим зависимостям, приведенным в табл. 3.4.

Одноковшовые экскаваторы. Для технико-экономической оценки моделей, имеющих различную массу, вместимость ковшей, длину стрел и т.д., используют показатели или коэффициенты качества. Наиболее просты показатель относительной массы m_3/E (t/m^3), представляющий собой отношение массы конструкции экскаватора к вместимости его ковша, а также показатель относительной мощности N/E ($кВт/m^3$), представляющий собой отношение мощности привода к вместимости ковша.

Таблица 3.4

Эмпирические зависимости для определения ряда основных показателей одноковшовых экскаваторов

Параметр	Условное обозначение	Карьерная лопата	Вскрышная лопата	Драглайн
Масса экскаватора, т	m_3	$0,82E^{0,63}R_{ч\max}^{1,65}$	K_1EL_c+a	K_2EL_c+v
Радиус черпания (не более), м	$R_{ч\max}$	K_3E^a	$1,3L_c$	$0,96L_c$
Длина стрелы, м	L_c	$1,43R_{ч\max}^{0,74}$	$1,3R_{ч\max}$	$1,1R_{ч\max}$
Высота черпания (не более), м	$H_{ч\max}$	$0,75R_{ч\max}$	$0,85L_c$	$(0,5\pm 0,6)L_c$
Радиус разгрузки (не более), м	$R_{р\max}$	—	$1,03L_c$	$0,95L_c$
Высота разгрузки (не более), м	$H_{р\max}$	—	$0,7L_c$	$0,42L_c$
Мощность сетевого двигателя, кВт	N_c	$1,3m_3+28$	$0,98m_3+226$	$1,32EL_c+0,004EL_c$
Время цикла при $\beta = 90^\circ$, с	$t_{ц}$	$21,94+0,01 m_3$	$50-15 \times e^{-0,00187 m_3}$	$60-22,9 \times e^{-0,00154 m_3}$

Примечания: $K_1 = 1,04$ и $a = 185$ — для вскрышных лопат с прямым канатным напором, $K_1 = 1,3$ и $a = 225$ — для вскрышных лопат с коленно-рычажным напором, $K_2 = 1,06$ и $v = 44,5$ для вантовой стрелы, $K_2 = 0,88$ и $v = 46$ для трубчатой стрелы, $K_2 = 0,7$ и $v = 287$ для ферменной четырехугольной стрелы, $K_3 = 9$ и $a = 0,32$ для речного напора, $K_3 = 9,64$ и $a = 0,28$ для канатного напора.

Эти показатели, казалось бы, не учитывают прежде всего длины стрел сравниваемых экскаваторов и тем самым величину работы по перемещению породы, которую каждый из них в состоянии совершить. Однако масса экскаватора пропорциональна длине стрелы L_c и вместимости ковша E , что позволяет принять показатели относительной массы и энерговооруженности с известной степенью приближения в качестве объективного критерия, характеризующего техникой уровень машины.

Многие линейные, массовые, энергетические и скоростные параметры, а также время рабочего цикла экскаваторов с достаточной для инженерных расчетов точностью могут быть определены в зависимости от вместимости ковша E (m^3), длины стрелы (высоты черпания) и выбранного типа рабочего оборудования по эмпирическим зависимостям (см. табл. 3.4.).

3.2. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЭКСКАВАТОРОВ

Статический расчет экскаваторов имеет целью определить: уравновешенность поворотной платформы, устойчивость экскаватора, усилия в роликах и захватывающих устройствах опорно-поворотного круга, опорные реакции и давление на основание (грунт).

3.2.1. Уравновешенность поворотной платформы

Уравновесить поворотную платформу — значит устранить выход результирующей веса платформы с механизмами и рабочим оборудованием за пределы периметра опорного круга при повороте платформы (и отвальной консоли — для многоковшового экскаватора) с полной нагрузкой и без нагрузки на рабочем органе.

В процессе экскавации у одноковшовых экскаваторов с малой и средней вместимостью ковша при максимальном вылете

рукояти допускаются отрывающие нагрузки в центральной цапфе или захватывающих роликах.

Удерживающий момент M_y (кН·м) образуется от равнодействующей G_I (кН) весов всех вращающихся частей экскаватора (за исключением противовеса и рабочего оборудования) на плече относительно оси вращения платформы. В противоположном направлении на платформу экскаватора действует опрокидывающий момент M_0 (кН·м) от веса рабочего оборудования с грузом, выдвинутым на максимальный вылет.

При определении оптимальных размеров рабочего оборудования, например драглайна, основной заданной величиной является вместимость ковша или длина стрелы. Если обе величины изменять нежелательно, то прибегают к изменению диаметра опорной базы (в известных пределах). Таким образом, расчет уравновешенности платформы сводится к задаче, в которой среди принятых и заданных величин имеются такие, которые могут быть изменены.

Платформа считается уравновешенной, если при любых возможных положениях поворотной части с ковшом (порожним или груженым) соблюдаются следующие необходимые условия:

- равнодействующая весов вращающихся частей с рабочим оборудованием не должна выходить за периметр многоугольника, образованного соединением точек касания опорных катков с поворотным кругом;
- перемещения равнодействующей вперед или назад по отношению к центральной цапфе желательно иметь одинаковыми по величине.

Уравновешивание поворотной платформы достигается соответствующим размещением всех механизмов на поворотной платформе и выбором массы противовеса.

Прямая лопата (рис. 3.1). Масса противовеса определяется для двух расчетных положений: *I* — ковш опущен на почву (веса ковша и рукояти не создают момента); *II* — груженный ковш выдвинут на $2/3$ вылета рукояти.

Первое положение соответствует возможности смещения равнодействующей назад и отвечает, например для рабочего

оборудования лопаты, моменту начала копания при ковше, лежащем на земле (рис. 3.1, а, положение I). При этом подъемный канат ослаблен. Таким образом, веса рукояти G_p (кН) и ковша G_k (кН) исключаются из состава опрокидывающих сил. Масса противовеса $m_{\text{ПР1}}$ (т) или его вес $G_{\text{ПР}} = g \times m_{\text{ПР}}$ (кН) могут быть определены из уравнения моментов относительно точки А. При условии, что равнодействующая V_A весов поворотной части экскаватора (с противовесом и рабочим оборудованием) проходит через точку А (крайнее допустимое положение равнодействующей внутри круга катания с радиусом R_0), получим

$$m_{\text{ПР1}} = (M_0 - M_y) / (r_{\text{ПР}} - R_0) \times g = (G_c (r_c + R_0) - G_1 (r_1 - R_0)) / (g (r_{\text{ПР}} - R_0)), \quad (3.14)$$

где G_c и G_1 — веса стрелы и поворотной платформы с механизмами соответственно, кН; $r_{\text{ПР}}$, r_c , r_1 — плечи действия сил (см. рис. 3.1, а).

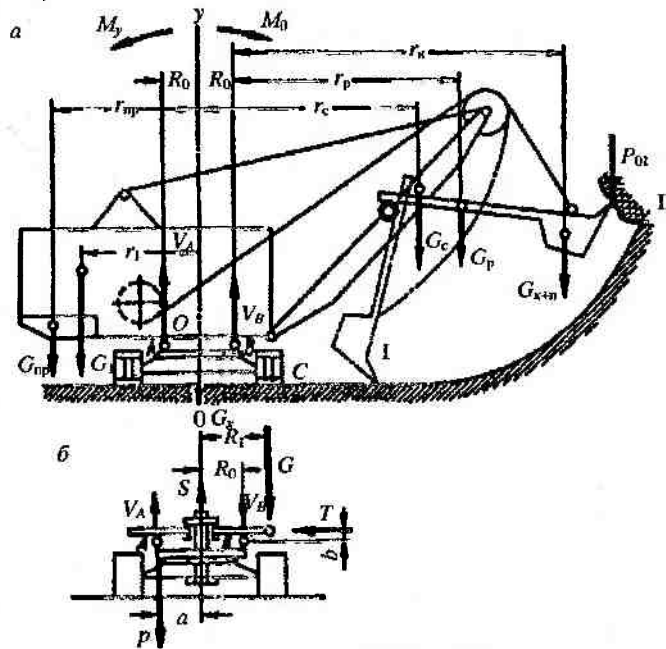


Рис. 3.1. Схемы к определению уравновешенности и устойчивости прямой лопаты. Силы, действующие на экскаватор (а) и на поворотную платформу (б)

Массы (веса) элементов экскаватора берутся по аналогии с массами (веса) элементов однотипных машин с той же вместимостью ковша или подсчитываются по эмпирическим зависимостям.

Второе положение соответствует возможности выхода равнодействующей вперед за точку B (рис. 3.1, a , положение II). При расчете экскаваторов средней мощности принимают, что груженный ковш выдвинут на $2/3$ длины рукояти, а мощных экскаваторов — на полную ее длину.

Предположим, что равнодействующая V_B весов поворотной части экскаватора проходит через точку B . Тогда масса противовеса из уравнения моментов относительно точки B будет

$$m_{\text{ПР2}} = (G_C (r_C - R_0) + G_P \times r_P + G_{\text{К+П}} \times r_K - G_1 (r_1 + R_0)) / (g (r_{\text{ПР}} - R_0)), \quad (3.15)$$

где r_P и r_K — плечи действия сил (см. рис. 3.1, a).

При выборе массы противовеса экскаватора с одним видом рабочего оборудования достаточно получить $m_{\text{ПР1}} = m_{\text{ПР2}}$ и принять величину противовеса такой, чтобы $m_{\text{ПР2}} < m_{\text{ПР}} < m_{\text{ПР1}}$.

Если масса противовеса для положения II получается больше, чем для положения I , то это указывает на чрезмерное смещение механизмов на платформе вперед, на слишком длинное и тяжелое рабочее оборудование или на то, что выбранный диаметр поворотного круга мал.

Если $m_{\text{ПР2}} < 0 < m_{\text{ПР1}}$, то это свидетельствует об излишне легком или коротком рабочем оборудовании. То же самое может быть и при чрезмерно сдвинутых назад механизмах.

Драглайн. Масса противовеса для драглайна, как и для лопаты, определяется для двух расчетных положений: I — ковш опущен на землю, стрела поднята на максимальный угол $\gamma_{\text{max}} = 45 \div 50^\circ$. II — ковш с породой поднят к голове стрелы, стрела спущена на минимальный угол $\gamma_{\text{min}} = 25 \div 30^\circ$.

Последовательность расчета уравновешенности платформы драглайна такая же, как и для прямой лопаты.

3.2.2. Устойчивость экскаватора

Коэффициент устойчивости экскаватора определяется отношением суммарного момента удерживающих сил M_y к суммарному моменту опрокидывающих сил M_o , взятых относительно оси, проходящей по краю опорных катков гусеничного или базы шагающего ходового устройства. Значение коэффициента должно быть больше единицы, т.е. должно соблюдаться условие

$$\Psi = \sum M_y / \sum M_o > 1. \quad (3.16)$$

Проверка экскаватора на устойчивость осуществляется для трех состояний: рабочего, нерабочего и транспортного. При этом учитывается ветровая нагрузка P_B (кН), увеличивающая возможность опрокидывания экскаватора:

$$P_B = K_o \times F_B \times p_B, \quad (3.17)$$

где K_o — коэффициент сплошности (0,4÷0,6 для решетчатых ферм и 0,6÷0,8 для механизмов); F_B — площадь очертания экскаватора в плоскости, перпендикулярной к направлению опрокидывания, м²; p_B — скоростной напор ветра (для нерабочего и транспортного положений машины 1÷2 кПа, для рабочего положения 0,25÷0,4 кПа).

Прямая лопата. Расчет устойчивости производится исходя из условия, что экскаватор должен иметь возможность реализовать максимальные усилия на ковше при работе поперек гусениц. Опрокидывающий M_o и удерживающий M_y моменты рассчитываются по отношению к оси, проходящей по краю опорных катков (точка C , рис. 3.1, *a*).

Расчет ведется для четырех основных случаев: отрыв тяжелого препятствия; наиболее неблагоприятный случай нормальной работы; движение на наибольший преодолеваемый подъем и спуск по наибольшему уклону.

В первом случае принимается средний вылет рукояти ковша (при котором подъемный канат имеет вертикальное направление, а зубья ковша находятся на уровне оси напорного вала), экскаватор стоит на горизонтальной площадке, ковш пустой. Усилие в подъемном канате максимальное.

Из уравнения моментов относительно оси напорного вала определяется максимальное усилие $P_{01\max}$ на зубьях ковша. При этом момент на валу двигателя подъема близок к стопорному. Так как вся мощность затрачивается на подъем ковша, напорное усилие в расчет не вводится. Опрокидывающий момент представляет собой сумму произведений касательного усилия $P_{01\max}$, весов ковша, рукояти и стрелы на соответствующие плечи сил. Действие напорного усилия «на себя» учитывается только при расчете экскаваторов большой мощности. В этом случае усилие напора соответствует стопорному моменту на валу двигателя напора. Удерживающий момент создается весами всех частей экскаватора, находящихся слева от точки C . Опрокидывание одноковшового экскаватора в забое практически исключено, так как, отключив подъемный двигатель, можно сразу восстановить устойчивое положение машин.

Во втором случае — наиболее неблагоприятном при нормальной работе экскаватора — рассматривается груженный ковш на полном вылете, усилие на зубьях ковша определяется по рабочему значению усилия подъема с учетом угла наклона каната к рукояти. Усилие напора, действующее «на себя», принимается равным половине рабочего усилия напора. Подъемное и напорное усилия рассчитываются при номинальных величинах скоростей подъема и напора.

Для экскаваторов большой мощности в расчет вводится полное напорное усилие. Следует иметь в виду, что для восьмигусеничных экскаваторов плечи сил берутся относительно оси плунжеров гидравлических цилиндров нижней рамы.

Рекомендуемый запас устойчивости для двух рассмотренных случаев $1,1 > \psi > 1,05$. Большее значение ψ указывает на излишнюю массу экскаватора для данных значений усилия подъема и радиуса действия.

При передвижениях с точки зрения устойчивости опасны преодоление наибольшего подъема и спуск по наибольшему уклону. В том и другом случае учитывается скоростной напор ветра (0,25 кПа), действующего в направлении, уменьшающем устойчивость экскаватора. Запас устойчивости ψ принимается не менее 1,2.

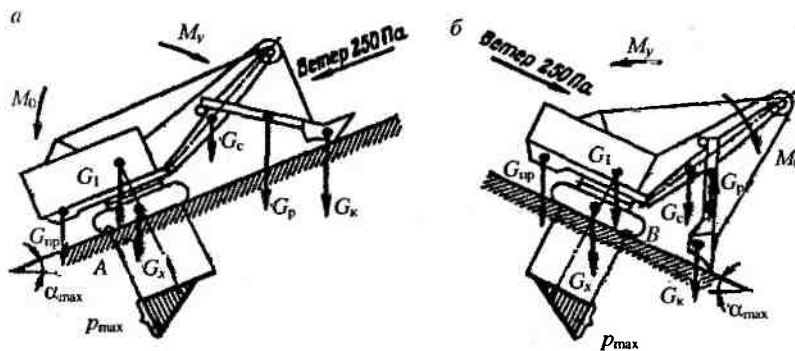


Рис. 3.2. Схемы к определению устойчивости прямой лопаты:
 а — при подъеме; б — при спуске

Для движения на подъем с углом α_{\max} (рис. 3.2, а) стрела устанавливается (если это возможно) под минимальным рабочим углом к поверхности перемещения, рукоятка имеет максимальный вылет с порожним ковшом у земли. При спуске под углом α_{\max} (рис. 3.2, б) стрела находится под максимальным углом к рабочей площадке, рукоятка висит вертикально. Принимается, что линия опрокидывания проходит по краю опорной поверхности гусениц в точках А и В. Следует иметь в виду, что из-за проседания гусениц, особенно при движении под уклон, действительный наклон пути может оказаться значительно больше расчетного. Поэтому предварительно определяют максимальное давление p_{\max} экскаватора на грунт, которое не должно превосходить допускаемого для данной почвы. В противном случае экскаватор должен передвигаться по настилу.

Драглайн. Устойчивость драглайна определяется при следующих условиях (рис. 3.3): экскаватор стоит на площадке с наклоном $10 \div 12^\circ$; стрела находится под максимальным рабочим углом $\gamma_{\max} = 25 \div 30^\circ$, груженный ковш — на полном вылете. Опрокидывающий момент рассчитывается с учетом центробежных сил, появляющихся при вращении поворотной платформы с угловой скоростью w_{\max} . Момент берется относительно линии, проходящей по краю опорной базы (точка А). Величина опрокидывающего момента M_{0A} (кН·м) определяется по формуле

$$M_{0A} = (G_C(r_C + h_C \operatorname{tg} \alpha) + G_{K+П}(r_{K+П} + h_{K+П} \operatorname{tg} \alpha)) \cos \alpha + \\ + w_{\max}(G_C(r_C + 0,5B)h_C + G_{K+П}(r_{K+П} + 0,5B)h_{K+П}) / g, \quad (3.18)$$

где G_C и $G_{K+П}$ — вес стрелы и ковша с породой соответственно, кН; r_C , $r_{K+П}$, h_C и $h_{K+П}$ — плечи сил (рис. 3.3); B — ширина базы, м.

Удерживающий момент M_{yA} определяется как сумма моментов весов всех узлов экскаватора G_I , G_B и $G_{ПР}$, кроме рабочего оборудования, также относительно точки A . h_I , h_B и $h_{ПР}$ — высоты центров тяжести узлов экскаватора. Необходимый запас устойчивости $1,15 > \psi > 1,1$.

Для экскаваторов большой мощности допускается угол $\alpha \leq 7^\circ$, а запас устойчивости увеличивается до $1,17 \div 1,2$.

При указанном выше коэффициенте устойчивости давление в точке A не должно превышать 0,25 МПа. Если фактический запас устойчивости получается большим, то это указывает на возможность увеличения длины стрелы или массы ковша при оснащении экскаватора более мощным рабочим оборудованием.

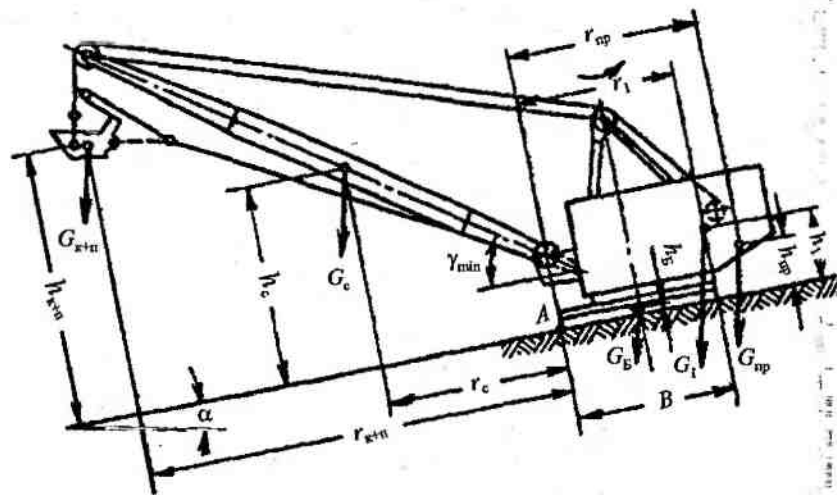


Рис. 3.3. Схема к определению устойчивости драглайна

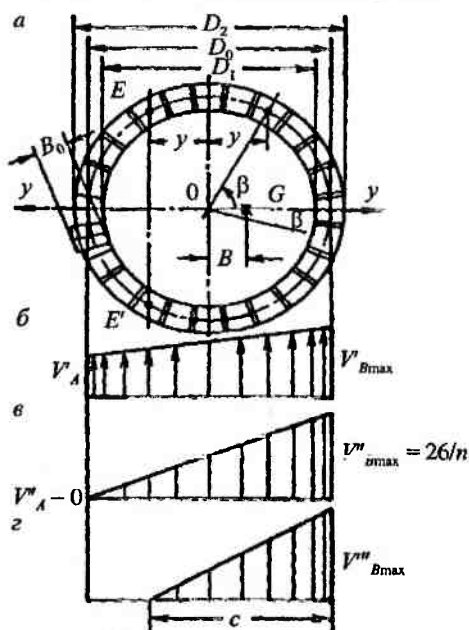
3.2.3. Определение усилий в роликах и захватывающих устройствах опорно-поворотного круга

На поворотную платформу экскаватора во время работы действуют опрокидывающие и удерживающие моменты, которые можно привести к следующим силам (см. рис. 3.1, б): G — вертикально действующей на передние части платформы и опорно-поворотного круга; S — отрывающей платформу от нижней рамы; T — сдвигающей платформу относительно нижней рамы и действующей на расстоянии v от поворотной платформы.

Для предотвращения опрокидывания платформы и использования в качестве добавочного противовеса ходовых тележек экскаватора (в случае, когда величина опрокидывающего момента от внешней силы превышает величину удерживающих моментов от весов платформы и расположенных на ней конструкций) платформы снабжаются захватывающим устройством. Таким устройством служит либо гайка на верхнем конце центральной цапфы, либо подхватывающие ролики.

Опорное устройство со свободными роликами (рис. 3.4, а). В этой конструкции поворотная платформа опирается на подпятник из роликов (катков), равномерно распределенных по опорному кругу и заключенных в обойму, играющую роль сепаратора (число роликов n может быть 100 и более).

Рис. 3.4. Схема к определению усилий на роликах опорно-поворотного круга



Определение усилий при нахождении равнодействующей сил в пределах ядра сечения $e = 0,25D_0$ (рис. 3.4, б, в).

При малых значениях эксцентриситета e сжимающим усилиям подвержены все ролики круга. Закон распределения этих усилий по окружности определяется трапецией, наибольшая сторона которой равна величине усилия, испытываемого крайним роликом, находящимся в плоскости действия сил со стороны приложения нагрузки.

Величина усилия V_i (кН), которое действует на ролик, расположенный под произвольным углом β , к плоскости действия сил (координата y), определяется из выражений

$$V_i = G/n + G \cdot e \cdot y \cdot F/I \cdot n = G(1 + 8e \cdot D_0 \cos \beta_i / (D_1^2 + D_2^2)) / n; \quad (3.19)$$

$$F = \pi (D_1^2 + D_2^2) / 4; \quad (3.20)$$

$$I = \pi (D_1^4 + D_2^4) / 64, \quad (3.21)$$

где F , I — соответственно площадь (m^2) и момент инерции (m^4) круга катания с параметрами D_0 , D_1 , D_2 (рис. 3.4, а).

Максимальное и минимальное усилия на ролике будут соответственно при $\beta = 0$ и 180° :

$$V_{B\max} = G (1 + 8e \cdot D_0 / (D_1^2 + D_2^2)) / n; \quad (3.22)$$

$$V_{B\min} = G (1 - 8e \cdot D_0 / (D_1^2 + D_2^2)) / n. \quad (3.23)$$

Приравняв к нулю последнее выражение, находим максимальное допустимое значение эксцентриситета e приложения нагрузки, при котором для передачи давления опорному кругу используются все ролики:

$$e = (D_1^2 + D_2^2) / 8D_0. \quad (3.24)$$

Для узких кругов катания, когда можно принять $D_1 \approx D_2 \approx D_0$ эта величина и определяет радиус ядра сечения опорного круга.

Определение максимального усилия при выходе равнодействующей за пределы ядра сечения (но равнодействующая остается в пределах опорного круга). При этом величина нагрузки на передний ролик $V_{B\max}'''$ зависит от расстояния C (рис. 3.4, г).

Для различных величин отношений заданного эксцентриситета e к радиусу R_0 опорного круга и значений D_1/D_2 по табл.

3.5 находим величину отношения C/R_0 , определяющего положение нулевой линии EE' , и величину отношения $V_{B\max}''' / V_{B.CP}$. Далее по заданному числу роликов находим среднюю нагрузку на ролики $V_{B.CP} = g \cdot m/n$.

Таблица 3.5

Значения D_1/D_2

e/R_0	D_1/D_2							
	0,7		0,8		0,9		1,0	
	$V_{B\max}''' / V_{B.CP}$	C/R_0	$V_{B\max}''' / V_{B.CP}$	C/R_0	$V_{B\max}''' / V_{B.CP}$	C/R_0	$V_{B\max}''' / V_{B.CP}$	C/R_0
0,65	3,3	1,13	2,92	1,25	2,64	1,4	2,42	1,54
0,7	3,86	0,93	3,33	1,05	2,95	1,2	2,64	1,35
0,75	4,81	0,72	3,93	0,85	3,33	0,99	2,89	1,15
0,8	6,53	0,52	4,93	0,61	3,96	0,77	3,27	0,94
0,9	19,86	0,24	14,6	0,24	7,13	0,32	4,71	0,49
0,95	50,2	0,12	34,6	0,12	19,80	0,12	6,72	0,25

По полученным из табл. 3.5 величинам отношений определяем значения C и $V_{B\max}'''$.

Усилие, отрывающее S в центральной цапфе или удерживающее P в подхватывающих роликах при отклонении результирующей G всех сил, действующих на поворотную платформу на расстоянии R_1 от оси вращения платформы (рис. 3.1, б), определяем из выражений

$$S = G (R_1 - R_0) / R_0 \text{ или } P = (R_1 - R_0) / (R_0 + a) n_{\text{п}}, \quad (3.25)$$

где R_0 — радиус опорно-поворотного круга, м; $n_{\text{п}}$ — число подхватывающих роликов (обычно 2÷4); a — расстояние от проекции точки оси подхватывающего ролика до оси вращения платформы.

Минимальный диаметр роликов $d_{\text{к}}$ (см) ОПУ находится в зависимости от величины результирующей G (кН) сил весов всех транспортируемых (на поворотной платформе) масс и рабочих усилий по соотношениям: диаметр $d_{\text{к}} = 1,5 \sqrt[3]{G}$, см; шаг $t_{\text{к}} = (1,2 \div 1,5) d_{\text{к}}$, см; длина $B_0 = (0,5 \div 0,6) d_{\text{к}}$, см.

Диаметр шарика $d_{\text{ш}}$ (см) в шариковом опорном круге может быть ориентировочно определен в зависимости от массы

поворотной платформы с грузом $m_{\text{п}}$ (т) по формуле $d_{\text{ш}} = A \sqrt[3]{m_{\text{п}}}$ ($A = 2$ для однорядного шарикового круга и $A = 1,2$ для двухрядного).

3.2.4. Определение опорных реакций и давления на грунт

Гусеничное ходовое оборудование. Среднее давление на грунт $p_{\text{ср}}$ (МПа) вычисляется в предположении, что гусеницы всей поверхностью F (м^2) равномерно передают давление на основание и что равнодействующая сил веса $G_{\text{э}}$ (МН) экскаватора массой $m_{\text{э}}$ (т) проходит через центр тяжести проекции опорной поверхности гусениц:

$$p_{\text{ср}} = G_{\text{э}}/F = 10^{-2} g \cdot m_{\text{э}} / (n_{\Gamma} \cdot v \cdot L) = 10^{-2} g \cdot m_{\text{э}} / (n_{\Gamma} \cdot C_{\text{в}} \cdot L^2), \quad (3.26)$$

где n_{Γ} — общее число гусениц; $C_{\text{в}}$ — отношение ширины v ленты гусениц к ее длине L между осями ведущей и направляющей звездочек (для одно- и двухгусеничных ходовых частей равно $0,2 \div 0,32$; для четырехгусеничных — $0,12 \div 0,2$).

Для многоковшовых экскаваторов отношение общей ширины гусеничной тележки B к длине гусеницы L для двух- и четырехгусеничных тележек принято считать равным $C_{\text{в}} = B/L = 0,75 \div 1,0$. Шаг гусениц t стандартизован рядом $R = 20$ и принимается равным 400, 450, 500, 630, 800 и 1000 мм, причем для двухгусеничных тележек $C_1 = t/v = 0,25 \div 0,35$, для четырехгусеничных $C_1 = 0,35 \div 0,5$.

Значение $p_{\text{ср}}$, определяемое по выражению (3.26), является условным, так как в действительности равнодействующая $G_{\text{э}}$ всегда смещена от центра опорной поверхности на некоторую величину и давление под гусеницами неодинаково. Если равнодействующая смещается поперек гусениц на величину A (рис. 3.5, а), то нагрузка на гусеницы будет $S = G_{\text{э}} (0,5 \pm A/B)$. Предельное значение $A = 0,5B$ теоретически дает увеличение нагрузки на одну гусеницу в два раза (до значения $G_{\text{э}}$) и снижение на другую до нуля. Соответственно изменяется и давление под гусеницами.

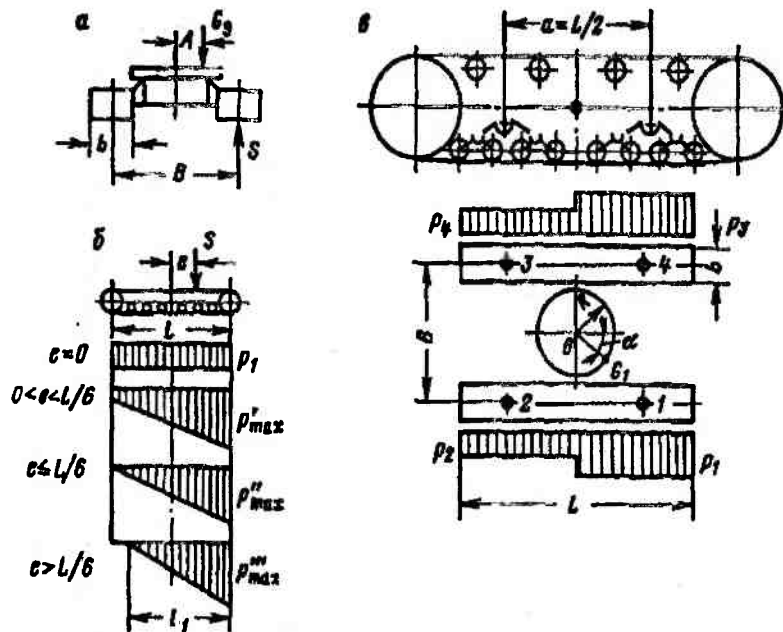


Рис. 3.5. Схемы к расчету давления гусениц на опорную поверхность

Двухгусеничное ходовое устройство с жесткой подвеской опорных катков (рис. 3.5, б). Смещение равнодействующей S вдоль гусениц на величину e можно рассматривать как действие силы S в центре и момента $S \cdot e$. От силы S , действующей в центре гусеницы, получим равномерно распределенное давление $p_1 = S \cdot e / (b \cdot L)$, от момента же давление будет переменным

$$p_2 = 6Se / (e \cdot L^2). \quad (3.27)$$

Фактическая эпюра давлений под гусеницей определится сложением двух эпюр p_1 и p_2 , при этом с одного края гусеницы будет максимальное давление, а с другого — минимальное, т.е.

$$p_{\max/\min} = S(1 \pm 6e/L) / (e \cdot L). \quad (3.28)$$

В частных случаях: при $e = 0$ диаграмма давлений имеет вид прямоугольника, в котором $p_1 = p_{\min} = p_{\max} = p_{\text{CP}} = S / (e \cdot L)$; при $0 < e < L/6$ диаграмма имеет вид трапеции; при $e = L/6$ диаграмма имеет вид треугольника, при этом $p_{\min} = 0$, $p'' = 2 p_{\text{CP}}$.

Формула (3.28) применима до тех пор, пока $p_{\min} = 0$, т.е. пока равнодействующая сила S находится в пределах ядра сечения ($e < L/6$), так как на поверхности соприкосновения гусеницы с породой присутствуют только сжимающие напряжения и отсутствуют растягивающие.

В том случае, если $e > L/6$, давление распределяется также по закону треугольника, но гусеница не на всей длине передает нагрузку на породу. Предположив, что центр тяжести треугольной эпюры давления должен быть на одной линии с силой S , получим длину работающей части гусеницы $L = (1,5L - 3e)$. Тогда максимальное давление под гусеницей

$$p_{\max}''' = 2S/(e \cdot L_1). \quad (3.29)$$

При $e = 0,5L$ давление под гусеницей становится равным бесконечности (теоретически). Чтобы не допускать чрезмерного увеличения p_{\max}''' (не более $8 p_{\text{ср}}$), длина гусениц, главным образом на двухгусеничных экскаваторах, всегда принимается больше ширины гусеничного хода.

Двухгусеничное ходовое устройство с балансирной подвеской опорных катков (рис. 3.5, в). Машина опирается на n больших балансиров (в данном примере четыре).

Давление на грунт определяется на участке балансиров 1—4 по формуле

$$P_i = G_1(1 \pm (2R \sin \alpha)/B \pm (2R \sin \alpha)/a)/(4L \cdot e), \quad (3.30)$$

где G_1 — вертикальная составляющая равнодействующей внешних сил; R — радиус опорно-поворотного круга; B — расстояние между продольными осями гусениц; α — угол между направлением выбега равнодействующей и продольной осью машины; a — расстояние между осями больших балансиров.

При изменении угла α максимальное давление (на участке балансира 1) будет иметь место, когда $\text{tg} \alpha / 2 = a/b$, т.е.

$$p_{\max} = G_1(a \times B + 2R \sqrt{a^2 + B^2})/(4a \cdot B \cdot L \cdot e). \quad (3.31)$$

У трех- и четырехопорных гусеничных ходовых устройств смещения нагрузки на отдельных гусеничных тележках не происходит, так как она приложена через шаровую опору всегда в середине. Поэтому эпюра давлений под гусеницами имеет вид

прямоугольника. Однако нагрузка на отдельные опоры, а следовательно, и давление под соответствующими гусеницами будет различным из-за смещения равнодействующей от центра тяжести нижней рамы экскаватора.

Трехопорная система (рис. 3.6, а). Положение равнодействующей G_1 (МН) всех сил (весов поворотной платформы и рабочего оборудования и рабочих нагрузок), действующих на нижнюю раму, определяется величиной ее смещения r ($r_{\max} = R$) и углом $\varphi = \varphi_A$, отсчитываемым от перпендикуляра, опущенного из центра вращения O на противоположную сторону. Усилия, действующие в точках A, B и C , определяются по формуле

$$S_i = G_X/3 + G_1(L_1 - R \cos \varphi_i)/h_i, \quad (3.32)$$

где G_X — вес ходовых тележек и нижней рамы, МН; h_i — перпендикуляр, опущенный из вершины треугольника на противоположную сторону; L_1 — перпендикуляр, опущенный из точки O на сторону треугольника, противоположную углу; φ_i — угол, отсчитываемый соответственно от h_A, h_B и h_C по линии, соединяющей точку O и точку приложения равнодействующей G_1 , i — индекс соответствующей опоры (A, B и C).

Давление на грунт принимается максимальным при $\varphi = 180^\circ$, т.е. при расположении равнодействующей G_1 в точке, максимально приближенной к соответствующей опоре. При этом

$$p_{\max} = S_{\max}/(e \cdot L) = (G_X/3 + G_1(L_1 + R)/h_i)/e. \quad (3.33)$$

Для трехопорной рамы $p_{\max}/p_{\text{ср}} = 2,5 \div 3,0$.

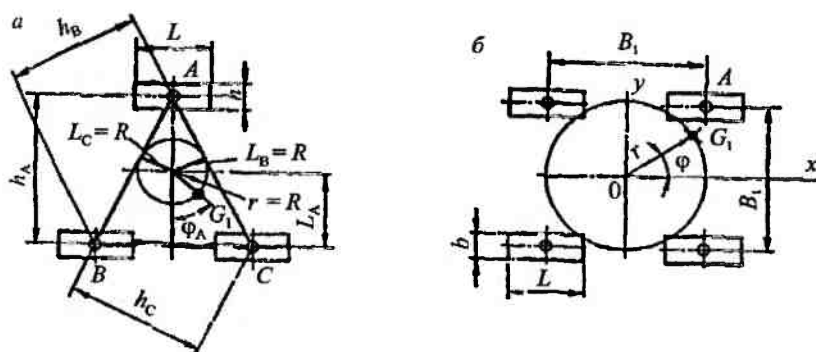


Рис. 3.6. Схемы к расчету давления на грунт трех- и четырехопорных гусеничных систем

Четырехопорная система (рис. 3.6, б). Положение равнодействующей G_1 (МН) всех сил, действующих на нижнюю раму, определяется величиной смещения r и углом φ по отношению к оси x . При этом наибольшее давление (с учетом веса ходовых тележек и нижней рамы G_X) будет под опорой A :

$$p = G_1 \cdot r (\sin\varphi + \cos\varphi) / 2B_1 \cdot F + G_X / 4F. \quad (3.34)$$

где B_1 — расстояние между осями гидродомкратов хода; F — площадь гусениц под опорой.

Максимальное значение p в выражении (3.34) достигается при $\varphi = 45^\circ$ и предельном смещении равнодействующей G_1 , равном $r = 0,5B_1$ (при $r > 0,5B_1$ экскаватор теряет устойчивость). Подставив значения этих величин в формулу (3.34), получим

$$p_{\max} = (1,41G_1 + G_X) / 4F. \quad (3.35)$$

Учитывая, что вес гусеничного хода составляет до 50 % веса экскаватора, считаем $G_1 \approx G_X$ и $p_{\max} = 2,41 G_1 / 4F$. Из последнего выражения следует, что максимальное давление на грунт у четырехопорного гусеничного ходового оборудования превосходит среднее не более чем на 40÷50 %. Однако эти выводы справедливы только для случая, когда равнодействующая не выходит из ядра сечения. В случае ее больших смещений нагрузка будет передаваться только на три опоры.

Одно из основных преимуществ трех- и четырехгусеничных систем по сравнению с двухгусеничными состоит в том, что они позволяют в 2÷2,5 раза повышать среднее давление на основание и, следовательно, во столько же раз уменьшать опорную площадь гусениц при той же величине давлений.

Шагающее ходовое оборудование. Давление на грунт шагающего экскаватора различно при его работе и передвижении. Во время работы экскаватор стоит на базе диаметром D (м) и среднее давление от веса узлов экскаватора (рис. 3.7) составляет

$$p_{\text{ср}} = 4G_{\Sigma} / (\pi \cdot D^2), \quad (3.36)$$

где G_{Σ} — равнодействующая весов узлов экскаваторов, приложенная в центре базы, МН.

Во время движения 0,85 массы экскаватора передается на ходовые башмаки, а 0,15 — на край базы, волочащейся по земле.

Рис. 3.7. Схема к расчету давления на грунт под башмаками и базой шагающего экскаватора

Среднее давление под башмаками

$$p_{б,ср} = K \cdot G_{э} / (2e \cdot L) = (0,4 \div 0,45) G_{э} / (e \cdot L), \quad (3.37)$$

где K — коэффициент, показывающий, какая часть веса экскаватора передается на башмаки ($0,8 \div 0,85$); e и L — соответственно ширина и длина ходового башмака, м.

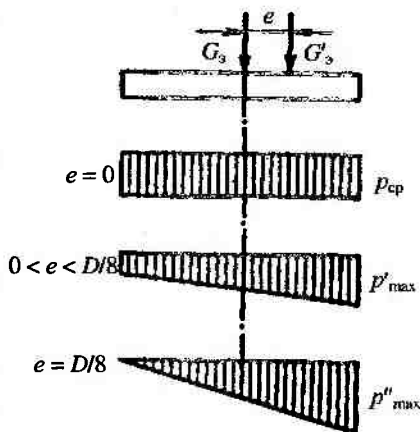
Во время работы экскаватора приходящаяся на базу нагрузка смещается от центра (за счет изменения концевой нагрузки на стреле), а давление на грунт под базой распределяется неравномерно. В общем виде оно определяется так же, как и для гусеничного ходового оборудования:

$$p_{\max/\min} = 4G_{э}'(D \pm 8e) / (\pi D^3), \quad (3.38)$$

где $G_{э}'$ — сумма весов экскаватора и ковша с породой, МН; e — величина смещения равнодействующей $G_{э}'$ от центра базы, м.

В частных случаях имеем: $e = 0$, диаграмма давлений — прямоугольник, при $p_{ср} = p_{\min} = p_{\max} = 4G_{э}' / (\pi D^2)$; $0 < e < D/8$ — нагрузка в пределах ядра сечения $r_{яс}$ (для круглой базы $r_{яс} = e = D/8$), диаграмма давлений — трапеция, при этом $p_{\max} = 4G_{э}'(D + 8e) / (\pi D^3)$; $e = D/8$ — диаграмма давлений — косой цилиндр, при этом $p_{\min} = 0$, $p_{\max}'' = 2p_{ср}$.

Дальнейшее смещение равнодействующей $G_{э}'$ за пределы ядра сечения ($e = D/8$) должно вызвать еще большее увеличение p_{\max} . Так как в практике эксплуатации мощных драглайнов такой случай недопустим, то он в расчетах не рассматривается. Наибольшее давление p_{\max}'' возникает у драглайна на кромке базы при выносе груженого ковша к голове стрелы. Оно допускается в пределах $0,15 \div 0,25$ МПа. Наибольшее смещение равнодействующей нагрузки определяется отношением максимального



давления к среднему. Для мощных драглайнов оно допускается в пределах $2\div 3,6$.

У шагающих ходовых механизмов с полным отрывом базы (ЭШ-100.100) нагрузка во время шагания перемещается вдоль башмака. Поэтому давление под ним распределяется по закону трапеции и рассчитывается так же, как и для гусеницы при внецентренном приложении нагрузки. Нагрузка на ходовые башмаки действует кратковременно и снимается прежде, чем наступает полная деформация породы под ними. В связи с этим средние давления под башмаками допускаются большей величины, чем под базой, а их площадь составляет $60\div 75\%$ площади опорной базы.

Шагающе-рельсовое ходовое оборудование характеризуется четырехточечным опиранием машины на лыжи. Обеспечение статической определенности при такой схеме опирания достигается выравниванием давлений в одной паре смежных гидродомкратов путем соединения их одноименных полостей.

Нагрузки от гидродомкратов передаются на лыжи через ходовые тележки. Пара шарнирно-сочлененных лыж представляет собой шарнирную двухпролетную балку на упругом основании, каждый из пролетов которой нагружен двумя силами, совместно перемещающимися в определенных пределах вдоль пролета.

Так как податливость основания много больше, чем деформация лыж, то лыжу можно считать абсолютно жесткой, а давление каждой пары ходовых колес на лыжу можно заменить их равнодействующими — p_1 и p_2 (МН), равными усилиям в гидродомкратах (рис. 3.8).

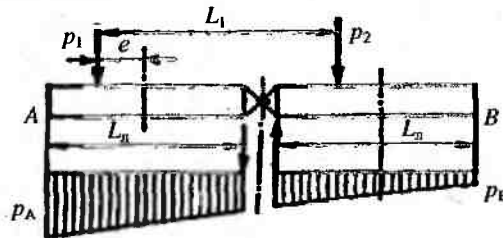


Рис. 3.8. Схема к расчету давления на грунт под лыжами шагающе-рельсового ходового оборудования

Краевые значения давлений на грунт:

$$p_A = p_{\max} = ((5p_1 - p_2)L_{\text{Л}} + (3p_1 - p_2)6e)/4B_{\text{Л}} \cdot L_{\text{Л}}^2; \quad (3.39)$$

$$p_B = p_{\min} = (-(p_1 - 5p_2)L_{\text{Л}} + (p_1 - 3p_2)6e)/4B_{\text{Л}} \cdot L_{\text{Л}}^2. \quad (3.40)$$

С достаточной для практических расчетов точностью основные параметры шагающе-рельсового оборудования могут быть выбраны по следующим зависимостям:

$$L_{\text{Л}} = 1,1L_1; \quad (3.41)$$

$$L_2 = D_{\text{Б}} + (1,15 \div 1,25)B_{\text{Л}}; \quad (3.42)$$

$$D_{\text{Б}} = 3,6 (m_{\text{Э}}/p_{\text{СР.Б}})^{0,5}, \quad (3.43)$$

где $L_{\text{Л}}$ и $B_{\text{Л}}$ — длина и ширина лыжи по опорной части, м; L_1 и L_2 — расстояния между домкратами соответственно в продольном и поперечном направлениях, м; $D_{\text{Б}}$ — диаметр базы, м; $m_{\text{Э}}$ — масса экскаватора, кг; $p_{\text{СР.Б}}$ — допустимое среднее давление на грунт под базой, МПа.

При стоянии машины на базе выход равнодействующей за пределы ядра сечения базы ($e = D_{\text{Б}}/8$) не допускается.

3.3. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Тяговый расчет ходового оборудования имеет целью определить необходимые тяговые усилия, развиваемые в двигателе, и мощность его приводов.

3.3.1. Тяговый расчет гусеничного ходового оборудования

Тяговый расчет гусеничного ходового оборудования рассматривается для прямолинейного движения и поворота машины (движения по кривой). Суммарное тяговое усилие на всех гусеницах W_{T} (кН) в установившемся движении расходуется на преодоление следующих сопротивлений: внутренних $W_{\text{ВН}}$ в гусеницах (приводных и холостых), катанию $W_{\text{К}}$ с учетом затрат энергии на деформацию основания под гусеницами, ветру $W_{\text{В}}$, инерции $W_{\text{И}}$, подъему $W_{\text{П}}$ и повороту $W_{\text{С}}$.

$$W_{\Gamma} = W_{\text{ВН}} + W_{\text{К}} + W_{\text{В}} + W_{\text{П}}. \quad (3.44)$$

Одновременное действие всех приведенных в выражении (3.44) сопротивлений в расчет не принимают.

В тяговом расчете определяют два значения тягового усилия: максимальное и минимальное (рактивное). Первое необходимо для выбора двигателей передвижения, второе определяет способность незаторможенной машины сопротивляться внешним силам, способствующим ее угону (инерции, ветра, составляющей веса на уклоне).

При определении минимального сопротивления угону значения $W_{\text{ВН}}$ и $W_{\text{К}}$ принимаются минимальными, а значения $W_{\text{П}}$ и $W_{\text{В}}$ — максимальными со знаком минус.

Сопротивление силы инерции $W_{\text{И}}$ преодолевается за счет запаса крутящего момента двигателя (в действительности оно составляет 1÷2 % веса экскаватора и может не учитываться в расчетах применительно для экскаваторов, имеющих скорости передвижения $v_{\text{Х}}$ менее 1 км/ч).

Прямолинейное движение. Максимальное тяговое усилие $W_{\text{ТПmax}}$ (кН) при прямолинейном равномерном движении на подъем двух- и многогусеничных машин с достаточной для практики точностью можно определить по формуле

$$W_{\text{ТПmax}} = W_{\text{ВН}} + W_{\text{К}} + W_{\text{В}} + W_{\text{П}} = G \cdot f_1 + p_{\text{max}}^2 \times \\ \times v \cdot n_{\Gamma} / (2p_0) + p_{\text{В}} \cdot F_{\text{В}} + G \sin \alpha, \quad (3.45)$$

где G — вес машины с породой или равнодействующая вертикальных сил, приложенных к машине, кН; f_1 — приведенный коэффициент сопротивления перекачиванию машины (0,1 при установке опорных катков, натяжных и ведущих звездочек на подшипниках скольжения, 0,05 — на подшипниках качения); p_{max} — максимальное давление под гусеницами, кПа; v — ширина гусеницы, м; n_{Γ} — число гусениц, движущихся по самостоятельной колее; p_0 — коэффициент сопротивления смятию породы, кН/м³ (для наиболее слабых пород на отвалах 2·10 кН/м³); $p_{\text{В}}$ — наибольший рабочий скоростной напор ветра, при котором допускается эксплуатация машины (0,25 кПа); $F_{\text{В}}$ — расчетная площадь наветренных поверхностей машины, м²; α — наибольший угол подъема, градус.

