

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Строительные и дорожные машины»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторных работ
по курсам «Строительные, дорожные и транспортные машины»,
«Механизация в строительстве»
для студентов специальностей
1-70 03 01 «Автомобильные дороги»,
1-70 02 01 «Промышленное и гражданское строительство»

Минск 2003

УДК 69.002.5+625.7/8.002.5 (076.5)

Издание содержит задания, описание устройства и работы строительных, дорожных и транспортных машин, их краткие технические характеристики, методические указания по определению технико-эксплуатационных показателей.

Методические указания предназначены для студентов специальностей «Автомобильные дороги» при изучении курса «Строительные, дорожные и транспортные машины» и «Промышленное и гражданское строительство» при изучении курса «Механизация в строительстве» и могут быть рекомендованы для студентов других строительных специальностей.

Составители:

А.В.Вавилов, А.Я.Котлобай, А.А.Шавель, Л.И.Передня,
Б.В.Сабадах, В.В.Яцкевич, М.М.Гарост, В.А.Скоробогатый,
Д.В.Маров

Рецензенты:

А.Н.Орда, П.В.Шишлаков

© Вавилов А.В., Котлобай А.Я,

Шавель А.А. и др., составление, 2003

В в е д е н и е

При изучении студентами курсов «Строительные, дорожные и транспортные машины» и «Механизация в строительстве» предусматривается выполнение лабораторных работ, целью которых является изучение устройства и работы дорожных и строительных машин и определение их технико-экономических показателей.

Издание предназначено для оказания студентам помощи при подготовке и выполнении лабораторных работ. На лабораторных занятиях они изучают устройство и работу предусмотренных заданием машин на их натуральных образцах и моделях, используя данные методические указания.

При определении технико-эксплуатационных показателей машин следует учитывать их конструктивные параметры и конкретные производственные условия, в которых они работают. Расчеты рекомендуется выполнять с использованием ЭВМ.

Общие методические указания

Выполнению лабораторной работы должна предшествовать самостоятельная подготовка студентов, при которой каждый студент по данным методическим указаниям знакомится с заданием на конкретную работу, методикой ее выполнения и описанием устройства и работы машины по ее схеме.

Перед началом лабораторных занятий со студентами проводится инструктаж по технике безопасности. На лабораторном занятии студенты непосредственно на натурном образце или модели изучают устройство машины, особенности конструкции отдельных механизмов, их взаимное расположение и выполняемые функции. Особое внимание следует обратить на конструкцию рабочих органов машин, их приводы и способ крепления на машине. Затем на механизме или машине, запущенных в работу, студенты знакомятся с рабочим процессом машины, взаимодействием рабочего органа с обрабатываемой средой.

Каждый студент составляет отчет по выполненной лабораторной работе, оформление которого должно соответствовать стандарту

БНТУ на оформление лабораторных работ.

Работа считается выполненной и зачтенной после представления отчета по ней и собеседования, на котором преподаватель оценивает полноту выполнения задания и уровень знаний студента по выполненной работе.

Лабораторная работа № 1

СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ

1.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить конструкцию типовых деталей машин, устройство передач и их условные обозначения на схемах.

2. Вычертить условные графические обозначения типовых деталей передач в схемах.

3. Вычертить кинематическую схему механизма заданного варианта.

4. Определить основные параметры элементов передач, их геометрические размеры, основные и производственные характеристики механизма, моменты на валах, силы в зацеплении.