Благодаря одинаково жестким механическим характеристикам двигателей передвижения тяговое усилие гусеницы, встречающей меньшее сопротивление движению, может передаваться через раму машины гусенице, встречающей большее сопротивление. Поэтому можно считать, что при прямолинейном движении суммарное тяговое усилие распределяется поровну между всеми приводными гусеницами независимо от различия в вертикальных нагрузках, приходящихся на тележки гусеничной системы, и в сопротивлениях передвижению отдельных гусениц.

Потребное тяговое усилие S_T (кН) в одной приводной гусенице при числе приводных гусениц $n_{Г.П}$ в системе будет

$$S_T = W_{TPmax} / n_{Г.П}. \quad (3.46)$$

Поворот машины. В двухгусеничной системе момент поворота создается разностью тяговых усилий в забегающей и отстающей гусеницах при неизменном направлении этих усилий.

Уравнение тягового баланса для забегающей гусеницы при установившемся движении по кривой при повороте имеет вид

$$W_{TPmax} = W'_{ВН} + W'_K + W'_В + W'_С + M_C/B, \quad (3.47)$$

где W_{TPmax} — максимальное тяговое усилие, кН; $W'_{ВН}$, W'_K , $W'_В$ и $W'_С$ — сопротивления соответственно внутренние, катанию, ветру и подъему, кН; M_C — момент сопротивления поворота, кН·м; B — ширина колеи гусеничного хода, м.

Внутренние сопротивления

$$W'_{ВН} = G_3 \cdot f_1 \cdot K_C = 0,5 G \cdot f_1 \cdot K_C (1 + 2r/B), \quad (3.48)$$

где K_C — коэффициент увеличения внутренних сопротивлений при повороте под действием поперечных сил на катки (1,2÷1,3 при $R \leq 5L$ и 1 при $R > 5L$; здесь R и L — соответственно средний радиус разворота и длина гусеницы, м); r — выбег равнодействующей G сил веса, приблизительно равный радиусу опорно-поворотного круга платформы, м; G_3 — нагрузка на забегающую гусеницу, кН.

Сопротивление катанию

$$W_K = W'_K. \quad (3.49)$$

Сопротивление ветру

$$W'_B = p_B \cdot F_B (0,5 + a_B/B), \quad (3.50)$$

где p_B — расстояние от центра тяжести опорной поверхности машины до точки приложения равнодействующей ветровой нагрузки (до центра парусности машины), м.

Сопротивление подъему

$$W'_C = 0,5G \sin \alpha (1 + 2r/B). \quad (3.51)$$

Момент сопротивления при повороте

$$W_C = k \cdot \mu' \cdot G L^2 (L + 0,15R)B, \quad (3.52)$$

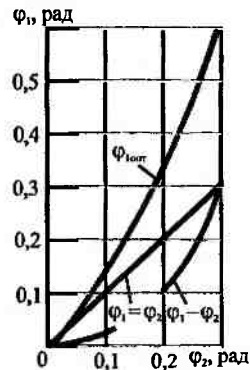
где k — коэффициент, равный 0,25 для двухгусеничного оборудования с балансирной подвеской опорных катков (см. рис. 3.5, в) или для трех- и четырехопорных гусеничных систем (см. рис. 3.6) и 0,5 для двухгусеничного оборудования с жесткой подвеской опорных катков (см. рис. 3.6, б); μ' — коэффициент сопротивления повороту (глины сухие 0,6÷0,9; глины влажные 0,25÷0,35; бурый сухой уголь 0,55÷0,7).

Режим поворота — решающий в тяговом расчете, поскольку потребная сила тяги в гусенице при повороте двухгусеничной машины в несколько раз превышает силу тяги при прямолинейном движении.

Одновременный учет всех составляющих сил сопротивления по формуле (3.47) приводит к завышению необходимой силы тяги.

В то же время для изменения направления движения на подъеме поворот машины может быть осуществлен в сторону уклона движением отстающей гусеницы назад, т.е. одновременное действие сил подъема и поворота практически исключается. Поэтому в подавляющем большинстве случаев, если не требуется разворота машины в сторону подъема, потребная сила тяги в забегающей гусенице при повороте определяется из выражения (3.47) при $W'_C = 0$.

Рис. 3.9. График зависимости угла φ_1 поворота отстающих гусениц от угла φ_2 поворота забегающих



В многогусеничных системах момент поворота создается парой поперечных сил, возникающих на управляемых гусеницах в результате их поворота относительно рамы машины. При этом значительную роль играет конструктивное исполнение многогусеничных систем, среди которых выделяются две принципиально отличные группы: трех- и четырехопорные.

На отечественных одноковшовых и роторных экскаваторах многогусеничные системы выполняются преимущественно по четырехопорной (ЭВГ-35.65М, ЭРГ-1600 и др.) и реже по трехопорной (ЭРП-2500) схемам.

Для уменьшения поперечных сил, действующих на гусеницы при повороте, в четырехопорных машинах все гусеницы делаются приводными, а углы их поворота устанавливаются либо одинаковыми, либо угол поворота отстающих гусениц (внутренних по отношению к центру поворота) принимается большим, чем забегающих. Соотношение между углами выбирается в соответствии с графиком, приведенным на рис. 3.9.

Наиболее простым способом это делается с помощью механизма, называемого трапецией Жанто.

В многогусеничных системах поворачивающий момент, преодолевающий момент сопротивления повороту машины, создается реакциями грунта на управляемые гусеницы, возникающими благодаря повороту гусениц относительно рамы машины и смещению полюсов их поворота.

Проведенные сравнительные исследования различных гусеничных систем показали, что наименьшее увеличение силы тяги при повороте происходит у трехгусеничных опорных систем со всеми приводными гусеницами. У машины с симметричным расположением гусениц относительно поперечной оси с неподвижной неуправляемой гусеницей в меньшей степени возрастает

сила тяги при повороте в сторону неуправляемой гусеницы (неприводная гусеница при таком повороте улучшает маневренность машины), однако в связи с меньшим числом приводных гусениц сила тяги отдельной гусеницы больше, чем сила тяги гусеницы у машины со всеми приводными гусеницами.

Для большей части схем многогусеничных машин сила тяги при повороте по сравнению с силой тяги при прямолинейном движении возрастает не более чем на одну треть, в то время как при повороте двухгусеничных систем сила тяги возрастает втрое.

Для всех схем трехгусеничных машин со всеми приводными гусеницами сила тяги каждой гусеницы практически одинакова. Сила тяги каждой гусеницы в четырехопорной системе при равных и при разных углах их поворота также одинакова. Этому способствуют и схемы управления приводами гусениц, обеспечивающие равномерное распределение силы тяги между всеми гусеницами.

Ниже приводится разработанная УкрНИИпроектом методика определения сил тяги S_T , радиусов траекторий движения гусениц R , а также продольных смещений полюсов поворота управляемых гусениц l_i (относительно их середины) применительно к многогусеничным системам различной компоновки (рис. 3.10) со всеми приводными гусеницами. Расчет производится в следующем порядке.

1. В зависимости от геометрических параметров ходового устройства H_T, B, L, r и максимальных углов поворота φ (φ_1 и φ_2) управляемых гусениц (см. рис. 3.10), предварительно устанавливаемых конструктивно в пределах $0,1 \div 0,3$ рад, определяются смещения полюсов поворота гусеницы l_i (l_1, l_2 и l_3) и радиус R :

• для схемы *a*

$$l_1 = 0,5H_T (1 \pm 2B \times \varphi / 3 H_T) \sqrt{1 + 1,5L^2 / (H_T \pm 0,44B\varphi)^2} - 1; \quad (3.53)$$

$$l_2 = l_1; l_3 \approx 0; R = (H_T + l_1) / 2\varphi \pm 1/3;$$

• для схемы *б*

$$l_1 = \sqrt{1 + 9L^2 / 8H_T^2} - 1; l_2 = 0,5l_1; R = (H_T + l_1 + l_2) / \varphi; \quad (3.54)$$

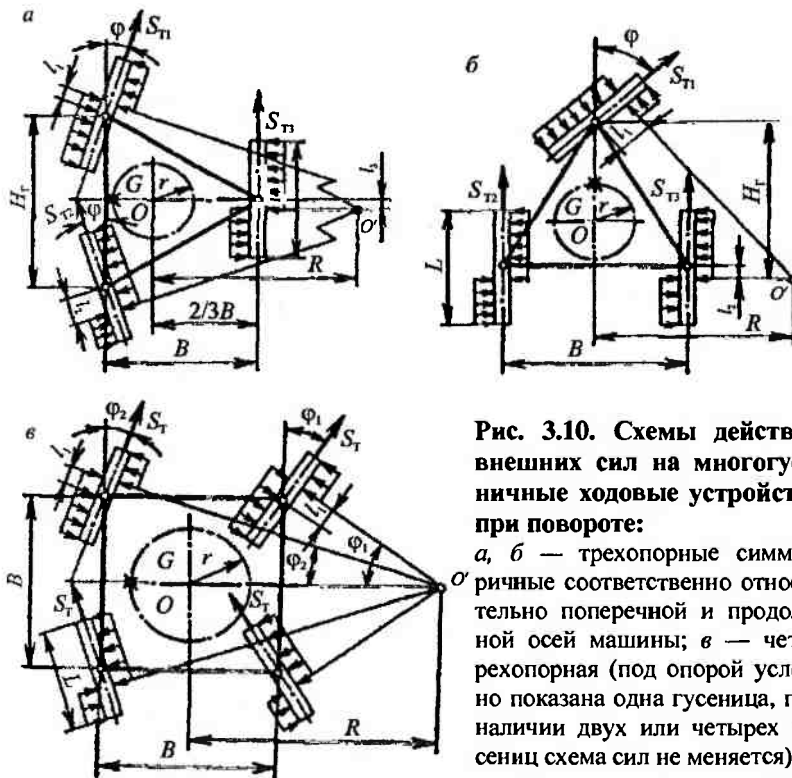


Рис. 3.10. Схемы действия внешних сил на многогусеничные ходовые устройства при повороте:

a, б — трехпорные симметричные соответственно относительно поперечной и продольной осей машины; *в* — четырехпорная (под опорой условно показана одна гусеница, при наличии двух или четырех гусениц схема сил не меняется)

• для схемы *в*

$$l_1 = L(\mu_n \cdot L + 2 f_0 \cdot r (2 - \varphi_1 + \varphi_2)) / \mu_n (4B + (2 - \varphi_1 + \varphi_2) \times ((\varphi_1 - \varphi_2)B - (\varphi_1 + \varphi_2)2r)); l_2 = l_1; R = (l_1 + 0,5B) / \varphi_1 + 0,5. \quad (3.55)$$

При наличии знака \pm (для схемы *a*) минус относится к повороту машины в сторону неуправляемой гусеницы, а плюс — в сторону управляемых.

Если получающийся радиус R велик и не обеспечивает требуемой маневренности машины, то для его уменьшения необходимо увеличить угол поворота φ и повторить расчет.

Приведенный коэффициент сопротивления перекачиванию машины с учетом угла подъема поверхности качения α (обычно 0,07 рад): $f_0 = f_1 + \sin \alpha$.

Приведенный коэффициент сопротивления повороту определяется по выражению

$$\mu_{\Gamma} = \mu' \cdot L / (L + 0,5R). \quad (3.56)$$

2. Максимальная сила тяги в одной гусенице S_{Γ} определяется по формулам:

• для схемы *a*

$$S_{\Gamma} = G(f_0/3 + 4 \mu_n \cdot l_1 \cdot \varphi/9L); \quad (3.57)$$

• для схемы *b*

$$S_{\Gamma} = G(f_0/3 + 2 \mu_n \cdot l_1 \cdot \varphi/9L); \quad (3.58)$$

• для схемы *в*

$$S_{\Gamma} = G(f_0/4 + \mu_n \cdot l_1 (0,5(\varphi_1 + \varphi_2) - r(\varphi_1 - \varphi_2)/B)/2L). \quad (3.59)$$

3. Боковые реактивные силы, действующие на раму машины со стороны гусениц, определяются по формуле

$$P_i = 2\mu_n p_i l_i = 2 \mu_{\Gamma} G_i l_i / L, \quad (3.60)$$

где p_i — вертикальная составляющая нагрузка на 1 погонный метр гусеницы, кН/м; G_i — нагрузка на i -ю гусеницу, кН.

Выбор мощности тягового двигателя приводной гусеницы производится с учетом условий обеспечения максимального тягового усилия $S_{\Gamma \max}$, заданной скорости хода v_{χ} и КПД механизма привода. При этом учитывается, что поворот машины осуществляется сравнительно редко и непродолжителен по времени, а перегрев двигателя маловероятен. Двигатель же подбирается так, чтобы его максимальный крутящий момент в 1,2–1,3 раза превышал крутящий момент, необходимый для создания максимального тягового усилия S_{Γ} , определяемого по приведенным выше формулам или по выражениям (3.46) и (3.47). Запас по крутящему моменту необходим для разгона масс двигателя, привода и рабочих органов машины. Для поворота управляемой гусеничной тележки необходимо преодолеть момент сопротивления повороту M_C , величина которого для многогусеничных систем определяется по формуле (3.52).

Механизм поворота управляемых гусениц включают только при движении машины с максимально возможной скоростью.

3.3.2. Тяговый расчет шагающего ходового оборудования

Привод шагающего механизма расходует энергию на подъем экскаватора массой $m_э$ (т), преодоление сил трения базы о грунт при перемещении экскаватора и на перенос ходовых башмаков. Последнюю составляющую можно не учитывать из-за ее относительно малой величины.

Работа A_1 (кДж), расходуемая на подъем экскаватора, определяется как

$$A_1 = g \cdot m_э \cdot K \cdot h_{пц}, \quad (3.61)$$

где K — коэффициент, показывающий, какая часть веса экскаватора передается на башмаки при шагании ($0,9 \div 0,85$); $h_{пц}$ — высота подъема центра тяжести экскаватора, м.

Работа A_2 (кДж), расходуемая на преодоление сил трения базы о породу, определяется из выражения

$$A_2 = g \cdot m_э \cdot S((1 - K) \mu_1 + \sin \alpha), \quad (3.62)$$

где S — длина шага, м; μ_1 — коэффициент трения базы о породу ($0,5 \div 1,0$); α — угол подъема пути, градус.

Если принять продолжительность одного шага T (с), то привод за время, примерно равное $0,25T$, произведет подъем экскаватора и его перемещение, а за время, равное $0,5T$, осуществит перенос башмаков.

Мощность N_x (кВт) привода ходовой части определим как

$$N_x = (A_1 + A_2) / (0,25T \cdot \eta) = g \cdot m_э \times \\ \times (K \cdot h_{пц} + S((1 - K) \mu_1 + \sin \alpha)) / (0,25T \cdot \eta), \quad (3.63)$$

где η — КПД механизма шагания ($0,5 \div 0,7$).

Скорость хода V_x (км/ч) шагающих экскаваторов определяется по формуле

$$V_x = 3600 S \cdot K'' / T, \quad (3.64)$$

где K'' — коэффициент, учитывающий проскальзывание башмаков по грунтовому основанию в начале и конце шага, ведущее к уменьшению фактической длины шага ($0,7 \div 0,9$).

3.3.3. Тяговый расчет шагающе-рельсового ходового оборудования

Суммарное сопротивление передвижению экскаватора по лыжам складывается из сопротивлений, возникающих при движении экскаватора по рельсам лыж $W_{л}$, при движении экскаватора на подъем $W_{п}$ и от ветра $W_{в}$.

Тяговое усилие при передвижении экскаватора по рельсам лыжи преодолевает упомянутые выше сопротивления W_i (кН).

Сопротивление передвижению экскаватора по лыжам, приходящееся на один двигатель,

$$W_{л} = G_{э} \cdot \mu_2 (2f_k + d \cdot \mu_{т.п}) / D_K \cdot n, \quad (3.65)$$

где $G_{э}$ — вес перемещающихся по лыжам частей экскаватора; f_k — плечо трения качения (0,08÷0,22 см); $\mu_{т.п}$ — коэффициент трения (в подшипниках: качения — 0,01÷0,07 и скольжения — 0,06÷0,09); n — количество двигателей; μ_2 — коэффициент трения реборд ходовых колес о головку рельса при движении (1÷2); d и D_K — диаметры оси и ходового колеса, см.

Сопротивление передвижению лыж складывается из сопротивлений перекачиванию лыж по ходовым колесам тележки $W'_{л}$ и перекачиванию опорных катков лыж по рельсам $W''_{л}$:

$$W_{лп} = W'_{л} + W''_{л} = n_{лг} G_{л} (2f_k + d_{хк} \cdot \mu_{т.п}) / D_{хк} \cdot n + n_{лг} G_k (2f_k + d_{ок} \cdot \mu_{т.п}) / D_{ок} \cdot n, \quad (3.66)$$

где $G_{л}$ и G_k — вес соответственно лыж и катков, кН; f_k — плечо трения качения по лыжам (0,08÷0,12 см); $D_{хк}$, $D_{ок}$, $d_{хк}$ и $d_{ок}$ — диаметры соответственно ходовых и опорных колес и их осей.

Сопротивление ветру

$$W_{в} = K_2 \cdot K_A \cdot p_{в} \cdot F, \quad (3.67)$$

где K_2 — коэффициент сплошности (для решетчатых ферм 0,4÷0,6 и для механизмов 0,6÷0,8); K_A — коэффициент аэродинамичности (для трубчатых ферм 0,8 и для уголковых — 1,0); $p_{в}$ — расчетный максимальный скоростной напор ветра (до 0,4 кПа); F — суммарная наветренная площадь экскаватора, м².

Сопротивление при движении экскаватора на подъем

$$W_B = G_{\text{ПЕР}} \sin \alpha_{\text{max}}, \quad (3.68)$$

где α_{max} — допустимый угол подъема (в забое 3° , при передвижении 5°).

Для точного определения сопротивлений передвижению экскаватора по лыжам, передвижению лыж по ходовым колесам и перекачиванию опорных катков лыж по рельсам необходимо знать все конструктивные элементы и их техническую характеристику. Для предварительного определения мощности двигателей шагающе-рельсового хода рекомендуется пользоваться величинами названных сопротивлений, выраженными через вес ходовой части и веса частей экскаватора, перемещаемых по лыжам.

Сопротивление перемещению экскаватора по лыжам

$$W_{\text{Л}} = 0,0165 G_{\text{ПЕР}}, \quad (3.69)$$

где $G_{\text{ПЕР}}$ — вес перемещающихся по лыжам частей экскаватора, кН.

Сопротивление передвижению лыж

$$W_{\text{ПЛ}} = 0,026 G_X, \quad (3.70)$$

где G_X — вес ходовой части экскаватора, кН.

Сопротивление передвижению лыж на подъем

$$W_{\text{Л}\alpha} = G_X \sin \alpha_{\text{max}}. \quad (3.71)$$

Работа привода шагающе-рельсового хода имеет циклический характер. При заданной скорости передвижения экскаватора в час V_X (м/ч) и известной длине пути хода экскаватора по лыжам $L_{\text{Л}}$ (м) число шагов экскаватора в час $n_{\text{Ш}}$ и время цикла шагания $T_{\text{ЦШ}}$ (с) соответственно равны

$$n_{\text{Ш}} = V_X / L_{\text{Л}} \text{ и } T_{\text{ЦШ}} = 3600 / n_{\text{Ш}}. \quad (3.72)$$

Продолжительность передвижения экскаватора по лыжам и продолжительность передвижения лыж $t_{\text{ПЛ}}$ зависят от их скоростей и соответственно равны

$$t_{\text{ЭЛ}} = L_{\text{Л}} / V_{\text{ЭП}} \text{ и } t_{\text{ПЛ}} = L_{\text{Л}} / V_{\text{ПП}}. \quad (3.73)$$

Время подъема и опускания лыж и базы можно принять равными между собой, т.е.

$$t_{ол} = t_{б} = 0,5(T_{цш} - t_{эл} - t_{пл}). \quad (3.74)$$

При работе роторного экскаватора в забое время, соответствующее передвижению экскаватора по лыжам $t_{эл}$, разбивается на отдельные периоды, продолжительность которых при отработке забоя вертикальными стружками равна времени перемещения экскаватора к груди забоя на толщину стружки с промежутками времени, достаточными для отработки одной ленты по всему фронту подступа. Время копания, в свою очередь, зависит от длины ленты забоя и скорости поворота роторной стрелы.

Мощность двигателей хода при передвижении экскаватора по лыжам

$$N_{ЭП} = T_P \cdot V_{ЭП} / \eta_{ШР} = (W_{л} + W_{П} + W_{В}) V_{ЭП} / \eta_{ШР}. \quad (3.75)$$

Мощность двигателей при передвижении лыж

$$N_{Л} = T_P \cdot V_{Пл} / \eta_{ШР} = (W_{Пл} + W_{Лв}) V_{Пл} / \eta_{ШР}, \quad (3.76)$$

где $\eta_{ШР}$ — КПД привода шагающе-рельсового хода.

Средневзвешенная мощность при шагании

$$N_{ШР.СВ} = (N_{ЭП} \cdot t_{эл} + N_{Пл} \cdot t_{Пл}) / (t_{эл} + t_{Пл}). \quad (3.77)$$

3.4. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЭКСКАВАТОРОВ

3.4.1. Производительность одноковшовых экскаваторов

Производительностью одноковшовых экскаваторов называется объем горной породы в массиве, извлекаемый экскаватором в единицу времени (час, смену, сутки, месяц, год).

Производительность одноковшовых экскаваторов зависит от многих факторов, основными из которых являются тип машины, физико-механические свойства разрабатываемых пород, схема работы и вид транспорта, форма и размеры забоя, общая организация горных работ в карьере.

Различают теоретическую (паспортную), техническую и эксплуатационную производительность экскаватора.

Теоретическая производительность экскаватора соответствует полному использованию его конструктивных возможностей:

$$Q_T = 60 E n = 3600E/t_{цТ}, \quad (3.78)$$

где E — вместимость ковша экскаватора, m^3 ; n — конструктивно-расчетное число рабочих циклов в минуту; $t_{цТ}$ — теоретическая продолжительность рабочего цикла, с.

Теоретическую продолжительность рабочего цикла определяют расчетным путем исходя из конструктивных данных экскаватора при высоте забоя, равной высоте напорного вала, угле поворота 90° и разгрузке породы в отвал. Величина $t_{цТ}$ приводится в паспорте экскаватора.

Техническая производительность является максимально возможной для экскаватора при его непрерывной работе в конкретных горно-геологических условиях. Она определяется с учетом свойств разрабатываемых горных пород и параметров забоя по формуле

$$Q_{тех} = 3600E \cdot k_H / (t_{ц} \cdot k_R) \quad (3.79)$$

где E — вместимость ковша экскаватора, m^3 ; $t_{ц}$ — фактическая продолжительность рабочего цикла в конкретных условиях эксплуатации, с; k_H — коэффициент наполнения ковша экскаватора; k_R — коэффициент разрыхления породы в ковше экскаватора.

Коэффициент наполнения ковша экскаватора равен отношению объема породы в ковше экскаватора к геометрической вместимости ковша. Величина его зависит от физико-механических свойств горных пород, а также от типа экскаватора, формы и размеров забоя, квалификации машиниста (табл. 3.6, 3.7).

Коэффициент разрыхления равен отношению объема породы в разрыхленном состоянии к объему, занимаемому этой породой в массиве (табл. 3.8). Величина его зависит от свойств и степени дробления горных пород при взрывных работах. При этом наибольший коэффициент разрыхления породы имеет место в момент наполнения ковша. При транспортировании поро-

ды коэффициент разрыхления уменьшается, а у породы, размещенной в отвал, он является наиболее низким.

Таблица 3.6

Коэффициент наполнения ковша одноковшовых экскаваторов (по Н. Г. Домбровскому)

Породы	Механические лопаты	Драглайны
Песок и гравий сухие, щебень	0,95÷1,02	0,8÷0,9
Песок и гравий влажные	1,15÷1,23	1,1÷1,2
Суглинок	1,05÷1,12	0,8÷1,0
Суглинок влажный	1,2÷1,32	1,15÷1,25
Глина средняя	1,08÷1,18	0,98÷1,06
Глина средняя влажная	1,3÷1,5	1,18÷1,28
Глина тяжелая	1,0÷1,1	0,95÷1,0
Глина тяжелая влажная	1,25÷1,4	1,1÷1,2
Хорошо взорванные скальные породы	0,95÷1,02	0,8÷0,9
Плохо взорванные скальные породы	0,75÷0,9	0,55÷0,8

Таблица 3.7

Значения коэффициентов $k_{р.к}$ и $k_{н.к}$ при средней степени дробления пород взрывом (для ориентировочных расчетов)

Породы	$k_{р.к}$	$k_{н.к}$
Песок, супесь, легкая глина	1,1÷1,18	1,0÷1,1
Плотные глины, слабые глинистые сланцы, мел, бурые и каменные угли	1,15÷1,3	0,95÷1,1
Тяжелые глины, плотные глинистые сланцы, мергель, слабые песчаники на глинистом цементе	1,25÷1,4	0,85÷1,1
Некрепкие сланцы и песчаники на известковом цементе, слабые известняки, плотный мергель	1,3÷1,45	0,8÷1,0
Граниты, крепкие: песчаники (на железистом и кварцевом цементе), мрамора, известняки и доломиты	1,45÷1,5	0,75÷0,9

Таблица 3.8

Коэффициент разрыхления горных пород
(по Н.В. Мельникову)

Породы	Коэффициент разрыхления		
	Первоначальный	В вагоне	Остаточный
Песок, супеси	1,05÷1,2	1,1÷1,2	1,05
Растительный грунт, торф	1,2÷1,3	1,2÷1,25	1,03÷1,1
Лёссовидные суглинки, рыхлый влажный лёсс, гравий до 15 мм	1,15÷1,3	1,2÷1,25	1,02÷1,1
Жирная глина, тяжелый суглинок, крупный гравий, лёсс естественной влажности, ломовая глина, суглинок с щебнем	1,25÷1,35	1,3	1,07÷1,15
Отвердевший лёсс, мягкий мергель, опоки, трепел	1,3÷1,4	1,35	1,1÷1,2
Крепкий мергель, трещиноватая скалистая порода	1,3÷1,5	1,4	1,1÷1,25
Скала различной твердости при количестве кусков размером до 0,4÷0,7 м до 25 %	1,25÷1,5	1,3÷1,4	1,15÷1,3 5
То же, при количестве кусков размером до 1 м до 25 %	1,45÷1,5 5	1,4	1,2÷1,4
То же, при количестве кусков размером до 1,7 м до 40 %	1,6÷1,8	1,6÷1,8	1,4÷1,6

При расчете производительности экскаватора иногда применяют коэффициент экскавации, который равен отношению коэффициента наполнения ковша к коэффициенту разрыхления породы и показывает степень использования геометрической вместимости ковша объемом загружаемой в ковш породы, обмеренной в массиве:

$$k_{\text{Э}} = k_{\text{Н}}/k_{\text{Р}} = V_{\text{М}}/E, \quad (3.80)$$

где $V_{\text{М}}$ — объемом загружаемой в ковш породы, обмеренной в массиве, м^3 ; E — вместимость ковша экскаватора, м^3 .

Фактическая продолжительность рабочего цикла одноковшовых экскаваторов при надлежащем совмещении операций складывается из продолжительности черпания, поворота к месту разгрузки, разгрузки и поворота назад в забой.

Она зависит от типа экскаватора, свойств разрабатываемых пород, схем работы и вида применяемого транспорта, параметров забоя, квалификации машиниста экскаватора и изменяется в широких пределах от 20 до 80 с (табл. 3.9).

Эксплуатационная производительность одноковшового экскаватора определяется с учетом использования экскаватора во времени:

$$Q_{\text{э}} = 3600E \cdot k_{\text{н}} \cdot k_{\text{и}} / (t_{\text{ц}} \cdot k_{\text{р}}), \quad (3.81)$$

где E — вместимость ковша экскаватора, м^3 ; $t_{\text{ц}}$ — фактическая продолжительность рабочего цикла в конкретных условиях эксплуатации, с; $k_{\text{н}}$ — коэффициент наполнения ковша экскаватора; $k_{\text{р}}$ — коэффициент разрыхления породы в ковше экскаватора; $k_{\text{и}}$ — коэффициент использования экскаватора во времени.

Величина коэффициента использования экскаватора во времени зависит в основном от общей организации работ в карьере и определяется по формуле

$$k_{\text{и}} = (T - T_{\text{пр}}) / T, \quad (3.82)$$

где $T_{\text{пр}}$ — продолжительность простоев экскаватора в течение рабочей смены, ч.

Простои экскаватора в течение смены делятся на неизбежные и устранимые. К первым относят простои, обусловленные технологическим процессом или конструктивными особенностями экскаватора: прием и сдача смены, смазка и профилактический ремонт экскаватора, очистка ковша, передвижка экскаватора, замена груженных транспортных сосудов порожними, простои, связанные с производством взрывных работ, и т.п. Ко вторым относятся простои, вызванные организационными причинами: внеплановые ремонты, аварии, ожидание транспорта в течение более значительного времени, чем это предусмотрено нормами.

Максимальное значение коэффициента использования экскаватора во времени достигается при работе с разгрузкой в отвал или на конвейер, минимальное — при разгрузке в средства железнодорожного транспорта в тупиковом забое (табл. 3.10).

Сменную, суточную, месячную и годовую производительность одноковшовых экскаваторов определяют по формулам

$$Q_{\text{СМ}} = Q_{\text{Э}} \cdot t \quad (3.83)$$

$$Q_{\text{СУТ}} = Q_{\text{СМ}} \cdot n_{\text{СМ}} \quad (3.84)$$

$$Q_{\text{МЕС}} = Q_{\text{СУТ}} \cdot n_{\text{СУТ}} \quad (3.85)$$

$$Q_{\text{ГОД}} = Q_{\text{МЕС}} \cdot n_{\text{М}} = Q_{\text{СУТ}} \cdot n_{\text{Д}} \quad (3.86)$$

где t — продолжительность смены, ч; $n_{\text{СМ}}$ — число рабочих смен в сутки; $n_{\text{СУТ}}$ — число рабочих суток в месяце; $n_{\text{М}}$ — число месяцев работы в году; $n_{\text{Д}}$ — число рабочих дней в году.

Число рабочих смен в сутки определяется принятой организацией экскаваторных работ. При восьмичасовой смене может быть принята трехсменная или двухсменная работа. Обычно для мощных экскаваторов применяют трехсменную работу, для менее мощных и при сложной технологии горных работ — двухсменную.

Высокие технико-экономические показатели работы экскаваторов достигаются при организации ремонтно-подготовительной смены. В этом случае экскавацию горных пород производят в первые две смены, а в третью не рабочую для транспорта смену выполняют различные ремонтно-подготовительные работы: профилактический ремонт, переукладку железнодорожных путей, взрывные работы и т.д.

При расчете месячной производительности экскаватора учитывают время, необходимое для текущего и среднего ремонта экскаватора. В зависимости от состояния машины и ремонтной базы оно составляет от 2÷3 смен до 2÷5 суток.

При расчете годовой производительности учитывают время, необходимое для годового ремонта экскаватора, составляющее от 20 до 70 суток, а также простои из-за праздничных и выходных дней, переводов экскаваторов из одного забоя в другой, климатических условий. В среднем экскаваторы находятся в работе 240÷280 дней в году (табл. 3.11).

Таблица 3.9

Продолжительность рабочего цикла о пневмошковых экскаваторов (по Н.А. Кулешову и Ю.И. Аннстратоеву)

Экскаваторы	Породы														
	Песчано-глинистые			Глинистые			Тяжелые глины и полускальные невзорванные			Скальные взорванные					
	90	135	180	90	135	180	90	135	180	90	135	180	90	135	180
	Угол поворота, градус														
ЭКГ-4 6	19,8	21,9	24,0	23,8	25,9	28,0	27,8	29,9	32,0	28,8	24,9	27,0	36,8	38,9	41,0
ЭКГ-8	22,6	25,6	28,6	26,0	29,6	32,6	29,6	32,6	35,6	25,6	28,6	31,6	37,6	40,6	43,6
ЭВГ-4	21,4	24,4	27,4	25,4	28,4	31,4	28,4	31,4	34,4	23,4	26,4	29,4	37,5	40,5	43,5
ЭВГ-6	31,5	36,5	40,8	35,4	40,5	44,8	38,5	43,5	47,8	33,5	38,5	42,8	45,5	51,5	55,8
ЭШ-15.90	37,4	53,6	58,8	41,5	57,7	62,9	44,1	60,3	65,5	40,1	56,3	61,5	51,5	67,8	73,0

Таблица 3.10

Примерные значения коэффициента использования экскаватора по времени

Транспорт	Способы подачи транспортных средств	Коэффициент использования экскаватора при организации работ	
		средней	хорошей
Конвейерный Автомобильный	Плточный	0,7	0,9
	Плточный	0,7	0,8
Железнодорожный	Тупиковый	0,6	0,7
	Потоочный	0,7	0,8
	Тупиковый	0,5	0,7

Таблица 3.11

Среднегодовое число рабочих дней экскаваторов
(по Н.В. Мельникову)

Экскаваторы	Среднего- довое чис- ло дней в ремонте	Число праздни- чных и вы- ходных дней	Число рабочих дней в году по районам		
			север- ным	средним	южным
ЭКГ-4,6, ЭШ-4.40, ЭШ-5.45	38	60	253	256	263
ЭКГ-8И, ЭВГ-4И	43	60	247	250	259
ЭКГ-12,5, ЭШ- 10.60, ЭВГ-6	53	60	242	245	247
ЭВГ-15	56	8	292	295	297
ЭШ-14.75, ЭШ- 15.90, ЭШ-20.65	58	8	288	291	293
ЭВГ-35.65, ЭШ- 25.100	71	8	275	278	280
ЭШ-50.125, ЭШ- 80.100	77	8	269	272	274

На мелкозсорванных породах при хорошей организации работ эксплуатационная годовая производительность одноковшовых экскаваторов может достигать: ЭКГ-5А — 2,5÷3 млн м³, ЭКГ-8 — 3,5÷4 млн м³, ЭКГ-12,5 — 5,5÷6 млн м³, ЭШ-6(8).60 — 1,3÷1,6 млн м³, ЭШ-10.60(70) — 2,6÷2,9 млн м³, ЭШ-15.90 — 3,4÷4,0 млн м³, ЭШ-10(14).75 — 3,0÷3,3 млн м³.

3.4.2. Повышение производительности экскаваторов

Для производительного использования экскаватора, особенно в тяжелых горно-геологических и суровых климатических условиях, необходимо выполнение ряда эксплуатационно-технических мероприятий, обеспечивающих эффективную и безаварийную работу, таких, как поддержание работоспособного состояния машины, определяющего готовность к эксплуатации, правильная подготовка забоя и обслуживание машины машинистом высокой квалификации.

Работоспособное состояние машины достигается своевременным и правильным техническим обслуживанием, предусматривающим: периодический осмотр ее узлов (согласно инструкции по эксплуатации), своевременную и надежную смазку механизмов, периодическую регулировку изнашиваемых механизмов и соединений, очистку механизмов от пыли и грязи, своевременную их замену, а также ремонт согласно графику.

Правильно подготовленный забой должен способствовать длительной безостановочной работе экскаватора, что возможно при достаточных объемах обрушенных пород и надлежащем качестве их дробления взрывом (или рыхлителем) с регламентированным выходом негабаритов.

Путь передвижения экскаватора в забое следует тщательно выравнивать и очищать от крупных камней и осыпей, чтобы предохранить ходовое оборудование от поломок, а также уменьшить затраты времени на зачистку забоя. Для мощных машин выполнение этих работ осуществляется бульдозером, обслуживание которого зачастую поручается машинисту ходового оборудования экскаватора. Площадка для работы в забое должна быть горизонтальной во избежание перегрузки механизмов поворота.

При работе поперечный наклон одноковшового двухгусеничного экскаватора допускается не более 2° , при этом ось гусениц должна быть ориентирована в сторону забоя.

Квалификация машиниста включает в себя комплекс навыков и рабочих приемов, которые позволяют работать без ударов и перегрузок механизмов. Машинист высшей квалификации за время цикла совершает минимальное число манипуляций командоконтроллерами, правильно устанавливает машину относительно забоя, умело осуществляет процесс наполнения ковша в забое и загрузку транспортных средств.

Заполнение ковша породой является наиболее ответственным элементом цикла (30÷40 %), и сокращение его длительности достигается правильным выбором толщины стружки, места заполнения ковша и применением ряда других приемов.

Сокращение продолжительности заполнения ковша при высоком забое карьерными мехлопатами можно достичь, производя черпание в нижней его части и создавая тем самым небольшой и допустимый по технике безопасности козырек. В перерывах между подачей транспортных средств этот козырек обрушают ковшом экскаватора.

На мехлопатах целесообразно применять весовые индикаторы загрузки ковша, позволяющие машинисту контролировать степень его наполнения. Машинист должен начинать поворот сразу же, как только индикатор укажет, что ковш загружен, не полагаясь на собственное визуальное наблюдение. Помимо сокращения времени цикла при установке такого индикатора сокращается вероятность перегрузки машины. При эксплуатации мехлопат рекомендуется чаще передвигать машину, чтобы свести до минимума необходимость черпания за пределами условного цилиндра, образуемого вертикалями от точек оси головного блока стрелы, так как при работе с большим выдвиганием рукояти увеличиваются продолжительность напора, износ канатов и механизма напора, появляются большие изгибающие напряжения в рукояти и стреле.

Уменьшение длительности рабочего цикла достигается также совмещением отдельных элементов его во времени, например поворота ковша с его подъемом или выгрузки ковша без остановки движения вращения платформы. Однако последний прием дает наилучший результат только при отсыпке породы в отвал.

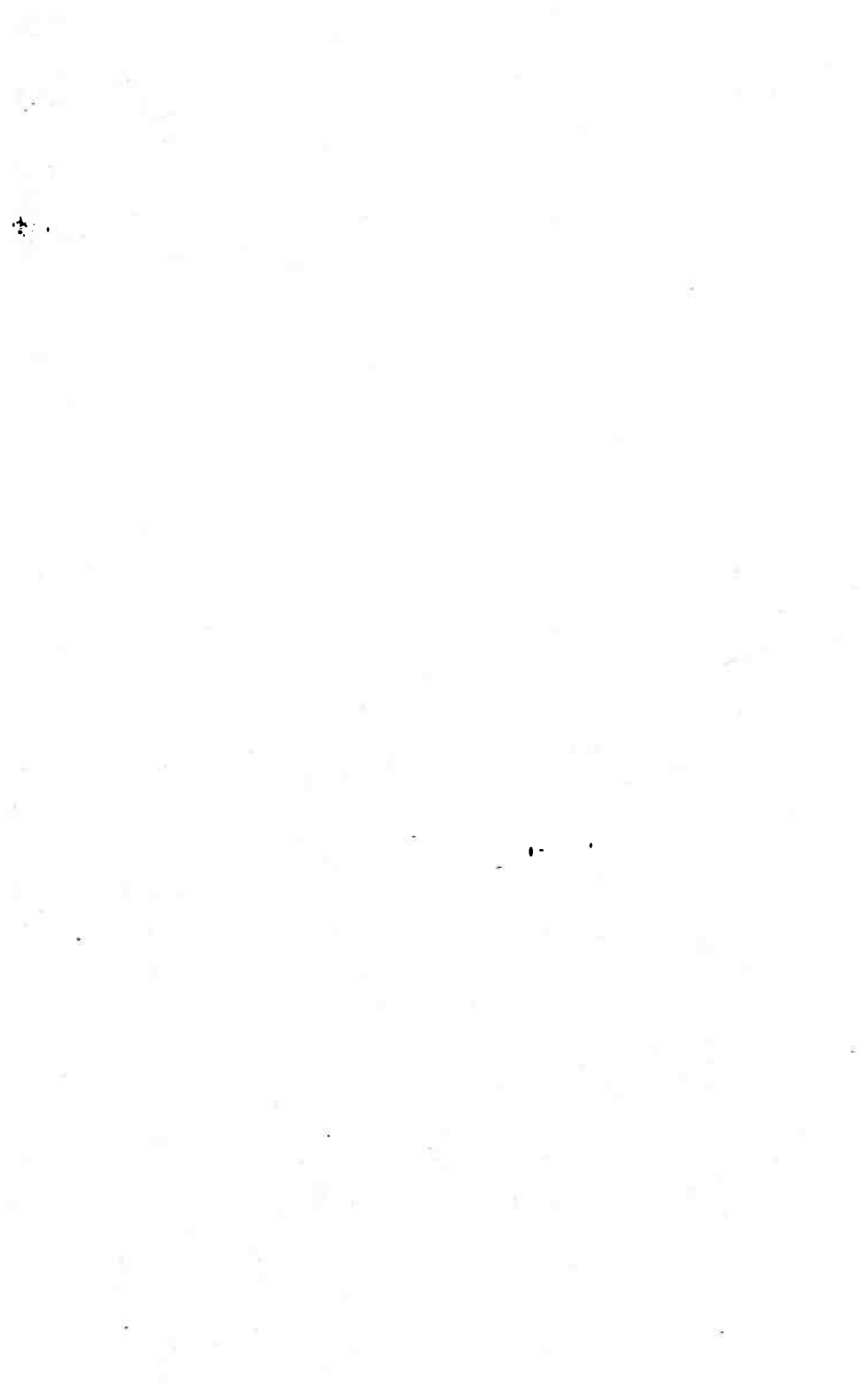
При черпании драглайном его ковш должен наполняться на пути, не превышающем две-три длины ковша, затем подниматься немедленно и по возможности вертикально. Даже если ковш окончательно не заполнился, следует произвести его поворот и выгрузку, отказываясь от дополнительного зачерпывания ковша после его отрыва от забоя. Черпание породы на откосе вблизи экскаватора и подъем груженого ковша к оголовку стрелы под углом 45° на разгрузку увеличивают расход энергии до 40 %. Поднимая ковш сразу после его заполнения на максимально удаленном участке забоя, удается избежать попадания в машинное отделение породы, налипающей на тяговые канаты.

Боковые раскачивания ковша или отрыв его от породы с преждевременным поворотом приводят к высоким динамическим нагрузкам в стреле, износу механизма поворота и головных блоков стрелы.

При эксплуатации ковшей драглайнов следует уделять большое внимание состоянию зубьев и режущих кромок ковшей. Не рекомендуется разбивать ковшом твердые куски породы, бросать ковш драглайна на откос особенно зубьями вниз, работать с затупленными зубьями, поднимать ковш близко к головному блоку, затягивать ковши тяговых канатов в направляющие блоки наводки. Каждая машина должна иметь запасные комплекты зубьев, а также не менее двух ковшей (желательно разной вместимости и металлоемкости с тем, чтобы текущий ремонт ковша и смена зубьев не требовали остановки машины).

ГЛАВА 4

**ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ
КРИТЕРИЙ
ЭКСКАВАТОРОВ**



Главным назначением карьерной механической лопаты является выемка пород с последующей погрузкой в транспортные средства или размещением их на отвалах. Следовательно, функциональный критерий можно выразить как совокупность функциональных мощностей, расходуемых на выемку и транспортирование породы. Однако в связи с тем, что между указанными функциональными сущностями карьерных механических лопат имеется неразрывная технологическая связь и разделение их практически нецелесообразно, функциональный критерий, определяемый исходя из производительности экскаватора, имеет вид

$$\lambda = Q \cdot K_F, \quad (4.1)$$

где Q – производительность экскаватора, м³/ч; K_F – удельное сопротивление копанью, кгс/см² (МПа).

Эксплуатационный функциональный критерий экскаватора определяется по выражению

$$\lambda_{\text{Э}} = 0,278 Q_{\text{Э}} \cdot K_F, \quad (4.2)$$

В формулу для определения функционального критерия входит производительность экскаватора, которая зависит от конструктивных и режимных параметров, условий эксплуатации и принятого расчетного времени работы машины.

Эксплуатационная производительность $Q_{\text{Э}}$ (представляет собой объем горной массы, отработанной экскаватором за определенный период эксплуатации. Она рассчитывается с учетом неизбежных организационных и технологических простоев по формуле

$$Q_{\text{Э}} = 3600E \cdot K_{\text{Э}} \cdot K_{\text{В}} \cdot T_{\text{СМ}} / t_{\text{Ц}}, \quad (4.3)$$

где E — емкость ковша экскаватора, м^3 ; $K_{\text{Э}}$ — коэффициент экскавации; $K_{\text{В}}$ — коэффициент использования экскаватора во времени; $T_{\text{СМ}}$ — продолжительность смены, ч; $t_{\text{Ц}}$ — фактическая продолжительность рабочего цикла в конкретных условиях эксплуатации, с.

Продолжительность цикла экскавации определяется по формуле

$$t_{\text{Ц}} = t_{\text{ч}} + t_{\text{П.Р}} + t_{\text{П.З}} + t_{\text{р}}, \quad (4.4)$$

где $t_{\text{ч}}$ — время черпания, с; $t_{\text{П.Р}}$ — время поворота экскаватора к месту разгрузки, с; $t_{\text{П.З}}$ — время поворота экскаватора в забой, с; $t_{\text{р}}$ — время разгрузки, с.

Для карьерных механических лопат время поворота экскаватора к месту разгрузки равно

$$t_{\text{П.Р}} = ((\beta_{\text{П}}^2 (35E + 0,42E^2)^{2/3}) / E)^{1/2} / 2, \quad (4.5)$$

где $\beta_{\text{П}}$ — угол поворота экскаватора, град.

Время черпания в зависимости от кусковатости породы и емкости ковша рассчитывается по формуле

$$t_{\text{ч}} = Z \cdot d_{\text{СР.Р}}^2 / E + E / (Y \cdot E + 0,6), \quad (4.6)$$

где Z и Y — коэффициенты соответственно равны 67 и 0,11; $d_{\text{СР.Р}}$ — средняя кусковатость взорванной горной массы, см.

При расчетах принимают $t_{\text{П.З}} = t_{\text{П.Р}}$ и по рекомендациям проф. Н. Г. Домбровского $t_{\text{р}} = 3$ с.

После подстановки в формулу значений времени черпания, поворота и разгрузки общая длительность цикла карьерного экскаватора

$$t_{\text{Ц}} = 0,67 d_{\text{СР.Р}}^2 / E + E \cdot ((\beta_{\text{П}}^2 (35E + 0,42E^2)^{2/3}) / E)^{1/2} \cdot (0,11 \cdot E + 0,6) + 3. \quad (4.7)$$

Коэффициент экскавации в зависимости от кусковатости взорванной породы и емкости ковша экскаватора определяется по формуле

$$K_9 = 1,18 \exp(-6,5 d_{\text{СР.Р}}^{1/2} / E^{1/2}) / (d_{\text{СР.Р}}^{1/3} / 0,75 E^{1/3}) \times \exp(1 - d_{\text{СР.Р}}^{2,5} / 0,56 E^{2,5}) + 1) \quad (4.8)$$

Связь между максимальным значением и емкостью ковша выражается формулой

$$d_{\text{СР.Р}} = 0,525 E^{1/3} \quad (4.9)$$

Коэффициент экскавации тесно связан с категорией пород по трудности экскавации. Чем он ниже, тем сложнее условия работы экскаватора. Его значение, по данным Центргипрошахт, приведены ниже.

Коэффициент экскавации для карьерных мехлопат

Категория пород.....	I	II	III	IV	V
K_9	0,91	0,84	0,7	0,6	0,56

Коэффициент использования экскаватора во времени зависит главным образом от организации и качества буровзрывных работ, а также затрат времени на ремонт. Следовательно, можно считать, что в равных условиях значение этого коэффициента определяется качеством подготовки пород при взрывных работах.

Анализ затрат времени на аварийные работы, разборку забоев и т. д. в зависимости от кусковатости взорванной горной массы позволяет устанавливать связь между коэффициентом использования экскаватора во времени и средним диаметром куска

$$K_B = K_0 \exp(d_{\text{СР.Р}}^2 / E^{0,5}) \quad (4.10)$$

где K_0 — коэффициент использования экскаватора во времени по организационным и технологическим факторам.

После подстановки значений получим

$$Q = \frac{3600E \cdot T \cdot K_0 \exp\left(-\frac{f^2 d_{\text{СР.Р}}^2}{E^{1/2}}\right)}{\frac{67d_{\text{СР.Р}}^2}{E} + \frac{E}{0,11E + 0,6} \sqrt{\frac{(35E + 0,42E^2)^{5/3} \beta_{\text{П}}^2}{E}} + t_p} \times$$

$$\times \frac{1,18 \exp\left(-\frac{6,5d_{\text{СР.Р}}^3}{E^{1/2}}\right)}{\frac{f^2 d_{\text{СР.Р}}^2}{0,75E^{1/3}} \exp\left(1 - \frac{f^2 d_{\text{СР.Р}}^2}{0,56E^{2/3}}\right) + 1,35}$$

На работу экскаваторов оказывает существенное влияние физико-механические свойства разрабатываемых пород, т. е. их структурные особенности, прочность в куске и влажность, определяемые горно-геологическим строением массива.

Наиболее общим показателем, определяющим состав взорванной массы, является коэффициент разрыхления.

Коэффициент K_F является комплексным показателем и может быть использован в качестве показателя энергоемкости процесса выемки пород, как из массива, так и из развала. Он определяется:

- для пород $f = 1,5 \div 6$

$$K_F = 3,18((6,47/K_p) - 4,14) \cdot ((10,8/h) + 0,38) \cdot (0,51 + 0,11f) \cdot (0,41 + 0,02d_{\text{СР.Р}}); \quad (4.12)$$

- для пород $f > 6$

$$K_F = 4,13((27,8 \cdot 39/K_p) - 13,8 K_p) \cdot (30/h) + 0,92) \cdot (1,1 - 0,9/f) \cdot (0,38 + 0,03d_{\text{СР.Р}}), \quad (4.13)$$

где K_p — коэффициент разрыхления; f — крепость пород по шкале проф. М. М. Протодьяконова; h — глубина копания.

Глубина копания определяется по формуле

$$h = 2,6K_p - 4,26 K_p + 1,8. \quad (4.14)$$

Таблица 4.1

Экскаватор	Производительность, м ³	Удельное сопротивление копания, кг/см ²	Функциональный критерий, т·м/ч
ЭГГ-8И	10 072,9	1,3	16 116,6
М-201	17 880,3	1,6	28 608,5
ЭКГ-20	13 342,8	1,6	21 492,5
М-301	33 392,0	1,6	53 427,2
ЭКГ-15	22 629,0	1,6	36 206,4

Эксплуатационная производительность карьерной механической лопаты — величина случайная, зависящая от множества факторов, а следовательно, и эксплуатационный функциональный критерий машины является величиной случайной.

Для определения вероятностных характеристик принимается нулевая гипотеза о распределении эксплуатационного функционального критерия экскаватора по нормальному закону.

Проверка гипотезы о нормальном распределении случайных величин производится при помощи безразмерных характеристик — показателей асимметрии и эксцесса, а затем критерия согласия Пирсона.

Средние значения эксплуатационных функциональных критериев экскаваторов приведены в табл. 4.1.

[The page contains extremely faint, illegible text, likely bleed-through from the reverse side of the document.]

ГЛАВА 5

**РАСЧЕТ И ВЫБОР
ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ
ЭКСКАВАТОРОВ**

1. The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions.

2. The second part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions.

5.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИВОДОВ ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

К главным механизмам одноковшовых экскаваторов относят подъемный, напорный (тяговый), поворотный и ходовой механизмы, имеющие различные характеры нагрузок при работе экскаватора. Работа подъемного, напорного и поворотного механизмов носит циклический характер, причем для подъемного и напорного механизмов характерны резко переменное изменение статического момента сопротивления и колебания скорости перемещения рабочего органа. Работа поворотных механизмов связана с преодолением больших моментов инерции вращающихся частей экскаваторов. Если из цикла работы экскаватора исключить непродолжительные по времени операции маневрирования с ковшом над местом разгрузки, то в расчетах по определению мощности двигателей приводов подъемного, напорного и поворотного механизмов время цикла работы можно разделить на три периода: копание, поворот платформы с груженым ковшом к месту разгрузки и поворот платформы с порожним ковшом в забой. При таком варианте цикла значительно упрощается построение нагрузочных и скоростных диаграмм, по ко-

торым может быть определена мощность P_i (кВт) двигателя в каждый из периодов по формуле

$$P_i = \frac{N_i v_i}{\eta_{\text{мех}}} \cdot 10^{-3}, \quad (5.1)$$

где N_i — усилие, преодолеваемое рабочим механизмом при выполнении данной операции в цикле, Н; v_i — скорость (м/с), с которой преодолевается усилие N_i ; $\eta_{\text{мех}}$ — КПД механизма.

Зная продолжительность и соответствующую мощность каждого периода, можно рассчитать среднее значение мощности привода за полный цикл работы:

$$P_{\text{св}} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{мес}}=i} P_i t_i}{\sum_{i=1}^{n_{\text{пер}}=i} t_i} \cdot 10^{-3}. \quad (5.2)$$

Так как среднее значение мощности по формуле (5.2) определяют с учетом времени выполнения отдельных операций в цикле работы экскаватора и относят ко времени полного цикла, такую мощность можно назвать средневзвешенной ($P_{\text{св}}$).

При определении средневзвешенной мощности двигателей поворотных механизмов одноковшовых экскаваторов в выражение (5.2) вместо произведения $P_i t_i$ подставляют величину условной работы сил инерции вращающихся частей экскаватора (см. 5.6). Нагрузочные и скоростные диаграммы главных механизмов наглядно показывают изменения усилий $N = f(t)$, момент инерции $J = f(t)$, частоту вращения $n = f(t)$ и скорость перемещения $v = f(t)$ рабочего органа в течение цикла работы механизма.

5.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАСС И ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Значения масс и линейных размеров конструктивных элементов одноковшовых экскаваторов, необходимые для определения усилий, возникающих при работе экскаватора, могут быть

вычислены по эмпирическим формулам. Так, масса всего экскаватора

$$m_{\text{экс}} = k_{\text{экс}} E, \quad (5.3)$$

где $k_{\text{экс}}$ — коэффициент удельной массы экскаватора, численно равный отношению массы экскаватора к вместимости ковша; E — вместимость ковша, м^3 (во всех расчетах принимают как заданную величину).

По величине массы экскаватора и приведенным в табл. 5.1 коэффициентам k_L находят линейные размеры (м) отдельных конструктивных элементов:

$$L = k_L \sqrt[3]{m_{\text{экс}}}. \quad (5.4)$$

Таблица 5.1

Коэффициенты для определения линейных размеров экскаваторов по заданной вместимости ковша

Показатели	Строительные универсальные экскаваторы	Карьерные механические лопаты	Вскрышные механические лопаты	Шагающие драглайны
Вместимость ковша, м^3	0,1—2	2—20	4—50	4—25
Удельная масса экскаватора $k_{\text{экс}}, \text{т}/\text{м}^3$	37—41	38—55	55—110	50—110
<i>Линейные коэффициенты k_L</i>				
Ширина платформы	—	0,85—0,95	0,95—1,40	1,15—1,30
Высота кузова	0,93—0,98	0,85—0,90	1,25—1,5	0,9—0,87
Радиус задней стенки кузова	1,05—1,1	0,95—1	1,25—1,4	1,2—1,8
Длина стрелы:				
лопаты	2,1—2,0	1,8—1,85	3,2—4,5	—
драглайна	4,5—4,6	—	—	7,0—8,0
Высота пяты стрелы	0,48	0,45	0,7—0,8	0,15—0,5
Радиус пяты стрелы	0,4—0,37	0,4—0,37	0,50—0,56	0,6—0,42
Длина рукояти	1,6—1,5	1,15—1,25	2,1—2,9	—

Окончание табл. 5.1

Показатели	Строительные универсальные экскаваторы	Карьерные механические лопаты	Вскрышные механические лопаты	Шагающие драглайны
Максимальная высота:				
копания	2,15—2,05	1,7—1,8	2,65—2,90	4,6
разгрузки	1,6—1,5	1,23—1,3	2,8—3,20	2,5
Высота напорного вала (высота рабочего забоя)	1,25—1,15	1,1	1,7—1,95	—
Максимальный радиус:	2,65—2,5	2,7—2,6	3,5—4,5	7,55
копания				
разгрузки	2,35—2,25	2,5—2,4	3,3—4,3	7,48
Ширина хода	0,91—0,96	0,9—0,95	1,25—1,35	—
Длина гусеницы	1,1—1,15	1,05—1,1	0,65—0,8	—
Ширина звена гусеницы	0,18—0,2	0,18—0,19	0,12—0,13	—
Шаг звена гусеницы	0,08—0,10	0,07	0,07—0,06	—
Высота гусеницы	0,32—0,38	0,23—0,24	0,18—0,21	—
Диаметр:				
ведущего колеса	0,27—0,34	0,18—0,19	0,15—0,17	—
направляющего колеса опорного катка	0,25—0,22	0,18—0,19	0,15—0,17	0,1—0,25
Высота базы	0,25—0,31	0,18	0,15—0,18	—

Массы поворотной платформы с механизмами, стрелы с блоками и напорного механизма определяют по эмпирической формуле

$$m = k_m m_{\text{экс}}, \quad (5.5)$$

где k_m — коэффициент массы (табл. 2); $m_{\text{экс}}$ — масса экскаватора, т.

Таблица 5.2

Коэффициенты для определения масс отдельных узлов экскаваторов

Узел экскаватора	Коэффициент массы k_m			
	Строительные универсальные экскаваторы	Карьерные механические лопаты	Вскрышные механические лопаты	Шагающие драглайны
Стрела с блоками	0,04—0,03	0,070—0,06	0,075—0,065	0,07—0,06
Напорный механизм	0,06—0,1	0,0255—0,028	0,023—0,0145	—
Поворотная платформа с механизмами	0,50—0,45	0,51—0,48	0,45—0,43	0,70—0,80

Линейные размеры в метрах (ширину, длину и высоту) ковшей механических лопат и драглайнов определяют по соответствующим формулам:

механические лопаты драглайны

$$b_{к.л} = 1,3\sqrt[3]{E_n}; \quad b_{к.п} = 1,15\sqrt[3]{E_n}, \quad (5.6)$$

$$I_{к.л} = 0,77b_{к.л}; \quad I_{к.п} = 1,2b_{к.п}, \quad (5.7)$$

$$h_{к.л} = 0,75b_{к.л}; \quad h_{к.д} = 0,65b_{к.д}. \quad (5.8)$$

Массу (t) ковша и породы в ковше механических лопат и драглайнов вычисляют, используя формулы:

$$m_{к.л} = 1,15c_{к.л}E_n, \quad (5.9)$$

$$m_{к.д} = 1,1c_{к.д1}(c_{к.д2} + c_{к.д3}E_n)E_n^{2/3}, \quad (5.10)$$

$$m_{пор} = \frac{E_{л.д}\gamma_{пор}}{k_p}, \quad (5.11)$$

где $m_{к.л}$, $m_{к.д}$, E_n , E_d — массы (t) и вместимости (m^3) ковшей механических лопат и драглайнов; $c_{к.л}$, $c_{к.д1}$, $c_{к.д2}$, $c_{к.д3}$ — коэффициенты для определения масс ковшей экскаваторов (табл. 5.3); $\gamma_{пор}$ — плотность горной породы в целике, t/m^3 (табл. 5.4); k_p — коэффициент разрыхления породы (табл. 5.4).

Таблица 5.3

Коэффициенты для определения масс ковшей экскаваторов

Условия работы	$c_{к.л}$	$c_{к.д1}$	$c_{к.д2}$	$c_{к.д3}$
Легкие	0,7—1,2	1,0	1,25	0,13
Средние	0,9—1,7	0,7	2,4	0,12
Тяжелые	1,1—2,1	0,52	3,25	0,08

Таблица 5.4

Расчетные коэффициенты

Показатели	Категория породы			
	I	II	III	IV
Коэффициент пути $k_{пут}$	2,5—3,0	3,5	4,0	5,5
Коэффициент разрыхления k_p	1,1—1,15	1,25	1,3	1,3—1,37
Плотность породы в целике $\gamma_{ц}$, т/м ³	1,5—1,8	1,8—2,5	2,5—3,0	3,0—3,5

Таблица 5.5

Коэффициенты для определения размеров рукоятей экскаваторов

Экскаваторы	c_p рукояти				
	внутренней однобалочной			внешней двухбалочной	
	разгруженной от изгиба и кручения	разгруженной от кручения	неразгруженной	неразгруженной от кручения	разгруженной от кручения
Строительные	—	—	1,35—1,4	1,45—1,5	—
Карьерные	0,3—0,34	0,4—0,45	0,45—0,5	0,8—1,0	—
Вскрышные	0,4—0,45	0,7—0,75	—	0,9—1,1	1,1—1,2

Масса (т) рукояти механической лопаты

$$m_p = c_p m_{к.л} \quad (5.12)$$

где c_p — коэффициент для определения размеров рукоятей экскаваторов (табл. 5.5); $m_{к.л}$ — масса ковша лопаты, определяемая по формуле (5.9).

5.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК ПОДЪЕМНОГО И НАПОРНОГО МЕХАНИЗМОВ ПРЯМОЙ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЛОПАТЫ

Для определения нагрузок подъемного и напорного механизмов строят в масштабе схемы расчетных положений рабочего оборудования экскаватора (рис. 5.1) по данным расчета линейных размеров конструктивных элементов экскаватора. На схемах показаны векторы сил, действующих на рабочее оборудование прямой механической лопаты в процессе копания, поворота платформы с груженым ковшом на разгрузку и поворота платформы с порожним ковшом в забой.

Усилие $N_{пл}$ (Н), которое возникает в подъемном канате (канатах) механической лопаты и обуславливает нагрузку двигателя подъемного механизма при копании, вычисляют из уравнения моментов, создаваемых сопротивлением породы копанию $N_{лн}$, весом ковша с породой $G_{к+п}$ и весом рукояти G_p относительно оси напорного вала. В общем виде при различных положениях ковша в процессе копания это усилие определяют по формуле

$$N_{пл} = \frac{N_{лн}l_1 + G_{к+п}l_k \cos \alpha + G_p l_p \cos \alpha}{l_n \sin \beta}, \quad (5.13)$$

где l_1 , l_k , l_p и l_n — длины плеч приложения сил относительно оси напорного вала, который расположен на середине стрелы, м; α — угол между рукоятью и предполагаемой горизонтальной линией, градус; β — угол между подъемным канатом и рукоятью, градус.

Хотя равенство (5.13) приближенно, так как сопротивление копанию лопаты $N_{лн}$ в действительности приложено не строго перпендикулярно к оси рукояти, а под некоторым углом, оно обеспечивает достаточную для инженерных расчетов точность.

Сопротивление породы копанию (Н)

$$N_{лн} = k_{к.л} b_{к.л} h_c = \frac{E_л k_{к.л}}{L_3 k_p} \cdot 10^5, \quad (5.14)$$

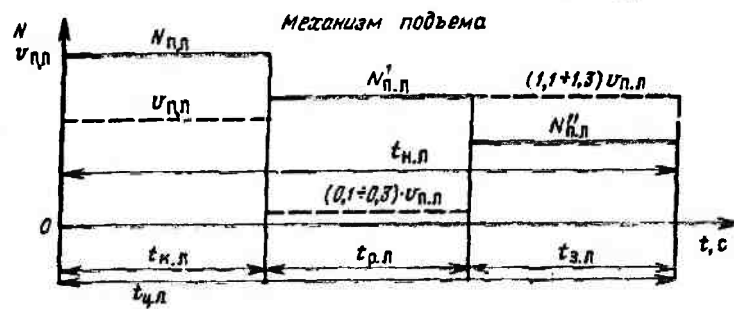
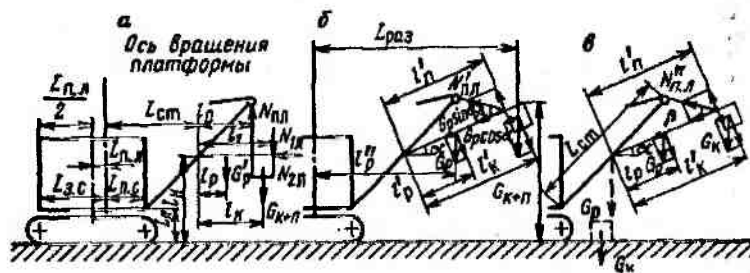


Рис. 5.1. Схема расположения ковша и рукояти механической лопаты для определения усилий и построения нагрузочных (—) и скоростных (---) диаграмм главных механизмов в период: а — копания; б — поворота грузеного ковша на разгрузку; в — поворота порожнего ковша в забой

Таблица 5.6

Характеристики грунтов, разрабатываемых экскаваторами

Порода	Категория породы	Удельное сопротивление породы копанию, Па · 10 ⁵		
		Лопата $k_{к.л}$	Драглайн $k_{к.д}$	Скрепер $k_{к.с}$
Песок рыхлый	I	0,16—0,25	0,27—0,44	0,24—0,39
Песок влажный, суглинок легкий	I	0,29—0,69	0,59—1,77	1,48—1,03
Гравий мелкий и средний, глина легкая, влажная или разрыхленная	II	0,59—1,28	0,98—1,86	0,93—1,76
Глина средняя или тяжелая разрыхленная, суглинок плотный	III	1,08—1,86	1,57—2,55	1,66—2,75
Глина тяжелая плотная	IV	1,96—2,26	2,55—3,92	3,14—4,8
Конгломерат слабоцементированный	IV	2,26—3,04	3,04—4,02	—
Конгломерат тяжелый с мелкими камнями плохо взорванный, мергель, легкие сланцы, сухая тяжелая глина	IV	2,75—3,14	3,63—4,12	—
Конгломерат тяжелый с крупными камнями и железная руда, хорошо взорванные	V—VI	2,16—2,45	2,75—3,04	—
То же, плохо взорванные	V—VI	4,12—4,61	5,20—5,8	—

где $k_{к.л}$ — удельное сопротивление породы копанию, зависящее от характера породы (табл. 5.6), Па; $b_{к.л}$ — ширина ковша согласно формуле (5.6), м; h_c — толщина снимаемой стружки породы, определяемая условием заполнения полного объема ковша на пути, равном высоте забоя L_3 , что соответствует горизонтальному положению рукояти, м; k_p — коэффициент разрыхления породы (см. табл. 5.4); L_3 — высота забоя, принимается равной высоте расположения напорного вала L_n относительно уровня стояния экскаватора, м.

Вес ковша с породой и вес рукояти (Н) соответственно

$$G_{к+п} g (m_k + m_{пор}) \cdot 10^3 = 9,81 \left(m_k + \frac{E\gamma_{нэп}}{k_p} \right) \cdot 10^3; \quad (5.15)$$

$$G_p = g m_p \cdot 10^3 = 9,8 m_p \cdot 10^3, \quad (5.16)$$

где g — ускорение свободного падения, m/c^2 .

Усилие, возникающее в напорном механизме при копании, обусловливается действующими вдоль оси рукояти силами: отжимающим усилием породы $N_{2п}$, составляющей усилия в подъемном канате $N_{п.л} \cos \beta$ и составляющей веса рукояти и ковша с породой $G_p \sin \alpha$ и $G_{к+п} \sin \alpha$. В общем случае при различных положениях рукояти и ковша во время копания усилие в напорном механизме лопаты $N_{п.л}$ (Н) определяют по формуле

$$N_{п.л} = N_{2п} + N_{п.л} \cos \beta \pm G_{к+п} \sin \alpha \pm G_p \sin \alpha. \quad (5.17)$$

В зависимости от величины угла α и, следовательно, положения рукояти относительно горизонтальной оси составляющие веса рукояти и веса ковша с породой могут увеличивать или уменьшать нагрузку двигателя напорного механизма.

Усилия в подъемном и напорном механизмах лопаты, соответствующие вертикальному положению подъемного каната ($\beta = 90^\circ$) и горизонтальному положению рукояти ($\alpha = 0^\circ$), принимают за расчетные при определении мощности двигателя за время копания. Поэтому для расчетов усилий в подъемном и напорном механизмах за время копания целесообразны формулы, полученные из выражений (5.13) и (5.17) при условии $\beta = 90^\circ$ и $\alpha = 0^\circ$:

$$N_{п.л} = \frac{N_{1п} l_1 + G_{к+п} l_k + G_p l_p}{l_n}; \quad (5.18)$$

$$N_{п.л} = N_{2п}, \quad (5.19)$$

где l_1 , l_k , l_p и l_n — длины плеч (м), определяемые по схеме (рис. 5.1, а). Отжимающее усилие напора $N_{2п}$ принято оценивать его отношением к сопротивлению породы копанию ($k_{нап}$):

$$k_{\text{нап}} = \frac{N_{2л}}{N_{1л}} 100\% . \quad (5.20)$$

Среднее значение $k_{\text{нап}}$ при врезании ковша в породу составляет 50—80 %, достигая в скальных породах 100—105 %. С учетом категории разрабатываемой породы формулу (5.19) можно записать так:

$$N_{2л} = k_{\text{нап}} N_{1л} = (0,5 + 1,05) N_{1л} . \quad (5.21)$$

Усилие $N'_{п.л}$ (Н), возникающее в подъемном механизме лопаты при повороте платформы на разгрузку, определяют из уравнения моментов, создаваемых весом ковша с породой и весом рукоятки относительно оси напорного вала:

$$N'_{п.л} = \frac{G_k l'_k \cos \alpha + G_p l'_p \cos \alpha}{l'_n \sin \beta} . \quad (5.22)$$

При возвращении платформы с порожним ковшом в забой усилие в подъемном механизме лопаты $N''_{п.л}$ (Н) определяют из уравнения моментов, создаваемых весом ковша без породы и весом рукоятки:

$$N''_{п.л} = \frac{G_k l'_k \cos \alpha + G_p l'_p \cos \alpha}{l'_n \sin \beta} . \quad (5.23)$$

Длины плеч l'_k , l'_p , l'_n (м) при верхнем положении ковша и полностью выдвинутой рукоятки определяют по рис. 5.1, б, в.

Двигатель напорного механизма при повороте платформы с груженым ковшом на разгрузку будет работать большую часть времени в тормозном режиме, преодолевая сопротивления, создаваемые составляющими веса ковша с породой $G_{к+п} \sin \alpha$ (Н), веса рукоятки $G_p \sin \alpha$ (Н), и усилия в подъемном механизме $N'_{п.л} \cos \beta$ (Н). Усилие в напорном механизме лопаты при этом

$$N'_{п.л} = N''_{п.л} \cos \beta + G_{к+п} \sin \alpha + G_p \sin \alpha . \quad (5.24)$$

Наибольшее усилие в напорном механизме, возникающее при верхнем положении ковша (рис. 5.1, б), принимают за расчетное.

При повороте платформы с порожним ковшом в забой максимальное усилие в напорном механизме возникает при подъеме ковша и рукояти из вертикального положения, как это показано пунктиром на схеме рис. 5.1, в. Это усилие (N) определяется весом ковша и рукояти, т. е.

$$N_{п.л}'' = G_k + G_p. \quad (5.25)$$

5.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПОДЪЕМНОГО И НАПОРНОГО МЕХАНИЗМОВ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЛОПАТЫ

Мощность двигателя подъемного механизма лопаты (кВт) при копании породы

$$P_{п.л} = \frac{N_{п.л} v_{п.л}}{\eta_{п.л}} 10^{-3}, \quad (5.26)$$

где $N_{п.л}$ — усилие в подъемном механизме лопаты при копании, Н; $v_{п.л}$ — скорость перемещения подъемного каната, м/с; $\eta_{п.л}$ — КПД подъемного механизма, равный 0,8—0,85.

Скорость перемещения подъемного каната при копании, повороте платформы на разгрузку и повороте платформы с порожним ковшом в забой принимают по опытным данным эксплуатации прямых механических лопат. В качестве примера на рис. 5.2, а показана осциллограмма работы подъемного механизма экскаватора ЭКГ-8И, отражающая изменение частоты вращения двигателя в течение рабочего цикла. При копании двигатель подъемного механизма работает на рабочей части механической характеристики, поэтому при определении мощности $P_{п.л}$ за расчетную принимают скорость $v_{п.л}$, соответствующую номинальной частоте вращения двигателя. Значения $v_{п.л}$ приведены в табл. 5.7.

Таблица 5.7

Значения скоростей движения главных механизмов одноковшовых экскаваторов

Экскаватор	Скорость, м/с				Частота вращения платформы
	напора	подъема	тяги	передвижения	
Строительные	0,4—0,75	0,4—0,65	—	0,35—0,25	3—4
Карьерные	0,4—0,74	0,65—1,0	—	0,165—0,125	2,5—3,5
Вскрышные	0,4—0,75	1,0—1,6	—	0,165—0,125	2,5—3,5
Шагающие драглайны	—	2,0—3,5	1,4—2,6	0,07—0,085	1,0
Роторные	—	0,05—0,133	—	0,04—0,097	1,5

Мощность двигателя (кВт) подъемного механизма лопаты при повороте платформы на разгрузку определяют по формуле

$$P'_{п.л} = (0,1 + 0,3) \frac{N'_{п.л} v_{п.л}}{\eta_{п.л}} 10^{-3}, \quad (5.27)$$

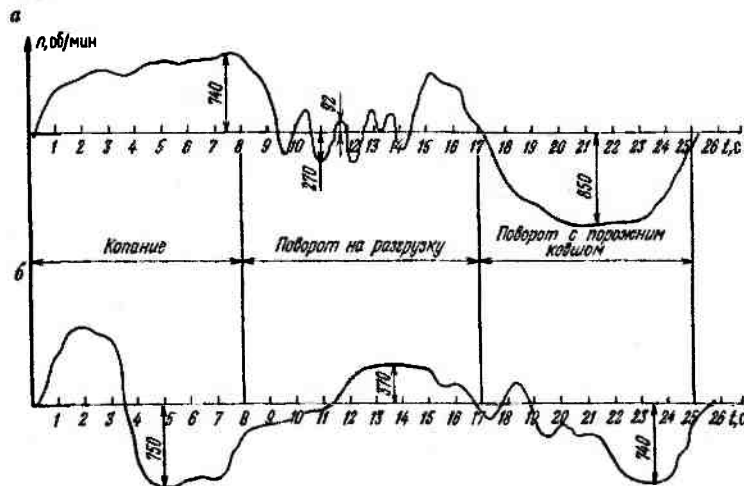


Рис. 5.2. Осциллограммы работы подъемного (а) и напорного (б) механизмов экскаватора ЭКГ-8И

где $N'_{п.л}$ — усилие в подъемном механизме при повороте платформы на разгрузку, Н, определяют по формуле (5.22).

Средняя скорость перемещения подъемного каната при повороте платформы на разгрузку соответствует «ползучим» частотам вращения двигателя и в расчетах принимается равной $(0,1 \div 0,3) v_{п.л}$.

Мощность двигателя подъемного механизма при повороте платформы с порожним ковшем в забой

$$P'_{п.л} = (1,1 \div 1,3) \frac{N'_{п.л} v_{п.л}}{\eta_{п.л}} 10^{-3}, \quad (5.28)$$

где $N''_{п.л}$ — усилие в подъемном механизме при повороте платформы с порожним ковшем в забой, Н, определяют по формуле (5.23).

При повороте платформы и спуске порожнего ковша в забой схема управления приводом подъемного механизма обеспечивает ослабление поля возбуждения двигателя. При этом частота вращения двигателя увеличивается на 10–30 %, что соответствует расчетной скорости перемещения подъемного каната $(1,1 \div 1,3) v_{п.л}$.

Мощность двигателя напорного механизма (кВт) при копании

$$P_{н.л} = \frac{N_{н.л} v_{н.л}}{\eta_{н.л}} 10^{-3}, \quad (5.29)$$

где $N_{н.л}$ — усилие в напорном механизме при копании, Н, определяют по формуле (5.21); $v_{н.л}$ — скорость перемещения рукояти, м/с; $\eta_{н.л}$ — КПД напорного механизма, равный 0,75—0,85.

На рис. 5.2, б приведена осциллограмма работы напорного механизма экскаватора ЭКГ-8И, показывающая изменение частоты вращения двигателя в течение рабочего цикла. При копании частота вращения двигателя напорного механизма близка к номинальной. Поэтому при определении $P_{н.л}$ за расчетную принимают скорость $v_{п.л}$, соответствующую номинальной частоте вращения двигателя. Значения $v_{н.л}$ приведены в табл. 5.7.

Мощность двигателя напорного механизма (кВт) при повороте платформы на разгрузку

$$P'_{н.л} = (0,3 \div 0,5) \frac{N'_{н.л} v_{н.л}}{\eta_{н.л}} 10^{-3}, \quad (5.30)$$

где $N'_{н.л}$ — усилие в напорном механизме при повороте платформы на разгрузку, Н, определяют по формуле (5.24).

Скорость перемещения рукояти в этот период цикла работы экскаватора происходит при пониженных частотах вращения двигателя и в среднем составляет $(0,3 \div 0,5) v_{н.л}$.

При повороте платформы с порожним ковшем в забой работа напорного механизма происходит при номинальной частоте вращения двигателя. Мощность двигателя напорного механизма (кВт) в этот период

$$P''_{н.л} = \frac{N''_{н.л} v_{н.л}}{\eta_{н.л}} 10^{-3}, \quad (5.31)$$

где $N''_{н.л}$ — усилие в напорном механизме при повороте платформы с порожним ковшем в забой, Н, определяют по формуле (5.25).

Для построения нагрузочных и скоростных диаграмм (см. рис. 5.1) и определения средневзвешенной мощности двигателей подъемного и напорного механизмов необходимо знать время выполнения отдельных операций за полный цикл работы экскаватора. Известно, что время поворота платформы на разгрузку и возвращение в забой составляет для прямых механических лопат 60—70 % от времени полного цикла работы. Для предварительных расчетов время цикла можно разбить на три равных периода:

- копания ($t_{к.л}$), с,
 - поворота платформы на разгрузку ($t_{р.л}$), с,
 - поворота платформы с порожним ковшем в забой ($t_{з.л}$), с,
- что можно выразить в виде формулы

$$t_{к.л} = t_{р.л} = t_{з.л} = \frac{1}{3} t_{ц.л}, \quad (5.32)$$

где t — время цикла работы, с.

Средневзвешенные мощности двигателей подъемного и напорного механизмов лопаты (кВт)

$$P_{п.л(св)} = \frac{P_{п.л} t_{к.л} + P'_{п.л} t_{р.л} + P''_{п.л} t_{з.л}}{t_{ц.л}}; \quad (5.33)$$

$$P_{н.л(св)} = \frac{P_{н.л} t_{к.л} + P'_{н.л} t_{р.л} + P''_{н.л} t_{з.л}}{t_{ц.л}}. \quad (5.34)$$

5.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЧАСТЕЙ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Предварительный расчет момента инерции вращающихся частей одноковшовых экскаваторов рекомендуется проводить по формуле

$$J = 9,81 c_n m_{экс}^{5/3}, \quad (5.35)$$

где c_n — опытный коэффициент, равный 0,125; 0,067; 0,11 и 0,165 соответственно для строительных, карьерных, вскрышных механических лопат и драглайнов; $m_{экс}$ — масса экскаватора, т.

Однако величины моментов инерции, вычисляемые по формуле (5.35), получаются заниженными. Следовательно, заниженными будут и значения мощности двигателей поворотных механизмов. Согласно предлагаемой методике, для определения суммарного момента инерции вращающихся частей экскаватора используется формула

$$\sum J = J_{пл} + J_{н+пор} + J_{ст} + J_n + J_p, \quad (5.36)$$

где $J_{пл}$, $J_{н+пор}$, $J_{ст}$, J_n , J_p — моменты инерции относительно оси вращения платформы соответственно поворотной платформы, ковша с породой или без породы, стрелы, напорного механизма, рукояти.

Момент инерции поворотной платформы $J_{пл}$ относительно оси ее вращения определяют, рассматривая поворотную плат-

форму с механизмами как параллелепипед с однородной массой и с ребрами, равными длине $L_{пл}$, ширине $L'_{пл}$ и высоте $L_{куз}$ кузова платформы. Момент инерции ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$) такой платформы относительно вертикальной оси ее вращения

$$J_{пл} = J_0 + m_{пл} l_{пл}^2, \quad (5.37)$$

где J_0 — момент инерции платформы относительно оси, параллельной вертикальной грани кузова, проходящей через центр массы платформы как параллелепипеда, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $m_{пл}$ — масса платформы, т; $l_{пл}$ — расстояние между осью вращения платформы и осью, проходящей через центр массы платформы как параллелепипеда, м.

$$J_0 = m_{пл} \frac{(0,5L_{пл})^2 + (0,5L'_{пл})^2}{3}; \quad (5.38)$$

$$l_{пл} = (L_{пл}/2) - L_{ге}, \quad (5.39)$$

где $L_{пл}$ — радиус пяты стрелы, м.

При определении момента инерции $J_{к+пор}$ ковша с породой предполагают, что центр массы ковша с породой совпадает с центром тяжести ковша, находящегося на расстоянии максимального радиуса разгрузки $L_{раз}$ от оси вращения платформы, м:

$$J_{к+пор} = m_{к+пор} L_{раз}^2, \quad (5.40)$$

где $m_{к+пор}$ — масса ковша с породой, т, определяется по формулам (5.9)—(5.11).

Моменты инерции стрелы ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$) и напорного механизма вычисляют соответственно по формулам

$$J_{ст} = m_{ст} l_{ст}^2; \quad (5.41)$$

$$J_{н} = m_{н} l_{н}^2, \quad (5.42)$$

где $m_{ст}$, $m_{н}$ — масса соответственно стрелы с блоками и напорного механизма, которые находят, используя формулу (5.5), т; $l_{ст} \approx l_{н}$ — расстояния от оси вращения платформы до центров масс стрелы и напорного механизма (рис. 5.1, а), м.

Момент инерции ($\text{кг}\cdot\text{м}^2$) рукояти вычисляют для горизонтального положения рукояти, выдвинутой на всю длину, по формуле

$$J_p = m_p (l_p'')^2, \quad (5.43)$$

где m_p — масса рукояти, т, определяемая по выражению (5.12); l_p'' — расстояние от оси вращения платформы до центра массы рукояти (рис. 5.1, б), м.

Ввиду малой величины моментов инерции ковша с породой, напорного механизма и рукояти относительно их собственных осей вращения, проходящих через центр их массы, в расчетах эти моменты не учитываются. В реальных конструкциях площадь сечения стрелы переменная, как правило, увеличивающаяся к основанию стрелы. Это затрудняет определение моментов инерции стрелы относительно центра ее тяжести и оси вращения платформы. Однако, как показывают расчеты, момент инерции стрелы с достаточной для инженерных расчетов точностью можно вычислить, заменив реальную стрелу сосредоточенной массой, расположенной посередине стрелы.

В качестве примера определим по приведенной методике момент инерции вращающихся частей экскаватора ЭШ-10.70А и сравним полученную величину с величиной, вычисленной по формуле (5.35).

Пример. Определить момент инерции вращающихся частей экскаватора ЭШ-10/70А, пользуясь формулами (5.35) и (5.36).

Решение

Часть данных, необходимых для расчета, принимаем из технического паспорта экскаватора: ширина платформы $L_{пл} = 10$ м, длина платформы $L_{пл} = L_{пл1} + L_{пл2} = 18,43 + 4,99 = 23,42$ м; наибольший радиус разгрузки $L_{раз} = 66,5$ м; длина стрелы $L_{ст} = 70$ м; масса экскаватора $m_{экс} = 680$ т; угол наклона стрелы к горизонтальной плоскости $\alpha_{ст} = 30^\circ$; момент инерции вращающихся частей экскаватора $J = 22,8 \cdot 10^7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Недостающие данные находим по приведенным выше формулам.

Масса платформы по формуле (5.5) $m_{пл} = 0,7 \cdot 680 = 476$ т.

Масса стрелы с блоками по формуле (5.5) $m_{ст} = 0,065 \cdot 680 = 44$ т.

Масса ковша драглайна по формуле (5.10) $m_{к.д} = 1,1 \times 0,52(3,25 + 0,08 \cdot 10) \cdot 10^{2/3} = 11$ т.

Масса породы в ковше согласно выражению (5.11) $m_{пор} = 10 \times 3/1,35 = 22$ т.

Моменты инерции вращающихся частей экскаватора:

- платформы по (5.37)

$$J_{пл} = m_{пл} \frac{(\rho \cdot 5I_{пл})^2 + (\rho \cdot 5I'_{пл})^2}{3} + m_{пл} I_{пл}^2 =$$

$$= 476 \frac{(0,5 \cdot 23,4)^2 + (0,5 \cdot 10)^2}{2} \cdot 10^3 + 476 \cdot 6,72^2 \cdot 10^3 =$$

$$= 4,74 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где 6,72 — радиус инерции платформы, вычисляемый по формуле (5.39);

- ковша с породой по (5.40) $J_{к+пор} = (11 + 22) \cdot 66,5^2 = 14,6 \times 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

- стрелы по (5.41) $J_{ст} = 44 \cdot 35^2 \cdot 10^3 = 5,4 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Суммарный момент инерции вращающихся частей ЭШ-10.70А по (1.36) $\Sigma J = (4,74 + 14,6 + 5,4) \cdot 10^7 = 24,7 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

По формуле (5.35) момент инерции в СИ $J = 9,81 C(m_{экс})^{5/3} = 9,81 \cdot 0,165 \cdot (680)^{5/3} \cdot 10^3 = 8,47 \cdot 10^7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Из сравнения полученных результатов следует, что момент инерции, вычисленный по предлагаемой методике, на 8 % отличается от момента инерции, приводимого в технической документации, а момент инерции, определяемый по формуле (5.35), в 2,7 раза меньше момента инерции, указанного в документации экскаватора.

5.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ПОВОРОТНОГО МЕХАНИЗМА ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Статическая нагрузка привода поворотных механизмов определяется трением опорных роликов и составляет около 20 % номинального момента двигателя.

Основная нагрузка привода поворотных механизмов обуславливается инерционными массами вращающихся частей экскаватора. Наибольшие нагрузки электромеханическая система приводов поворота испытывает в переходных процессах — разгона и торможения платформы с грузным и порожним ковшом экскаватора. При поворотах платформы в пределах 90° время разгона и торможения может составлять 90—95 %, и лишь 5 % времени двигатели работают с установившейся скоростью. При углах, меньших 90° , установившееся движение может вообще отсутствовать. При известном моменте инерции вращающихся частей экскаватора мощность поворотных двигателей можно определить из уравнения кинетической энергии системы двигатель — платформа для периодов разгона и торможения платформы с грузным и порожним ковшом:

$$A_{дв} = A_{рг} + A_{т.г} + A_{т.п} + A_{як} \pm A_{тр}, \quad (5.44)$$

где $A_{дв}$ — энергия, расходуемая на совершение механической работы и потери в двигателе при разгоне и торможении платформы с грузным и порожним ковшом, Дж; $A_{рг}$ и $A_{рп}$ — энергия, потребляемая двигателем за время пуска с грузным и порожним ковшом, Дж; $A_{т.г}$ и $A_{т.п}$ — энергия, отдаваемая двигателем при торможении с грузным и порожним ковшом, Дж; $A_{як}$ — кинетическая энергия якоря двигателя, Дж; $\pm A_{тр}$ — энергия, расходуемая на трение, Дж.

Энергия, подведенная к двигателю от сети во время пуска,

$$A_{р.г} = A_{р.мех} + A_{р.эл} = k_{як} J_{г} \omega_p^2 / 2 + k_{як} J_{г} \omega_p^2 / 2, \quad (5.45)$$

$$A_{р.мех} = A_{р.эл} = k_{як} J_{г} \omega_p^2 / 2, \quad (5.46)$$

где $k_{як}$ — коэффициент, учитывающий момент инерции якоря. Момент инерции якорей двигателей составляет: для механических лопат 15—20 % и для драглайнов 8—15 % от суммарного момента вращающихся частей, приведенных к валу двигателя; $J_{г}$ — момент инерции вращающихся частей экскаватора с грузным ковшом, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; ω_p — расчетная, установившаяся угловая

скорость платформы, рад/с; $A_{p,мех}$ — кинетическая энергия вращающихся частей экскаватора при достижении скорости вращения ω_p , Дж; $A_{p,эл}$ — потери электрической энергии в двигателе, Дж.

В простых системах Г—Д, в которых напряжение, подводимое к двигателю от генератора, повышается плавно, электрические потери значительно меньше потерь при включении двигателя на сеть и равны

$$A_{эл} = k_{як} J_{г} \frac{\omega_p^2 T_{п}}{2 T_{в}}, \quad (5.47)$$

где $T_{п}$ — механическая постоянная, с; $T_{в}$ — электромагнитная постоянная цепи возбуждения генератора, с, во много раз превышающая механическую постоянную $\left(\frac{T_{п}}{T_{в}} = 0,02 \div 0,05 \right)$.

Незначительные потери в двигателе при пуске с плавным изменением подводимого к двигателю напряжения обуславливают заниженные результаты в расчетах определения мощности. Поэтому для определения мощности двигателей поворотных механизмов в простой системе Г—Д следует рассматривать тормозной режим противовключением.

При плавном повышении напряжения, подводимого к двигателю, затягивается пуск двигателя, что приводит к большим потерям производительности экскаватора. Поэтому на современных экскаваторах со схемами привода Г—Д для ускорения процесса пуска двигателей применяют форсировку процесса возбуждения генератора, которая вызывает увеличение напряжения, подводимого к двигателю. При этом потери энергии в двигателе возрастают до потерь при прямом включении двигателя в сеть. Величину потерь энергии вычисляют по формуле (5.46).

По аналогии с изложенным энергия, подводимая к двигателю при пуске с порожним ковшом,

$$A_{рп} = k_{як} J_{п} \omega_p^2 / 2 + k_{як} J_{г} \omega_p^2 / 2 = k_{як} J_{п} \omega_p^2. \quad (5.48)$$

Суммарная энергия, подводимая к двигателю во время пуска с груженым и порожним ковшом,

$$A_{\text{дв(пуск)}} = A_{\text{рп}} + A_{\text{пр}} = k_{\text{як}} + (J_{\text{г}} + J_{\text{п}}) \omega_{\text{р}}^2. \quad (5.49)$$

В процессе поворота платформы с приводом по системе Г-Д с форсировкой при пуске в режимах торможения применяется генераторное торможение. При этом кинетическая энергия вращающихся частей экскаватора в виде электрической отдается в сеть или гасится в сопротивлениях и расходуется на трение:

$$A_{\text{т.г}} = k_{\text{як}} J_{\text{г}} \omega_{\text{п}}^2 / 2; \quad (5.50)$$

$$A_{\text{т.п}} = k_{\text{як}} J_{\text{п}} \omega_{\text{п}}^2 / 2. \quad (5.51)$$

Энергия, расходуемая на трение, противозначна: при разгоне силы трения действуют против движущего момента двигателя, при торможении — в направлении момента торможения. Поэтому в выражении (5.44) ими можно пренебречь.

Подставив в формулу (5.44) уравнения (5.49)—(5.51) и поделив результат на время работы поворотного механизма за цикл экскаватора, получим средневзвешенную мощность привода поворотного механизма:

$$P_{\text{в.св}} = \frac{k_{\text{як}} (J_{\text{г}} + J_{\text{п}}) (1 + 0,5 \eta_{\text{тв}}^2) \omega_{\text{р}}^2}{\eta_{\text{пов}} (t_{\text{вр}} + t_{\text{вз}})} 10^{-3}, \quad (5.52)$$

где $P_{\text{в.св}}$ — средневзвешенная мощность привода поворотного механизма, кВт; $\eta_{\text{пов}}$ — КПД передачи поворотного механизма; $t_{\text{вр}}$ и $t_{\text{вз}}$ — время поворота платформы с груженым ковшом на разгрузку и с порожним ковшом в забой, с.

С целью упрощения расчетов можно принять $\eta_{\text{пов}} = 0,8$; $t_{\text{вр}} \approx t_{\text{вз}}$ и $k_{\text{як}} = 1,2$.

Тогда после некоторых преобразований получим

$$P_{\text{в.св}} = \frac{(J_{\text{г}} + J_{\text{п}}) \omega_{\text{р}}^2}{t_{\text{в.р}}} 10^{-3}. \quad (5.53)$$

По формуле (5.53) с достаточной для инженерных расчетов точностью можно определять мощность поворотных механизмов одноковшовых экскаваторов — драглайнов и механических лопат. Полученная мощность является исходной при выборе двигателей поворотных механизмов одноковшовых экскаваторов.

5.7. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ГЛАВНЫХ МЕХАНИЗМОВ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

Имея кинематическую схему того или иного механизма, можно приступить к непосредственному выбору двигателей для каждого из механизмов. Для этого должны быть составлены варианты выбора двигателя каждого механизма по табл. 5.8.

При составлении таблицы необходимо ориентироваться на экскаваторные двигатели, выпускаемые отечественной промышленностью. Технические характеристики двигателей, изготовляемых для экскаваторного привода, приведены в табл. 5.9.

Если разница в частоте вращения двигателей, а следовательно, и в передаточных числах механизмов будет значительной, то к стоимости двигателей необходимо прибавить стоимость механизма передачи (редуктора и полиспаста), после чего варианты сравнить по полной стоимости. По полученным данным следует построить нагрузочные и скоростные диаграммы для каждого из вариантов, предварительно определив номинальный момент двигателя и задавшись рекомендуемым значением момента отсечки и стопорного момента для каждого из двигателей.