Т а б л и ц а 1.1

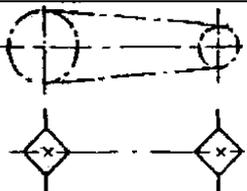
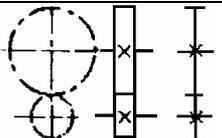
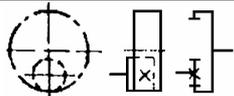
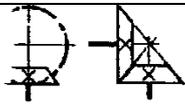
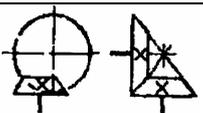
Варианты задания

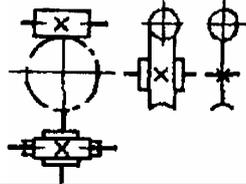
Наименование механизма и его тип	Вариант				
	Мощность двигателя, кВт, и его частота вращения, мин ⁻¹				
	1	2	3	4	5
Мешалка двухвалковая	1,7; 1440	2,2; 960	3,0; 1440	5,0; 960	3,0; 2880
Редуктор зубчатый	1,5; 1440	1,0; 960	0,8; 1440	3,0; 960	1,5; 2880
Редуктор червячный с цепной передачей	1,0; 960	1,1; 1440	2,2; 2880	1,5; 1440	5,5; 2880
Мельница лабораторная	1,0; 960	2,2; 2880	1,7; 1440	0,8; 1440	1,5; 2880
Модель редуктора	0,8; 1440	1,0; 960	0,2; 2880	1,1; 1440	1,5; 960
Двухступенчатая коробка	2,0; 960	2,8; 1400	1,7; 960	4,5; 1440	3,2; 2880

скоростей					
-----------	--	--	--	--	--

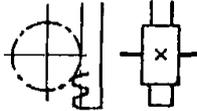
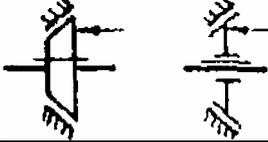
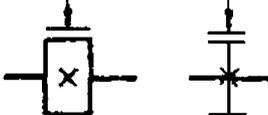
Т а б л и ц а 1.2

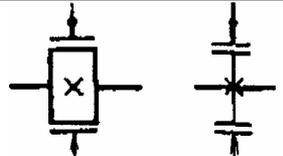
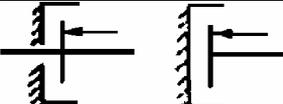
Условные обозначения типовых деталей и элементов механизмов
в кинематических схемах

Наименование	Обозначение
1	2
Передача цепью (общее обозначение без уточнения типа цепи)	
Передачи зубчатые (цилиндрические):	
внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
внутреннее зацепление	
Передачи зубчатые с пересекающимися валами (конические):	
общее обозначение без уточнения типа зубьев	
Передачи зубчатые со скрещивающимися валами:	
гипоидные	

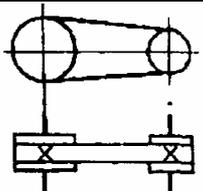
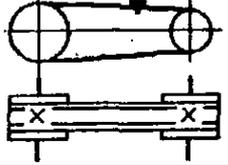
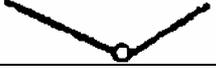
червячные с цилиндрическим червяком	
-------------------------------------	---

Продолжение табл. 1.2

1	2
Передачи зубчатые реечные	
общее обозначение без уточнения типа зубьев	
Гайка на винте, передающем движение неразъемная	
Пружины	
цилиндрические сжатия	
цилиндрические растяжения	
Рукоятка	
Гибкий вал для передачи крутящего момента	
Тормоза	
конусные	
колодочные	

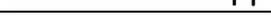
ленточные	
дисковые	

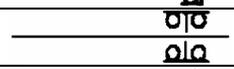
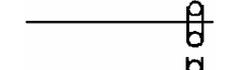
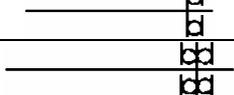
Продолжение табл. 1.2

1	2
Передачи плоским ремнем	
открытые	
перекрестные	
Передача клиновидным ремнем	
Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.	
Неподвижное закрепление оси, стержня, пальца и т. п.	
Соединение стержней	
жесткое	
шарнирное	
шаровым шарниром	
Соединение стержня с неподвижной опорой	