Номинальный момент двигателя (Н·м)

$$M_{\text{ном}} = 9550 P_{\text{ном}} / n_{\text{ном}} \quad (5.54)$$

Таблица 5.8

Частота вращения рабочего органа, об/мин	Расчетная мощность, кВт	Марка двигателя	Мощность двигателя, кВт	Номинальная частота вращения двигателя, об/мин	Масса, кг	Стоимость двигателя, руб.	Общее передаточное число
Определяют по формулам $n_6 = 60v_{\text{кан}} i_{\text{пол}} / (\pi D_6)$ $n_{\text{кр}} = 60v_p / (\pi D_{\text{кр}})$	Определяют по формулам (5.33), (5.34), (5.53), с учетом количества двигателей	Выбирают по каталогам	1... 2... 3...	1... 2... 3...	1... 2... 3...	Принимают по прейскурантам	Определяют по формулам $i_{\text{под}} = i_{\text{ред}} i_{\text{пол}}$ $i_{\text{ред}} = n_{\text{ном}} / n_6$ $i_{\text{ред}} = n_{\text{ном}} / n_{\text{кр}}$ $i_{\text{в}} = n_{\text{ном}} / n_{\text{в}}$

Таблица 5.9

Технические данные электрических машин

Тип машины постоянного тока	Номинальные данные					Продолжительность включения ПВ, %	Момент инерции, кг·м ²	Масса, кг	Привод механизмов
	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Напряжение, В	Ток, А	КПД, %				
<i>Двигатели постоянного тока</i>									
ДП-62	46	625	220	233	90,0	25	4,0	1425	Поворот Напор, ход Поворот, вращатель бурового станка
ДПЭ-52У1(Л)	54	1200	395	150	92,5	100	2	860	
ДПВ-52У1(Л)	60	1230	305	220	92,0	80	2	890	

ДЭВ-808	68	1200	310	230	92,3	100	2		
ДЭ-81,2	100	750	305	360	93,4	100	8,25	2050	Напор
ДЭВ-812	100	750	305	360	93,4	80	8,25	2050	Поворот
ДПЭ-82	175	740	440	350	93,5	100	17	3100	Подъем, напор
ДПЭ-82А	190	740	300	680	93,6	100	17	3100	Подъем, тяга
ПЭВ-143-7КЭ	210	460	225	1030	93,0	100	45	5450	Поворот
МПС-640-700УЧ	240	240	240	1130	84,5	100	85	4460	То же
МПЭ-60/29В	250	980	350	780	91,6	100	50	4750	—
МПЭ-11-14/4	280	850	490	615	93,5	100	29	3600	Подъем
	350	1260	450	835	93,5	100	43	3800	Поворот, тяга, подъем
ПЭВ-143-7к	420	900	440	1080	93,3	100	45	5250	Поворот
МПВЭ-450-29	450	29	370	1450	84,5	100	40,75	Н. д.	Поворот, ротор
МПЭ-450-900-1	450	900	440	1090	93,8	100	30	4200	Подъем
МПЭ-450-900УЗ	500	1000	440	1210	93,8	100	30	4200	Тяги, шагания
МПЭ-785-750	540	730	460	1250	94	100	80	4500	Тяга
ПЭ 150-11 к	680	750	330	1950	93,0	100	120	1200	Подъем, тяги

Тип машины постоянного тока	Номинальные данные					Продолжительность включения ПВ, %	Момент инерции, кг·м ²	Масса, кг	Привод механизмов
	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Напряжение, В	Ток, А	КПД, %				
МПВЭ-780-650	780	700	400	2100	92,9	100	150	10000	Поворот
МПЭ-1000-630ХВ	1000	630	600	1760	94,4	100	286	12700	Подъем, тяга
МПВ-1000-32	1000	32	460	2520	85,8	100	7500	Н. д.	Ротор, поворот
МПЭ-2500-260	2550	260	930	2920	94,1	100	3250	Н. д.	Подъем, тяга
МПЭ-4000-33	3100	26	750	4600	91,5	100	75-Ю3	204000	Подъем
<i>Генераторы постоянного тока</i>									
2П2В250МУ	14	1500	40	350					Возбудитель
2П2В250ИУ7	20	1500	55	364	78	100	0,7	510	То же
П-81	27	1450	115	234	84,5	100	0,7	395	—
2ПН225МУЧ	30	1500	115	261	85,3	100	0,7	340	—
П-91	50	1470	115	434	85,6	100	1,5	920	Ход
ПЭМ-2000М	115	1000	330	348	88	100	16,25	2300	Напор
2ПЭМ-2000М-1-У2	200	1480	460	435	92,3	100	6,9	3474	Подъем

ПМЭ14-12/4	225	1000	660	313	92	100	32,5	3975	Поворот
ПЭМ141-4К-2	250	1000	630	397	92	100	32,5	3975	То же
2ПЭ141-4К-1	280	1000	630	397	92,8	100	32,5	3975	Напор
МПЭ11-22/5	310	1000	500	615	93,4	100	59,75	4200	Подъем, тяга
ГПЭ-450-1000	450	1000	560	750	93	100	70	4600	Подъем
ПЭМ-151-8к	500	1000	560	895	93,5	100	87,5	5875	То же
2ПЭ151-5к2	560	1000	750	694	93,5	100	87,5	5875	Поворот
МПЭ12-34/6	743	1000	900	825	94,5	100	113,5	7820	Подъем, тяга, поворот, шагание
ПЭ170-5к	900	1000	900	1000	92,5	100	187,5	8800	Поворот
ГПЭ85-36-6к	1000	1000	900	1110	94,5	100	187,5	11000	Подъем
ПЭ172-12К	1400	1000	660	2120	93,5	100	Н. д.	9550	Подъем, тяга, поворот
ПЭ174-7К	1450	1000	750	1950	92,5	100	Н. д.	11000	То же
ГПЭ2000-1000	2000	1000	930	2150	95,2	100	320	13080	—
ГПЭ-2500-750ХЛЗ	2500	750	1200	2080	94,7	100	Н. д.	Н. д.	—
ГПЭ-2700-600	2700	600	930	2920	94,2	100	Н. д.	Н. д.	—

Примечания: 1. В таблице приведены данные электрических машин постоянного тока, которые используются на эксплуатируемых и вновь изготавливаемых экскаваторах и буровых станках. 2. Неизвестные моменты инерции машин постоянного тока можно

приближенно вычислить по формуле $J_{\text{ном}} = 0,00015M^{1,5}$ кг·м², где $M = 9550 \frac{P_{\text{ном}}}{n_{\text{ном}}}$, Н·м.

На рис. 5.3 показаны рекомендуемые формы механических характеристик для каждого из механизмов экскаватора и формулы для вычисления моментов отсечки $M_{отс}$ и стопорного $M_{ст}$. Для построения нагрузочных диаграмм в переходных режимах (пуск, торможение) необходимо определить моменты инерции, приведенные к валу двигателя, поступательно и вращательно перемещающихся масс механизмов по формуле

$$\Sigma J = J_{я} + \frac{J_{мех}}{i_{мех}^2} + 91 \frac{m_{мех} v_{мех}^2}{n_{ном}^2}, \quad (5.55)$$

где $J_{я}$, $J_{мех}$ — моменты инерции якоря двигателя и вращательно перемещающихся масс; $i_{мех}$ — общее передаточное число механизма; $m_{мех}$ — поступательно перемещающиеся массы; $v_{мех}$ — скорость поступательно перемещающихся масс; $n_{ном}$ — частота вращения выбранного двигателя.

Для упрощения расчетов момент инерции вращающихся шестерен, цилиндрических редукторов и барабана принимают равным 15–20 % от момента инерции якоря двигателя:

$$J_{ред.б} = (0,15 \div 0,20) J_{я}. \quad (5.56)$$

Время переходных процессов

$$\left. \begin{aligned} t_{разг} &= \sum J \omega_{ном} / M_{дин}; \\ t_{торм} &= \sum J \omega_{ном} / M_{тор}; \end{aligned} \right\} \quad (5.57)$$

где ΣJ — суммарный момент инерции механизма, приведенный к валу двигателя; $\omega_{ном}$ — номинальная угловая скорость двигателя; $M_{дин}$ — динамический момент двигателя; $M_{тор}$ — тормозной момент двигателя.

Таблица 5.10

Технические данные электрических машин

Тип электрической машины	Номинальные данные				Кратность пуска $i_{пуск}/I_{ном}$	Кратность пуска во время пуска $M_{пуск}/M_{ном}$	Кратность пуска во время пуска $M_{пуск}/M_{ном}$	Кратность пуска во время пуска $M_{пуск}/M_{ном}$	Момент инерции $J, кг \cdot м^2$	Масса, т, кг	Место установки машины
	Мощность, кВт	Часовая выработка, кВт/ч	Напряжение, В	Ток, А							
<i>Асинхронные двигатели</i>											
А02-81-4	40	1460	380	72,7	91,5	0,91	—	—	0,525	335	Преобразовательный агрегат То же
4А200-443	45	1475	380	76	92,0	0,9	—	—	0,445	310	То же
А02-82-4	55	1460	380	98	92,5	0,95	—	—	0,675	395	То же
А3-113-4У2П2)	250	1480	6000	28,7	91,5	0,85	—	—	6	1420	То же
ДАМШ-330/1000	260	980	6000	22	91,5	0,91	5,7	1,1	35	3600	Главные насосы механизма шага-ния
ДА30-13-55-6	400	985	6000	47,5	92,5	0,91	5,7	1,2	45	3020	То же
АС-13-59-6	500	990	10 000	37,0	92,5	0,91	4,5	1,0	60	3400	То же
А3-13-46 6	630	985	6000	72,5	93,5	0,91	4,6	1,0	70	3810	То же
А3-13-59-ВУЧ	800	985	6000	91,6	93,5	0,91	5,3	1,0	85	4460	То же
<i>Синхронные двигатели</i>											
МСЭ321-6/6	425	1000	6000	55,4	93	0,8	5,8	1,4	32	4900	Преобразовательный агрегат То же
СДСЭ-14-29-6	520	1000	6000	63,5	93	0,85	5,0	0,7	38	5210	То же

Окончащие табл. 5.10

Тип электрической машины	Номинальные данные		cos φ	Кратность пускового тока $I_{пуск}/I_{ном}$	Кратность пускового момента $M_{пуск}/M_{ном}$	Кратность максимального момента $M_{max}/M_{ном}$	Момент инерции J , кг·м ²	Масса т, кг	Место установки машины			
	Мощность, кВт	Час. работа, сут., нед., об/мин								Напряжение, В	Ток, А	КПД, %
С, IЭ2-15-34-6У2	630	1000	6000	72	93,8	0,9 (опер.)	6,7	1,5	2,0	46	5100	Преобразовательный агрегат То же
МС332М06	860	1000	6000	110,5	93,8	0,8 (опер.)	5,5	1,5	2,0	140	5760	—
СД2-16-46-6У2	1250	1000	6000	139	95,6	0,9 (опер.)	6,2	0,8	2,1	167,5	7400	—
С, IЭ3-15-64-6	1900	1000	6000	226	95,9	0,9 (опер.)	5,5	1,0	2,1	360	11 500	—
С, IЭ2-17-46-6У2	2000	1000	6000	212	96,3	0,95 (опер.)	6,5	0,7	2,1	320	11 300	—
С, IЭ2-17-69-8-СД2	2250	750	10 000	235	95,7	0,9 (опер.)	6,6	1,1	2,2	1440	17 700	—
С, IЭ2-17-69-8У2	2500	750	6000	266	95,8	0,9 (опер.)	5,3	1,0	1,9	1212	17 700	—
С, IС17-76-10	3600	600	10 000	240	96,3	0,9 (опер.)	5,5	0,9	2,0	3200	25 500	—

Примечания: 1. В таблице приведены асинхронные и синхронные двигатели несерийного производства, используемые в приводе экскаваторов. 2. Незвестные моменты инерции двигателей переменного тока приближенно можно определить по формулам: а) асинхронных двигателей $J_{дв.ас} = 8750 \frac{P_{дв.ас}}{n_{дв.ас}^2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; б) синхронных двигателей $J_{дв.син} = 20500 \frac{P_{дв.син}}{n_{дв.син}^2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

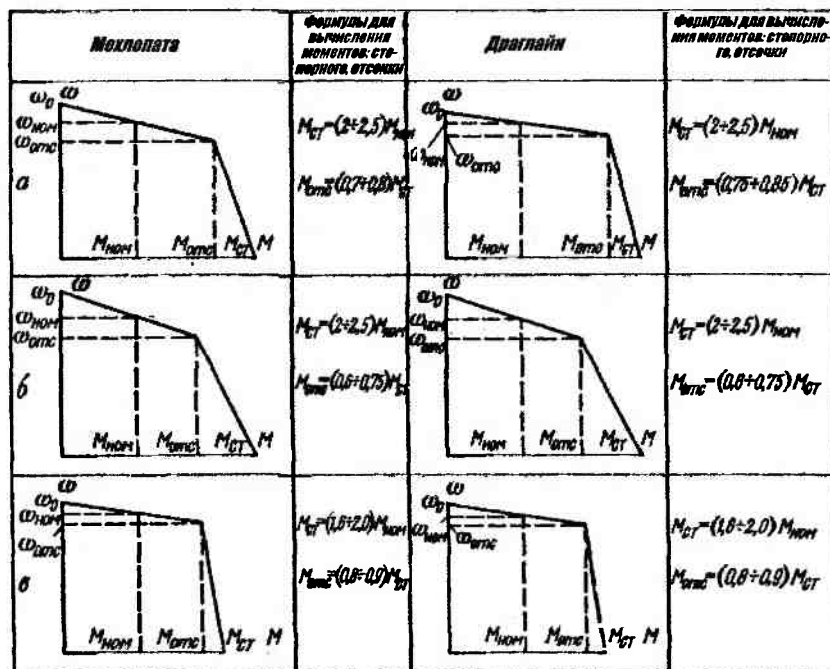


Рис. 5.3. Рекомендуемые формы механических характеристик двигателей главных механизмов:

а — подъема; б — напора; в — поворота одноковшовых экскаваторов

При пусках и торможениях двигателей без нагрузки значения динамического и тормозного моментов в расчетах приняты равными:

$$M_{дв} = M_{тор} = M_{дин} = \frac{M_{ст} + M_{отс}}{2}$$

Определение динамического и тормозного моментов для различных режимов работы приводов главных механизмов подробно рассмотрено ниже в примерах.

По нагрузочным и скоростным диаграммам определяют эквивалентный момент двигателя для каждого из вариантов и продолжительность цикла:

$$M_{эк} = \sqrt{\frac{M_1^2 t_1 + M_2^2 t_2 + \dots + M_i^2 t_i}{t_0 + t_1 + t_2 + \dots + t_i}}; \quad (5.58)$$

$$t_{\text{ц, расч}} = t_0 + t_1 + t_2 + \dots + t_i, \quad (5.59)$$

где t_0 — время паузы.

Так как в приводе главных механизмов используют двигатели с принудительной вентиляцией, условия их охлаждения не зависят от режимов работы (пуски, работа при максимальных нагрузках и т. п.). Поэтому в знаменатель формулы (5.58) не вводят поправочные коэффициенты на режим работы двигателя.

Полученное значение эквивалентного момента сравнивают с номинальным моментом двигателя по каждому рассматриваемому варианту. При этом должно быть выполнено условие

$$M_{\text{эк}} \leq M_{\text{ном}}. \quad (5.60)$$

Расчетное время цикла $t_{\text{ц, расч}}$ сравнивается с временем цикла, принятым предварительно:

$$t_{\text{ц, расч}} \leq t_{\text{ц}}. \quad (5.61)$$

Определяют коэффициент продолжительности включения двигателя для каждого варианта:

$$\text{ПВ}\% = \frac{t_{\text{раб}}}{t_{\text{раб}} + t_0} \cdot 100. \quad (5.62)$$

Расчетный коэффициент продолжительности также сравнивается с коэффициентом продолжительности, указанным в паспорте двигателя рассматриваемого варианта. При этом должно выполняться условие

$$\text{ПВ}_{\text{расч}} \leq \text{ПВ}_{\text{ном}}. \quad (5.63)$$

Если $M_{\text{эк}} > M_{\text{ном}}$ и $\text{ПВ}_{\text{расч}} \leq \text{ПВ}_{\text{ном}}$, то определяют эффективную мощность двигателя $P_{\text{эк}}$ и пересчитывают номинальную мощность двигателя по формулам

$$P_{\text{эк}} = \frac{M_{\text{эк}} n_{\text{ном}}}{9550}; \quad (5.64)$$

$$P'_{\text{ном}} = P_{\text{ном}} \sqrt{\frac{ПВ_{\text{ном}}}{ПВ_{\text{расч}}}}, \quad (5.65)$$

проверяя справедливость неравенства

$$P'_{\text{ном}} \geq P_{\text{эк}}. \quad (5.66)$$

По результатам расчетов выбирают двигатель, для которого должно быть соблюдено условие (5.60) или (5.66), а также (5.61), (5.63). При выполнении перечисленных условий по нескольким вариантам предпочтение должно быть отдано варианту с меньшими стоимостными затратами.

Пример. По расчетным данным построить нагрузочные и скоростные диаграммы, выбрать двигатели для подъемного, напорного и поворотного механизмов механической лопаты с ковшем вместимостью 8 м³.

Решение

Подъемный механизм. Экскаваторы с ковшем вместимостью 8 м³, применяемые на землеройных работах, имеют две кинематические схемы подъемного механизма (рис. 5.4). Более широкое применение находит схема с канатным полиспастом ($i_{\text{пол}} = 2$, рис. 5.4, б), поэтому двигатель для подъемного механизма выбираем применительно к данной схеме. Кинематическая схема состоит из двух аналогичных ветвей, каждая из которых имеет двигатель, редуктор и полиспаст с $i_{\text{пол}} = 2$.

По заданной скорости перемещения ковша $v_{\text{кан}} = 9$ м/с определяем частоту вращения подъемного барабана:

$$n_6 = \frac{60 \cdot 0,9 \cdot 2}{3,14 \cdot 1,3} = 2,65 \text{ об/мин.}$$

Затем вычисляем диаметр подъемного барабана по эмпирической формуле: $D_6 = 28 \cdot 45,5 \cdot 10^{-3} = 1,3$ м.

Диаметр каната принимаем из табл. 5.11 по расчетному усилию:

$$N_{\text{кан.л}} = \frac{5N_{\text{пл}}}{a_{\text{дв}} i_{\text{пол}} \cdot 0,75} = \frac{5 \cdot 70 \cdot 10^4}{2 \cdot 2 \cdot 0,75} = 117 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

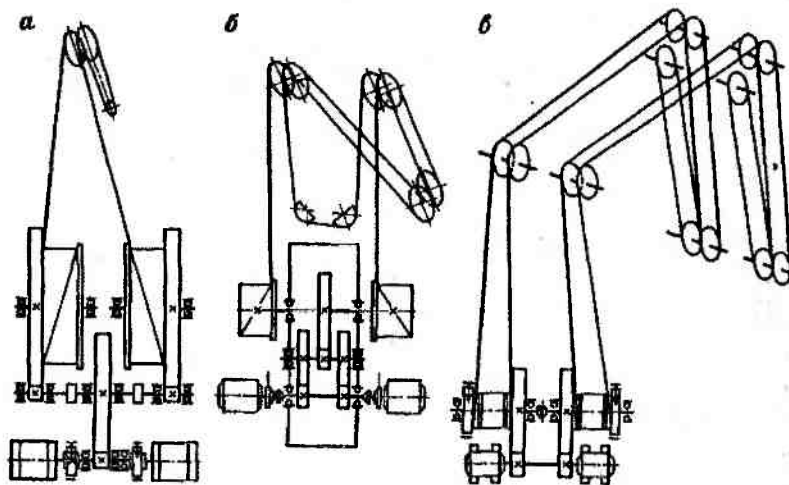


Рис. 5.4. Кинематические схемы подъемных механизмов с канатным полиспастом при числе ветвей каната:
a — 1; *б* — 2; *в* — 4

Таблица 5.11

Характеристики канатов, используемых на экскаваторах

Механизм	Обозначение, ГОСТ	Диаметр каната, мм	Разрывное усилие, Н · 10 ⁴
Подъемный	28-7-В-О-Н-180, 7669-80	28	44,25
	39-Г-В-О-Н-180, 7669-80	39	95,75
	45,5Г-В-О-Н-180, 7669-80	45,5	132,5
	52-Г-В-О-Н-180, 7669-80	52	174,5
	57-Г-В-О-Н-170, 7669-80	57	196,5
	ЧМРТУ/НИИМЕТИЗ	64	300,0
Напорный (напор ковша и возврат ковша)	28-Г-В-О-Н-180, 7669-80	28	44,25
	39-Г-В-О-Н-180, 7669-80	39	95,75
	45,5Г-В-О-Н-180, 7669-80	45,5	132,5
	52-Г-В-О-Н-180, 7669-80	52	174,5
Тяговый	45,5Г-1-О-Н-170, 7669-80	45,5	132,5
	52-Г-1-Н-О-170, 7669-80	52	174,5
	57-Г-В-Л-О-Н-170, 7669-80	57	196,5
	ЧМРТУ/НИИМЕТИЗ	70	380,0
Буровых станков	6,4-Г-1-Н-О-180, 3077-80	6,4	2,285
	9,2-Г-1-Н-О-170, 3077-80	9,2	4,93
	11,5-Г-Н-170, 3077-80	11,5	7,175

Окончание табл. 5.11

Механизм	Обозначение, ГОСТ	Диаметр каната, мм	Разрывное усилие, Н · 10 ⁴
Буровых станков	12,5-Г-1-Н-170, 7669-80	12,5	10,2
	13,5-Г-1-1-О-Н-160, 3071-74	13,5	11,85
	14,5-Г-1-Н-170, 7669-80	14,5	13,5
	17-Н-170-1, 3079-80	17	15,4
	19,5-Г-1-Н-О-170, 3077-80	19,5	20,15

Ближайший по разрывному усилию канат имеет диаметр $d_{\text{кан}} = 45,5$ мм. При двухдвигательной схеме электропривода расчетная мощность для выбора двигателя

$$P_{\text{дв.п}} = \frac{P_{\text{пл.св}}}{2} = \frac{366}{2} = 183 \text{ кВт},$$

где величина $P_{\text{пл.св}} = 366$ кВт. По табл. 5.9 выбираем ближайшие по расчетной мощности двигателя и составляем табл. 5.12 вариантов.

Передаточное число редуктора

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{нок}}}{n_6} = \frac{740}{26,5} = 27,9.$$

Таблица 5.12

Частота вращения вала двигателя, об/мин	Расчетная мощность, кВт	Марка двигателя	Мощность двигателя, кВт	Частота вращения якоря, об/мин	Масса, кг	Общее передаточное число	Момент инерции якоря, кг · м ²	Количество двигателей	Стоимость, руб.
26,5	183	ДПЭ-82	175	740	—	2 · 28 = = 56	17	2	
		ДПЭ-82А	190	740	—	2 · 28 = = 56	17	2	

Таблица 5.13

**Значения передаточных чисел
цилиндрических редукторов**

Редукторы цилиндрические ГОСТ 2185-66	Общие передаточные числа											
	Двухступенчатые	1-й ряд	6,3	8,0	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50
2-й ряд		7,1	9,0	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	
Трехступенчатые	1-й ряд	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
	2-й ряд	35,5	45	56	71	90	112	140	180	224	280	

По табл. 5.13 принимаем двухступенчатый цилиндрический редуктор с ближайшим передаточным числом $i_{ред} = 28$.

Общее передаточное число каждой ветви кинематической схемы

$$i_{под} = i_{пол} i_{ред} = 2 \cdot 28 = 56.$$

Моменты инерции рукоятки, ковша и породы, т. е. второе слагаемое правой части формулы (5.55):

$$J_p = 91 \frac{12,6 \cdot 0,9^2 \cdot 10^3}{2 \cdot 740^2} = 0,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_k = 91 \frac{14 \cdot 0,9^2 \cdot 10^3}{2 \cdot 740^2} = 0,96 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{пор} = 91 \frac{17,2 \cdot 0,9^2 \cdot 10^3}{2 \cdot 740^2} = 1,16 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции редуктора и барабана $J_{ред,б} = 0,2J_p = 0,2 \cdot 17 = 3,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Построим нагрузочные и скоростные диаграммы выбранных двигателей за один цикл работы экскаватора.

Предполагаем, что первоначальный пуск двигателя происходит при опущенном на подошву забоя порожнем ковше. Мо-

мент сопротивления в этом случае будет состоять из преодоления сил веса рукоятки и ковша:

$$M_{1,1} = M_{2,1} = \frac{\left(\frac{G_D}{2} + \frac{G_K}{2}\right) T_6}{i_{\text{пол}} i_{\text{ред}} \eta_{\text{п.л}} \cdot 2} = \frac{\left(\frac{12,36}{2} + \frac{13,7}{2}\right) \cdot 10^4 \cdot 1,3}{2 \cdot 28 \cdot 0,85 \cdot 2} =$$

$$= 0,177 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим моменты номинальные и в соответствии с рекомендациями (рис. 5.3) стопорные и отсечки и выбираемых двигателей:

$$M_{\text{ном1}} = 9550 \frac{P_{\text{н1}}}{r_{\text{н1}}} = 9550 \frac{175}{740} = 0,226 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ном2}} = 9550 \frac{P_{\text{н2}}}{n_{\text{н2}}} = 9550 \frac{190}{740} = 0,246 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ст1}} = 2,5 M_{\text{н1}} = 2,5 \cdot 0,226 \cdot 10^4 = 0,565 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{ст2}} = 2,5 M_{\text{н2}} = 2,5 \cdot 0,246 \cdot 10^4 = 0,615 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{отс1}} = 0,8 M_{\text{ст1}} = 0,8 \cdot 0,565 \cdot 10^4 = 0,450 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{отс2}} = 0,8 M_{\text{ст2}} = 0,8 \cdot 0,615 \cdot 10^4 = 0,495 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Динамические моменты при пуске двигателей:

$$M_{1,2} = \frac{(0,450 + 0,565) \cdot 10^4}{2} - 0,177 \cdot 10^4 = 0,330 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{2,2} = \frac{(0,495 + 0,615) \cdot 10^4}{2} - 0,177 \cdot 10^4 = 0,375 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Динамические моменты определены по механическим характеристикам двигателей в соответствии с рис. 5.3, где вместо номинальных моментов двигателей $M_{\text{ном1}}$ и $M_{\text{ном2}}$ принято то или иное значение статического момента сопротивления. Время разгона двигателей до номинальной угловой скорости $\omega_{\text{ном1}} = \omega_{\text{ном2}}$:

$$t_{1,1} = (0,85 + 0,96 + 3,4 + 17) \frac{78}{3300} \approx 0,5 \text{ с.}$$

$$t_{2,1} = (0,85 + 0,96 + 3,4 + 17) \frac{78}{3300} \approx 0,5 \text{ с.}$$

$$\omega_{\text{ном1}} = \omega_{\text{ном2}} = 0,105 n_{\text{ном}} = 0,105 \cdot 740 = 78 \text{ рад/с.}$$

Средние моменты двигателей при разгоне

$$M_{1,3} = M_{1,1} + M_{1,2} = (0,177 + 0,330) \cdot 10^4 = 0,507 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{2,3} = M_{2,1} + M_{2,2} = (0,177 + 0,330) \cdot 10^4 = 0,552 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления за время копания изменяется от минимальной величины $M_{1,1}$ до величины момента, обусловленного усилием $N_{\text{п.л}}$ в подъемном механизме в конце копания и определяемого по формуле (5.13). Поэтому за расчетную величину момента следует принимать среднее арифметическое значение:

$$\begin{aligned} M_{1,4} = M_{2,4} &= \frac{M_{1,1}}{2} + \frac{0,5N_{\text{п.л}} \cdot 0,5D_6}{2i_{\text{пол}}^i \eta_{\text{п.л}}} = \\ &= \left(\frac{0,177}{2} + \frac{0,5 \cdot 70 \cdot 0,5 \cdot 1,3}{2 \cdot 2 \cdot 28 \cdot 0,85} \right) \cdot 10^4 = 0,324 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Значение $0,5N_{\text{п.л}}$ взято при двух двигателях в подъемном механизме.

Время копания $t_{1,2} = t_{2,2}$ (рис. 5.5) с установившейся скоростью

$$t_{1,2} = t_{2,2} = \frac{L_{\text{н}}}{v_{\text{п.л}}} = \frac{7,8}{0,9} = 8,5 \text{ с},$$

где $L_{\text{н}}$ — высота забоя, равная высоте расположения напорного вала; $v_{\text{п.л}}$ — скорость перемещения подъемного каната лопаты.

Момент сопротивления при удержании груженого ковша и поворота его на разгрузку

$$M_{1,5} = M_{2,5} = \frac{\left(\frac{12,36}{2} + \frac{13,7}{2} + \frac{16,1}{2}\right) \cdot 10^4 \cdot 1,3 \cdot 0,85}{2 \cdot 2 \cdot 28} =$$

$$= 0,212 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время удержания груженого ковша в заторможенном состоянии равно времени вращения поворотной платформы к месту разгрузки (рис. 5.5): $t_{1,3} = t_{2,2} = t_0 + t_{10} = 3,5 + 3,0 = 6,5 \text{ с}$.

Тормозной момент при маневрировании с груженым ковшем и снижении угловой скорости вращения двигателя до $0,1 \omega_{\text{ном}}$:

$$M_{1,6} = \frac{M_{\text{кр1}} + M_{\text{отс1}}}{2} = \frac{(0,565 + 0,450) \cdot 10^4}{2} = 0,507 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{2,6} = \frac{M_{\text{кр2}} + M_{\text{отс2}}}{2} = \frac{(0,615 + 0,495) \cdot 10^4}{2} = 0,555 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время торможения ковша с породой до угловой скорости, равной $0,1 \omega_{\text{ном}}$:

$$t_{1,4} = (0,85 + 0,96 + 3,4 + 17 + 1,16) \frac{0,9 \cdot 78}{5070} \approx 0,5 \text{ с};$$

$$t_{2,4} = (0,85 + 0,96 + 3,4 + 17 + 1,16) \frac{0,9 \cdot 78}{5550} \approx 0,5 \text{ с}.$$

Средний момент двигателя, развиваемый при торможении:

$$M_{1,7} = M_{1,6} - M_{1,5} = (0,507 - 0,212) \cdot 10^4 = 0,295 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{2,7} = M_{2,6} - M_{2,5} = (0,555 - 0,212) \cdot 10^4 = 0,343 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Средний момент при разгрузке ковша

$$M_{1,8} = M_{2,8} = \frac{M_{1,1}}{2} + \frac{M_{1,5}}{2} = \frac{0,177 \cdot 10^4}{2} + \frac{0,212 \cdot 10^4}{2} =$$

$$= 0,195 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время разгрузки ковша $t_{1,5} = t_{2,5} = 18,5 - 16 = 2,5$ с.

Динамический момент при реверсировании и разгоне двигателя на спуск порожнего ковша:

$$M_{1,9} = \frac{M_{ст1} + M_{отс1}}{2} + M_{1,1} = \frac{(0,450 + 0,565) \cdot 10^4}{2} + 0,177 \cdot 10^4 = 0,684 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{2,9} = \frac{M_{ст2} + M_{отс2}}{2} + M_{2,1} = \frac{(0,485 + 0,615) \cdot 10^4}{2} + 0,177 \cdot 10^4 = 0,732 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время разгона двигателя до угловой скорости, равной $1,1\omega_{ном}$:

$$t_{1,6} = (0,85 + 0,96 + 3,4 + 17) \frac{1,1 \cdot 78}{6840} \approx 0,5 \text{ с}.$$

$$t_{2,6} = (0,85 + 0,96 + 3,4 + 17) \frac{1,1 \cdot 78}{7320} \approx 0,5 \text{ с}.$$

Средний момент, развиваемый двигателем при спуске порожнего ковша:

$$M_{1,10} = \frac{M_{ст1} + M_{отс1}}{2} - M_{1,1} = \frac{(0,450 + 0,565) \cdot 10^4}{2} - 0,177 \cdot 10^4 = 0,330 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{2,10} = \frac{M_{ст2} + M_{отс2}}{2} - M_{1,1} = \frac{(0,495 + 0,615) \cdot 10^4}{2} - 0,177 \cdot 10^4 = 0,378 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления при опускании порожнего ковша с установившейся скоростью

$$M_{1,11} = M_{2,11} = \frac{\left(\frac{12,36}{2} + \frac{13,7}{2}\right) 1,3 \cdot 0,85 \cdot 10^4}{2 \cdot 2 \cdot 28} = 0,130 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время опускания ковша с установившейся скоростью при продолжительности цикла $t_{\text{ц}} = 27$ с $t_{1,7} = 27 - (0,5 + 8,5 + 6,5 + 0,5 + 2,5 + 0,5 + 0,5) = 7,5$ с.

Момент при торможении порожнего ковша и спуске его в забой:

$$M_{1,12} = \frac{M_{\text{ср1}} + M_{\text{отс1}}}{2} - M_{1,11} = \frac{(0,450 + 0,565) \cdot 10^4}{2} - 0,130 \cdot 10^4 = 0,377 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{2,12} = \frac{M_{\text{ср2}} + M_{\text{отс2}}}{2} - M_{2,11} = \frac{(0,495 + 0,615) \cdot 10^4}{2} - 0,130 \cdot 10^4 = 0,425 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время торможения при спуске порожнего ковша:

$$t_{1,8} = 22,21 \frac{1,1 \cdot 78}{3770} \approx 0,5 \text{ с};$$

$$t_{2,8} = 22,2 \frac{1,1 \cdot 78}{4250} \approx 0,5 \text{ с}.$$

Средний момент, развиваемый двигателем при торможении с порожним ковшом:

$$M_{1,13} = M_{1,12} + M_{1,11} = 0,377 \cdot 10^4 + 0,130 \cdot 10^4 = 0,507 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{2,13} = M_{2,12} + M_{2,11} = 0,425 \cdot 10^4 + 0,130 \cdot 10^4 = 0,555 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

На рис. 5.5, а показаны нагрузочные и скоростные диаграммы первого и второго двигателей, построенные по приведенным расчетам.

Эквивалентный момент первого двигателя по формуле (5.58)

$$M_{\text{эк1}} = 10^4 \times \sqrt{\frac{0,507^2 \cdot 0,5 + 0,324^2 \cdot 8,5 + 0,212^2 \cdot 6,5 + 0,295^2 \cdot 0,5}{27}}$$

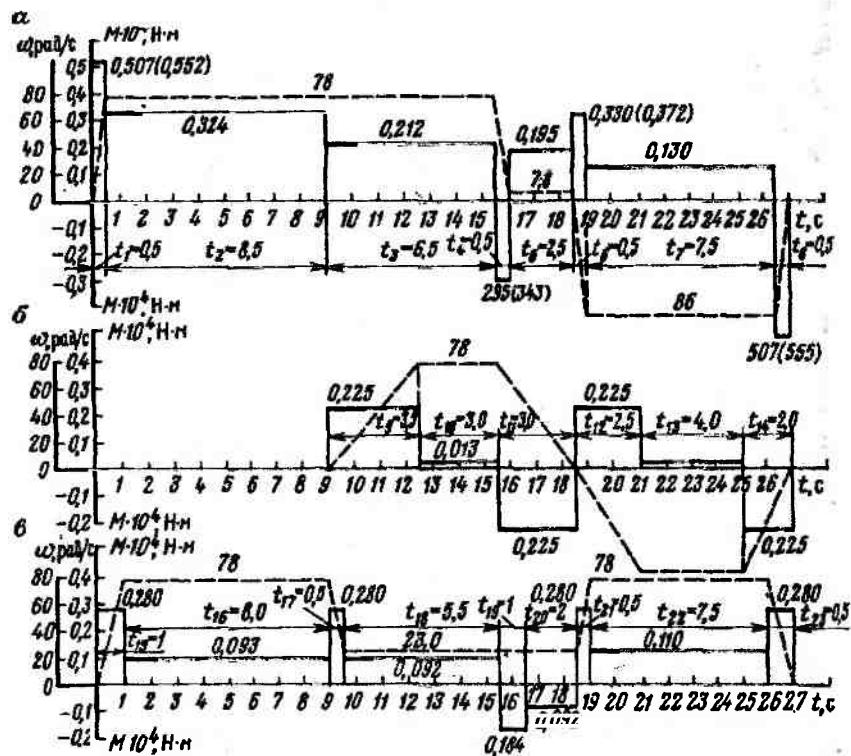


Рис. 5.5 Нагрузочные (—) и скоростные (---) диаграммы двигателей главных механизмов (а — подъемного; б — поворотного; в — напорного) механической лопаты

$$+ \frac{0,195^2 \cdot 2,5 + 0,330^2 \cdot 0,5 + 0,130^2 \cdot 7,5 + 0,507^2 \cdot 0,5}{27} =$$

$$= 0,248 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{эк1}} = 0,248 \cdot 10^4 > \bar{M}_{\text{ном1}} = 0,226 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Эквивалентный момент второго двигателя

$$M_{\text{эк2}} = 10^4 \times$$

$$\sqrt{\frac{0,552^2 \cdot 0,5 + 0,324^2 \cdot 8,5 + 0,212^2 \cdot 6,5 + 0,343^2 \cdot 0,5}{27}} + \sqrt{\frac{0,195^2 \cdot 2,5 + 0,378^2 \cdot 0,5 + 0,130^2 \cdot 7,5 + 0,555^2 \cdot 0,5}{27}} =$$

$$= 0,250 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{экз}} = 0,250 \cdot 10^4 \approx M_{\text{ном.в}} = 0,246 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Из сравнения эквивалентных моментов с номинальными моментами двигателей видно, что второй двигатель больше отвечает требованиям по условиям нагрева. Поэтому для привода подъемного механизма принимаем два двигателя ДПЭ-82А.

Поворотный механизм. Кинематическая схема поворотных механизмов одноковшовых экскаваторов, как правило, состоит из двух- или трехступенчатого редуктора и открытой шестеренной передачи с венцовой шестерней. Для более равномерной передачи усилий на венцовую шестерню и снижения моментов инерции на экскаваторах с ковшом вместимостью до 15 м³ применяют двухредукторный привод, а на более мощных экскаваторах трех-, четырехредукторный и более привод с двигателями вертикального исполнения. В данном случае принимаем двухредукторный привод с кинематической схемой. По расчетной мощности $P'_{\text{в.л}} (\text{св}) = 97 \text{ кВт}$ в табл. 5.9 выбираем ближайший по мощности двигатель ДЭВ-812 с основными параметрами: $P_{\text{ном.в}} = 100 \text{ кВт}$; $n_{\text{ном.в}} = 750 \text{ об/мин}$; ПВ = 80 %; $J_{\text{я}} = 8,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

$$M_{\text{ном.в}} = 9550 \frac{100}{750} = 0,127 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Общее передаточное число поворотного механизма

$$i_{\text{в}} = \frac{n_{\text{ном.в}}}{n_{\text{в}}} = \frac{750}{2,5} = 300.$$

Суммарный момент инерции платформы с груженым ковшем, приведенным к валу двигателя,

$$\sum J'_r = \frac{\sum J_r}{a_{дв}^2} + J_n = \frac{15 \cdot 10^6}{2 \cdot 300^2} = 91,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Суммарный момент инерции платформы с порожним ковшем, приведенный к валу двигателя,

$$\sum J'_r = \frac{\sum J_r}{a_{дв}^2} + J_n = \frac{15 \cdot 10^6}{2 \cdot 300^2} = 91,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

В соответствии с рекомендациями (рис. 5.3) принимаем моменты двигателя:

- стопорный $M_{ст.в} = 1,8 M_{ном.в} = 1,8 \cdot 0,127 \cdot 10^4 = 0,230 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- отсечки $M_{отс.в} = 0,9 M_{ст.в} = 0,9 \cdot 0,230 \cdot 10^4 = 0,220 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Динамический момент при разгоне двигателя с груженым и порожним ковшем

$$M_{14} = (M_{отс.в} - 0,1 M_{ном.в}) + \frac{M_{ст.в} - M_{отс.в}}{2} = (0,220 - 0,013) \cdot 10^4 + \frac{(0,230 - 0,220) \cdot 10^4}{2} = 0,212 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $0,1 M_{ном.в} = 0,1 \cdot 0,127 \approx 0,013 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — момент сопротивления платформы, преодолеваемый каждым двигателем при работе с установившейся скоростью.

Среднее значение момента, развиваемого двигателем при разгоне с груженым и порожним ковшем,

$$M_{15} = \frac{M_{ст.в} + M_{отс.в}}{2} = \frac{(0,230 + 0,220) \cdot 10^4}{2} = 0,225 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время разгона двигателя до установившейся скорости с груженым ковшем

$$t_9 = \sum J'_r \frac{\omega_{н.в}}{M_{15}} = 91,5 \frac{78}{2120} = 3,5 \text{ с}.$$

Угол, на который платформа повернется при разгоне двигателя с грузным ковшем,

$$\alpha_{гр.р} = \frac{\dot{\omega}_{гр.р} t_9^2}{2} = \frac{0,075 \cdot 3,5^2}{2} = 0,46 \text{ рад, или } 26^\circ;$$

при этом ускорение

$$\dot{\omega}_{гр.р} = \frac{\omega_{н.в.}}{i_b t_9} = \frac{78}{3,5 \cdot 300} = 0,075 \text{ рад/с}^2.$$

Тормозной момент двигателя с грузным и порожним ковшем

$$M_{16} = (0,220 - 0,013) \cdot 10^4 + \frac{(0,230 - 0,220) \cdot 10^4}{2} = 0,238 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время торможения платформы с грузным ковшем

$$t_{10} = \sum J_r' \frac{\omega_{н.в.}}{M_{16}} = 91,5 \frac{78}{2380} \approx 3 \text{ с}.$$

Средний момент, развиваемый двигателем при торможении с грузным и порожним ковшем, $M_{17} = (0,238 - 0,013) \cdot 10^4 = 0,225 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

Угол, на который платформа повернется при торможении с грузным ковшем,

$$\alpha_{гр.т} = \frac{\dot{\omega}_{гр.т} t_{10}^2}{2} = \frac{0,084 \cdot 2,6^2}{2} = 0,4 \text{ рад, или } 23^\circ;$$

при этом ускорение

$$\dot{\omega}_{гр.т} = \frac{\omega_{н.в.}}{i_{10} t_{10}} = \frac{78}{3 \cdot 300} = 0,084 \text{ рад/с}^2.$$

Принимая за расчетный угол поворота платформы на разгрузку 90° , найдем угол, на который платформа повернется с установившейся скоростью, и время поворота на этот угол:

$$\alpha_{гр.у} = 90^\circ - (26^\circ + 23^\circ) = 41^\circ, \text{ или } 0,72 \text{ рад};$$

$$t_{11} = \frac{\alpha_{гр.у}}{\omega_{н.в}} = \frac{0,72}{\frac{78}{300}} \approx 3,0 \text{ с.}$$

Время разгона двигателя до установившейся скорости с порожним ковшом

$$t_{12} = \sum J'_n \frac{\omega_{н.в}}{M_{14}} = 63,5 \frac{78}{2120} \approx 2,5 \text{ с.}$$

Угол, на который платформа повернется при разгоне двигателя с порожним ковшом,

$$\alpha_{пор.р} = \frac{\dot{\omega}_{пор.р} t_{12}^2}{2} = \frac{0,104 \cdot 2,5^2}{2} = 0,325 \text{ рад, или } 18^\circ;$$

при этом ускорение

$$\dot{\omega}_{пор.р} = \frac{78}{2,5 \cdot 300} = 0,104 \text{ рад/с}^2.$$

Время торможения двигателя с порожним ковшом

$$t_{14} = \sum J'_n \frac{\omega_{н.в}}{M_{14}} = 63,5 \frac{78}{2380} = 2 \text{ с.}$$

Угол, на который платформа повернется при торможении с порожним ковшом,

$$\alpha_{пор.т} = \frac{\dot{\omega}_{пор.т} t_{12}^2}{2} = \frac{0,12 \cdot 2^2}{2} = 0,24 \text{ рад, или } 14^\circ;$$

при этом ускорение

$$\dot{\omega}_{пор.т} = \frac{78}{2,0 \cdot 300} = 0,12 \text{ рад/с}^2.$$

Угол поворота платформы с установившейся скоростью

$$\alpha_{пор.у} = 90^\circ - (18^\circ + 14^\circ) = 58^\circ, \text{ или } \approx 1 \text{ рад.}$$

$$t_{13} = \frac{\alpha_{поруч}}{\omega'_{н.в}} = \frac{1}{\frac{78}{300}} = 4 \text{ с.}$$

Нагрузочные и скоростные диаграммы двигателя поворотного механизма показаны на рис. 5.5, б.

Эквивалентный момент двигателя

$$M_{эк} = 10^4 \times \sqrt{\frac{0,225^2 \cdot 3,5 + 0,013^2 \cdot 3 + 0,225^2 \cdot 3 + 0,225^2 \cdot 2,5}{27}} + \frac{0,013^2 \cdot 4 + 0,225^2 \cdot 2}{27} = 0,128 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Коэффициент продолжительности включения двигателя

$$ПВ_{расч} = \frac{t_{раб} \cdot 100}{t_{раб} + t_0} = \frac{18 \cdot 100}{27} = 67\% < ПВ_{ном} = 80\%.$$

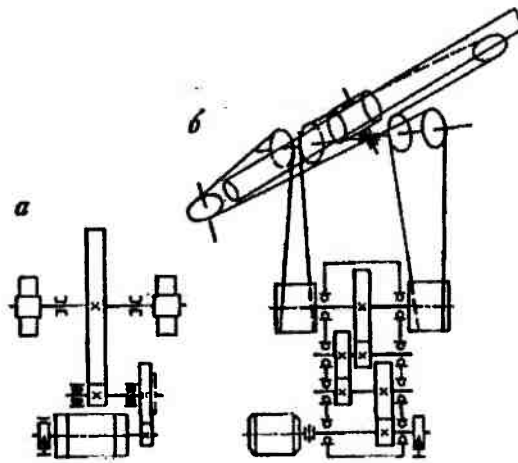


Рис. 5.6. Кинематические схемы напорных механизмов: а — реечного; б — канатного

Расчеты показали, что принятые двигатели удовлетворяют требованиям поворотного механизма.

Напорный механизм. На экскаваторах с ковшом вместимостью до 8 м^3 находят применение две кинематические схемы напорного механизма: с реечным (рис. 5.6, а) и канатным (рис. 5.6, б) напором. Методика расчета канатного напорного механизма, определения диаметра барабана напорной лебедки во многом аналогична методике расчета подъемного механизма. Поэтому, несмотря на то, что схема канатного напорного механизма в настоящее время находит большое распространение, по методическим соображениям ниже приводим расчет реечного напорного механизма.

Частота вращения выходного вала редуктора с кремальерной шестерней

$$n_{\text{вр}} = \frac{60 \cdot 0,45}{3,14 \cdot 0,42} = 20 \text{ об/мин,}$$

где $0,42$ — $D_{\text{кр}}$ — диаметр делительной окружности кремальерной шестерни, м:

$$D_{\text{кр}} = 2,9 = \sqrt{\frac{44,1 \cdot 10^4}{2}} \cdot 10^{-3} = 0,42 \text{ м,}$$

где $44,1 \cdot 10^4$ — величина усилия в напорном механизме $N'_{\text{н.л.}}$.

По расчетной мощности $P_{\text{ном (св)}} = 100 \text{ кВт}$ в табл. 5.9 выбираем ближайший двигатель ДЭ-812 с характеристикой: $P_{\text{ном}} = 100 \text{ кВт}$, $n_{\text{ном}} = 750 \text{ об/мин}$, $J_{\text{я}} = 8,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $M_{\text{ном}} = 0,127 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

В соответствии с рекомендациями рис. 5.3 принимаем величину моментов двигателя напорного механизма $M_{\text{н}}$ ($\text{Н} \cdot \text{м}$):

- стопорного $M_{\text{ст.н}} = 2,5M_{\text{ном}} = 2,5 \cdot 0,127 \cdot 10^4 = 0,320 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$,
- отсечки $M_{\text{отс.н}} = 0,75M_{\text{ст.н}} = 0,75 \cdot 0,320 \cdot 10^4 = 0,240 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Расчетное передаточное число редуктора

$$i_{\text{ред.н}} = \frac{750}{20} = 37,5.$$

По табл. 5.13 принимаем двухступенчатый редуктор с ближайшим $i_{\text{ред.н}} = 40$.

Определим приведенные к валу двигателя моменты инерции поступательно перемещающихся рукояти, ковша и грунта.

При речном напоре рукоять выполняют двухбалочной, поэтому моменты инерции, определяемые для поступательно перемещающихся масс по формуле

$$J = \frac{mV^2}{a_{\text{дв}} n_{\text{дв}}^2}, \text{ будут равны:}$$

$$\bullet \text{ рукояти } J_p = 91 \frac{12,6 \cdot 0,45^2 \cdot 10^3}{750^2} = 0,41 \text{ кг} \cdot \text{м}^3;$$

$$\bullet \text{ ковша } J_k = 91 \frac{14 \cdot 0,45^2 \cdot 10^3}{750^2} = 0,46 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$\bullet \text{ породы в ковше } \bar{J}_{\text{пор}} = 91 \frac{17,2 \cdot 0,45^2 \cdot 10^3}{750^2} = 0,57 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент инерции редуктора напорного механизма по (5.56)
 $J_{\text{ред.н}} = 0,1 J_R = 0,1 \cdot 8,25 = 0,825 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$

Момент сопротивления, создаваемый весом рукояти и ковша,

$$M_{18} = \frac{N_{\text{пл}}^* D_{\text{кр}}}{2 i_{\text{ред.н}} \eta_{\text{н.л}}} = \frac{26,3 \cdot 10^4 \cdot 0,43}{2 \cdot 40 \cdot 0,8} = 0,17 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $N_{\text{н.л}}^* = 26,3 \cdot 10^4 \text{ Н}.$

Динамический момент двигателя

$$M_{19} = (M_{\text{отс}} - M_{18}) + \frac{M_{\text{отс.н}} - M_{\text{стн}}}{2} = [(0,240 - 0,170) \times \\ \times \left(\frac{0,320 - 0,240}{2} \right)] 10^4 = 0,109 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время разгона двигателя

$$t_{15} = \sum J \frac{\omega_{\text{н.ном}}}{M_{19}} = (0,41 + 0,46 + 0,825 + 8,25) \frac{78}{1090} \cong 1 \text{ с}.$$

Средний момент, развиваемый двигателем при разгоне, $M_{20} = M_{18} + M_{19} = (0,171 + 0,109) \cdot 10^4 = 0,280 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

Момент сопротивления и время в процессе копания:

$$M_{21} = \frac{N_{нл} D_{кр}}{2i_{ред} \eta_{нл}} = \frac{14,2 \cdot 10^4 \cdot 0,43}{2 \cdot 40 \cdot 0,8} = 0,093 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$t_{16} = t_1 + t_2 - t_{15} = 0,5 + 8,5 - 1 = 8 \text{ с},$$

где t_1 и t_2 — время разгона и работы двигателя подъема во время копания.

При горизонтальном положении рукояти и вертикальном положении подъемного каната, что соответствует концу копания, усилие, действующее на кремальберную шестерню, а следовательно, и момент равны нулю. Одной из выполняемых операций в конце копания может быть подъем ковша в крайнее верхнее положение и выдвижение рукояти с замедленной скоростью на полную длину.

Средний тормозной момент двигателя при снижении скорости вращения до $0,3\omega_{н.ном}$

$$M_{22} = \frac{M_{ст.н} + M_{отс.н}}{2} = \left(\frac{0,320 + 0,240}{2} \right) 10^4 = 0,280 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время торможения до снижения угловой скорости вращения $0,3\omega_{н.ном}$

$$t_{17} = (0,4 + 0,46 + 0,57 + 0,825 + 8,25) \frac{0,7 \cdot 78}{2800} \cong 0,5 \text{ с}.$$

Средний момент при выдвижении рукояти на всю длину с пониженной скоростью

$$M_{23} = \frac{N_{нл} D_{кр} \eta_{нл}}{2 \cdot 2 \cdot i_{ред}} = \frac{44,1 \cdot 10^4 \cdot 0,43 \cdot 0,8}{2 \cdot 2 \cdot 40} = 0,092 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время выдвижения рукояти на полную длину можно принять равным времени подъема ковша из горизонтального положения с установившейся скоростью на максимальную высоту:

$$t_{18} = \frac{L_{коп} - L_{нл}}{v_{нл}} = \frac{12,5 - 7,8}{0,9} \cong 5,5 \text{ с}.$$

Тормозной момент двигателя при разгрузке ковша

$$M_{24} = \frac{N'_{н.л} D_{кр} \eta_{н.л}}{2 \cdot i_{ред.л}} = \frac{44,1 \cdot 10^4 \cdot 0,43 \cdot 0,8}{2 \cdot 40} = 0,184 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время разгрузки ковша $t_{19} = (t_1 + t_2 + t_3 + t_4) - (t_{15} + t_{16} + t_{17} + t_{18}) = (0,5 + 8,5 + 6,5 + 0,5) - (1 + 8 + 0,5 + 5,5) = 1 \text{ с}.$

При разгрузке ковша момент двигателя напорного механизма может изменяться от значения $M_{24} = 0,184 \cdot 10^4 \text{ Н}$ до нуля, что соответствует горизонтальному положению рукоятки. Среднее значение момента $M_{25} = M_{23} = 0,092 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$

Время, связанное с операциями при разгрузке ковша, $t_{20} = (0,5 + 8,5 + 6,5 + 0,5 + 2,5) - (1,0 + 8 + 0,5 + 5,5 + 1) = 2,5 \text{ с}.$

Момент при разгоне порожнего ковша с рукоятью до установившейся скорости

$$M_{26} = \frac{M_{ст.л} + M_{отс.л}}{2} - M_{28} = \left(\frac{0,320 + 0,240}{2} - 0,110 \right) 10^4 = 0,170 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время разгона двигателя с ковшом и рукоятью до установившейся скорости

$$t_2 = (0,41 + 0,46 + 1,4 + 14) \frac{0,7 \cdot 78}{1700} = 0,5 \text{ с}.$$

Момент двигателя при разгоне платформы с порожним ковшом

$$\tilde{M}_{27} = \frac{M_{ст.л} + M_{отс.л}}{2} = \left(\frac{0,320 + 0,240}{2} \right) 10^4 = 0,280 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент при маневрировании рукоятью с ковшом за время поворота порожнего ковша в забой

$$M_{28} = \frac{N'_{н.л} D_{кр} \eta_{н.л}}{2 i_{ред.л}} = \frac{26,3 \cdot 10^4 \cdot 0,43 \cdot 0,8}{2 \cdot 40} = 0,110 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время при маневрировании рукоятью с порожним ковшем при повороте платформы в забой $t_{22} = t_{ц} - (t_{15} + t_{16} + t_{17} + t_{18} + t_{19} + t_{20} + t_{21} + t_{23}) = 27 - (1 + 8 + 0,5 + 5,5 + 1 + 2,5 + 0,5 + 0,5) = 7,5$ с.

Момент при торможении двигателя при перемещении порожнего ковша с рукоятью

$$M_{29} = (M_{отс.н} - M_{28}) + \frac{M_{от.н} - M_{отс.н}}{2} = [(0,240 - 0,110) + \frac{(0,320 - 0,240)}{2}] 10^4 = 0,170 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Время торможения

$$t_2 = (0,41 + 0,46 + 0,825 + 8,25) \frac{78}{1700} \cong 0,5 \text{ с}.$$

Момент, развиваемый двигателем при торможении,

$$M_{30} = \frac{M_{ст.н} + M_{отс.н}}{2} = \frac{(0,320 + 0,240) 10^4}{2} = 0,280 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Нагрузочные и скоростные диаграммы двигателя напорного механизма показаны на рис. 5.5, в.

Эквивалентный момент двигателя напорного механизма по (5.58)

$$M_{эк.н} = 10^4 \times \sqrt{\frac{0,280^2 \cdot 1 + 0,093^2 \cdot 8 + 0,280^2 \cdot 0,5 + 0,092^2 \cdot 5,5 + 0,184^2 \cdot 1 + 0,092^2 \cdot 2,5 + 0,280^2 \cdot 0,5 + 0,110^2 \cdot 7,5 + 0,280^2 \cdot 0,5}{27}}$$

$$= 0,119 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{эк.н} = 0,119 \cdot 10^4 < M_{ном} = 0,127 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Расчеты показали, что принятый для напорного механизма двигатель отвечает требованиям по нагреву.

5.8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ И ВЫБОР ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

Нагрузочная диаграмма приводного двигателя преобразовательного агрегата экскаватора ЭКГ-8И (рис. 5.7) построена по нагрузочным диаграммам (рис. 5.5) путем суммирования ординат во времени за цикл работы двигателей подъемного, поворотного и напорного механизмов экскаватора ЭКГ-8И. По нагрузочной диаграмме определяем эквивалентный момент приводного двигателя. На экскаваторах средней и большой мощности в качестве приводных двигателей преобразовательных агрегатов используют синхронные двигатели напряжением 6–10 кВ с частотой вращения 1000 об/мин. Зная эквивалентный момент и частоту вращения, определяем эквивалентную мощность двигателя по формуле

$$P_{\text{эк.п.а.}} = \frac{M_{\text{эк.п.а.}} \cdot n_{\text{п.а.}}}{9550} \quad (5.67)$$

В формуле (5.67) не учтен коэффициент полезного действия преобразовательного агрегата $\eta_{\text{п.а.}}$, величина которого в зависимости от количества электрических машин в агрегате колеблется в пределах 0,85–0,88. Следовательно, расчетная мощность, по которой необходимо выбирать двигатель,

$$P_{\text{расч.дв.}} = \frac{P_{\text{эк.п.а.}}}{\eta_{\text{п.а.}}} \quad (5.68)$$

Пример. Определить мощность и выбрать приводной двигатель преобразовательного агрегата экскаватора ЭКГ-8И.

Решение

По данным нагрузочной диаграммы (рис. 5.7) определим эквивалентный момент приводного двигателя преобразовательного агрегата:

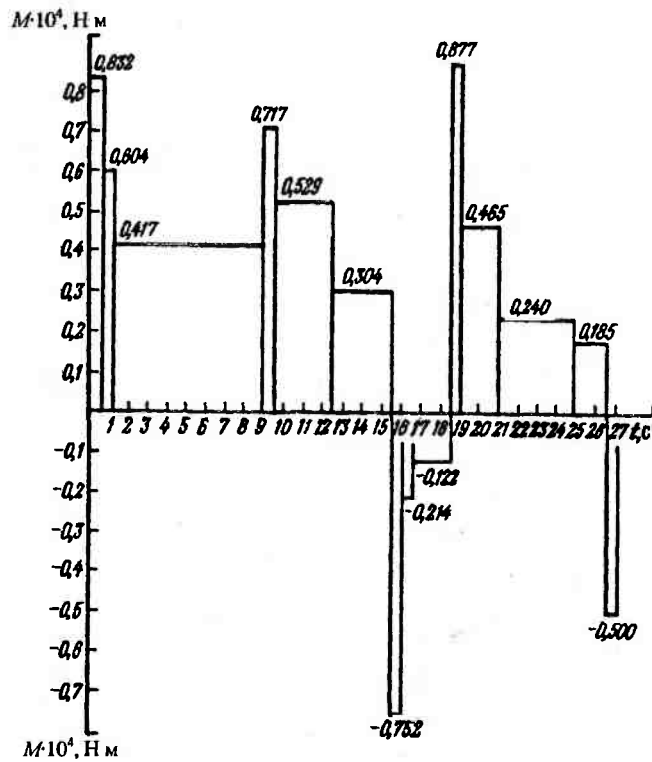


Рис. 5.7. Нагрузочная диаграмма приводного двигателя преобразовательного агрегата экскаватора ЭКГ-8И

$$M_{\text{экв}} = 10^4 \times$$

$$\sqrt{\frac{0,832^2 \cdot 0,5 + 0,604^2 \cdot 0,5 + 0,417^2 \cdot 8 + 0,717^2 \cdot 0,5}{27}}$$

$$+ \sqrt{\frac{0,529^2 \cdot 3 + 0,304^2 \cdot 3 + 0,752^2 \cdot 0,5 + 0,214^2 \cdot 0,5 + 0,122^2 \cdot 2}{27}}$$

$$+ \sqrt{\frac{0,877^2 \cdot 0,5 + 0,465^2 \cdot 2 + 0,240^2 \cdot 4 + 0,185^2 \cdot 1,5 + 0,500^2 \cdot 0,5}{27}}$$

$$= 0,420 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Эквивалентная мощность двигателя преобразовательного агрегата при частоте вращения $n_{п.а} = 1000$ об/мин

$$P_{эк.п.а} = \frac{M_{эк.п.а} n_{п.а}}{9550} = \frac{0,420 \cdot 10^4 \cdot 1000}{9550} = 440 \text{ кВт}.$$

Расчетная мощность двигателя преобразовательного агрегата при его КПД, равном 0,85,

$$P_{расч.п.а} = \frac{P_{эк.п.а}}{\eta_{п.а}} = \frac{440}{0,85} = 516 \text{ кВт}.$$

По табл. 5.10 в качестве приводного двигателя для преобразовательного агрегата экскаватора ЭКГ-8И принимаем синхронный двигатель СДСЭ-14-29-6 с основными параметрами: $P_{ном} = 520$ кВт, $n_{ном} = 100$ об/мин; $U_{ном} = 6000$ В; $\eta_{ном} = 93\%$; $\cos\varphi_{ном} = 0,8$ (опережающий).

Генераторы преобразовательного агрегата

В системе генератор—двигатель (Г—Д) режим работы каждого из генераторов преобразовательного агрегата повторяет режим работы соответствующего двигателя. Однако с точки зрения условий охлаждения генераторы работают в лучших условиях, так как якоря генератора независимо от нагрузки вращаются с постоянной частотой. Постоянная частота вращения и возможность регулирования величины тока в обмотках возбуждения генераторов позволяют в системе Г—Д обеспечивать необходимую мощность и момент двигателей во всех их режимах работы, даже при стопорениях.

Поэтому номинальная мощность генератора может быть

$$P_{ном.г} = \frac{\sigma_{дв}}{i_{г}} P_{ном.дв}, \quad (5.69)$$

где $a_{\text{дв}}$ — количество двигателей, получающих питание от данного генератора; $P_{\text{ном,дв}}$ — номинальная мощность двигателя; $\eta_{\text{г}}$ — КПД генератора.

Пример. Определить мощность и выбрать генераторы преобразовательного агрегата экскаватора ЭКГ-8И.

Решение

Мощность генератора подъемного механизма по формуле (5.69)

$$P_{\text{г.п}} = \frac{a_{\text{дв}} P_{\text{ном,дв}}}{\eta_{\text{г}}} = \frac{2 \cdot 190}{0,92} = 413 \text{ кВт.}$$

Принимаем генератор ГПЭ-450-1000 со следующими данными: $P_{\text{ном}} = 450 \text{ кВт}$; $U_{\text{ном}} = 560 \text{ В}$; $n_{\text{ном}} = 1000 \text{ об/мин}$ (по табл. 5.9).

Мощность генератора поворотного механизма по формуле (5.69)

$$P_{\text{г.в}} = \frac{2 \cdot 100}{0,92} = 218 \text{ кВт.}$$

Принимаем генератор МПЭ-14-12/4 со следующими данными: $P_{\text{ном}} = 225 \text{ кВт}$; $U_{\text{ном}} = 660 \text{ В}$; $n_{\text{ном}} = 1000 \text{ об/мин}$ (по табл. 5.9).

Мощность генератора напорного механизма по формуле (5.69)

$$P_{\text{г.н}} = \frac{1 \cdot 100}{0,92} = 109 \text{ кВт.}$$

Принимаем генератор ПЭМ-2000М со следующими данными: $P_{\text{ном}} = 115 \text{ кВт}$; $U_{\text{ном}} = 330 \text{ В}$; $n_{\text{ном}} = 1000 \text{ об/мин}$ (по табл. 5.9).

5.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ И МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ГУСЕНИЧНОГО ХОДА ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

На экскаваторах с рабочим оборудованием механических лопат наиболее широкое распространение получило гусеничное ходовое оборудование благодаря равномерной передаче давления на почву и малой величине удельного давления, хорошему сцеплению с почвой, позволяющему развивать большие тяговые усилия, хорошей маневренности и устойчивости экскаватора, высокой проходимости и преодолению сравнительно больших по углу (до 12°) подъемов. Передвижение экскаваторов с гусеничным ходом на другое место работы или в безопасное место работы при взрывных работах ограничивается, как правило, небольшими расстояниями. Однако при перемещении даже на сравнительно небольшие расстояния на пути экскаватора могут быть подъемы или развороты с проседанием ходовой части механизма в горной породе. Поэтому при определении мощности и выборе двигателей гусеничных ходовых механизмов следует рассматривать два режима их работы: длительный (при передвижении экскаватора по горизонтальной поверхности) и кратковременный (с максимальной нагрузкой при передвижении на подъем или разворот с проседанием ходовой части механизма в горной породе).

Максимальное тяговое усилие при установившемся прямолинейном движении машины определяют по уравнению

$$F_{т.г} = W_{вн} + W_{к} + W_{и} + W_{п} + W_{вет}, \quad (5.70)$$

где $W_{вн}$, $W_{к}$, $W_{и}$, $W_{п}$, $W_{вет}$ — сопротивление соответственно внутреннее во всех гусеницах (приводных и холостых), катанию, инерции при трогании с места, подъему, ветру.

Без рабочего проекта экскаватора перечисленные сопротивления определить нельзя. Поэтому на основании накопленного

опыта все сопротивления, кроме сопротивления ветру, принято определять через полный вес экскаватора. Так, для одноковшовых экскаваторов

$$\left. \begin{aligned} W_{\text{вн}} &= (0,048 + 0,091)G_{\text{эк}}; \quad \bar{W}_{\text{в}} = (0,082 + 0,175)G_{\text{эк}}; \\ W_{\text{н}} &= (0,012 + 0,02)G_{\text{эк}}; \quad W_{\text{п}} = G_{\text{эк}} \sin \alpha_{\text{тр}} \end{aligned} \right\} \quad (5.70, a)$$

Меньшие значения сопротивления относятся к экскаваторам средней и большой мощности. Максимальная величина допустимого угла подъема также зависит от мощности экскаватора и для экскаваторов средней мощности достигает 12° .

Сопротивление ветру определяют по формуле

$$W_{\text{вет}} = k_{\text{вет}} q_{\text{вет}} \sum S_{\text{пов.эк}}, \quad (5.71)$$

где $k_{\text{вет}}$ — аэродинамический коэффициент обтекания конструкций в зависимости от степени заполнения их расчетных сечений (в среднем для металлоконструкций принимают $k_{\text{вет}} = 0,3 \div 0,6$); $q_{\text{вет}}$ — нормативный скоростной напор, принимают для общих условий 245 Па, для районов с особенно сильными ветрами — по специальным нормативам.

Тяговое усилие и мощность двигателей для экскаваторов малой и средней мощности определяют по следующим формулам:

- при движении по горизонтальной поверхности (H):

$$\left. \begin{aligned} F_{\text{т.г}} &= (W_{\text{вн}} + W_{\text{к}} + W_{\text{н}})G_{\text{эк}}; \\ P_{\text{т.г}} &= \frac{F_{\text{т.г}} v_{\text{г.к}}}{\eta_{\text{г.к}}} 10^{-3}; \end{aligned} \right\} \quad (5.72)$$

- при движении на подъем (H)

$$\left. \begin{aligned} F_{\text{т.п}} &= (W_{\text{вн}} + W_{\text{к}} + W_{\text{н}} + W_{\text{п}})G_{\text{эк}}; \\ P_{\text{т.п}} &= \frac{F_{\text{т.п}} v_{\text{п.к}}}{\eta_{\text{г.к}}} 10^{-3}. \end{aligned} \right\} \quad (5.73)$$

Тяговое усилие и мощность двигателей для экскаваторов мощных и сверхмощных вычисляют по формулам:

при движении по горизонтальной поверхности (Н)

$$\left. \begin{aligned} F_{т.г} &= (W_{в.н} + W_{к} + W_{н} + W_{вет}) G_{эк}; \\ P_{т.г} &= \frac{F_{т.г} v_{г.х}}{\eta_{г.х}}; \end{aligned} \right\} \quad (5.74)$$

• при движении на подъем (Н)

$$\left. \begin{aligned} F_{т.г} &= (W_{в.н} + W_{к} + W_{н} + W_{вет} + W_{п}) G_{эк}; \\ P_{т.г} &= \frac{F_{т.г} v_{п.х}}{\eta_{г.х}}; \end{aligned} \right\} \quad (5.75)$$

где $\eta_{г.х}$ — КПД механизма гусеничного хода, в расчетах принимают $\eta_{г.х} = 0,6$; $v_{п.х}$ — скорость передвижения экскаватора на подъем (принимают на 10—15 % меньше скорости передвижения экскаватора по горизонтальной поверхности $v_{г.х}$).

5.10. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ И ВЫБОР ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИВОДА МЕХАНИЗМОВ ГУСЕНИЧНОГО ХОДА ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ

На одноковшовых экскаваторах в зависимости от вместимости ковша (до 8, 12, 32 м³) используют соответственно следующие виды гусеничного хода: двух-, четырех- и восьми гусеничные. Механизмы передвижения гусеничных экскаваторов имеют большие передаточные числа, чем объясняется большая длина кинематической цепи механизма от двигателя до ведущего колеса гусеницы. При этом звеньями кинематической цепи служат редукторы и открытые шестеренные передачи, оканчивающиеся ведущими колесами гусениц. На рис. 5.8 показаны кинематические схемы ходовых механизмов основных

типов одноковшовых экскаваторов, выпускаемых отечественной промышленностью. Для каждой схемы указаны общие передаточные числа механизмов i , количества гусениц n_r и используемых двигателей $a_{дв}$. По приведенным схемам в зависимости от типа экскаватора (карьерный, вскрышной) и вместимости ковша рекомендуется выбирать кинематическую схему механизма гусеничного хода и соответствующее ей передаточное число механизма.

Как видно из рис. 5.8, б, г, д, е, количество используемых в этих схемах двигателей в два раза меньше количества гусениц, т. е. отдельный привод устанавливается на каждую пару гусениц. Однако общей тенденцией в экскаваторостроении является использование индивидуального привода для каждой гусеницы, как в схемах механизмов на рис. 5.8, а, в.

Выбор двигателей привода механизма гусеничного хода одноковшовых экскаваторов

После выбора или составления кинематической схемы механизма и определения его передаточного числа рассчитывают частоту вращения ведущего колеса гусеницы и частоту вращения двигателя:

$$n_{в.к} = \frac{60v_{г.к.}}{\pi D_{в.к}}; \quad (5.76)$$

$$n_{дв} = i n_{в.к}, \quad (5.77)$$

где $v_{г.к.}$ — средняя скорость передвижения экскаватора по горизонтальной поверхности (табл. 5.7); $D_{в.к.}$ — диаметр ведущего колеса гусеницы.

Основные линейные размеры конструктивных элементов механизмов гусеничного хода, в том числе диаметр ведущего колеса гусеницы, находят по эмпирической формуле (5.4) и данным табл. 5.1.

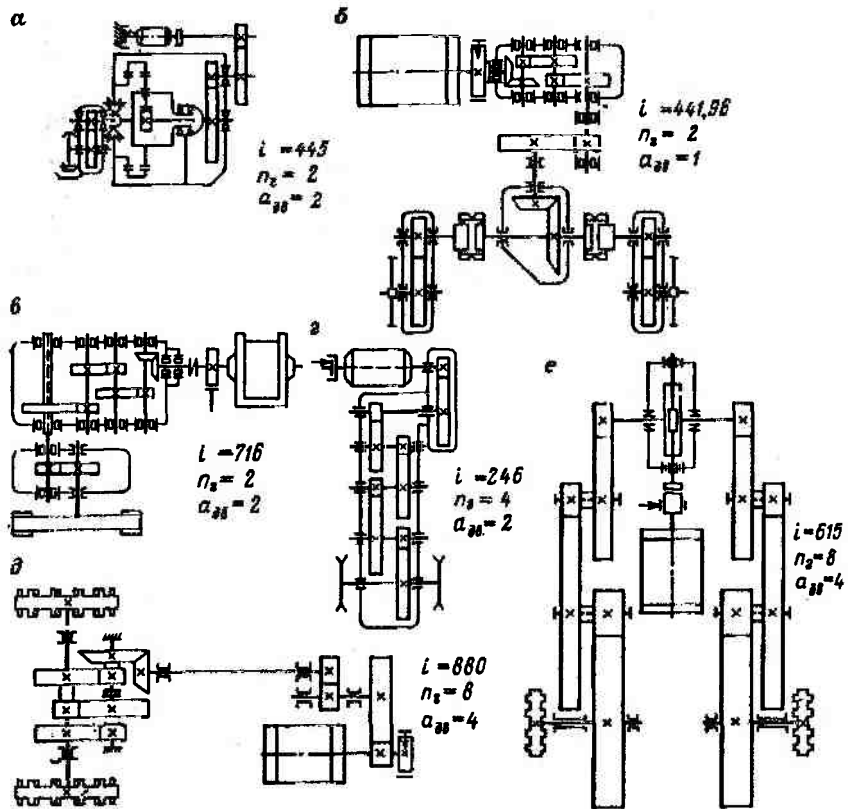


Рис. 5.8. Кинематические схемы ходовых механизмов одноковшовых экскаваторов (карьерных и вскрышных) с ковшами различной вместимости, м³:
 а — $E_k = 3,2$; б — $E_k = 4,6$; в — $E_b = 4$; $E_b = 6$; $E_k = 8$; г — $E_b = 12,5$; д — $E_b = 15$;
 е — $E_b = 35$

По мощности двигателя, вычисленной по формуле (5.72) или (5.74) с учетом частоты вращения, определенной по формуле (5.77) и по табл. 5.9 и 5.10, выбирают двигатель с ближайшими характеристиками, обеспечивающими длительный режим работы механизма гусеничного хода. Далее необходимо определить коэффициент механической перегрузки двигателя при движении экскаватора на подъем:

$$k_{\text{мех}} = \frac{P_{\text{т.п.}}}{P_{\text{ном}}}, \quad (5.78)$$

где $P_{\text{т.п.}}$ — мощность двигателя, вычисляемая по формуле (5.73) или (5.75); $P_{\text{ном}}$ — номинальная мощность выбранного двигателя.

Допустимое значение коэффициента механической перегрузки двигателя, рассчитанного на длительный режим работы, при известном времени движения на подъем можно определить по формуле

$$k'_{\text{мех}} = \sqrt{\frac{\alpha_{\text{пот}} + 1}{1 - e^{-\frac{t_{\text{п}}}{T_{\text{н}}}}} - \alpha_{\text{пот}}}, \quad (5.79)$$

где $\alpha_{\text{пот}}$ — коэффициент потерь, равный отношению постоянных потерь к переменным потерям; $t_{\text{п}}$ — время работы двигателя при перегрузке; $T_{\text{н}}$ — постоянная времени нагрева двигателя.

При кратковременных перегрузках двигателя постоянные потери значительно меньше переменных, поэтому при определении $k'_{\text{мех}}$ постоянными потерями можно пренебречь. В этом случае формула (5.79) примет вид

$$k''_{\text{мех}} = \sqrt{\frac{1}{1 - e^{-\frac{t_{\text{п}}}{T_{\text{н}}}}}}. \quad (5.80)$$

Постоянную времени нагрева двигателей $T_{\text{н}}$, исключая двигатели самых малых мощностей, в инженерных расчетах можно принимать для двигателей с самовентиляцией, с искусственной вентиляцией и закрытого типа соответственно 1 ч, 40 мин и 3 ч.

Если время $t_{\text{п}}$ неизвестно, то при известной механической перегрузке двигателя определяют его допустимое значение по формуле

$$t_{\text{п.доп}} = T_{\text{н}} \ln \frac{k_{\text{мех}}^2}{k_{\text{мех}}^2 - 1}. \quad (5.81)$$

Пример. Определить мощность и выбрать двигатель механизма гусеничного хода карьерного экскаватора при передвижении его по горизонтальной поверхности и на подъем.

Вместимость ковша экскаватора $E_k = 8 \text{ м}^3$.

Решение

Масса и вес экскаватора, согласно выражению (5.3),

$$m_{\text{эк}} = k_{\text{эк}} E_k = 44 \cdot 8 = 352 \text{ т};$$

$$G_{\text{эк}} = g m_{\text{эк}} \cdot 10^3 = 9,81 \cdot 352 \cdot 10^3 = 345 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Тяговое усилие и мощность двигателя механизма гусеничного хода при движении экскаватора по горизонтальной поверхности по формуле (5.72)

$$F_{\text{т.г}} = (0,048 + 0,082 + 0,012) 345 \cdot 10^4 = 49 \cdot 10^4 \text{ т};$$

$$P_{\text{т.г}} = \frac{49 \cdot 10^4 \cdot 0,125}{0,6} 10^{-3} = 102 \text{ кВт.}$$

Скорость $v_{\text{г. х}} = 0,125 \text{ м/с}$ принимаем по табл. 5.7. Максимальные тяговое усилие и мощность двигателя при движении экскаватора на подъем по формуле (5.73)

$$F_{\text{т.п}} = (0,048 + 0,082 + 0,012 + 0,208) 345 \cdot 10^4 = 120 \cdot 10^4 \text{ Н};$$

$$P_{\text{т.п}} = \frac{120 \cdot 10^4 \cdot 0,11}{0,6} 10^{-3} = 220 \text{ кВт.}$$

Скорость $v_{\text{п}} = 0,11 \text{ м/с}$ принята на 12 % меньше $v_{\text{г. х}} = 0,125$. По рис. 5.8, в принимаем кинематическую схему механизма гусеничного хода для карьерного экскаватора с ковшом вместимостью 8 м^3 . По данной схеме экскаватор имеет две гусеницы с индивидуальным приводом на каждую гусеницу. Передаточное число механизма $i = 176$. При двух двигателях в механизме мощность каждого из них будет

$$P_{\text{дв.г}} = \frac{P_{\text{т.г}}}{2} = \frac{102}{2} = 51.$$

Частота вращения ведущего колеса гусеницы и частота вращения двигателя согласно выражениям (5.76) и (5.77):

$$n_{в.к} = \frac{60 \cdot 0,125}{3,14 \cdot 1,25} = 1,9 \text{ об/мин};$$

$$D_{в.к} = k_L \sqrt[3]{m_{в.к}} = 0,18 \sqrt[3]{352} = 1,25 \text{ м};$$

$$n_{дв.г} = i n_{в.к} = 716 \cdot 1,9 = 1350 \text{ об/мин}.$$

Выбираем ближайший по характеристикам двигатель в закрытом исполнении типа ДПЭ-52У1 (Т1) с основными параметрами: $P_{ном} = 54 \text{ кВт}$ и $n_{ном} = 1200 \text{ об/мин}$.

Коэффициент механической перегрузки каждого из двух выбранных двигателей при их работе в наиболее тяжелом режиме по формуле (5.78)

$$k_{мех} = \frac{P_{т.п.}}{P_{ном}} = \frac{220}{54} = 2,04.$$

При этом допустимое время перегрузки, вычисляемое по формуле (5.81),

$$t_{п.лоп} = 180 \cdot \ln \frac{2,04^2}{2,04^2 - 1} = 50 \text{ мин}.$$

Следовательно, выбранный двигатель будет обеспечивать требуемую максимальную мощность при времени движения экскаватора на подъем не более 50 мин.

ГЛАВА 6

**РАСЧЕТ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Handwritten text, likely bleed-through from the reverse side of the page. The text is extremely faint and illegible due to the quality of the scan. It appears to be a list or a series of notes, possibly related to a technical or scientific document.

Многие детали машин (например, валы, вращающиеся оси, зубчатые колеса, пружины и т. п.) в процессе работы испытывают напряжения, циклически изменяющиеся во времени. При этом переменные напряжения возникают как при действии на деталь переменной нагрузки, так и при действии постоянной нагрузки, если деталь изменяет свое положение по отношению к этой нагрузке. Простейший пример такого рода деталей — вращающаяся ось, нагруженная постоянной силой F (рис. 6.1, а). Под действием силы F ось изгибается и в нижней точке поперечного сечения возникают наибольшие напряжения растяжения, а в верхней точке — наибольшие напряжения сжатия. При вращении оси каждая точка сечения будет попеременно оказываться то в растянутой, то в сжатой зонах.

Нормальное напряжение в произвольной точке A (рис. 6.1, б) контура некоторого поперечного сечения такой оси

$$\sigma_A = (M_n / I_z) y_A,$$

где M_n — изгибающий момент; I_z — момент инерции сечения относительно оси z .

Расстояние y_A от точки A до нейтральной оси меняется во времени по закону

$$y_A = (d/2) \sin \varphi = (d/2) \sin \omega t,$$

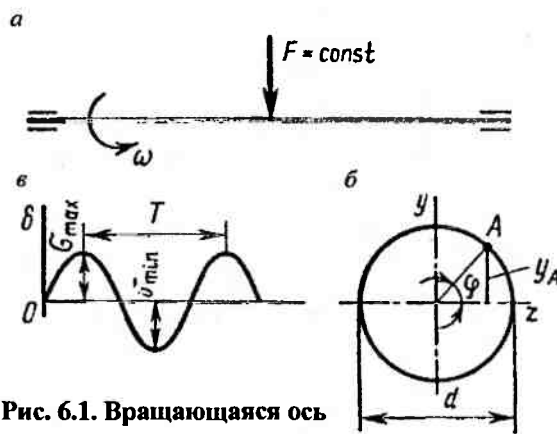


Рис. 6.1. Вращающаяся ось

где ω — угловая скорость вращения оси. Следовательно,

$$\sigma_{\alpha} = \frac{M_{\alpha} d}{I_z} \sin \omega t.$$

Таким образом, нормальное напряжение в сечениях оси изменяется во времени по синусоидальному закону (рис. 6.1, б), т.е. периодически, через определенный период цикла T (период времени), пройдя через ряд значений, возвращающихся к исходному значению.

Совокупность последовательных значений напряжений за один период их изменения называют циклом напряжений (рис. 6.2).

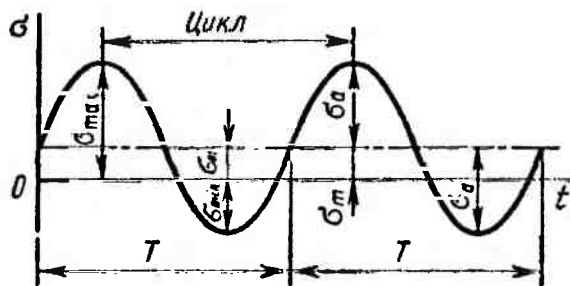


Рис. 6.2. Цикл напряжения

Минимальное и максимальное напряжения цикла обозначим соответственно через σ_{\min} и σ_{\max} . Их отношение называется коэффициентом асимметрии цикла:

$$R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}. \quad (6.1)$$

В случае, когда $\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$, $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = -\sigma_{\max} / \sigma_{\max} = -1$, цикл называется симметричным (рис. 6.3, а). Во всех остальных случаях цикл называется асимметричным (рис. 6.2). Если $\sigma_{\min} = 0$, $R = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = 0$, цикл называется отнулевым (рис. 6.3, б). Циклы, имеющие одинаковые коэффициенты асимметрии, называются подобными.

Любой цикл переменных напряжений характеризуется следующими параметрами: максимальным σ_{\max} и минимальным σ_{\min} напряжениями; средним напряжением цикла σ_m и амплитудой напряжений цикла σ_a . Среднее напряжение цикла σ_m — это алгебраическая полусумма максимального и минимального напряжений цикла. При симметричном цикле напряжений

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (\sigma_{\max} + (-\sigma_{\max})) / 2 = 0. \quad (6.2)$$

При нулевом цикле напряжений

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = \sigma_{\max} / 2. \quad (6.3)$$

Амплитуда напряжений цикла σ_a — это алгебраическая полуразность максимального и минимального напряжений цикла.

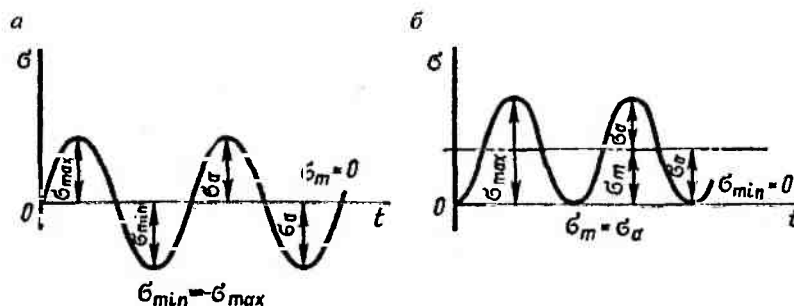


Рис. 6.3. Циклы напряжений:
а — симметричный; б — отнулевой

При симметричном цикле напряжений

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = (\sigma_{\max} - (-\sigma_{\max})) / 2 = \sigma_{\max}. \quad (6.4)$$

При нулевом цикле напряжений

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 = \sigma_{\max} / 2. \quad (6.5)$$

В случае переменных касательных напряжений остаются в силе все приведенные выше определения и соотношения с заменой σ на τ .

Факторы, влияющие на предел выносливости

При расчете деталей правильной цилиндрической или призматической формы, напряжения в поперечных сечениях определяются по формулам: $\sigma = F/A$ — при растяжении; $\sigma = M_n/W_z$ — при изгибе; $\tau = M_k/W_p$ — при кручении. Эти напряжения называют номинальными. В большинстве случаев детали машин имеют сложную форму. Это не позволяет ограничиваться расчетом их по номинальным напряжениям, так как остается невыясненным вопрос о действительном напряженном состоянии детали.

Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что в области резких изменений в форме деталей возникают местные напряжения, значительно превышающие номинальные. Явление возникновения местных напряжений принято называть концентрацией (т. е. сосредоточением) напряжений, а причины, их вызывающие (отверстия, надрезы, галтели, шпоночные пазы, кольцевые канавки, посадки деталей с натягом, шлицы, резьба и т. п.), — концентраторами напряжений.

На рис. 6.4, а показано распределение напряжений в поперечном сечении, проходящем через надрезы в растянутой пластине. Наибольшие напряжения $\sigma_{\text{наиб}}$ возникают у краев надрезов, и они значительно превышают номинальные. Концентрация напряжений имеет резко выраженный местный характер, поскольку с удалением от концентратора напряжения быстро падают. Она зависит от вида и геометрических размеров концентратора (от толщины, ширины и глубины надрезов пластины).

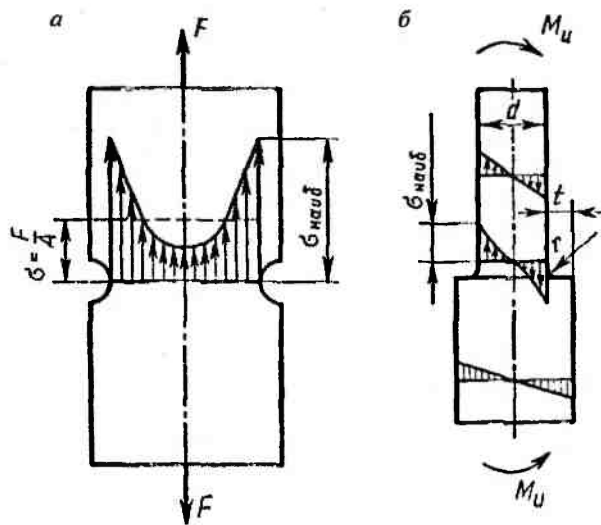


Рис. 6.4. Распределение напряжений

При изгибе ступенчатого вала (рис. 6.4, б) в зоне галтели возникает концентрация напряжений, значение которой зависит в первую очередь от радиуса закругления r . При посадке подшипника качения на вал с натягом (рис. 6.5) в кольце подшипника и цапфе вала возникает концентрация напряжений. При этом наибольшее их значение будет у краев напрессованного кольца. На рис. 6.6 показана концентрация напряжений в зоне шпоночного паза.

Влияние концентрации напряжений на прочность деталей зависит не только от геометрической формы концентратора, но и от характера нагружения материала. Прочность деталей из пластичных материалов при статическом нагружении практически не зависит от концентрации напряжений и при расчетах не учитывается. Это объясняется тем, что при увеличении нагрузки рост наибольших местных напряжений при достижении предела текучести σ_t приостанавливается вследствие местной текучести материала, а в остальной части поперечного сечения напряжения будут возрастать. Следовательно, пластичность материала способствует выравниванию напряжений. Когда напряжения достигнут σ_t по всему сечению, их распределение можно счи-

тать равномерным. Для хрупких материалов при статическом нагружении концентрация напряжений приводит к снижению прочности, так как отсутствует фактор, смягчающий влияние концентрации напряжений, а именно текучесть материала.

При переменных напряжениях концентрация напряжений снижает предел выносливости деталей как из пластичных, так и из хрупких материалов. Это объясняется тем, что многократное изменение напряжений в зоне концентратора напряжений приводит к образованию и дальнейшему развитию трещины с последующим усталостным разрушением детали. Снижение предела выносливости при симметричном цикле напряжений оценивают эффективным (т. е. действительным) коэффициентом концентрации напряжений, который кроме геометрической формы деталей отражает свойства материала, или, как говорят, его чувствительность к местным напряжениям.

Эффективный коэффициент концентрации напряжений K_σ (K_τ) определяется опытным путем и представляет собой отношение предела выносливости образца без концентрации напряжений (σ_{-1}) к пределу выносливости образца тех же размеров, но имеющего заданный концентратор напряжений ($\sigma_{-1д}$):

$$K_\sigma = \sigma_{-1} / \sigma_{-1д}; K_\tau = \tau_{-1} / \tau_{-1д}.$$

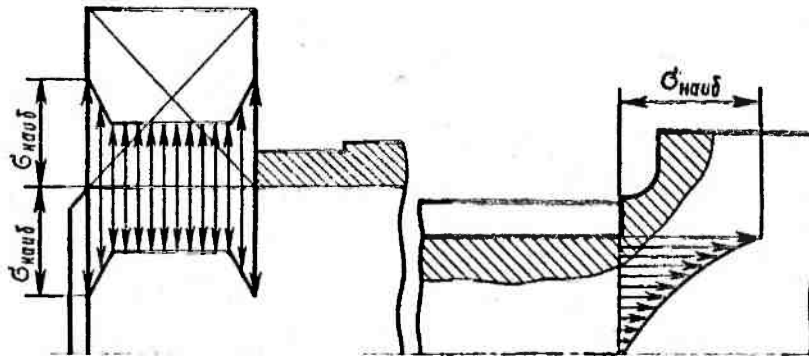


Рис. 6.5. Концентрация напряжения в кольце подшипника и цапфе вала

Рис. 6.6. Концентрация напряжений в зоне шпоночного паза

Таблица 6.1

Источник концентрации напряжений	K_{σ}			K_{τ}		
	$\sigma_b, \text{Н/мм}^2$					
	500	700	>700	500	700	>700
Галтель:						
при $t/r = 2$ и $r/d = 0,02$	1,8	1,9	2,0	1,55	1,6	1,65
при $t/r = 2$ и $r/d = 0,05$	1,75	1,9	2,1	1,6	1,6	1,7
Шпоночный паз	1,8/1,45	2/1,6	2,3/1,8	1,45	1,7	2,2
Шлицы прямобочные	1,45	1,6	1,72	2,25	2,45	2,7

Примечание. В числителе даны значения K_{σ} для шпоночного паза, выполненного концевой фрезой, а в знаменателе — дисковой фрезой.

Значения коэффициентов K_{σ} и K_{τ} приведены в табл. 6.1.

Так как концентрация напряжений значительно снижает предел выносливости, то при конструировании деталей, работающих при переменных напряжениях, особенно важно выбрать также их формы, при которых не будет существенных концентраторов напряжений.

Влияние абсолютных размеров детали. Экспериментально установлено, что с увеличением абсолютных размеров поперечного сечения детали предел выносливости снижается. Это объясняется тем, что с увеличением объема материала возрастает вероятность наличия в нем неоднородностей старения (шлаковые и газовые включения, дефектные зерна и т. п.), это приводит к появлению очагов концентрации напряжений.

Снижение предела выносливости учитывается коэффициентом влияния абсолютных размеров поперечного сечения K_d , представляющим собой отношение предела выносливости $\sigma_{-1d}(\tau_{-1d})$ образца заданного диаметра d к пределу выносливости $\sigma_{-1}(\tau_{-1})$ геометрически подобного (диаметром 7,5 мм) лабораторного образца:

$$K_d = \sigma_{-1d} / \sigma_{-1}; K_d = \tau_{-1d} / \tau_{-1}.$$

При изгибе и кручении коэффициенты K_d равны. Их значения приведены в табл. 6.2.

В *местах посадки деталей с натягом* (подшипников качения (рис. 6.5), зубчатых колес и др.) влияние абсолютных разме-

Таблица 6.2

Деформация и материал	K_d при диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистых сталей	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированных сталей и кручение для всех сталей	0,83	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62

Таблица 6.3

Диаметр вала d , мм	K_σ/K_d при σ_b , Н/мм ²					K_τ/K_d при σ_b , Н/мм ²				
	500	700	800	900	1000	500	700	800	900	1000
30	2,5	3,0	3,25	3,5	3,75	1,9	2,2	2,35	2,5	2,65
50	3,05	3,65	3,96	4,3	4,6	2,25	2,6	2,78	3,07	3,26
100	3,3	3,95	4,25	4,6	4,9	2,4	2,8	2,95	3,2	3,34

ров поперечного сечения вала на снижение предела выносливости оказывается более резким. В этом случае для оценки концентрации используют отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d (табл. 6.3).

Влияние качества обработки поверхностей деталей. При статических нагрузках качество обработки рабочих поверхностей деталей оказывает незначительное влияние на их прочность. При циклических нагрузках разрушение деталей связано с развитием усталостных трещин, возникающих в поверхностном слое. Развитию этих трещин способствует возникшая в результате механической обработки детали шероховатость поверхности в виде рисок, царапин, следов резца и т. п., которые являются концентраторами напряжений. С увеличением шероховатости поверхности предел выносливости снижается, что учитывается коэффициентом влияния шероховатости поверхности K_F , представляющим собой отношение предела выносливости σ_{-1F} (τ_{-1F}) образца с данной шероховатостью поверхности к пределу выносливости σ_{-1} (τ_{-1}) образца с поверхностью не грубее $R_a = 0,32$ мкм (полирование пастой):

$$K_F = \sigma_{-1F} / \sigma_{-1}; K_F = \tau_{-1F} / \tau_{-1}.$$

Таблица 6.4

Среднее арифметическое отклонение профиля, мкм	K_F при σ_B , Н/мм ²			
	500	700	900	1200
0,1...0,4	1,0	1,0	1,0	1,0
0,8...3,2	0,95	0,9	0,81	0,8

Коэффициенты K_F при изгибе и кручении примерно равны. Их значения приведены в табл. 6.4.

При одновременном воздействии на детали циклических нагрузок и коррозионной среды возникает явление более интенсивного накопления усталостных повреждений, называемое коррозионной усталостью. Предел выносливости вследствие влияния коррозионной среды снижается в 3 раза и более.

Влияние поверхностного упрочнения. Повышение прочности поверхностного слоя и появление в нем остаточных напряжений сжатия, препятствующих образованию усталостной трещины, достигается дробеструйным деформационным упрочнением, накатыванием роликами и шариками, поверхностной закалкой и нагревом ТВЧ, химико-термической обработкой, лазерной обработкой и др. В результате поверхностного упрочнения в ряде случаев предел выносливости повышается в 2...3 раза и более, что является мощным средством повышения долговечности машин при одновременном снижении их массы. Наибольший эффект поверхностное упрочнение дает для деталей, имеющих заметную концентрацию напряжений. Повышение предела выносливости учитывается коэффициентом влияния поверхностного упрочнения K_u , представляющим собой отношение предела выносливости $\sigma_{-1упр}$ упрочненного образца к пределу выносливости σ_{-1} неупрочненного образца:

$$K_u = \sigma_{-1упр} / \sigma_{-1}$$

Значения коэффициента K_u приведены в табл. 6.5.

Общие коэффициенты концентрации напряжений (коэффициенты снижения предела выносливости) $(K\sigma)_D$ и $(K\tau)_D$ для рассматриваемого сечения детали определяют с использованием приведенных выше данных по формулам:

Таблица 6.5

Вид упрочнения	σ_b сердцевины, Н/мм ²	K_D		
		для гладких валов	$K_D \leq 1,5$	$K_D = 1,8...2,0$
Закалка с нагревом	(6...8) 10 ²	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,8
	(8...10) 10 ²	1,3...1,5	—	—
ТВЧ	(6...15) 10 ²	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1
Дробеструйное деформационное упрочнение				
Накатка роликом		1,1...1,3	1,3...1,5	1,6...2,0

$$(K_{\sigma})_D = (K_{\sigma} / K_d + 1 / K_F - 1) / K_D; \quad (6.6)$$

$$(K_{\tau})_D = (K_{\tau} / K_d + 1 / K_F - 1) / K_D. \quad (6.7)$$

Пределы выносливости $(\sigma_{-1})_D$ и $(\tau_{-1})_D$ конкретной детали связаны с пределами выносливости σ_{-1} и τ_{-1} стандартного образца зависимостями:

$$(\sigma_{-1})_D = \sigma_{-1} / (K_{\sigma})_D; \quad (\tau_{-1})_D = \tau_{-1} / (K_{\tau})_D. \quad (6.8)$$

При действии в расчетном сечении нескольких концентраторов напряжений учитывают наиболее опасный из них (с наибольшим отношением K_{σ}/K_d или K_{τ}/K_d).

Определение коэффициента запаса прочности

Расчеты на прочность при переменных напряжениях в большинстве случаев выполняют как проверочные. При этом расчет производят в форме проверки расчетного (действительного) коэффициента запаса прочности s для каждого из предположительно опасных сечений детали и сравнении его с допускаемым значением $[s]$ для данной конструкции, причем должно выполняться условие прочности

$$s \geq [s].$$

В случае сочетания основных деформаций (например, изгиба и кручения) расчетный коэффициент запаса в опасном сечении определяют по формуле

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s], \quad (6.9)$$

где s_σ и s_τ — коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_a}{(K_\sigma)_D \sigma_a}; \quad s_\tau = \frac{\tau_a}{(K_\tau)_D \tau_a}. \quad (6.10)$$

Здесь σ_a и τ_a — амплитуды циклов напряжений при изгибе и кручении с заменой σ_a на τ_a и σ_{\max} на τ_{\max} ;

$$\sigma_a = M_n W_{oc}; \quad \tau_a = \tau_{\max} / 2 = M_k / (2W_p),$$

где W_{oc} — осевой момент сопротивления изгибу сечения «нетто»; W_p — полярный момент сопротивления кручению сечения «нетто».

Выбор значений $[s]$ является очень ответственной задачей. Значение $[s]$ оказывает большое влияние на габариты и массу (масса детали пропорциональна $[s]$) проектируемых изделий и, следовательно, на их стоимость и эксплуатационные расходы. С уменьшением $[s]$ снижается масса изделий, но увеличивается возможность отказов — снижается надежность. В качестве ориентировочных можно рекомендовать следующие значения $[s]$: для стальных деталей $[s] = 1,3 \dots 2,1$; для чугунных — $[s] = 2,0 \dots 2,4$.

Контактная прочность и контактные напряжения

Работоспособность фрикционных, зубчатых и червячных передач, подшипников качения и многих других узлов и механизмов машин определяется прочностью рабочих поверхностей деталей, или, как принято говорить, контактной прочностью. В этом случае разрушение рабочих поверхностей деталей вызыва-

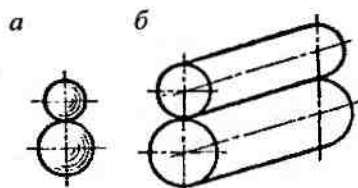


Рис. 6.7. Точечный и линейный контакты

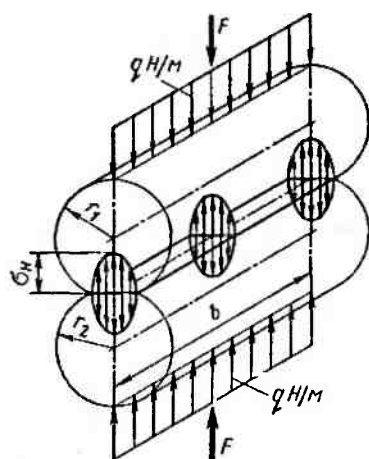


Рис. 6.8. Контактные площадки

параллельными осями, сжатых силой F , площадка контакта имеет вид узкой полоски (рис. 6.8). При этом точки наибольших контактных напряжений располагаются по средней линии полосы контакта. Значение этих напряжений вычисляют по формуле Герца:

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}}, \quad (6.11)$$

где $q = F/b$ — нагрузка на единицу длины контактной линии; $1/\rho_{\text{пр}} = 1/r_1 + 1/r_2$, откуда $\rho_{\text{пр}} = r_1 r_2 / (r_1 + r_2)$ — приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей; r_1 и r_2 — радиусы кривизны в точках контакта. Если поверхность одного цилинд-

ется действием контактных напряжений σ_n . Контактными называют напряжения, возникающие в месте контакта двух деталей, когда размеры площадки контакта малы по сравнению с размерами деталей (сжатие двух шаров, двух цилиндров и т. п.).

При отсутствии нагрузки две детали могут соприкасаться в точке или по линии, т.е. иметь *первоначальный контакт точечный* (контакт двух шаров (рис. 6.7, а), шариков и колец подшипников и т. п.) или *первоначальный контакт линейный* (контакт двух цилиндров (рис. 6.7, б), контакт зубьев колес и т.п.). Под действием нагрузки соприкасающиеся детали деформируются и первоначальный контакт переходит в контакт по весьма узкой площадке с высокими контактными напряжениями σ_n . Например, в случае контакта двух цилиндров длиной b и радиусами r_1 и r_2 с параллельными осями, сжатых силой F , площадка контакта имеет вид узкой полоски (рис. 6.8). При этом точки наибольших контактных напряжений располагаются по средней линии полосы контакта. Значение этих напряжений вычисляют по формуле Герца:

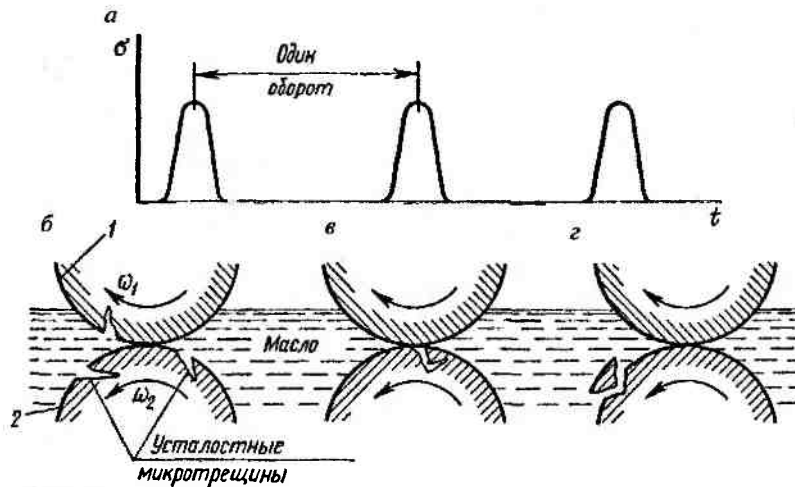


Рис. 6.9. Контактные напряжения

дра вогнутая (внутренний контакт), то $\rho_{пр} = r_1 r_2 / (r_1 - r_2)$; $E_{пр} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости; E_1 и E_2 — модули упругости материалов цилиндров. Если цилиндры из одинаковых материалов, то $E_{пр} = E_1 = E_2 = E$; μ — коэффициент Пуассона.

Формула (6.11) представляет собой практический интерес, так как является исходной при расчете фрикционных, зубчатых и червячных передач на контактную прочность.

При вращении цилиндров под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому отнулевому циклу (рис. 6.9, а). Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра. Длительное действие переменных контактных напряжений всегда вызывает усталость рабочих поверхностей деталей. В поверхностном слое возникают усталостные микротрещины. Если детали работают в масле, то оно проникает в трещины (рис. 6.9, б). Попадая в зону контакта, трещина закрывается (рис. 6.9, в), а находящееся в ней масло испытывает высокое давление, что способствует развитию (расширению и углублению) трещины. И так повторяется

до тех пор, пока не произойдет выкрашивания частицы металла, нависающего под трещиной (рис. 6.9, з). В результате выкрашивания на поверхности детали появляются мелкие раковины-ямки, едва заметные сначала и достигающие значительных размеров (например, 2...3 мм в поперечнике) в процессе развития. Такой вид разрушения рабочих поверхностей деталей называется усталостным выкрашиванием (повреждением). Подобные повреждения наблюдаются у фрикционных, зубчатых, червячных и цепных передач, а также в подшипниках качения. Усталостное выкрашивание не наблюдается, если выполняется условие прочности:

$$\sigma_n \leq [\sigma_n], \quad (6.12)$$

где σ_n и $[\sigma_n]$ — расчетное и допускаемое контактные напряжения. Значения $[\sigma_n]$ в основном выбирают в зависимости от твердости рабочих поверхностей деталей. Качение контактирующих поверхностей, как правило, сопровождается их относительным скольжением. Экспериментально установлено, что при качении со скольжением цилиндры 1 и 2 (рис. 6.9, б) обладают различным сопротивлением усталости. Это объясняется следующим. Усталостные микротрещины при скольжении располагаются не радиально, а вытягиваются в направлении сил трения (силы трения сдвигают металл). При этом в зоне контакта масло выдавливается из трещины опережающего цилиндра 1 и запрессовывается в трещины отстающего цилиндра 2. Поэтому отстающий цилиндр обладает меньшим сопротивлением усталости (быстрее разрушается).

Расчет сварных соединений

Расчет на прочность сварных соединений при осевом нагружении. В соответствии с конструкцией сварного соединения назначают все размеры шва, а затем выполняют проверочный расчет на прочность в предположении равномерного распределения напряжений по длине и сечению шва. Если результаты расчета оказываются неудовлетворительными, вносят соответствующие изменения в конструкцию и повторяют расчет.

Стыковые соединения. Стыковые швы рассчитывают на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва. Длина сварного шва $l_{ш}$ равна ширине соединяемых полос b (рис. 6.10). Условие прочности шва на растяжение

$$\sigma'_p = F/(sl_{ш}) \leq [\sigma'_p], \quad (6.13)$$

где F — растягивающая сила; s — толщина шва; σ'_p и $[\sigma'_p]$ — расчетное и допускаемое напряжения на растяжение для шва.

Нахлесточные соединения. Угловые швы рассчитывают на срез по опасному сечению, совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная толщина шва $k \sin 45^\circ \approx 0,7k$. Условие прочности шва на срез

$$\tau'_{ср} = F/(0,7kl_{ш}) \leq [\tau'_{ср}], \quad (6.14)$$

где $\tau'_{ср}$ и $[\tau'_{ср}]$ — расчетное и допускаемое напряжения среза для шва; $l_{ш}$ — расчетная длина шва.

Длину углового лобового шва l_n обычно принимают равной ширине привариваемой детали. Длина углового флангового шва

$$l_{ф} = F/(2 \cdot 0,7k[\tau'_{ср}]). \quad (6.15)$$

На практике длину фланговых швов ограничивают условием $l_{ф} \leq 50k$, так как с увеличением их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва. Из-за неизбежных дефектов сварки на концах шва минимальная длина угловых швов должна быть не менее 30 мм.

Расчет углового комбинированного шва. При расчете принимают, что все швы (фланговые и лобовой) нагружены одинаково и все они работают на срез. Тогда условие прочности шва на срез

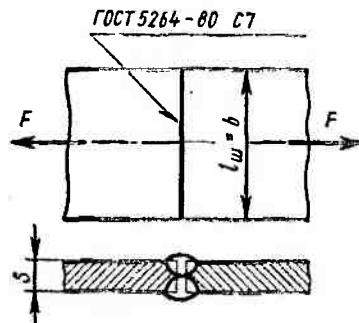


Рис. 6.10. Стыковые швы

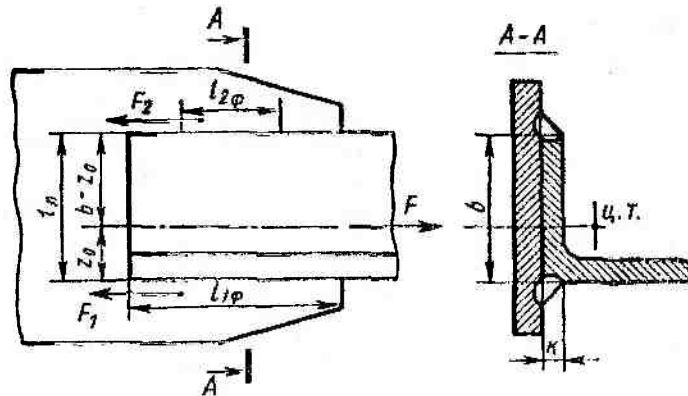


Рис. 6.11. Угловые фланговые швы

$$\tau'_{\text{сп}} = \frac{F}{0,7k(2l_{\phi} + l_n)} \leq [\tau'_{\text{сп}}]. \quad (6.16)$$

Некоторые особенности имеет расчет угловых фланговых швов, несимметрично расположенных относительно действия нагрузки. В этом случае расчет прочности производят с учетом доли нагрузки, воспринимаемой каждым швом. Например, к косынке приварен уголок стандартного профиля (рис. 6.11). Равнодействующая сила F проходит через центр тяжести уголка и распределяется по швам обратно пропорционально плечам z_0 и $b - z_0$:

$$F_1/F_2 = (b - z_0)/z_0; F_1 + F_2 = F,$$

откуда

$$F_1 = F(b - z_0)/b \text{ и } F_2 = Fz_0/b. \quad (6.17)$$

Очевидно, что исходя из условия равнопрочности, длины швов в соединении должны быть пропорциональны силам, действующим на них, т.е. $l_{1\phi}/l_{2\phi} = F_1/F_2$, или обратно пропорциональны плечам z_0 и $b - z_0$:

$$l_{1\phi}/l_{2\phi} = (b - z_0)/z_0. \quad (6.18)$$

Допускаемые напряжения. Прочность сварных соединений, полученных контактным способом сварки, зависит от следующих факторов: качества основного материала; характера действующих нагрузок (статические или переменные); технологических дефектов сварки (шлаковые и газовые включения, непровары и т. п.); деформаций, вызываемых сваркой; различной структуры и свойства наплавленного и основного металла и др. Поэтому допускаемые напряжения при расчете сварных соединений принимают пониженными, в долях от допускаемых напряжений для основного металла. Нормы допускаемых напряжений для сварных соединений деталей из низко- и среднеуглеродистых сталей при статической нагрузке указаны в табл. 6.6.

Если сварные соединения подвергаются переменным или знакопеременным нагрузкам, то следует допускаемые напряжения, полученные по табл. 6.6, умножить на коэффициент ν , значения которого приведены в табл. 6.7.

Таблица 6.6

Способ сварки и марка электрода	Допускаемые напряжения при		
	растяжении $[\sigma'_p]$	сжатии $[\sigma'_c]$	срезе $[\tau'_{ср}]$
Автоматическая под флюсом и ручная дуговая электродами Э42А и Э50А	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50	$0,9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$

Примечание. В таблице $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей. Для сталей Ст2 $[\sigma_p] = 140 \text{ Н/мм}^2$, для Ст3 $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$.

Таблица 6.7

Характер нагрузки	ν для стыковых швов	ν для угловых швов
Переменная	1,0	—
Знакопеременная	$\frac{1}{(1 - F_{\min})/(3F_{\max})}$	$\frac{1}{(4/3 - F_{\min})/(3F_{\max})}$

Примечание. F_{\min} и F_{\max} — минимальная и максимальная силы, взяты со своими знаками.

Расчет на прочность соединений с натягом

Прочность соединений зависит от натяга, который принимают в соответствии с выбранной посадкой. Значение натяга и соответственно посадка соединения с натягом определяются в зависимости от требуемого контактного давления p на посадочной поверхности соединяемых деталей. Давление p должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, оказались больше внешних заданных сдвигающих сил и моментов. Контактные давления в направлении длины втулки изменяются по некоторой кривой, приближенной характер которой изображен на рис. 6.12. Здесь наблюдается концентрация давлений (напряжений) у краев отверстия, вызванная вытеснением сжатого металла от середины отверстия в обе стороны. Для уменьшения концентрации напряжений посадочную часть вала выполняют короче ступицы.

Расчет на прочность деталей соединения с натягом (см. рис. 6.12) основан на предположении, что контактные давления распространяются равномерно по поверхности контакта. Взаимная неподвижность деталей цилиндрического соединения обеспечивается соблюдением следующих условий:

- при нагружении соединения осевой силой F (рис. 6.13)

$$KF = f\pi dl,$$

откуда требуемое давление на посадочной поверхности

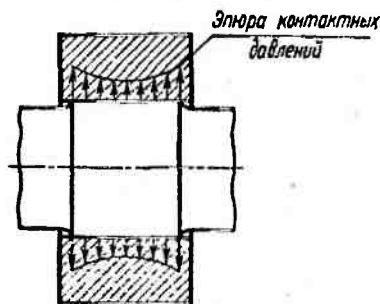


Рис. 6.12. Концентрация контактных давлений

$$p = KF / (f\pi dl); \quad (6.19)$$

- при нагружении соединения вращающим моментом M (см. рис. 6.13)

$$KM = (f\pi dlpd) / 2,$$

откуда

$$p = \frac{2KM}{f\pi d^2 l}; \quad (6.20)$$

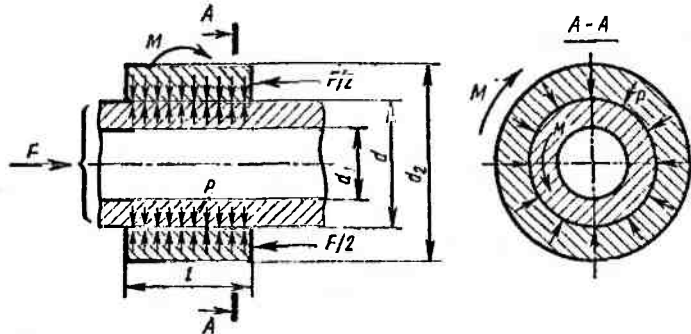


Рис. 6.13. Нагружение соединения осевой силой F и вращающим моментом M

- при нагружении соединения одновременно осевой силой F и вращающим моментом M (см. рис. 6.13)

$$K\sqrt{F^2 + (2M/d)^2} = f\pi dl p,$$

откуда

$$p = K\sqrt{F^2 + (2M/d)^2} / (f\pi dl), \quad (6.21)$$

где p — среднее контактное давление; $K = 2...4$ — коэффициент запаса сцепления деталей; d и l — диаметр и длина посадочной поверхности; f — коэффициент сцепления (трения). Для стальных и чугунных деталей при сборке запрессовкой $f = 0,07$; при температурной сборке $f = 0,14$. Если одна из деталей стальная или чугунная, а другая бронзовая, то при сборке запрессовкой $f = 0,05$; при температурной сборке $f = 0,07$.

Расчетный натяг цилиндрического соединения N_p , равный деформации деталей соединения, связан с контактным давлением p зависимостью Ляме, вывод которой приведен в курсе сопротивления материалов для расчета толстостенных полых цилиндров:

$$N_p = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2),$$

где C_1 и C_2 — коэффициенты жесткости;

$$C_1 = \frac{1 + (d/a_1)^2}{1 - (d/a_1)^2} - \mu_1 \text{ и } C_2 = \frac{1 + (d/a_2)^2}{1 - (d/a_2)^2} + \mu_2. \quad (6.22)$$

Здесь d_1 — диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения $d_1 = 0$) (рис. 6.13); a_2 — наружный диаметр охватывающей детали (ступицы); E_1 и E_2 , μ_1 и μ_2 — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и ступицы: для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм² и $\mu = 0,3$; для чугуна $E = 1,1 \cdot 10^5$ Н/мм² и $\mu = 0,25$; для бронзы $E = 0,98 \cdot 10^5$ Н/мм² и $\mu = 0,35$.

При сборке соединения запрессовкой микронеровности посадочных поверхностей частично срезаются и сглаживаются, происходит ослабление расчетного натяга. Для компенсации этого в расчет вводят поправку u на обмятие микронеровностей:

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}), \quad (6.23)$$

где R_{a1} и R_{a2} — средние арифметические отклонения профиля микронеровностей (шероховатостей) посадочных поверхностей. Для поверхностей деталей, соединенных с натягом, предпочтительное значение R_a 3,2; 1,6; 0,8; 0,4 мкм.

Если соединение с натягом работает при температуре, отличной от температуры окружающей среды при сборке, и собрано из деталей разных материалов (например, соединение бронзового венца червячного колеса со стальным центром), то вследствие температурных деформаций деталей происходит ослабление натяга. Для компенсации этого в расчет вводят поправку Δt на температурную деформацию:

$$\Delta t = d((t_2 - 20)\alpha_2 - (t_1 - 20)\alpha_1), \quad (6.24)$$

где t_1 и t_2 — температуры деталей соединения в процессе работы, °С; α_1 и α_2 — температурные коэффициенты линейного расширения материала деталей (для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹; для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹; для бронзы $\alpha = 19 \cdot 10^{-6}$ °С⁻¹).

С учетом формул (6.23) и (6.24) получим зависимость для определения действительного натяга соединения N_d , необходимого для восприятия и передачи внешних нагрузок:

$$N_d = N_p + u + \Delta, \quad (6.25)$$

По значению N_d подбирают соответствующую стандартную посадку, у которой для надежности соединения наименьший натяг $N_{\min} = ei - ES$ должен быть равен N_d или близок к нему.

Для соединений с натягом предпочтительны посадки: $H7/p6$; $H7/r6$; $H7/s6$, но рекомендуются и такие, как, например, $H7/s7$; $H7/u7$; $H7/s7$; $H7/u8$ и др.

На практике возможны случаи, когда выбранная посадка создает натяг значительно больше требуемого, который может вызвать разрушение или чрезмерные пластические деформации деталей соединения. Поэтому вал и ступицу необходимо проверить на прочность. Более напряженной является ступица, поэтому максимальное контактное давление, допускаемое ее прочностью по гипотезе наибольших касательных напряжений,

$$[p]_{\max} = 0,5\sigma_{\tau 2} \left[1 - (d/d_2)^2 \right], \quad (6.26)$$

где $\sigma_{\tau 2}$ — предел текучести материала охватываемой детали (ступицы), Н/мм². При этом максимально допустимый натяг для обеспечения прочности охватываемой детали (отсутствие пластической деформации)

$$[N]_{\max} = [p]_{\max} \frac{N}{p}. \quad (6.27)$$

Проверка на прочность ступиц стальных зубчатых колес не обязательна, поскольку во всех реальных случаях напряжения не превышают $0,8\sigma_t$.

Для выбранной посадки, при сборке соединения запрессовкой, определяют силу запрессовки:

$$F_{\Pi} = f_{\Pi} \pi d l p_{\max}, \quad (6.28)$$

где p_{\max} — давление от наибольшего натяга N_{\max} выбранной посадки, $p_{\max} = (N_{\max} - u)p/N_p$; f_{Π} — коэффициент трения при запрессовке, который принимают для материалов: сталь — сталь — 0,20; сталь — чугун — 0,14; сталь — бронза — 0,10.

При сборке соединения с использованием температурного деформирования определяют:

- температуру нагрева охватывающей детали, °С,

$$t = 20 + \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{d\alpha}, \quad (6.29)$$

- или температуру охлаждения охватываемой детали, °С,

$$t = 20 - \frac{N_{\max} + z_{\text{сб}}}{d\alpha}, \quad (6.30)$$

где $z_{\text{сб}}$ — минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку, принимают равным: при d свыше 30 до 80 мм $z_{\text{сб}} = 10$ мкм, при d свыше 80 до 180 мм $z_{\text{сб}} = 15$ мкм.

Температура нагрева ступицы должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в материале, т. е. должна быть ниже температуры низкого отпуска. Для сталей допустимая температура нагрева $[t] = 230...240$ °С, для бронз — $[t] = 150...200$ °С. В зависимости от требуемой температуры ступицу нагревают в воде (до 100 °С), в масле (до 130 °С), токами высокой частоты, в электрических или газовых печах. Вал охлаждают сухим льдом (температура испарения — 79 °С) или жидким воздухом (температура испарения — 190 °С). Охлаждение валов применяют ограниченно из-за возможности коррозии, так как холодный вал сразу покрывается инеем.

Конические соединения с натягом применяют для закрепления деталей на концах валов (рис. 6.14). На конических поверхностях с большей точностью обеспечивается контактное давление, которое создается в результате затяжки гайки. В отличие от цилиндрического это соединение легко монтируется и демонтируется без применения специального оборудования (например, прессов). Это обеспечивает получение большого числа повторных сборок.

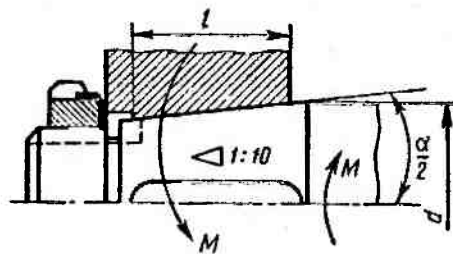


Рис. 6.14. Конические соединения с натягом

Рис. 6.14. Конические соединения с натягом

Благодаря этим достоинствам область применения конических соединений расширяется за счет соединений с цилиндрическими поверхностями.

Обычно принимают стандартную конусность 1:10. При этом $\alpha/2 = 2^\circ 51' 40''$; отношение длины к диаметру $l/d = 1,0 \dots 1,5$; коэффициент запаса сцепления деталей $K = 1,3 \dots 1,5$. Расчеты конических соединений с натягом аналогичны расчетам цилиндрических.

Расчет на прочность резьбовых соединений

Виды разрушения резьбовых крепежных деталей: разрыв стержня по резьбе или переходному сечению у головки; повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб); отрыв головки и др. Так как размеры стандартных болтов, винтов и шпилек отвечают условию равнопрочности по критериям, соответствующим указанным разрушениям, то обычно их расчет ограничивается расчетом по одному основному критерию работоспособности — прочности нарезанной части стержня на растяжение. При этом определяют расчетный диаметр резьбы:

$$d_p \approx d - 0,94p, \quad (6.31)$$

где d и p — наружный диаметр и шаг резьбы соответственно.

Длину болта, винта и шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения (гайки, шайбы и др.) принимают исходя из диаметра резьбы, по стандарту.

Стандартная высота гайки исключает необходимость расчета на прочность ее резьбы. Однако следует считаться с неравномерным распределением осевой силы F по виткам резьбы гайки. Сила F , растягивающая болт и сжимающая гайку (рис. 6.15, *a*), вызывает различные деформации витков резьбы: наибольшие в нижней части гайки и наименьшие в верхней части. Соответственно деформациям перераспределяются и силы, приходящиеся на каждый из витков. Задача о распределении нагрузки по виткам резьбы гайки была решена проф. Н. Е. Жуковским в 1902 г.

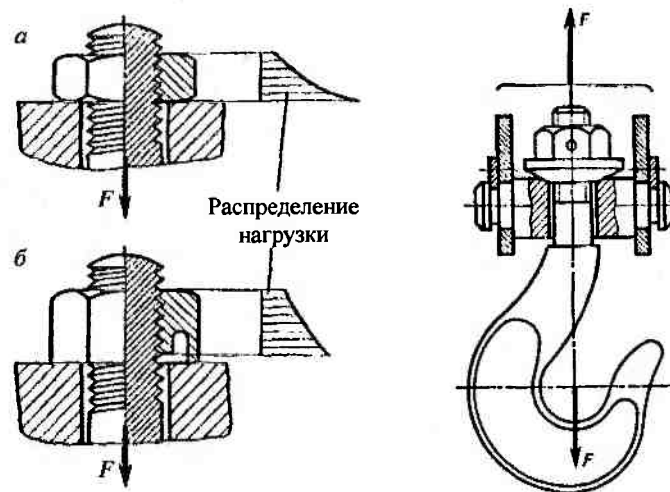


Рис. 6.15. Резьбовые соединения

Рис. 6.16. Грузоподъемный крюк

и в дальнейшем подвержена экспериментальным исследованиям. Для гайки из 10 витков на первый виток резьбы приходится $0,34 F$, на второй — $0,23 F$, на десятый — $0,01 F$. По этой причине число витков в гайке не должно превышать десяти, так как одиннадцатый виток совсем не нагружается. В ответственных соединениях для более равномерного распределения нагрузки между витками резьбы гайки меняют ее форму, увеличивая податливость вблизи первых витков. Хорошие результаты для гайки, испытывающей сжатие, дает форма, изображенная на рис. 6.15, б.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений.

Болт нагружен только внешней растягивающей силой F (без начальной затяжки). Примером служит болтовое соединение грузоподъемного крюка с нарезанной резьбой (рис. 6.16). В данном случае гайка свободно навинчена на нарезанную часть хвостовика крюка и зафиксирована от самоотвинчивания шплинтом. Опасным является сечение, ослабленное нарезкой. Расчет сводится к определению расчетного диаметра d_p резьбы из условия прочности на растяжение:

$$\sigma = F / A = 4F / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p],$$

откуда

$$d_p \geq 1,13 \sqrt{F / [\sigma_p]}, \quad (6.32)$$

где $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение на растяжение для болта. В этом случае нагружение для болтов из углеродистой стали рекомендуется $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T$.

Пример. Определить диаметр резьбы болта хвостовика грузоподъемного крюка, нагруженного силой $F = 30$ кН, изготовленного из стали Ст3, для которой предел текучести $\sigma_T = 240$ Н/мм².

Решение. 1. Допустимое напряжение при растяжении $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 240 = 144$ Н/мм².

2. Расчетный диаметр резьбы болта по формуле (6.32)

$$d_p \geq 1,13 \sqrt{F / [\sigma_p]} = 1,13 \sqrt{30 \cdot 10^3 / 144} = 16,3 \text{ мм.}$$

Принимаем резьбу $M20$ с шагом $p = 2,5$ мм, для которой $d_p \approx d - 0,94p = 20 - 0,94 \cdot 2,5 = 17,65$ мм.

Болтовое соединение нагружено осевой силой. 1. Болт затянут силой F_0 без внешней осевой нагрузки. Это болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 6.17) и др. Стержень болта испытывает совместное действие растяжения и кручения, т. е. растягивается осевой силой F_0 от затяжки болта и скручивается моментом, равным моменту сил трения в резьбе M_1 , где F принимают равной осевой силе F_0 .

Нормальное напряжение от осевой силы F_0

$$\sigma = 4F_0 / (\pi d_p^2). \quad (6.33)$$

Касательное напряжение, вызванное моментом,

$$\tau = M_1 / W_p = M_1 / (0,2d_p^3). \quad (6.34)$$

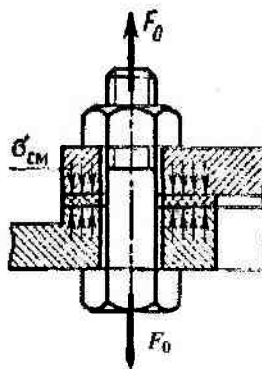


Рис. 6.17. Болт

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению σ_3 . По гипотезе энергии формоизменения $\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$. Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб $\sigma_3 \approx 1,3\sigma$.

С учетом выражения (6.33) получим формулу проверочного расчета:

$$\sigma_3 = 1,3 \cdot 4F_0 / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p]. \quad (6.35)$$

Таким образом, расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, но по увеличенной в 1,3 раза силе F_0 . Из выражения (6.35) получим формулу проектировочного расчета:

$$d_p > 1,3 \sqrt{F_0 / [\sigma_p]}. \quad (6.36)$$

Требуемое значение осевой силы F_0 выбирают по условиям герметичности и отсутствия смятия деталей в стыке. Расчетом и практикой установлено, что болты малых диаметров М6... М12 можно легко разрушить при недостаточно квалифицированной затяжке. Например, болт с резьбой М6 разрушается при приложенной к ключу силе 45 Н, а болт с резьбой М12 — при силе 180 Н. Поэтому в среднем и тяжелом машиностроении не рекомендуется применять болты диаметром меньше М8.

2. Болт затянут с дополнительной осевой нагрузкой. Это болты для крепления крышек резервуаров для газа или жидкости, нагруженные давлением выше атмосферного, болты подшипниковых узлов и т. п. Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка (не допустить появления зазора) под нагрузкой. Эта задача решается с учетом деформации деталей соединения.

На рис. 6.18, а показано соединение без затяжки болта (исходное положение). Дадим соединению предварительную затяжку силой F_0 (рис. 6.18, б). Тогда в результате упругой деформации соединения болт растягивается на величину Δl_b , а детали сжимаются на Δl_d . Представим результаты предварительной затяжки с помощью упругих деформаций растяжения болта и сжатия деталей (рис. 6.19, а).

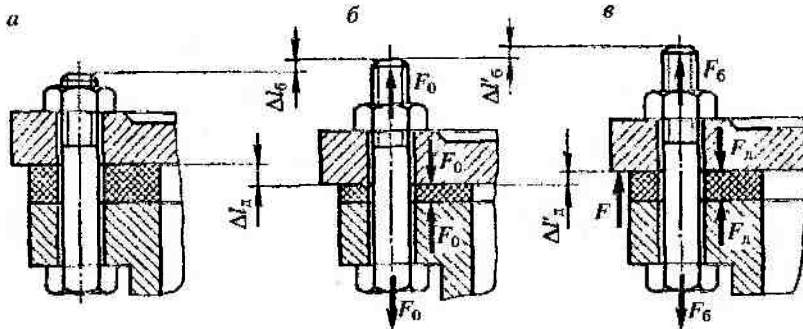


Рис. 6.18. Типы соединений болтом

Когда появится внешняя растягивающая нагрузка F (рис. 6.18, в), болт дополнительно удлинится на $\Delta'_б$, а сжатие деталей уменьшится на $\Delta'_д$. При этом только часть силы F , равная χF (рис. 6.19, б), будет дополнительно растягивать болт на величину $\Delta'_б$, а остальная часть силы F , равная $(1 - \chi)F$, уменьшит прижатие деталей на $\Delta'_д$. Теперь болт будет растягиваться силой $F_б$, а детали — сжимаются силой $F_д$.

Сила $F_б$ — суммарная нагрузка на затянутый болт:

$$F_б = F_0 + \chi F. \quad (6.37)$$

Сила $F_д$ — остаточная сила затяжки от одного болта:

$$F_д = F_0 - (1 - \chi)F, \quad (6.38)$$

где χ — коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки F воспринимается болтом (учитывает податливость болта и соединяемых деталей). Величина χ определяется по условию равенства дополнительных деформаций болта и деталей ($\Delta'_б = \Delta'_д$).

Точный расчет коэффициента χ сложен, а так как на практике величину затяжки болтов в большинстве случаев не контролируют, то смысл точного расчета теряется. При приближенных расчетах принимают: для соединений стальных и чугунных деталей без упругих прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$; для соединений тех же деталей, но с упругими прокладками (резина, полиэтилен, асбест и др.) $\chi = 0,4 \dots 0,5$.

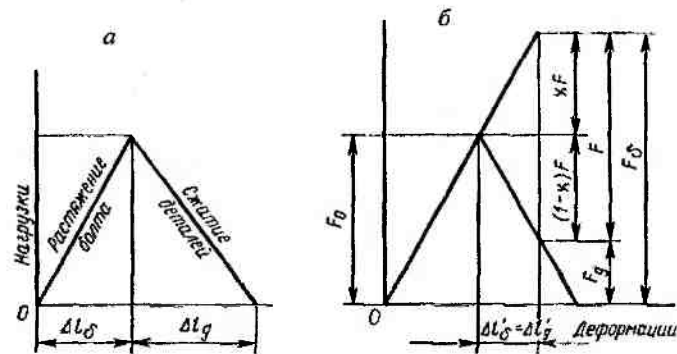


Рис. 6.19. Нагрузки, действующие на болт

Минимальную силу предварительной затяжки болта F_{0min} , обеспечивающую нераскрытие стыка деталей, определяют по предельному случаю, когда остаточная сила затяжки $F_{д} = 0$ по формуле (6.38)

$$0 = F_{0min} - (1 - \chi)F \text{ или } F_{0min} = (1 - \chi)F.$$

Практически предварительная затяжка болта F_0 должна быть больше F_{0min} . Из условия сохранения плотности стыка соединяемых деталей (невозможности образования зазора) принимают

$$F_0 = K_3(1 - \chi)F, \tag{6.39}$$

где K_3 — коэффициент запаса предварительной затяжки; в соединениях без прокладок при постоянной нагрузке $K_3 = 1,25...2$; при переменной — $K_3 = 2,0...4$. По условиям герметичности в соединениях с прокладками коэффициент K_3 рекомендуется повышать до 5. Заменяя в выражении (6.37) значение F_0 по зависимости (6.39), окончательно получим

$$F_6 = K_3(1 - \chi)F + \chi F. \tag{6.40}$$

В расчете на прочность влияние крутящего момента при затяжке учитывается коэффициентом 1,3, который вводится в формулу (6.40). Если болт затягивается только предварительно, то значение крутящего момента пропорционально F_0 и коэффи-

циент 1,3 необходимо отнести к первому слагаемому формулы (6.40), а расчетная сила затяжки болта будет

$$F_p = 1,3K_s(1-\chi)F + \chi F,$$

или

$$F_p = (1,3K_s(1-\chi) + \chi)F. \quad (6.41)$$

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению. Расчетные формулы:

$$\sigma_s = 4F_p / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p]; \quad d_p \geq 1,13 \sqrt{F_p / [\sigma_p]}. \quad (6.42)$$

Если болт под нагрузкой затягивается дополнительно, то значение крутящего момента пропорционально F_6 , т. е. коэффициент 1,3 относят к суммарной нагрузке на затянутый болт:

$$F_p = 1,3(K_s(1-\chi) + \chi)F. \quad (6.43)$$

Расчетные формулы

$$\sigma_s = 1,3 \cdot 4F_p / (\pi d_p^2) \leq [\sigma_p];$$

$$d_p \geq 1,13 \sqrt{F_p / [\sigma_p]}. \quad (6.44)$$

Болтовое соединение нагружено поперечной силой.

1. Болт поставлен с зазором (рис. 6.20). Предварительная затяжка болта обязательна. Она должна обеспечить прижатие деталей соединения силой F_0 , достаточной для создания силы трения fF_0 между ними, исключающей сдвиг деталей. Внешняя сила F_r непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают на растяжение по силе затяжки F_0 . Необходимую силу F_0 определяют из условия $fF_0 = F_r$, откуда $F_0 = F_r/f$ или

$$F_0 = KF_r / (ifz), \quad (6.45)$$

где $K = 1,4 \dots 2$ — коэффициент запаса по сдвигу деталей; $i = 1 \dots 2$ — число стыков,

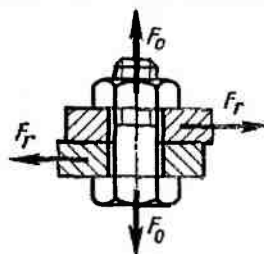


Рис. 6.20. Болт поставлен с зазором



Рис. 6.21. Изгиб болта в случае сдвига деталей

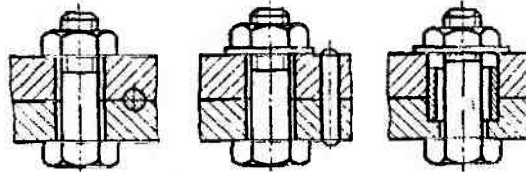


Рис. 6.22. Устройства для разгрузки болта от поперечной силы

т. е. плоскостей среза (на рис. 6.19 $i = 1$); $f = 0,15 \dots 0,20$ — коэффициент трения для чугуновых и стальных деталей; z — число болтов. При затяжке болт работает на растяжение и кручение. Влияние кручения при затяжке болта учитывают увеличением силы F_0 в 1,3 раза. Прочность болта оценивается эквивалентным напряжением по формуле (6.35). Расчетные формулы:

$$\sigma_s = \frac{1,3 \cdot 4F_0}{\pi d_p^2} - \frac{1,3 \cdot 4KF_z}{\pi d_p^2 i f z} \leq [\sigma_p];$$

$$d_p \geq 1,3 \sqrt{\frac{KF_z}{i f z [\sigma_p]}}. \quad (6.46)$$

В случае сдвига деталей болт стал бы испытывать изгиб (рис. 6.21), что недопустимо. Поэтому для разгрузки болта от поперечной силы, а, следовательно, уменьшения диаметра болта применяют различные устройства (рис. 6.22). При использовании разгрузочного устройства диаметр болта обычно принимают конструктивно.

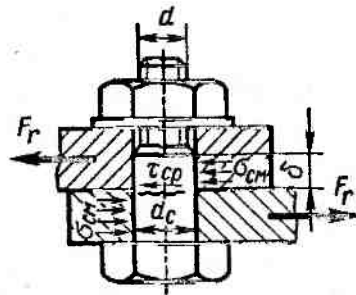


Рис. 6.23. Болт поставлен без зазора

2. Болт поставлен без зазора (рис. 6.23). Затяжка болта не требуется. Болт испытывает срез и смятие. Диаметр стержня болта d_0 больше диаметра нарезаемой части на 1...1,5 мм. Это предохраняет резьбу от смятия.

Формулы проверочного и проектировочного расчетов болта на срез:

$$\tau_{cp} = 4F_r / (\pi d_0^2 iz) \leq [\tau_{cp}];$$

$$d_0 \geq 1,13 \sqrt{F_r / (iz [\tau_{cp}])}, \quad (6.47)$$

где $i = 1..2$ — число плоскостей среза болта; z — число болтов.

Формула проверочного расчета на смятие:

$$\sigma_{cm} = F_r / (d_0 \delta) \leq [\sigma_{cm}], \quad (6.48)$$

где δ — наименьшая толщина соединяемых деталей, передающих нагрузку в одну сторону.

Сравнивая нагрузочную способность болтов, следует отметить, что 10 болтов, поставленных с зазором при коэффициенте трения $f = 0,17$, можно заменить одним болтом того же диаметра, поставленным без зазора. Однако резьбовые соединения болтами, поставленными без зазора, значительно дороже из-за сложности технологии изготовления.

Расчет шпоночных соединений

Рассчитывают шпонку как наиболее слабую деталь соединения. Размеры стандартных шпонок подобраны из условия прочности на смятие, поэтому основным расчетом их является проверочный расчет на смятие.

Расчет призматической шпонки (рис. 6.24). Размеры сечений шпонки (ширину b и высоту h), глубину паза вала t_1 выбирают в зависимости от диаметра d вала по ГОСТ 23360-78 (табл. 6.8). Длину шпонки конструктивно принимают на 5... 10 мм меньше длины ступицы, согласовывают со стандартом и проверяют на смятие:

$$\sigma_{cm} = F_t / A_{cm} \leq [\sigma_{cm}],$$

где $F_t = 2M/d$ — окружная сила, переда-

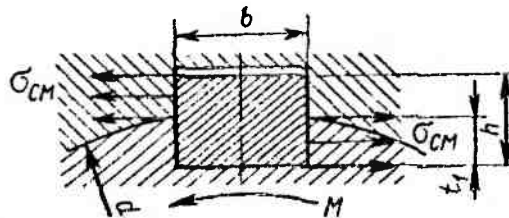


Рис. 6.24. Призматическая шпонка

Таблица 6.8

Диаметр вала d , мм	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	вала t_1	ступицы t_2
	Размеры, мм			
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3
» 30 » 38	10	8	5	3,3
» 38 » 44	12	8	5	3,3
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8
» 50 » 58	16	10	6	4,3
» 58 » 65	18	11	7	4,4

Примечание. Длины шпонок l выбирают из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, ..., 500.

ваемая шпонкой; $A_{см} = (h - t_1)l_p$ — площадь смятия. Следовательно,

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h-t_1)l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (6.49)$$

где M — передаваемый вращающий момент; l_p — рабочая длина шпонки.

Расчет сегментных шпонок. Размеры сечений шпонки (ширину b и высоту h), длину шпонки l и глубину паза вала t_1 выбирают в зависимости от диаметра вала по ГОСТ 24071–80. Сегментные шпонки, так же как и призматические, проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2M}{d(h-t_1)l} \leq [\sigma_{см}]. \quad (6.50)$$

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез. Условие прочности шпонки на срез

$$\tau_{ср} = 2M/(dbl) \leq [\tau_{ср}]. \quad (6.51)$$

Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5 %, то применяют две шпонки. Призматические шпонки устанавливают под углом 180° , сегментные — вдоль вала в од-

ном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок сильно ослабляет вал и ступицу, а также связана с технологическими затруднениями. В таких случаях шпонки заменяют шлицевыми соединениями.

Расчет шлицевых прямобочных соединений

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются сопротивление рабочих поверхностей шлицев смятию и изнашиванию. Число и размеры поперечного сечения шлицев принимают в зависимости от диаметра вала по таблицам стандартов. Длина шлицев определяется длиной ступицы, а если ступица подвижная, то ходом ее перемещений. Расчет шлицевых соединений производят обычно как проверочный, предполагая равномерное распределение нагрузки между шлицами и по их длине.

Расчет на смятие (рис. 6.25). Условие прочности

$$\sigma_{см} = M / (S_F l) \leq [\sigma_{см}], \quad (6.52)$$

где M — передаваемый вращающий момент; S_F — удельный (на единицу длины) суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала; l — рабочая длина шлицев.

Расчет на изнашивание. Условие прочности

$$\sigma_{изн} = M / (S_F l) \leq [\sigma_{изн}] \text{ или } \sigma_{см} \leq [\sigma_{изн}]. \quad (6.53)$$

Размеры шлицевых соединений в основном определяются прочностью и жесткостью валов, поэтому напряжения на рабочих поверхностях могут быть значительно ниже допускаемых. Если же расчетное значение $\sigma_{см}$ или

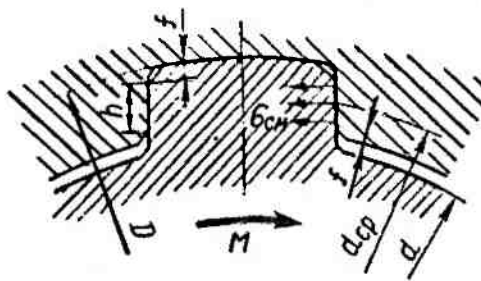


Рис. 6.25. Смятие шпонки

$\sigma_{\text{изн}}$ превышает $[\sigma_{\text{см}}]$ или $[\sigma_{\text{изн}}]$ более чем на 5 %, то увеличивают длину ступицы l или принимают другую серию и повторяют расчет.

Передачи

Основные характеристики передачи: мощность P_1 на ведущем и P_2 ведомом валах, кВт; угловая скорость ω_1 ведущего и ω_2 ведомого валов, рад/с, или частота вращения n_1 ведущего и n_2 ведомого валов, об/мин (мин^{-1}). Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для выполнения проекторочного расчета любой передачи.

Кроме основных различают производные характеристики:
коэффициент полезного действия (КПД) передачи:

$$\eta = P_2 / P_1; \quad (6.54)$$

окружная скорость ведущего или ведомого звена, м/с,

$$v = \omega d / 2 = \pi n d / 60, \quad (6.55)$$

где d — диаметр колеса, шкива и др., м. При отсутствии скольжения окружные скорости обоих звеньев равны, т. е. $v_1 = v_2$;

окружная сила передачи, Н,

$$F_t = P / v = 2M / d, \quad (6.56)$$

где P — мощность, Вт; v — окружная скорость, м/с. На ведомом колесе направление силы F_t совпадает с направлением вращения, а на ведущем — противоположно ему;

вращающий момент, Н · м,

$$M = P / \omega = F_t d / 2. \quad (6.57)$$

Вращающий момент на ведущем валу $M_1 = P_1 / \omega_1$ — это момент движущих сил, и его направление совпадает с направлением вращения вала; момент на ведомом валу $M_2 = P_2 / \omega_2$ — это момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала.

При расчете передач часто пользуются зависимостью между вращающимися моментами на валах. Эту зависимость получим, разделив выражение момента M_2 на M_1 .

$$M_2 / M_1 = (P_2 / P_1) \omega_1 / \omega_2 = \eta u, \quad (6.58)$$

где u — передаточное число.

Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности,

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2. \quad (6.59)$$

Передаточным отношением называется отношение угловых скоростей или частот вращения ведущего и ведомого звеньев. В дальнейшем передаточное отношение для всех типов передач будем условно называть передаточным числом и обозначать через u . При $v_1 = v_2$ или $\omega_1 d_1 / 2 = \omega_2 d_2 / 2$ получим передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1 \text{ или } u = n_1 / n_2. \quad (6.60)$$

Для зубчатой передачи, понижающей угловую скорость, передаточное число

$$u = z_2 / z_1, \quad (6.61)$$

где z_1 — число зубьев шестерни (зубчатое колесо с меньшим числом зубьев); z_2 — число зубьев колеса (зубчатое колесо с большим числом зубьев).

Передачи для повышения угловой скорости ($u < 1$) называют мультипликаторами или ускорителями. Примерами подобных передач являются передачи в приводе сепараторов, центрифуг, исполнительные органы которых имеют угловую скорость выше угловой скорости двигателя ($\omega_2 > \omega_1$). Передачи для понижения угловой скорости исполнительного органа ($u > 1$) называют редукторами. Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, так как угловая скорость исполнительного механизма, как правило, меньше угловой скорости двигателя ($\omega_2 < \omega_1$).

В зависимости от устройства передачи передаточное число может быть постоянным или переменным — регулируемым в определенных пределах по ступенчатому (коробки скоростей с зубчатыми колесами и т. п.) или плавному бесступенчатому (вариаторы) закону. Передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и по-

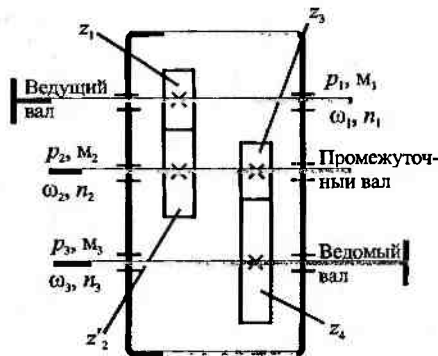


Рис. 6.26. Двухступенчатый редуктор

этому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении и т. п. Передачи бесступенчатого регулирования обладают меньшей нагрузочной способностью и имеют ограниченное распространение.

Если одной парой зубчатых колес нельзя обеспечить требуемое передаточное число, то применяют ряд

последовательно соединенных одноступенчатых передач, так называемую многоступенчатую передачу. На рис. 6.26 показана двухступенчатая зубчатая передача (двухступенчатый редуктор). Ее общее передаточное число $u_{\text{общ}} = (z_2/z_1)(z_4/z_3) = u_1 u_2$ или

$$u_{\text{общ}} = u_1 u_2 \dots u_n, \quad (6.62)$$

где u_1, u_2, \dots, u_n — передаточные числа каждой ступени.

Общий КПД многоступенчатой передачи

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (6.63)$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ — КПД каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и др.), а также других звеньев привода, где имеются потери мощности (подшипники, муфты).

Фрикционные передачи

Фрикционная передача относится к передачам трением с непосредственным контактом фрикционных элементов. Передача состоит из двух катков, закрепленных на валах (рис. 6.27). Подшипники ведомого вала выполнены подвижными, благодаря чему вал может перемещаться в направлении линии центров передачи. Пружина сжатия, действующая на подвижный подшипник, прижимает катки один к другому силой F_n . нагрузка передается силой трения R_f , возникающей в месте контакта вращающихся катков. Условие работоспособности передачи

$$R_f \geq F_t, \quad (6.64)$$

где $F_t = 2M_2/d_2$ — передаваемая окружная сила; $R_f = fF_t$ — сила трения.

Следовательно, $fF_t \geq F_t$, откуда сила прижатия катков

$$F_r = KF_t / f, \quad (6.65)$$

где K — коэффициент запаса сцепления; $K = 1,25 \dots 1,5$ для силовых передач и $K \approx 3$ для передач приборов; f — коэффициент трения скольжения между катками; $f = 0,15 \dots 0,20$ для стали по стали или чугуна всухую и $f = 0,04 \dots 0,05$ для стали по стали в масле. Значение силы F_r во много раз больше силы F_t (например, при $K = 1,25$ и $f = 0,05 \cdot F_t = 25F_t$), что является большим недостатком фрикционных передач.

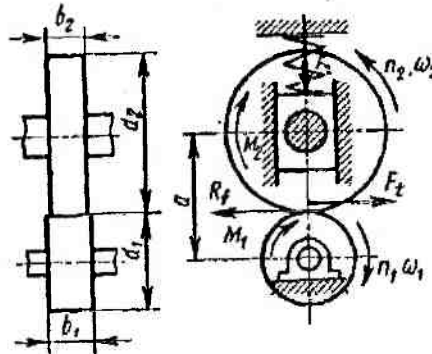


Рис. 6.27. Фрикционная передача

Основным критерием работоспособности и расчета фрикционных передач с металлическими катками является их контактная прочность, которая зависит от значения контактных напряжений σ_n . Наибольшее значение σ_n определяют по формуле (6.11). Условие прочности

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{q}{\rho_{пр}} \frac{E_{пр}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_n], \quad (6.66)$$

где $[\sigma_n]$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары катков. Для закаленных сталей при хорошей смазке $[\sigma_n] = 1000 \dots 1200 \text{ Н/мм}^2$, для чугунов $[\sigma_n] = 1,5\sigma_{ви}$, где $\sigma_{ви}$ — предел прочности чугуна при изгибе.

Расчет ременных передач

Плоскоременные передачи. Расчет по тяговой способности плоскоременной передачи сводится к определению требуемой площади поперечного сечения ремня по формуле

$$A = b\delta = F_t / [k], \quad (6.67)$$

из которой находят необходимую ширину ремня b при предварительно выбранной толщине δ . В формуле (6.67) $[k]$ — допускаемая удельная окружная сила, определение которой основано на кривых скольжения. Разделив обе части равенства на площадь поперечного сечения ремня A , получим

$$k_0 = 2\psi_0\sigma_0,$$

где k_0 — допускаемая номинальная удельная окружная сила, соответствующая критическому значению коэффициента тяги ψ_0 . Номинальной она называется потому, что получена при испытании ремней в стандартных условиях ($\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10$ м/с, нагрузка спокойная, передача горизонтальная). опыты показывают, что значение k_0 зависит от типа ремня, его толщины δ , диаметра d_1 и начального напряжения σ_0 . Анализ кривых скольжения, полученных при испытании плоских ремней в стандартных условиях при принятом σ_0 , позволил установить зависимость для определения значения

$$k_0 = s - w(\delta/d_1), \quad (6.68)$$

где s и w — опытные коэффициенты, имеющие следующие значения:

резинотканевый ремень.....	s	w	σ_0	δ/d_1
синтетический ремень	11,6	440	10	1/(100...150)

Условия работы проектируемых передач отличаются от стандартных, поэтому расчет их следует вести не по k_0 , а по допускаемой удельной окружной силе $[k]$, которая поправочными коэффициентами учитывает действительные условия работы передачи:

$$[k] = k_0 C_\alpha C_v C_\theta / C_p. \quad (6.69)$$

где C_α — коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность угла обхвата на малом шкиве.

Угол обхвата		180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
α_1 , град.....		180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
C_v	для плоских ремней.....	1,0	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82	—	—	—
	для клиновых и поликлино- вых ремней.....	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83	0,78	0,74	0,68

C_v — скоростной коэффициент, учитывающий ослабление сцепления ремня со шкивами под действием центробежной силы. Для резинотканевых ремней $C_v = 1,04 + 0,0004v^2$, для синтетических — $C_v = 1,01 + 0,0001v^2$, для клиновых и поликлиновых — $C_v = 1,05 + 0,0005v^2$; C_θ — коэффициент расположения передачи. Для плоскоремennых передач C_θ зависит от угла наклона θ линии центров передач к горизонту. Значения C_θ равны 1,0; 0,9 и 0,8 при θ , соответственно равных 0...60, 60...80 и 80...90°. Для клиноремennых и поликлиноремennых передач $C_\theta = 1$; C_p — коэффициент динамичности нагрузки и режима работы. Значения C_p при односменной работе:

характер нагрузки.....	спокойная	умеренные колебания	значительные колебания
C_{p1}	1,0	1,1	1,2

При двух- и трехсменной работе коэффициент режима соответственно принимают: $C_{p2} = 1,1C_{p1}$; $C_{p3} = 1,4C_{p1}$.

Передачи клиновыми и поликлиновыми ремнями. Расчет производят из условий тяговой способности и долговечности. Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых и поликлиновых ремней позволило экспериментально определить номинальную мощность P_0 , передаваемую одним ремнем данного

Таблица 6.9

Обозначение сечения ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Номинальная мощность P_0 , кВт, при скорости ремня v , м/с				
		5	10	15	20	25
O ($L_0 = 1320$)	63	0,49	0,82	1,03	1,11	—
	71	0,56	0,95	1,22	1,37	1,4
	80	0,62	1,07	1,41	1,6	1,65

Окончание табл. 6.9

Обозначение сечения ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Номинальная мощность P_0 , кВт, при скорости ремня v , м/с				
		5	10	15	20	25
А ($L_0 = 1700$)	90	0,84	1,39	1,75	1,88	—
	100	0,95	1,6	2,07	2,31	2,29
	112	1,05	1,82	2,39	2,74	2,88
Б ($L_0 = 2240$)	125	1,39	2,26	2,8	—	—
	140	1,61	2,7	3,45	3,83	—
	160	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
В ($L_0 = 3750$)	200	2,77	4,59	5,8	6,33	—
	224	3,15	5,36	6,95	7,86	7,95

Примечание. Для промежуточных значений скорости мощность P_0 рассчитывают линейной интерполяцией.

Таблица 6.10

Обозначение сечения ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Номинальная мощность P_0 , кВт, при скорости ремня v , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
УО ($L_0 = 1600$)	63	0,68	0,95	1,5	1,8	1,85	—	—
	71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	—
	80	0,9	1,38	2,34	3,06	3,5	3,66	—
	90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,2	4,5	4,55
	100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,2	5,35
	112	1,15	1,8	3,2	4,35	5,25	5,86	6,15
	125	1,22	1,9	3,4	4,7	5,7	6,42	6,85
УА ($L_0 = 2500$)	90	1,08	1,56	2,57	—	—	—	—
	100	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	—	—
	112	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	—
	125	1,53	2,41	4,23	5,67	6,6	7,12	7,1
УБ ($L_0 = 3550$)	140	1,96	2,95	5	6,37	—	—	—
	160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,1	9,49	—
	180	2,46	3,8	6,7	9,05	10,6	11,4	11,5
УВ ($L_0 = 5600$)	224	3,55	5,45	9,4	12,3	14,1	—	—
	250	3,93	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1

Примечание. Для промежуточных значений скорости мощность P_0 рассчитывают линейной интерполяцией.

Таблица 6.11

Обозначение сечения ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Номинальная мощность P_0 , кВт, при скорости ремня v , м/с						
		2	5	10	15	20	25	30
К ($L_0 = 710$)	40	0,65	1,4	2,4	3,2	3,7	—	—
	45	0,7	1,55	2,7	3,6	4,3	4,9	—
	50	0,76	1,65	2,9	4	4,8	5,3	—
	63	0,85	1,9	3,4	4,6	6,7	6,4	6,8
Л ($L_0 = 1600$)	80	1,9	3,9	6,4	7,9	8,3	—	—
	90	2,2	4,5	7,6	9,7	10,8	—	—
	100	2,3	5	8,6	11,2	12,7	13,0	—
	125	2,7	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
М ($L_0 = 2240$)	180	7,1	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
	200	7,7	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4

Примечание. Для промежуточных значений скорости мощность P_0 рассчитывают линейной интерполяцией.

сечения эталонной длиной L_0 в стандартных условиях ($\alpha = 180^\circ$, $u = 1$, нагрузка спокойная). Значения P_0 , кВт, для клиновых ремней нормальных сечений даны в табл. 6.9, для клиновых узких ремней — в табл. 6.10, а для поликлиновых ремней с десятью ребрами — в табл. 6.11.

Условия работы проектируемых передач отличаются от стандартных. Поэтому расчет их следует вести с учетом поправочных коэффициентов по мощности, передаваемой одним ремнем данного сечения в действительных условиях эксплуатации P_p , кВт:

$$P_p = P_0 C_\alpha C_L C_u / C_p, \quad (6.70)$$

где C_L — коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня [косвенно учитывает частоту пробегов U]; он зависит от отношения расчетной длины ремня L_p к эталонной L_0 . Значения L_0 даны в табл. 6.9...6.11. Коэффициент C_L имеет следующие значения:

L_p/L_0	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0
Клиновый ремень нормального сечения	0,82	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,1	1,15
Клиновый узкий и поликлиновый ремень.....	0,85	0,89	0,91	0,96	1,0	1,03	1,06	1,08	1,12

C_u — коэффициент передаточного числа u :

u	1,0	1,6	2,0	2,4	3,0 и более
C_u	1,0	1,10	1,12	1,13	1,14

Значения коэффициентов C_α и C_p — см. пояснения к формуле (6.69).

При расчете клиноременных передач определяют требуемое число ремней z в передаче для обеспечения среднего ресурса эксплуатации (2000 ч) по ГОСТ 1284.3–80:

$$z = P_1 / (P_p C_z), \quad (6.71)$$

где P_1 — передаваемая мощность на валу малого шкива, кВт; C_z — коэффициент, учитывающий неравномерную загрузку ремней, вводится при $z \geq 2$; $C_z = 0,95$ при $z = 2...3$; $C_z = 0,9$ при $z = 4...6$; $C_z = 0,85$ при $z > 6$.

Сила предварительного натяжения одного ремня без учета влияния центробежных сил (ГОСТ 1284.2–80)

$$F_0 = \frac{850 P_1 C_p C_L}{z v C_\alpha C_u}, \quad (6.72)$$

где P_1 измеряют в кВт.

Сила, действующая на вал,

$$F_b = 2 F_0 z \sin(\alpha_1 / 2). \quad (6.73)$$

При расчете поликлиновых передач определяют требуемое число ребер:

$$z = 10 P_1 / P_2. \quad (6.74)$$

Для поликлиновых передач силы F_0 и F_b определяют по формулам (6.72) и (6.73) при $z = 1$, а коэффициент C_p принимают для односменной работы.

Расчет на прочность цилиндрических зубчатых передач

Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев. Расчет производят при контакте зубьев в полюсе зацепления. Контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 . При этом наибольшие контактные напряжения определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}}$$

Прямозубые передачи. Нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зуба

$$q = \frac{E_n}{l_{\Sigma}} K_{\text{на}} K_{\text{нр}} K_{\text{нв}} = \frac{F_t K_{\text{на}} K_{\text{нр}} K_{\text{нв}} Z_{\epsilon}^2}{b_2 \cos \alpha_w},$$

где $K_{\text{на}}$, $K_{\text{нр}}$, $K_{\text{нв}}$ — коэффициенты нагрузки, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями (для прямозубых передач $K_{\text{на}} = 1$), неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (по длине контактных линий) и дополнительные динамические нагрузки (см. ниже); l_{Σ} — суммарная длина контактных линий, которая зависит от коэффициента торцового перекрытия ϵ_{α} и изменяется от ширины венца колеса b_2 (при однопарном зацеплении) до $2b_2$ (при двухпарном зацеплении). При расчетах l_{Σ} определяют по эмпирической формуле

$$l_{\Sigma} = b_2 / Z_{\epsilon}^2, \text{ где } Z_{\epsilon} = \sqrt{(4 - \epsilon_{\alpha}) / 3}.$$

Приведенный радиус кривизны

$$\rho_{\text{пр}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{d_1 \sin \alpha_w u}{2(u+1)},$$

где ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны эвольвентных профилей зубьев в полюсе зацепления;

$$\rho_1 = (d_1/2) \sin \alpha_w; \quad \rho_2 = (d_2/2) \sin \alpha_w = (d_1 u/2) \sin \alpha_w.$$

Подставив значения q и $\rho_{\text{пр}}$ в формулу (6.11) и заменив $\sin \alpha_w \cos \alpha_w = (\sin 2\alpha_w)/2$, получим

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{\pi(1-\mu^2)} \frac{2Z_c^2 F_t K_{\text{H}\alpha} K_{\text{H}\beta} K_{\text{H}\gamma} (u+1)}{\sin 2\alpha_w b_2 d_1 u}}$$

или

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t K_{\text{H}\alpha} K_{\text{H}\beta} K_{\text{H}\gamma} (u+1)}{b_2 d_1 u}}, \quad (6.75)$$

где $Z_M = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}}{\pi(1-\mu^2)}}$ коэффициент, учитывающий механические

свойства материала сопряженных зубчатых колес. Для стальных зубчатых колес $Z_M = 275 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$; $Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha_w}$ — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; при $\alpha_w = 20^\circ$ $Z_H = 1,76$; Z_ϵ — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубых передач среднее значение $Z_\epsilon \sim 0,9$.

Выразив в формуле (6.75) F_t через *главные параметры цилиндрических передач — вращающий момент на ведомом валу M_2 и межосевое расстояние a_w* , т. е. $F_t = 2M_2/d_2$, где $d_2 = 2a_w u/(u+1)$, и заменив $d_1 = d_2/u$ после подстановки значений коэффициентов Z_M, Z_H, Z_ϵ и $K_{\text{H}\alpha} = 1$, получим *формулу проверочного расчета* прямозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K_{\text{H}\beta} K_{\text{H}\gamma} (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H], \quad (6.76)$$

где σ_H и $[\sigma_H]$ — расчетное и допускаемое контактные напряжения, $\text{Н}/\text{мм}^2$; M_2 — $\text{Н} \cdot \text{мм}$; a_w и b_2 — мм .

При проектировочном расчете определяют *межосевое расстояние*. Заменив в формуле (6.76) значение $b_2 = \psi_a a_w$, где ψ_a — коэффициент ширины венца колеса и решив ее относительно a_w ,

предварительно приняв $K_{H\beta} = 1,25$, получим формулу проекторочного расчета прямозубых передач:

$$a_w = 49,5(u+1) \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_a}}. \quad (6.77)$$

Косозубые передачи. Вследствие наклона зубьев в зацеплении одновременно находится несколько пар зубьев, что уменьшает нагрузку на один зуб, повышая его прочность (снижая расчетные напряжения). Это учитывается уменьшением коэффициентов Z_H и Z_ϵ , среднее значение которых принимают: $Z_H = 1,76 \cos\beta \approx 1,71$; $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon}} \approx 0,8$. Тогда с учетом коэффициента $K_{H\alpha}$ из выражения (6.76) получим формулу проверочного расчета косозубых передач:

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w u} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H]. \quad (6.78)$$

Косозубые передачи работают более плавно, чем прямозубые, поэтому коэффициент $K_{H\beta}$ меньше. Предварительно приняв произведение $K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1,1$, по аналогии с прямозубыми передачами из выражения (6.78) получим формулу проекторочного расчета косозубых передач:

$$a_w = 43(u+1) \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_a}}. \quad (6.79)$$

Полученные по формулам (6.77) и (6.79) значения a_w округляют до ближайшего стандартного.

При расчете по формулам (6.76) и (6.78) должно соблюдаться условие

$$\sigma_H > 0,8[\sigma_H], \text{ но } < 1,1[\sigma_H]. \quad (6.80)$$

Это означает, что допускается недогрузка передачи не более $0,8 [\sigma_H]$, а перегрузка до $0,1 [\sigma_H]$. Если условие (6.80) не выполняется, то изменяют ширину венца колеса b_2 , не выходя за пре-

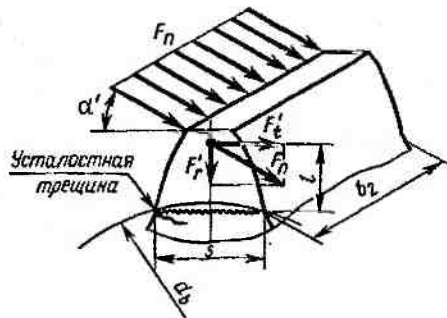


Рис. 6.28. Нагрузка на зуб

принимают следующие допущения: вся нагрузка F_n зацепления передается одной парой зубьев (рис. 6.28), которая приложена к вершине зуба и направлена по нормали к его профилю (сила трения не учитывается); зуб рассматривают как консольную балку прямоугольного сечения, что позволяет рассчитывать его методами сопротивления материалов. Фактически зуб представляет собой балку с изменяющейся формой. Это учитывается введением в расчетные формулы теоретического коэффициента концентрации напряжений K_T .

Распределенную по ширине b_2 венца зуба нагрузку заменяют сосредоточенной силой F_n , которую переносят по линии действия на ось зуба и раскладывают на две составляющие: изгибающую зуб $F'_t = F_n \cos \alpha' = F_t \cos \alpha' / \cos \alpha_w$ и сжимающую $F'_r = F_n \sin \alpha' = F_t \sin \alpha' / \cos \alpha_w$, где α' — угол направления нормальной силы F_n . Он несколько больше угла зацепления α_w .

Напряжение изгиба в опасном сечении (вблизи хорды основной окружности), т. е. напряжение на растянутой стороне зуба, где возникают усталостные трещины,

$$\sigma_F = (F'_t / W - F'_r / A) K_T,$$

где $W = b_2 s^2 / 6$ — осевой момент сопротивления опасного сечения зуба; $A = b_2 s$ — площадь опасного сечения; b_2 , l и s показаны на рис. 6.28. Выразим величины l и s через модуль: $l = \mu m$ и $s = \nu m$, где μ и ν — коэффициенты, учитывающие форму зуба. Тогда после подстановки в исходную формулу значений F'_t , F'_r , W и A получим:

делу рекомендуемых значений ψ_a . Если это не дает желательного результата, то либо изменяют межосевое расстояние, либо назначают другие материалы колес или другую термообработку, и расчет повторяют.

Расчет зубьев на изгиб.

Прямозубые передачи. При выводе расчетной формулы

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_2 m} \left(\frac{6\mu \cos \alpha'}{v^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \alpha'}{v \cos \alpha_w} \right) K_T = Y_F F_t I(b, m), \quad (6.81)$$

где $Y_F = [6\mu \cos \alpha' / (v^2 \cos \alpha_w) - \sin \alpha' / (v \cos \alpha_w)] K_T$ — коэффициент формы зуба.

С учетом неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (коэффициент K_{FB}) и дополнительной динамической нагрузки в зацеплении (коэффициент K_{Fv}) получим формулу для проверочного расчета прямозубых передач:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 m} K_{FB} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (6.82)$$

где σ_F и $[\sigma_F]$ — расчетное и допускаемое напряжения изгиба, Н/мм²; F_t — Н; b_2 и m — мм; Y_F — коэффициент формы зуба — величина безразмерная, зависящая от числа зубьев z или z_v и коэффициента смещения x . Значения Y_F для зубчатых колес без смещения:

z или z_v	17	20	22	24	26	30	35	40	50	80	> 100
Y_F	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,8	3,75	3,7	3,65	3,6	3,6

Из-за меньшего числа зубьев зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса, что отражено в большем значении коэффициента $Y_F (Y_{F1} > Y_{F2})$. Для обеспечения примерно равной прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб шестерню делают из более прочного материала, чем колесо. Зубья шестерни и колеса будут иметь примерно равную прочность на изгиб при условии

$$[\sigma_F]_1 / Y_{F1} \approx [\sigma_F]_2 / Y_{F2}. \quad (6.83)$$

Модуль зубьев m определяют расчетом на изгиб исходя из межосевого расстояния a_w , полученного из условия контактной прочности. В этом случае для получения расчетной формулы надо в выражении (6.82) заменить F_t на $2M_2/d_2$, где $d_2 = 2a_w u / (u + 1)$. Тогда, решив уравнение (6.82) относительно модуля m , при некоторых средних значениях коэффициентов Y_F , K_{FB} и K_{Fv} получим формулу для приближенного определения модуля:

$$m \geq \frac{6,8M_2(u+1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]} \quad (6.84)$$

В формулу (6.84) вместо $[\sigma_F]$ подставляют меньшее из $[\sigma_F]$ и $[\sigma_F]_2$. Полученное значение модуля округляют в большую сторону до стандартного.

Формула (6.84) является основной для определения m прямозубых передач, рассчитываемых на контактную прочность. При этом обеспечивается примерно равная контактная и изгибная прочность зубьев.

Косозубые передачи. Наклонное расположение зубьев увеличивает их прочность на изгиб и уменьшает динамические нагрузки. Это учитывается введением в расчетную формулу прямозубых передач (6.82) поправочных коэффициентов Y_β и $K_{F\alpha}$.

Формула проверочного расчета косозубых передач

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma_F], \quad (6.85)$$

где $Y_\beta = 1 - \beta/140^\circ$ — коэффициент, учитывающий наклон зуба; $K_{F\alpha}$ — коэффициент распределения нагрузки между зубьями. Коэффициент формы зуба Y_F выбирают по эквивалентному числу зубьев z_v .

При расчете по формулам (6.82) и (6.85) принимают значения Y_F и $[\sigma_F]$ того колеса, для которого меньше отношение $[\sigma_F]/Y_F$.

Нормальный модуль зубьев m_n определяют по аналогии с прямозубыми передачами. При некоторых средних значениях коэффициентов Y_F , Y_β , $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$ и K_{Fv} получим формулу для приближенного определения модуля косозубых передач

$$m_n \geq \frac{5,8M_2(u+1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]} \quad (6.86)$$

и для шевронных передач

$$m_n \geq \frac{5,2M_2(u+1)}{ua_w b_2 [\sigma_F]} \quad (6.87)$$

При проверке по формулам (6.82) и (6.85) можно получить σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$, что не является недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб. Если расчетное значение σ_F превышает допускаемое, то применяют колеса, нарезанные с положительным смещением инструмента, или увеличивают m ; $\sigma_F > [\sigma_F]$ означает, что в передаче из данных материалов решающее значение имеет не контактная прочность, а прочность зубьев на изгиб. На практике к таким передачам относятся передачи с весьма ограниченным сроком службы и передачи с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев — 51...63HRC₃ (цементация, нитроцементация, азотирование). Проектировочный расчет таких передач следует выполнять с целью обеспечения прочности зубьев на изгиб по форме определения минимально допустимого модуля m , а затем выполнить проверочный расчет зубьев на контактную прочность.

Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев прямозубой конической передачи выполняют по аналогии с прямозубой цилиндрической передачей [см. формулу (6.76)], но для расчетов конические колеса заменяют эквивалентными цилиндрическими прямозубыми колесами, начальные окружности которых представляют собой развертки средних дополнительных конусов. Диаметры делительных окружностей эквивалентных колес:

$$d_{v1} = d_1 / \cos \delta_1; \quad d_{v2} = d_2 / \cos \delta_2. \quad (6.88)$$

Межосевое расстояние эквивалентной передачи

$$a = r_{v1} + r_{v2} = R(\operatorname{tg} \delta_1 + \operatorname{tg} \delta_2) = R(u^2 + 1)/u. \quad (6.89)$$

Передаточное число эквивалентной передачи

$$u_v = d_{v2} / d_{v1} = \bar{a}_2 \cos \delta_1 / (d_1 \cos \delta_2) = u \sin \delta_2 / \cos \delta_2 = u^2. \quad (6.90)$$

Момент на эквивалентном колесе определяют из условия равенства окружных сил в эквивалентной и конической передачах $F_{tv} = F_t = 2M_{v2}/d_{v2} = 2M_2/d_2$, откуда с учетом формулы (6.88)

$$M_{v2} = M_2 d_{v2} / d_2 = M_2 / \cos \delta_2 = M_2 \sqrt{u^2 + 1}. \quad (6.91)$$

По опытным данным, нагрузочная способность конической передачи составляет 0,85 по сравнению с эквивалентной цилиндрической. Поэтому в знаменатель расчетных формул вводят 0,85 — коэффициент понижения допускаемой нагрузки для конических прямозубых передач.

С учетом сказанного получим формулу проверочного расчета конических прямозубых передач:

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{310}{(R_e - 0,5b)u} \sqrt{\frac{M_2 K_{\text{нв}} K_{\text{нв}} \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{0,85b}} \leq [\sigma_{\text{н}}]. \quad (6.92)$$

При проектировочном расчете определяют *внешний делительный диаметр колеса* d_{e2} . Заменяя в формуле (6.92) значения $R_e = \frac{d_{e2}}{2u} \sqrt{(u^2 + 1)}$ и $b = K_{be} R_e$ и решив ее относительно d_{e2} , предварительно приняв $K_{\text{нв}} = 1,25$, получим формулу *проектировочного расчета* конических прямозубых передач:

$$d_{e2} = 98,53 \sqrt{\frac{M_2 K_{\text{нв}} u}{(1 - 0,5K_{be})^2 K_{be} [\sigma_{\text{н}}]^2 0,85}}. \quad (6.93)$$

При проектировании передач с параметрами по ГОСТ 12289 — 76 $K_{be} = 0,285$, тогда

$$d_{e2} = 165,3 \sqrt{\frac{M_2 K_{\text{нв}} u}{0,85 [\sigma_{\text{н}}]^2}}. \quad (6.94)$$

Значения d_{e2} регламентированы ГОСТ 12289 — 76 (табл. 6.12).

При известном d_{e2} после соответствующего преобразования выражения (6.92) получим окончательную формулу *проверочного* расчета прямозубых конических передач на контактную прочность:

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u K_{H\beta} K_{H\alpha}}{0,85 d_{e2}}} \leq [\sigma_H], \quad (6.95)$$

где σ_H и $[\sigma_H]$ — расчетное и допустимое контактные напряжения, Н/мм²; M_2 — Н·мм; d_{e2} — мм.

Расчет на контактную прочность конических передач с круговыми зубьями ведут по формулам для конических прямозубых передач с введением в знаменатель этих формул экспериментального коэффициента повышения допускаемой нагрузки 1,5 вместо 0,85.

Тогда из выражения (6.94) получим формулу *проектировочного расчета*:

$$d_{e2} = 165 \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta} u}{1,5 [\sigma_H]^2}}. \quad (6.96)$$

Из выражения (6.95) получим формулу *проверочного расчета*:

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{M_2 u K_{H\beta} K_{H\alpha}}{1,5 d_{e2}}} \leq [\sigma_H], \quad (6.97)$$

где $K_{H\beta}$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Для прирабатывающихся колес $K_{H\beta} = 1,1$. Для неприрабатывающихся колес $K_{H\beta}$ выбирают по таблице в зависимости от коэффициента ширины зубчатого венца:

$$\psi_d = b/d_1 = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}; \quad (6.98)$$

$K_{H\alpha}$ — коэффициент динамической нагрузки.

Расчет зубьев на изгиб конических прямозубых и конических передач с круговыми зубьями выполняют по аналогии с прямозубой цилиндрической передачей. Условие прочности

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_1}{v_F b m_e} K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq [\sigma_F], \quad (6.99)$$

где v_F — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес $v_F = 0,85$; для колес с круговыми зубьями $v_F = 1$; m_e или m_e —

внешние окружные модули; Y_F — коэффициент формы зуба, принимают по эквивалентным числам зубьев для прямозубых колес и для колес с круговыми зубьями; коэффициент $K_{F\beta}$ для прирабатывающихся колес: с прямыми зубьями $K_{F\beta} = 1$, с круговыми зубьями $K_{F\beta} = 1,1$; для неприрабатывающихся колес $K_{F\beta}$ выбирают по таблице в зависимости от коэффициента ψ_d , см. формулу (6.98). Значения коэффициента K_{Fv} принимают по таблице (для колес с круговыми зубьями K_{Fv} выбирают из графы для косозубых колес).

Ширина зубчатых венцов колес b зависит от диаметра d_{e2} и передаточного числа u , выбирается по табл. 6.12.

Модуль и число зубьев. Внешний окружной модуль m_e или m_{ie} определяют расчетом на изгиб по формуле

$$m_e (m_{ie}) \geq \frac{14M_2}{v_F d_{e2}^2 b [\sigma_F]} K_{F\beta}. \quad (6.100)$$

В этом случае обеспечивается приблизительная равнопрочность зубьев по выкрашиванию и излому. В формулу (6.100) вместо σ_F подставляют меньшее из $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$. Полученное значение m_e или m_{ie} можно не округлять до стандартного значения. *Принимать m_e или $m_{ie} < 1,5$ мм в силовых конических передачах не рекомендуется.*

Минимальное число зубьев шестерни z конической передачи с круговыми зубьями определяют по формуле

$$z_{1\min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta_n. \quad (6.101)$$

Таблица 6.12

Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} , мм	Ширина зубчатых венцов b , мм, при номинальном передаточном числе u				Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} , мм	Ширина зубчатых венцов b , мм, при номинальном передаточном числе u			
	1,6	2	2,5	3,15		1,6	2	2,5	3,15
100	17	16	15	15	200	34	32	30	30
125	21	20	19	19	225	38	36	34	34
140	24	22	21	21	250	42	40	38	38
160	28	25	25	25	280	48	45	42	42
180	30	28	28	26	315	52	50	48	48

В практике проектирования рекомендуется выбирать $z_1 \approx 18 \dots 35$, при этом для прямозубой передачи $z_{1\min} \geq 25$, для передачи с круговым зубом $z_{1\min} \geq 15$.

Расчет передачи винт — гайка

Наиболее частая причина выхода из строя винтов и гаек — это износ их резьбы. Поэтому *основным критерием работоспособности и расчета передачи является износостойкость*. Расчет на износостойкость выполняют как проекторочный. Другими критериями работоспособности является *прочность и устойчивость* винта. Эти расчеты выполняют как проверочные.

Расчет на износостойкость сводится к определению фактического среднего давления $p_{\text{ср}}$ между витками резьбы винта и гайки и сравнению его с допускаемым $[p]$. Условие износостойкости в предположении равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы:

$$p_{\text{ср}} = \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p],$$

где d_2 — средний диаметр резьбы; H_1 — рабочая высота профиля резьбы; $z = H/p$ — число витков в гайке высотой H и с шагом p . Заменяв в этой формуле z на H/p и обозначив $\psi_H = H/d_2$ — коэффициент высоты гайки, $\psi_h = H_1/p$ — коэффициент рабочей высоты профиля резьбы, получим формулу *проекторочного расчета* передачи:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_H \psi_h [p]}}. \quad (6.102)$$

Принимают $\psi_h = 0,5$ для трапецеидальной и $\psi_h = 0,75$ для упорной резьбы; $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$ для цельных гаек и $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$ для разъемных гаек.

Длину винта выбирают конструктивно в зависимости от требуемого перемещения l . Для домкратов $l = (8 \dots 10)d$.

Наружный диаметр гайки D определяют из условия прочности ее тела на растяжение и кручение:

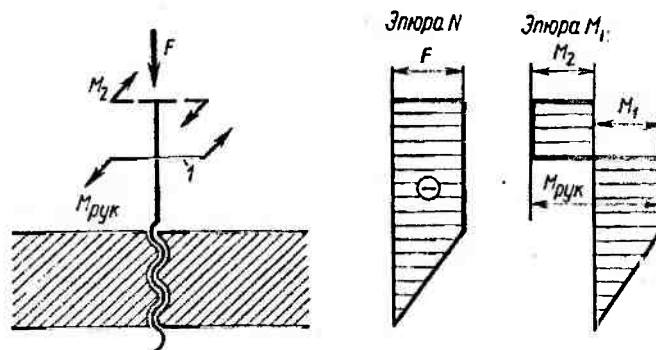


Рис. 6.29. Расчетная схема и эпюры для домкрата

$$D > \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma_p]} + d^2}, \quad (6.103)$$

где $F_{\text{расч}}$ — расчетная сила; $F_{\text{расч}} = 1,25F$ для трапецеидальных и $F_{\text{расч}} = 1,2F$ для упорных и прямоугольных резьб. Числовой коэффициент учитывает совместное действие растяжения и кручения.

Диаметр буртика гайки D_1 определяют из условия прочности на смятие

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{\text{см}}]} + D^2}. \quad (6.104)$$

Для равномерного распределения нагрузки по виткам резьбы высоту буртика гайки принимают

$$a = 0,25H.$$

Расчет на прочность. Расчет производят для высоконагруженных винтов по опасному сечению винта, для установления которого строят эпюры нормальных сил и крутящих моментов. Для домкрата расчетная схема и эпюры показаны на рис. 6.29. От чашки домкрата до гайки нормальная сила N равна осевой силе F (грузоподъемность домкрата). В пределах высоты гайки сила F уменьшается до 0, а крутящий момент M_k изменяется от 0 до M_1 . От верхней грани гайки до рукоятки $M_k = M_1$, выше рукоятки $M_k = M_2$. Здесь M_1 — момент трения в резьбе; M_2 — мо-

мент трения на опорной поверхности чашки домкрата, $M_{\text{рук}}$ — момент, приложенный к рукоятке.

Условие прочности винта по гипотезе энергии формоизменения

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_k}{0,2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma], \quad (6.105)$$

где σ_3 — эквивалентное напряжение для опасной точки винта; F и M_k — осевая (нормальная) сила и крутящий момент в опасном сечении винта (для домкрата — выше гайки); d_1 — внутренний диаметр резьбы.

Расчет на устойчивость. Сжатые винты проверяют на устойчивость по условию

$$s_y = \sigma_{\text{кр}} / \sigma \geq [s_y], \quad (6.106)$$

где s_y — расчетный коэффициент запаса устойчивости; $[s_y]$ — допускаемый коэффициент запаса устойчивости, для грузовых и ходовых винтов принимают $[s_y] = 4...5$; $\sigma = 4F/(\pi d_1^2)$ — расчетное напряжение в поперечном сечении винта; $\sigma_{\text{кр}}$ — критическое напряжение, при котором наступает потеря устойчивости винта. Методы определения $\sigma_{\text{кр}}$ и порядок проведения расчета на устойчивость приведены в учебнике.

Допускаемые напряжения $[\sigma_p]$ на растяжение или сжатие стальных винтов определяют по формуле $[\sigma_p] = \sigma_T / [s_T]$ при $[s_T] = 2...3$.

Допускаемое давление в резьбе: $[p] = 11...13 \text{ Н/мм}^2$ — для закаленной стали по бронзе; $[p] = 8...10 \text{ Н/мм}^2$ — для незакаленной стали по бронзе; $[p] = 4...6 \text{ Н/мм}^2$ — для незакаленной стали по чугуна. При редкой работе (например, домкраты) давление $[p]$ повышают на 30...40 %.

Допускаемое напряжение для материала гайки: на смятие бронзы или чугуна по стали $[\sigma_{\text{см}}] = 42...55 \text{ Н/мм}^2$; на растяжение: для бронзы $[\sigma_p] = 34...44 \text{ Н/мм}^2$; для чугуна $[\sigma_p] = 20...24 \text{ Н/мм}^2$.

Расчет на прочность червячных передач

Расчет на контактную прочность зубьев червячного колеса. Этот расчет должен обеспечивать не только отсутствие усталостного разрушения поверхностей зубьев, но и отсутствие заедания. По аналогии с расчетом зубчатых передач наибольшее контактное напряжение определяют по формуле Герца (6.11):

$$\sigma_{\text{н}} = \sqrt{\frac{q}{\rho_{\text{пр}}} \frac{E_{\text{пр}}}{2\pi(1-\mu^2)}}$$

где q — нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий колеса и червяка,

$$q = \frac{F_{\text{н}2} K_{\text{н}}}{l_{\Sigma}} = \frac{2M_2 K_{\text{н}}}{1,3\bar{a}_1 \bar{a}_2 \cos \alpha_w};$$

$F_{\text{н}2} = F_{t2} / (\cos \alpha_w \cos \gamma) = 2M_2 / (\bar{a}_2 \cos \alpha_w \times \cos \gamma)$; $K_{\text{н}}$ — коэффициент нагрузки; $l_{\Sigma} = 1,3d_1 / \cos \gamma$ — суммарная длина контактных линий.

В осевом сечении витки червяка имеют профиль прямобоковой рейки с радиусом кривизны $\rho_1 = \infty$, а поэтому приведенный радиус кривизны $\rho_{\text{пр}}$ червячной пары равен радиусу кривизны профиля зуба червячного колеса в полюсе зацепления:

$$\rho_{\text{пр}} = \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w.$$

Приведенный модуль упругости $E_{\text{пр}} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$, где E_1 и E_2 — соответственно модуль упругости материалов червяка и венца червячного колеса. Для стали $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм², для бронзы и чугуна среднее значение $E_2 = 0,98 \cdot 10^5$ Н/мм². При указанных значениях E_1 и E_2 получим $E_{\text{пр}} = 1,33 \cdot 10^5$ Н/мм²; μ — коэффициент Пуассона. При расчете принимают $\mu = 0,3$.

Подставив значения q , $\rho_{\text{пр}}$ и $E_{\text{пр}}$ в формулу (6.11), после преобразования с учетом равенств, получим **формулу проверочного расчета**:

$$\delta_{н2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{(z_2/q)+1}{a_w}\right)^3} M_2 K_H \leq [\sigma_{н}]_2, \quad (6.107)$$

где $\sigma_{н2}$ и $[\sigma_{н}]_2$ — расчетное и допускаемое контактные напряжения в зубьях колес, Н/мм²; a_w — межосевое расстояние, мм; M_2 — вращающий момент на червячном колесе, Н·мм.

Решив уравнение (6.107) относительно a_w , получим **формулу проектировочного расчета** червячных передач:

$$a_w \geq 30,7(z_2 + q) \sqrt{\frac{M_2 K_H}{([\sigma_{н}]_2 z_2)^2 q}}. \quad (6.108)$$

Приняв примерно среднее значение $z_2 \approx 40$, $q \approx 10$ и $K_H = 1$, из уравнения (6.108) получим приближенную формулу проектировочного расчета:

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{M_2 / [\sigma_{н}]_2^2}. \quad (6.109)$$

Расчет зубьев червячного колеса на изгиб. Этот расчет аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. При этом вводят следующие поправки и упрощения: зубья червячного колеса вследствие дуговой формы примерно на 40 % прочнее зубьев цилиндрического косозубого колеса, что учитывается уменьшением коэффициента формы зуба Y_{F2} ; для червячного зацепления принимают коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев $Y_\epsilon = 0,74$; при среднем значении делительного угла подъема линии витка $\gamma = 10^\circ$ получим $Y_\beta = 1 - \gamma/140^\circ = 1 - 10^\circ/140^\circ = 0,93$ и $m_n = m \cos \gamma \approx 0,98m$. С учетом этих поправок, приняв $K_{F\alpha} = 1$, а $K_F = K_{F\beta} = K_{Fv}$, получим **формулу проверочного расчета** зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2} = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2} K_F}{b_2 m} \leq [\sigma_F]_2. \quad (6.110)$$

Коэффициент формы зуба Y_{F2} выбирают в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса z_{v2} .

Так как зуб червячного колеса имеет угол наклона γ , то по аналогии с косозубым колесом

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma. \quad (6.111)$$

z_{v2}	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_{F2}	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30

Коэффициент нагрузки. Для червячной передачи приблизительно принимают

$$K_H = K_F = K_B K_V,$$

где K_B — коэффициент концентрации нагрузки; K_V — коэффициент динамической нагрузки. Концентрация (неравномерность) нагрузки по ширине венца червячного колеса в основном вызывается деформациями червяка. Хорошая прирабатываемость зубьев колеса уменьшает значение K_B . При постоянной внешней нагрузке $K_B = 1$.

Червячные передачи работают плавно и бесшумно, поэтому динамические нагрузки, возникающие в зацеплении этих передач, невелики и зависят от степени точности передачи и окружной скорости v_2 колеса. При достаточно высокой точности изготовления и при $v_2 \leq 3$ м/с принимают $K_V = 1$, а при $v_2 > 3$ м/с $K_V = 1,1 \dots 1,3$.

Допускаемые напряжения. Допускаемые напряжения определяют по эмпирическим формулам в зависимости от материала зубьев колеса, скорости скольжения, твердости поверхности витков червяка и срока службы передачи. Ниже рассмотрена методика определения допускаемых напряжений для червячных колес при шлифованных и полированных червяках с твердостью рабочих поверхностей витков более 46 HRC₃.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_2$ для колес из оловянных бронз (БрО10Ф1 и др.) определяют из условия износостойкости и условия сопротивления усталостному выкрашиванию рабочих поверхностей зубьев:

$$[\sigma_H]_2 = [\sigma_{H0}] C_V K_{HL}, \quad (6.112)$$

где $[\sigma_{H0}] = 0,9\sigma_B$ — допускаемое контактное напряжение при числе циклов перемены напряжений, равном 10^7 ; σ_B — предел прочности бронзы на растяжение; C_V — коэффициент, учиты-

вающий интенсивность изнашивания зубьев колеса. Его принимают в зависимости от скорости скольжения:

$v_s, \text{ м/с} \dots\dots\dots$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
$C_v \dots\dots\dots$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

K_{HL} — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность,

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\Sigma 2}}} \quad (6.113)$$

Здесь $\tilde{N}_{\Sigma 2}$ — число циклов нагружения зубьев колеса за весь срок службы передачи. Если $N_{\Sigma 2} > 25 \cdot 10^7$, то следует принимать $25 \cdot 10^7$, тогда минимальное значение $K_{HL} = 0,67$. Значения K_{HL} не должны превышать 1,15.

ГОСТ 16162 — 85 устанавливает полный ресурс (срок службы) червячных редукторов $L_h = 20\,000$ ч, тогда, приняв примерно средние значения частоты вращения червяка $n_1 = 1500$ об/мин и передаточного числа $u = 20$, получим частоту вращения колеса $n_2 = n_1/u = 1500/20 = 75$ об/мин и по формуле находим

$$N_{\Sigma 2} = \tilde{m}_z \tilde{t}_n = 60 \cdot 75 \cdot 20\,000 = 9 \cdot 10^7,$$

а по формуле (6.33) $K_{HL} = \sqrt[8]{10^7 / N_{\Sigma 2}} = \sqrt[8]{10^7 / 9 \cdot 10^7} = 0,76$. Приближенные значения $[\sigma_n]_2$ вычисляют по формуле (6.112).

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_n]_2$ для колес из безоловянных бронз, латуней и чугунов (БрА9ЖЗЛ, ЛЦ23А6ЖЗМц2, СЧ15 и др.) определяют из условия сопротивления заеданию в зависимости от скорости скольжения.

Допускаемые напряжения изгиба при нереверсивной передаче (зубья работают одной стороной) для всех марок бронз и латуней

$$[\sigma_F]_2 = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B) K_{FL}; \quad (6.114)$$

для чугунов

$$[\sigma_F]_2 = 0,12\sigma_{вн} K_{FL}, \quad (6.115)$$

где $\sigma_{\text{вн}}$ — предел прочности чугуна при изгибе, Н/мм²; K_{FL} — коэффициент долговечности при расчете на изгиб,

$$K_{FL} = \sqrt[3]{10^6 / N_{\Sigma 2}}. \quad (6.116)$$

Здесь $N_{\Sigma 2}$ — число циклов нагружения зубьев колеса. Если $N_{\Sigma 2} < 10^6$, то принимаем $N_{\Sigma 2} = 10^6$, тогда $K_{FL} = 1$. Если $N_{\Sigma 2} > 25 \times 10^7$, то принимают $N_{\Sigma 2} = 25 \cdot 10^7$, тогда $K_{FL} = 0,543$. При $N_{\Sigma 2} = 9 \times 10^7$ по формуле (6.116) находим $K_{FL} = 0,61$. Приближенные значения $[\sigma_F]_2$ вычисляются по формулам (6.114) и (6.115). При реверсивной передаче (зубья работают обеими сторонами) табличное значение $[\sigma_F]_2$ умножают на 0,8.

Тепловой расчет

В червячных передачах из-за повышенного трения скольжения в зацеплении происходит выделение большого количества теплоты, которая нагревает масло, а оно через стенки корпуса передает эту теплоту окружающей среде. Если отвод теплоты недостаточен, передача перегревается. При перегреве смазочные свойства масла резко ухудшаются (уменьшается вязкость), увеличиваются изнашивание червячного колеса и опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы выполняют как проверочный на основе теплового баланса: $Q_{\text{в}} = Q_0$, где $Q_{\text{в}} = (1 - \eta)P_1$ — количество теплоты, выделяемой работающей передачей в одну секунду; $Q_0 = K_{\tau} \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{в}})A$ — количество теплоты, отводимой наружной поверхностью корпуса в 1 с. Из условия теплового баланса находим $(1 - \eta)P_1 = K_{\tau} \cdot (t_{\text{м}} - t_{\text{в}})A$, откуда температура масла в корпусе червячного редуктора, °С, при непрерывной работе:

$$t_{\text{м}} = t_{\text{в}} + \frac{(1 - \eta)P_1}{K_{\tau}A}, \quad (6.117)$$

где $t_{\text{в}} \approx 20$ °С — температура окружающего воздуха; η — КПД червячной передачи; P_1 — мощность на валу червяка, Вт; K_{τ} — коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · °С), т. е. число, показываю-

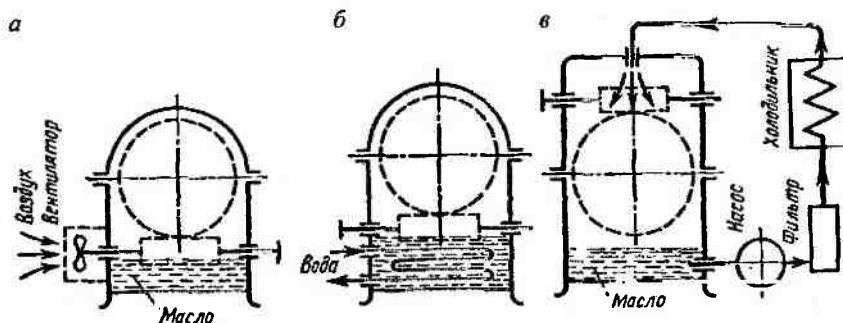


Рис. 6.30. Схемы охлаждения

щее, сколько теплоты в секунду передается одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в один градус. Зависит от материала корпуса редуктора и скорости циркуляции воздуха. Для чугунных корпусов принимают $K_T = 9 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Большие значения используют при хорошей циркуляции воздуха вокруг корпуса и интенсивном перемешивании масла (при нижнем или боковом расположении червяка); A — поверхность охлаждения корпуса (без учета поверхности дна), омываемая свободно циркулирующим воздухом, м^2 . Поверхность A определяют по размерам корпуса, полученным при эскизном проектировании. Ориентировочно A определяют по эмпирической формуле

$$A \approx 20a_w^2, \quad (6.118)$$

где a_w — межосевое расстояние, м.

Условие работы передачи без перегрева

$$t_m \leq [t_m], \quad (6.119)$$

где $[t_m]$ — максимально допускаемая температура нагрева масла. При нижнем расположении червяка $\bar{t}_{\text{н.н}} = 95^\circ\text{C}$, при верхнем — $[t_m] = 75^\circ\text{C}$. Если при расчете получили $t_m > \bar{t}_{\text{н.н}}$, то необходимо увеличить поверхность охлаждения A , применяя охлаждающие ребра (в расчете учитывается полная поверхность вертикальных ребер и только 50 % поверхности горизонтальных), или применить искусственное охлаждение, которое осуществляется следующими способами: 1) обдувают корпус воздухом с помощью

вентилятора, насаженного на вал червяка (рис. 6.30, а). При этом K_T повышается до 20...28 Вт/(м² · °С); 2) охлаждают масло водой, проходящей через змеевик (рис. 6.30, б). В этом случае K_T повышается до 90...200 Вт/(м² · °С) при скорости воды в трубе до 1 м/с; 3) применяют циркуляционные системы смазки со специальными холодильниками (рис. 6.30, в). В первых двух случаях, а также при естественном охлаждении смазка осуществляется путем погружения червяка или колеса в масло. Во избежание больших потерь на разбрызгивание и размешивание масла, а также для того, чтобы масло не вспенивалось (при этом снижаются смазочные свойства), глубина погружения колеса в масло не должна превышать высоты зуба, а глубина погружения червяка — не более высоты витка (рис. 6.30, а, б).

Расчет цепной передачи

Основным критерием работоспособности и расчета цепных передач является долговечность работы цепи на износостойкость шарниров звеньев цепи.

Расчет на износостойкость шарниров звеньев цепи выполняют как проверочный. Для получения необходимой долговечности цепной передачи из условия износостойкости шарниров среднее давление p_u в шарнирах не должно превышать допускаемого $[p_u]$:

$$p_u = F_t K_s / (A_{оп} K_m) \leq [p_u], \quad (6.120)$$

где F_t — окружная сила, передаваемая цепью, Н; $A_{оп} = d_0 b_0$ — площадь проекции опорной поверхности шарнира; d_0 — диаметр валика; b_0 — длина втулки; K_m — коэффициент, учитывающий число рядов цепи ($K_m = 1$ для однорядной цепи, $K_m = 1,7$ для двухрядной цепи); K_s — коэффициент, учитывающий условия эксплуатации:

$$K_s = K_d K_u K_p K_e, \quad (6.121)$$

где K_d — коэффициент динамической нагрузки, зависящий от типа привода (в приводах от электродвигателя $K_d = 1$ при спокойной нагрузке, $K_d = 1,5$ при нагрузке с толчками); K_u — коэф-

коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту ($K_n = 1$ при $\theta \leq 60^\circ$, $K_n = 1,25$ при $\theta > 60^\circ$); K_p — коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжений цепи ($K_p = 1,1$ для передач при регулировании оттяжными или нажимными звездочками, $K_p = 1$ для передачи с регулировкой положения одной из звездочек, $K_p = 1,25$ для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием); K_c — коэффициент, зависящий от способа смазывания передачи ($K_c = 0,8$ при непрерывном смазывании; $K_c = 1$ при капельном и внутришарнирном смазывании; $K_c = 1,5$ при периодическом смазывании); $[p_u]$ — допускаемое среднее давление, гарантирующее в процессе работы передачи с принятым сроком службы равномерный износ шарниров звеньев цепи,

$$[p_u] = C / (L_n K_v K_s) < 40 \text{ Н/мм}^2, \quad (6.122)$$

где $C = 4 \cdot 10^6$ — коэффициент работоспособности; $L_n = 5 \cdot 10^3 \dots 10^4$ ч — срок службы передачи; $K_v = \sqrt[3]{(n_1/10)^2}$ — коэффициент влияния частоты вращения n_1 ведущей звездочки на износостойкость шарниров.

Проектировочный расчет. При расчете определяют шаг цепи p исходя из допускаемого среднего давления в шарнире звена цепи. Выразив в формуле (6.120) $A_{оп}$ через шаг p ($A_{оп} \approx \approx 0,28p^2$) и решив ее относительно p , получим формулу для проектировочного расчета при среднем значении межосевого расстояния $a \approx 40p$:

$$p > 30,5 \sqrt[3]{P_1 K_v / (n_1 K_m)}, \quad (6.123)$$

где P_1 — передаваемая мощность, кВт; p — мм. Полученное значение p округляют для ближайшего стандартного. При принятом значении p заданная частота вращения не должна превосходить наибольших рекомендуемых значений n_{1max} .

Расчет валов

Основными критериями работоспособности и расчета валов являются прочность и жесткость. Так как расчет и конструирование — процессы взаимосвязанные и взаимовлияющие, то оп-

ределение необходимых размеров валов выполняется в два этапа: проектировочный расчет и проверочный расчет.

Основной расчетной нагрузкой являются крутящий M_k и изгибающий M_n моменты. Влияние сжимающих или растягивающих сил обычно мало и не учитывается.

Проектировочный расчет. На данном этапе расчета известен лишь крутящий момент M_k , численно равный передаваемому вращающему моменту M . Момент M_n можно определить только после разработки конструкции (чертежа) вала. Поэтому **проектировочный расчет вала выполняют как условный расчет только на кручение для ориентировочного определения посадочных диаметров.** При этом обычно определяют диаметр выходного конца вала, который испытывает одно кручение. Исходя из условия прочности на кручение

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

получим формулу **проектировочного расчета**

$$d \geq \sqrt[3]{M_k/(0,2[\tau_k])}, \quad (6.124)$$

где M_k — крутящий момент в расчетном сечении, Н·мм; $[\tau_k] = 12...25 \text{ Н/мм}^2$ — допускаемое напряжение при кручении. Низкое значение $[\tau_k]$ компенсирует неучтенные напряжения изгиба, характер нагрузки и концентрацию напряжений.

Полученное значение d округляют до ближайшего большего размера из чисел ряда R_{40} . По выбранному значению d с учетом удобства сборки и фиксации деталей в осевом направлении назначают остальные стандартные посадочные диаметры вала. Рекомендуется принимать такую разность диаметров ступеней вала, чтобы при сборке можно было насадить деталь, не вынимая шпонку, установленную в пазу ступени меньшего диаметра.

Диаметры вала под подшипники качения принимают с учетом размещения на них подшипников заданной долговечности и в соответствии со стандартными диаметрами их внутренних колец, которые должны оканчиваться на числа 0 или 5. Если выходной конец ведущего вала соединяется муфтой с валом электродвигателя диаметром d_3 , то рекомендуется принимать $d = (0,8...1,0)d_3$.

Окончательно размеры вала определяют после подбора подшипников, когда выявятся необходимые размеры цапф.

Проверочный расчет. Валы при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. В этом случае, как установлено практикой, основной вид разрушения валов — усталостное разрушение. Поэтому *для валов расчет на сопротивление усталости является основным расчетом на прочность.*

Проверочный расчет вала выполняют по его расчетной схеме. При составлении расчетной схемы валы рассматривают как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах. При выборе типа опоры необходимо учитывать, что перемещения валов весьма малы, и если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы, его считают шарнирно-неподвижной или шарнирно-подвижной опорой. Подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматривают как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, — как шарнирно-подвижные.

Основными нагрузками на валы являются силы от передач через насаженные на них детали: зубчатые или червячные колеса, звездочки, шкивы. Эти силы распределены по ширине венца колеса, длине ступицы, ширине подшипника и т. п. На расчетных схемах силы и вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные в полюсе зацепления и середине ступиц звездочки, шкива. Пример расчетной схемы показан на рис. 6.31, б.

Расчет на сопротивление усталости. При расчете на сопротивление усталости необходимо прежде всего установить характер цикла изменения напряжений, действующих на вал. Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу, даже при постоянной нагрузке (рис. 6.3, а), а напряжения кручения — по отнулевому циклу (рис. 6.3, б). Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что большинство валов передают переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты (знак момента изменяется только у реверсивных передач).

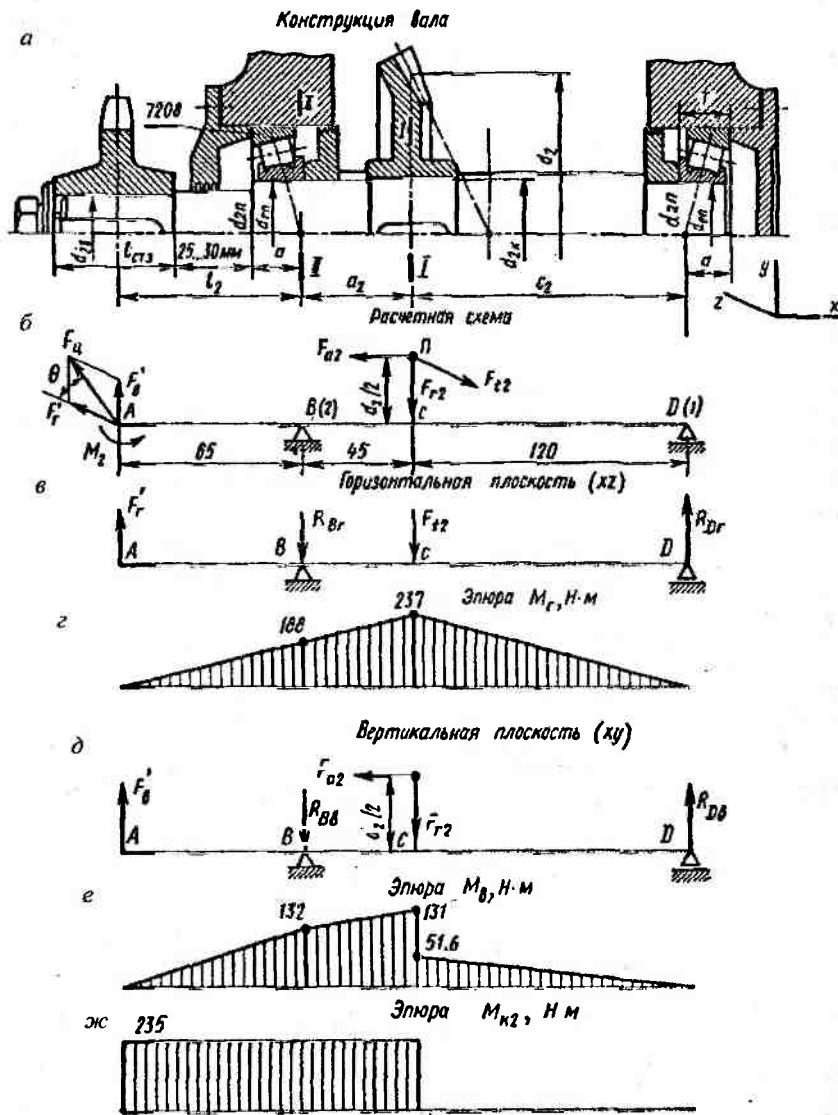


Рис. 6.31. Расчетные схемы валов

Расчет на сопротивление усталости заключается в определении расчетных коэффициентов запаса прочности s в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в

соответствии с эпюрами изгибающих и крутящих моментов, и расположении зон концентрации напряжений и сравнении их с допускаемыми значениями коэффициентов запаса прочности $[s]$. При этом должно выполняться условие прочности:

$$S = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 s_\tau^2}} \geq [s].$$

Сопротивление усталости можно значительно повысить, применив тот или иной метод поверхностного упрочнения: азотирование, поверхностную закалку ТВЧ, вибрационное обкатывание и другие методы упрочняющей обработки поверхностей.

Расчет на статическую прочность производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например, в период пуска и т.п.). При этом определяют эквивалентное напряжение по пятой гипотезе прочности (гипотезе энергии формоизменения)

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{\text{доп}}, \quad (6.125)$$

где $\sigma_n = M_n/W_{\text{ос.нетто}}$; $\tau = M_k/W_{\text{р.нетто}}$

Здесь M_n и M_k — изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении вала при перегрузке. Предельное допускаемое напряжение принимают $[\sigma]_{\text{доп}} \approx 0,8\sigma_T$.

Расчет на жесткость производят, если упругое перемещение валов (например, длинные валы, ходовые винты и шпиндели станков и др.) влияет на работоспособность связанных с ними деталей.

Для обеспечения требуемой жесткости вала выполняют его расчет на изгибную и крутильную жесткость. Изгибная жесткость валов определяется условиями правильной работы зубчатых передач и подшипников. Под действием нагрузок возникают прогибы валов и повороты их сечений под зубчатыми колесами и в подшипниках (рис. 6.32). Стрела прогиба вала y_2 и его поворот θ_2 под зубчатым колесом приводят к увеличению межосевого расстояния передачи, вызывают перекос колеса, повышенную концентрацию нагрузки по ширине зубчатого венца и, как следствие, усиленное изнашивание и даже излом зубьев. Поворот вала (угол наклона цапф θ) в подшипниках вызывает неравномерное рас-

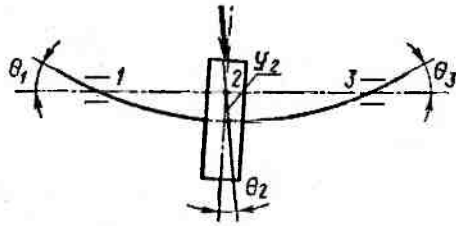


Рис. 6.32. Прогiby валов и повороты их сечений под зубчатыми колесами и в подшипниках

Условия обеспечения требуемой изгибной жесткости вала: $y_2 \leq [y_2]$ и $\theta \leq [\theta]$. Значения допускаемых прогибов $[y_2]$ и углов наклона $[\theta]$ зависят от назначения вала. Для валов передач под зубчатым колесом принимают: $[y_2] = (0,01...0,03)t$, где t — модуль, мм; $[\theta] = 0,001$ рад. Допускаемый угол наклона цапф в радиальных шарикоподшипниках $[\theta] = 0,0012$ рад, в конических роликовых $[\theta] = 0,0003$ рад. В станкостроении для валов общего назначения $[y_2] = (0,0002...0,0003)l$, где l — расстояние между опорами.

Малые значения допускаемых перемещений иногда приводят к тому, что размеры вала определяет не прочность, а жесткость. Обычно валы редуктора на жесткость не проверяют, так как расстояние между опорами сравнительно невелико. Исключение представляет червячный вал, проверка которого на жесткость обязательна.

Крутильная жесткость валов оценивается углом закручивания φ на единицу длины вала. Для валов передач крутильная жесткость не имеет существенного значения, и такой расчет не выполняют.

Расчет осей

Проектировочный расчет. Ось рассматривают как балку, свободно лежащую на двух опорах и нагруженную сосредоточенными силами, вызывающими изгиб. Поэтому проектировочный расчет осей на статическую прочность выполняют аналогично расчету балок с шарнирными опорами обычными метода-

пределение нагрузки по их ширине и особенно по длине роликов, что может вызвать защемление тел качения и кромочное разрушение роликов.

Изгибная жесткость оценивается значениями y_2 и θ , которые определяют методами сопротивления ма-

ми сопротивления материалов. По конструкции оси составляют расчетную схему. Определяют реакции опор и строят эпюру изгибающего момента M_n . Устанавливают опасное сечение, для которого требуемый диаметр оси определяют из условия прочности на изгиб: $w_{oc} \approx 0,1 \alpha^3 \geq M_n / [\sigma_n]$, откуда

$$d \geq \sqrt[3]{M_n / (0,1[\sigma_n])}, \quad (6.126)$$

где M_n — максимальный изгибающий момент, Н·мм; $[\sigma_n]$ — допускаемое напряжение изгиба, Н/мм².

Выбор $[\sigma_n]$. В неподвижных осях напряжения изгиба изменяются по отнулевому циклу — самому неблагоприятному из всех знакопостоянных циклов. В этом случае для осей, изготавливаемых из среднеуглеродистых сталей, $[\sigma_n] = [\sigma_0]_n = 100 \dots 160$ Н/мм². Меньшие значения рекомендуются принимать при наличии концентраторов напряжений. Во вращающихся осях напряжения изгиба изменяются по симметричному циклу, для них принимают $[\sigma_n] = [\sigma_{-1}]_n = (0,5 \dots 0,6)[\sigma_0]_n$. Если ось в расчетном сечении имеет шпоночный паз, то полученный диаметр увеличивают примерно на 10 % и округляют до ближайшего большего значения.

Проверочный расчет. Расчет осей на сопротивление усталости и изгибную жесткость — частный случай расчета валов при крутящем моменте $M_k = 0$.

Расчет подшипников скольжения

Расчет на износостойкость и теплостойкость выполняют как *проверочный*, когда известны диаметр d цапфы (шипа, шейки) (рис. 6.33), который определяют при проектировочном расчете вала, и ширина вкладыша b , которую назначают по рекомендации: $b \approx (0,5 \dots 1,3)d$.

При недостаточной смазке и малой угловой скорости вала подшипники скольжения работают при граничной смазке и без смазки. В этих режимах расчет подшипников выполняют условно по двум показателям: среднему давлению p между цапфой и

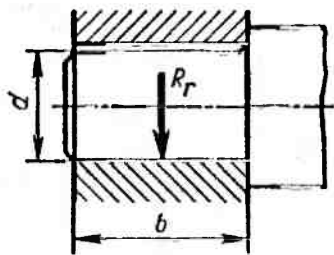


Рис. 6.33. Цапфа

вкладышем и произведению pv . Расчет по p гарантирует невыдавливание смазки и представляет собой расчет на износостойкость. Расчет по pv гарантирует нормальный тепловой режим, т. е. отсутствие заедания, и представляет собой расчет на теплостойкость. Для ограничения износа и нагрева необходимо выполнить условия

$$p = R_r / (db) \leq [p]; \quad (6.127)$$

$$pv \leq [pv], \quad (6.128)$$

где R_r — радиальная нагрузка на подшипник, Н; v — окружная скорость цапфы, м/с. Опытным путем установлены следующие допустимые значения $[p]$, Н/мм², и $[pv]$, Н/мм²·м/с:

Материал вкладыша	$[p]$	$[pv]$
Антифрикционный чугун:		
АЧК-1	0,5	2,5
АЧК-2	12	12
Бронза БрО6Ц6С3	6	10
Бронза БрА9Ж3	15	12
Баббит Б16	15	10

Если при расчете условия (6.127) и (6.128) не выполняются, то надо изменить материал или ширину вкладыша и повторить расчет.

Расчет подшипников качения

На основании теоретических и экспериментальных исследований получена кривая усталости подшипников качения (рис. 6.34, кривая не имеет горизонтального участка). Исходным для расчета подшипников на долговечность по усталостному выкрашиванию является уравнение этой кривой

$$L_{10} = (C_r / R_s)^p, \quad (6.129)$$

где L_{10} — базовая долговечность в миллионах оборотов. Термином «базовая» названа долговечность подшипника, *соответствующая 90 %-ной надежности*. (Долговечность отдельного подшипника — число оборотов, которое одно из колец подшипника

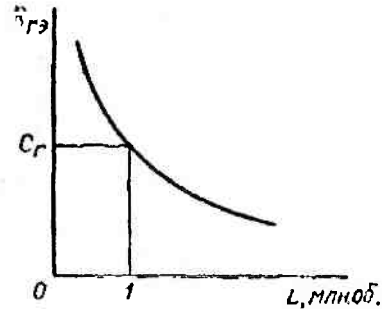


Рис. 6.34. Кривая усталости подшипников качения

делает относительно другого кольца до начала усталостного разрушения материала на одном из колец или тел качения); C_r — базовая динамическая грузоподъемность, кН, — постоянная радиальная нагрузка, которую подшипник качения может воспринимать при базовой долговечности, составляющей 1 млн оборотов (рис. 6.34). Значения C_r устанавливают на основании теоретических и экспериментальных исследований для каждого данного типа подшипника и приводят в каталогах; R_s — эквивалентная динамическая нагрузка, кН, — постоянная радиальная нагрузка, под действием которой подшипник качения будет иметь такую же долговечность, как и в условиях действительной нагрузки; p — показатель степени, зависящий от формы контактирующих тел: для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников $p = 3$ (точечный контакт тел качения); для роликовых радиальных цилиндрических и роликовых конических подшипников $p = 10/3 = 3,33$ (линейный контакт тел качения).

По формуле (6.129) определяют базовую долговечность L_{10} шариковых радиальных и радиально-упорных, роликовых радиальных с цилиндрическими роликами и роликовых конических, упорных шариковых и роликовых подшипников.

Базовая долговечность подшипника, ч,

$$L_{10ч} = \frac{10^6 L_{10}}{60n}, \quad (6.130)$$

где n — частота вращения подшипника, об/мин.

В практике отечественного машиностроения недавно, по рекомендации ISO, вместо формулы (6.129) стали применять формулу

$$L_{10} = a_1 a_{23} (C_r / R_3)^p, \quad (6.131)$$

где C_r , R_3 и p — см. формулу (6.129). При этом величину динамической грузоподъемности C_r подшипников принимают по каталогу или более поздним изданиям; a_1 — коэффициент надежности. При 90 %-ной надежности $a_1 = 1$, при 95 %-ной $a_1 = 0,62$, при 97 %-ной $a_1 = 0,44$; a_{23} — коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипников: шариковых, кроме сферических, $a_{23} = 0,7...0,8$; шариковых сферических, роликоподшипников с цилиндрическими роликами $a_{23} = 0,5...0,6$; роликовых конических $a_{23} = 0,6...0,7$.

Муфты

Муфтой называется устройство, соединяющее концы двух валов и передающее вращающий момент с одного вала на другой без изменения его значения и направления. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин состоят из узлов (сборочных единиц) и механизмов с входными и выходными валами, кинематическая и силовая связь между которыми выполняется с помощью муфт (рис. 6.35).

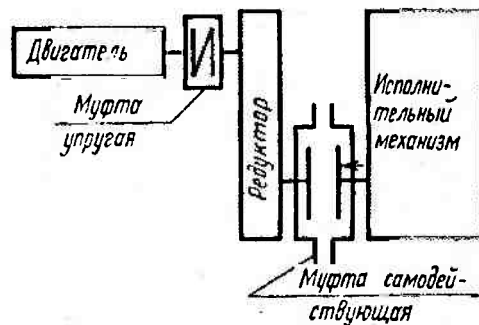


Рис. 6.35. Муфты

ду которыми выполняется с помощью муфт (рис. 6.35).

Соединение валов — основное назначение муфты, но, кроме того, муфты обычно выполняют одну или несколько дополнительных функций: обеспечивают включение и выключение исполнительного

механизма машины при работающем двигателе; предохраняют машину от аварий при перегрузках; уменьшают динамические нагрузки и дополнительно поглощают вибрации и точки соединяемых валов и деталей передачи; соединяют валы со свободно установленными на них деталями (зубчатые колеса, шкивы ременных передач и др.); компенсируют вредное влияние смещения соединяемых валов (несоосность валов). Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется

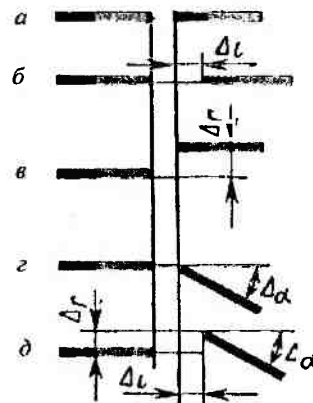


Рис. 6.36. Виды отклонений валов

некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов (рис. 6.36). Различают три вида отклонений от номинального (соосного) расположения валов (*a*): **осевое смещение** Δl (*б*), может быть вызвано также температурным удлинением валов; **радиальное смещение**, или эксцентриситет, Δr (*в*) и **угловое смещение**, или перекос, $\Delta \alpha$ (*г*). На практике чаще всего встречается комбинация указанных смещений (*д*).

Большинство муфт, применяемых в машиностроении, стандартизовано или нормализовано. В паспортных данных на муфты указаны: основная нагрузочная характеристика муфты — номинальный передаваемый вращающий момент $M_{ном}$; диапазоны посадочных диаметров отверстий и частот вращения; габаритные размеры, масса, значения смещений и др.

При проектировании новых муфт конструктивные размеры элементов муфты определяют расчетом. Стандартизованные или нормализованные муфты не рассчитывают. Их, как правило, выбирают, как и подшипники качения, по таблицам стандартов (нормалей).

Подбор муфт. Муфты подбирают по ГОСТу или ведомственным нормалям по большему диаметру соединяемых валов и расчетному моменту:

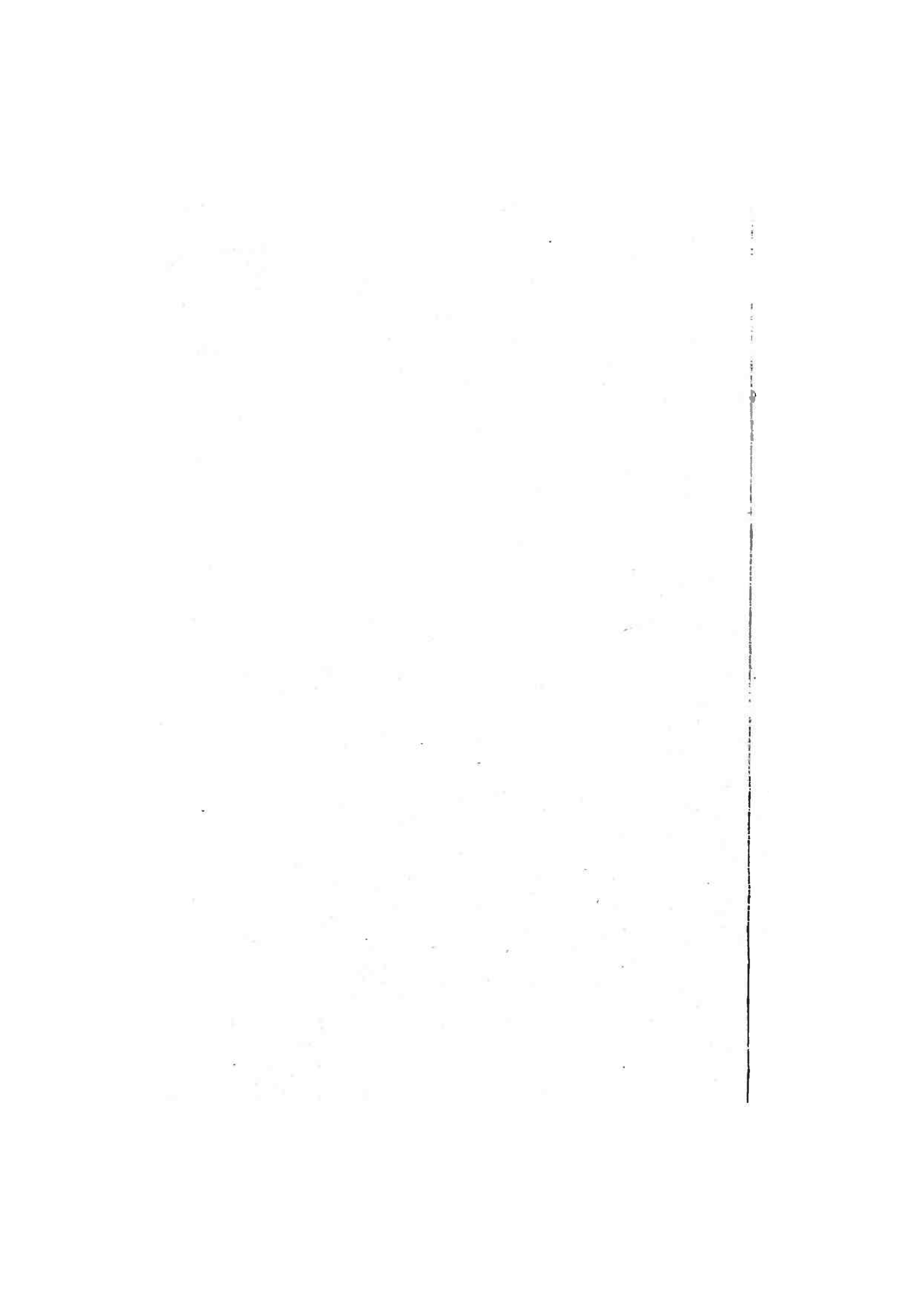
$$M_{\text{расч}} = KM \leq M_{\text{ном}}, \quad (6.132)$$

где M — наибольший делительно действующий момент на валу; K — коэффициент режима работы муфты, учитывающий условия эксплуатации. Для передач от электродвигателей принимают: $K = 1,25 \dots 2,0$ — транспортеры ленточные, цепные, скребковые; $K = 1,25 \dots 2,5$ — станки металлорежущие; $K = 2,0 \dots 3,0$ — дробилки, молоты и др.; $K = 3 \dots 4$ — краны грузо-подъемные.

Муфты изготовляют в двух исполнениях: на длинные и на короткие концы валов с цилиндрическими или коническими посадочными отверстиями. Допускается применять сочетание полумуфт в разных исполнениях с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента $M_{\text{ном}}$.

ГЛАВА 7

**МЕРЫ
БЕЗОПАСНОСТИ
ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ЭКСКАВАТОРОВ**



Для безопасного ведения всех видов работ при монтаже, эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте экскаваторов обслуживающий персонал должен строго соблюдать правила техники безопасности, действующие на горном предприятии.

Современные одноковшовые и многоковшовые экскаваторы — это сложные, энергонасыщенные машины. Нормальную эксплуатацию таких машин может обеспечить только персонал с необходимым уровнем общетехнической подготовки и прошедший специальное обучение. К управлению мощными машинами следует допускать экипажи, укомплектованные лицами, имеющими образование не ниже среднего с практическим опытом работы на машинах аналогичного типа. Обязательным требованием ко всем, допущенным к обслуживанию экскаватора, является хорошее знание заводской инструкции по эксплуатации машины.

Монтаж любого экскаватора связан с подъемом, перемещением, установкой и регулировкой крупногабаритных и тяжелых элементов и механизмов. Все рабочие места на монтажной площадке должны обеспечивать безопасность для обслуживающего персонала. Поднимать сборочные единицы и механизмы кранами следует проверенными чалочными канатами за рамы, проушины и специальные отверстия, предусмотренные для этой цели. Все детали, предназначенные только для погрузки и транс-

портировки сборочных единиц и механизмов, на монтаже должны быть срезаны, а места швов тщательно зачищены заподлицо с основным металлом. Во время монтажа и эксплуатации не допускается приварка или электроприхватка каких-либо элементов к металлоконструкциям экскаваторов, а также вырезы и отверстия, не предусмотренные проектом.

После завершения каждого этапа монтажа экскаватора проверяют соответствие проекту, количество, диаметр, качество поставленных заклепок и болтов. Не позже, чем через три месяца после пуска экскаватора в эксплуатацию, а в дальнейшем не реже одного раза в год необходимо тщательно осматривать все заклепочные, болтовые и сварные соединения. Ослабевшие заклепки переклепывают, болты подтягивают, а сварные швы с обнаруженными трещинами должны быть вырублены и заварены вновь. Трещины, обнаруженные на основном металле, необходимо рассверлить по концам сверлом диаметром 16÷20 мм. На полную глубину металла механическим способом требуется разделать под сварку трещины и заварить.

При монтажно-демонтажных работах необходимо пользоваться приспособлениями, предусмотренными заводом-изготовителем.

Состояние электрического оборудования экскаваторов, его монтаж и эксплуатация, токопровод и заземление должны отвечать и производиться в соответствии с «Правилами устройства электроустановок», «Правилами технической эксплуатации электроустановок потребителей», «Правилами техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей».

Сосуды, работающие под давлением, устанавливают и эксплуатируют в соответствии с «Правилами устройства и безопасности эксплуатации сосудов, работающих под давлением».

Установленное на экскаваторах крановое оборудование должно отвечать «Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов».

На каждом экскаваторе необходимо обязательно вести сменный журнал, в котором необходимо фиксировать:

1. Замеченные в процессе смены неполадки механизмов и меры, принятые для их устранения.

2. Продолжительность и причины простоев.
3. Выполненные в смене работы по обслуживанию машины.
4. Сменный объем выработки.
5. Указания руководящего персонала.

Сменный журнал должен постоянно находиться в кабине управления, а его заполнение — обязанность машиниста.

Рабочие, обслуживающие экскаватор, должны знать значение звуковых сигналов, подаваемых машинистом во время работы, и обязаны выполнять его указания. Машинист ответственен за безопасность в свою смену.

Смазку и очистку всех механизмов и сборочных единиц согласуют с машинистом. Запрещается смазывать открытые зубчатые передачи на станке и экскаваторе, набирая смазку руками (ее следует набирать деревянной лопаткой и ею же наносить на зубья шестерни).

Машинист совместно с другими членами экипажа должен осматривать экскаватор, обращая внимание на наличие ограждений у вращающихся частей механизмов, исправность заземления и блокирующих устройств. Неисправности, обнаруженные в заземляющем устройстве, необходимо немедленно устранить. Проверять заземления и его элементы должны один раз в год. Организация, проводившая проверку, оформляет акт. Работать с неисправным заземлением и при отключенной блокировке запрещается.

Недопустимо регулировать, смазывать и ремонтировать механизмы при работе машины. Не допускается нахождение посторонних лиц в кабине управления и машинном зале.

При работе машины все ограждения, площадки, переходы, лестницы, перила должны быть исправны и установлены на своих местах.

Все находящиеся под напряжением элементы электрических машин должны быть защищены от случайных прикосновений.

Категорически запрещается хранить на экскаваторах горючие жидкости, взрывчатые вещества или присутствовать взрывникам со снаряженными сумками. Хранение оборудования, запасных частей, материалов разрешается только в специально отведенных для этой цели местах.

При выполнении работ на стреле экскаватора необходимо пристегиваться предохранительным поясом. При скорости ветра более 8 м/с работать не разрешается.

При работах с привлечением ремонтного персонала должен быть составлен наряд-допуск, который после принятия всех необходимых мер по созданию безопасных условий работы выдают руководителю ремонта. О предстоящей работе должны быть уведомлены машинисты всех смен записью в сменном журнале. На ключах управления и всех элементах, с помощью которых подается напряжение к месту работ, при работе вывешивают плакаты: «Не включать — работают люди», на ограждениях высоковольтного оборудования: «Стой — высокое напряжение», на временных ограждениях электрооборудования: «Стой — опасно для жизни».

Для обеспечения противопожарной безопасности необходимо поддерживать в состоянии постоянной готовности весь противопожарный инвентарь (огнетушители, асбестовые полотна, лопаты, ящики с песком). Особое внимание на соблюдение правил противопожарной безопасности необходимо обращать в условиях высокой температуры окружающего воздуха. Минеральное масло, применяемое в гидравлических системах буровых станков и экскаваторов, может быть источником загорания, если оно будет разлито на платформе или в кузове оставлена промасленная обтирочная ветошь, поэтому необходимо на машине постоянно поддерживать чистоту, немедленно удалять масляные загрязнения, не допускать нагрев и заварку труб, находящихся под давлением.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Астафьев Ю.П., Близнюков В.Г., Шекун О.Г. и др.* Горное дело. — М.: Недра, 1980.
2. *Бритарев В.А., Замышляев В.Ф.* Горные машины и комплексы. — М.: Недра, 1984.
3. *Ефимов В.Н., Цветков В.Н., Садовников Е.М.* Карьерные экскаваторы: Справочник рабочего. — М.: Недра, 1994.
4. *Замышляев В.Ф., Русихин В.И., Шешко Е.Е.* Эксплуатация и ремонт карьерного оборудования. — М.: Недра, 1997.
5. *Квагинидзе В.С., Радкевич Я.М., Русихин В.И.* Ремонтная технологичность металлоконструкций карьерных механических лопат на угольных разрезах Севера. — М.: Изд-во МГГУ, 1997.
6. *Квагинидзе В.С.* Эксплуатация карьерного горного и транспортного оборудования в условиях Севера. — М.: Изд-во МГГУ, 2002.
7. *Квагинидзе В.С., Петров В.Ф., Корецкий В.Б.* Эксплуатация карьерного оборудования. — М., Изд-во МГГУ, 2007.
8. *Подерни Р.Ю.* Механическое оборудование карьеров. — М.: Изд-во МГГУ, 2003.
9. *Подерни Р.Ю.* Горные машины и комплексы для открытых горных работ. — М.: Изд-во МГГУ, 2001.
10. *Ржевский В.В.* Открытые горные работы. — М.: Недра, 1985.
11. *Томаков П.И., Наумов И.К.* Технология, механизация и организация открытых горных работ. — М.: Изд-во МГГУ, 1992.
12. *Трубецкой К.Н., Потапов М.Г. и др.* Открытые горные работы: Справочник. — М.: Горное бюро, 1994.
13. *Чулков Н.Н.* Расчет приводов карьерных машин. — М.: Недра, 1987.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1. КОНСТРУКЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ	7
1.1. Классификация экскаваторов	9
1.2. Устройство экскаваторов	11
1.3. Область применения и технические характеристики одноковшовых экскаваторов	90
2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ЭКСКАВАТОРОВ	115
2.1. Транспортирование	117
2.2. Монтаж экскаваторов	121
2.3. Техническое обслуживание	136
2.4. Возможные неисправности экскаватора и методы их устранения	176
2.5. Ремонт	184
3. РАСЧЕТ ЭКСКАВАТОРОВ	205
3.1. Определение основных параметров экскаваторов	207
3.2. Статический расчет экскаваторов	211
3.3. Тяговый расчет ходового оборудования	229
3.4. Производительность экскаваторов	240
4. ФУНКЦИОНАЛЬНЫЙ КРИТЕРИЙ ЭКСКАВАТОРОВ	251

5. РАСЧЕТ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ЭКСКАВАТОРОВ	259
5.1. Определение мощности двигателей приводов главных механизмов одноковшовых экскаваторов.....	261
5.2. Определение масс и линейных размеров конструктивных элементов одноковшовых экскаваторов.....	262
5.3. Определение нагрузок подъемного и напорного механизмов прямой механической лопаты.....	267
5.4. Определение мощности двигателей подъемного и напорного механизмов механической лопаты.....	272
5.5. Определение момента инерции вращающихся частей одноковшовых экскаваторов	276
5.6. Определение мощности двигателя поворотного механизма одноковшовых экскаваторов	279
5.7. Выбор двигателей электропривода главных механизмов одноковшовых экскаваторов.....	283
5.8. Определение мощности и выбор электрических машин преобразовательного агрегата	313
5.9. Определение тяговых усилий и мощности двигателей привода механизма гусеничного хода одноковшовых экскаваторов	317
5.10. Кинематические схемы и выбор двигателей привода механизмов гусеничного хода одноковшовых экскаваторов	319
6. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	325
7. МЕРЫ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЭКСКАВАТОРОВ	401
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	407

Валентин Суликоевич Квагинидзе
Юрий Анатольевич Антонов
Владимир Борисович Корецкий
Наталья Николаевна Чупейкина

ЭКСКАВАТОРЫ НА КАРЬЕРАХ КОНСТРУКЦИИ ЭКСПЛУАТАЦИЯ РАСЧЕТ

Режим выпуска «стандартный»

Редактор текста *О.И. Сорокина*
Компьютерная верстка, подготовка
оригинал-макета *И.А. Вершинина*
Дизайн серии *Е.Б. Капралова*
Зав. производством *Н.Д. Урбушкина*

Подписано в печать 05.11.2008. Формат 60×90/16.
Бумага офсетная № 1. Гарнитура «Times». Печать офсетная.
Усл. печ. л. 26,0. Тираж 1000 экз. Заказ 8414

«ГОРНАЯ КНИГА»

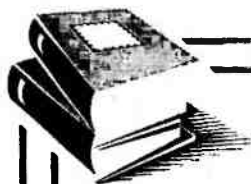
ИЗДАТЕЛЬСТВО МОСКОВСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО УНИВЕРСИТЕТА

*Оригинал-макет подготовлен в издательстве
«Горная книга»*

Отпечатано в ордена Трудового Красного Знамени
типографии им. И.И. Скворцова-Степанова
ФГУП Издательство «Известия» Управления делами
Президента Российской Федерации
Генеральный директор *Э.А. Галунов*
127994, ГСП-4, г. Москва, К-6, Пушкинская пл., д. 5
Контактные телефоны: (495) 694-36-36; 694-30-20
e-mail: izd.izv@ru.net



119991 Москва, ГСП-1, Ленинский проспект, 6,
издательство «Горная книга», Издательство МГГУ,
тел. (495) 236-97-80; факс (495) 956-90-40;
тел./факс (495) 737-32-65



К • Н • И • Г • И

**ИЗДАТЕЛЬСТВА МОСКОВСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО ГОРНОГО
УНИВЕРСИТЕТА
И ИЗДАТЕЛЬСТВА «ГОРНАЯ КНИГА»**

можно приобрести:

- ◆ в киоске Издательства МГГУ (м. «Октябрьская»-кольцевая, Ленинский просп., 6, главный корпус, 2-й этаж);
- ◆ заказать через систему «Книга—почтой»; заказы в произвольной форме направлять по адресу:

**119991 Москва, ГСП-1, Ленинский
проспект, 6, Издательство МГГУ;**

- ◆ заказать по телефонам: **(495) 236-97-80,
(495) 737-32-65;**
- ◆ заказать по факсам: **(495) 956-90-40,
(495) 737-32-65;**
- ◆ через **e-mail: info@gornaya-kniga.ru**

**Распространение книг осуществляют
Издательство МГГУ, издательство «Горная книга»
и ООО «Горкниготорг»**

**Подробная информация размещена в Интернете
на сайте www.gornaya-kniga.ru**