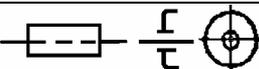
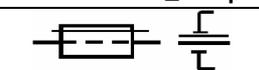
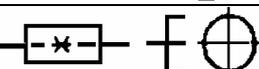
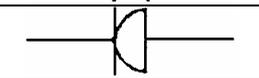
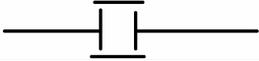
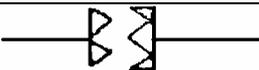
шарнирное с движением в плоскости чертежа	
шаровым шарниром	

Продолжение табл. 1.2

1	2
Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа):	
радиальный	
радиально-упорные:	
односторонний	
двусторонний	
упорные:	
односторонний	
двусторонний	
Подшипники скольжения:	
радиальный	
радиально-упорные:	
односторонний	
двусторонний	
упорные:	
односторонний	
двусторонний	
Подшипники качения:	
радиальный (общее обозначение)	
радиально-упорные (общее обозначение):	

односторонний	
двусторонний	
упорные шариковые одинарные	
двойной	

Продолжение табл. 1.2

1	2
Соединение детали с валом	
свободное при вращении	
подвижное без вращения	
глухое	
Соединение двух валов	
эластичное	
шарнирное	
телескопическое	
плавающей муфтой	
зубчатой муфтой	
Муфты сцепления кулачковые	
односторонняя	
двусторонняя	
Муфты сцепления фрикционные	
общее обозначение (без уточнения типа)	

односторонние (общее обозначение)	
двусторонние (общее обозначение)	
конусные односторонние	
конусные двусторонние	

Окончание табл. 1.2

дисковые односторонние	
дисковые двусторонние	
с колодками	
с разжимным кольцом	
Блок контактной передачи	
Двигатель	

1.2. Общие сведения о механизмах приводов

Привод к рабочему оборудованию обычно представляет собой отдельные устройства, включающие в себя различные группы механических передач, назначение которых состоит в преобразовании параметров движения двигателя и передаче их рабочему органу машины.

Таким образом, введение механической передачи как промежуточного звена между двигателем и рабочим органом машины связано с необходимостью:

1) получить значительный вращающий момент (силу) на рабочем органе машины;

2) иметь оптимальную частоту вращения (скорость движения) рабочего органа.

Для привода рабочего органа машины используются, в основном, понижающие передачи.

В каждой передаче различают два вала: входной (ведущий) и выходной (ведомый) с частотами вращения соответственно n_1 , об/мин, и n_2 , об/мин.

Основные параметры передач:

Мощность на входе $P_1 = P_{\text{ов}}$, на выходе $P_{\text{вых}}$, кВт.

Частота вращения на входе $n_1 = n_{\text{ов}}$, на выходе n_2 , об/мин.

Вращающий момент на входе $T_1 = T_{\text{ов}}$, на выходе $T_{\text{вых}}$, Нм.

Передаточное число передачи u .

Общий коэффициент полезного действия привода $\eta_{\text{общ}}$ (КПД).

1.3. Методические указания к кинематическому расчету механизмов

На первом этапе работы на натуральных образцах изучаются типовые детали машин, основные типы механических передач, устройства и вычерчиваются их условные обозначения. В последующем студенты ознакомятся с конструкцией, принципом работы заданного механизма и составляют его кинематическую схему, снабдив ее обозначениями и характеристиками.

Последовательность действий:

1. Определение конструктивных параметров передач:

1) для зубчатой и цепной передач подсчитывается число зубьев $z_{1(2)}^I; z_{1(2)}^{II}; z_{1(2)}^{III}$ и т. д.;

2) для червячной пары подсчитывается число зубьев червячного колеса и устанавливается заходность червяка z_q ; обычно $z_q = 1...4$.

При наличии в приводе ременной передачи производятся замеры наружных диаметров шкивов.

2. Определение передаточных чисел:

1) для зубчатых и цепных передач

$$u^I = \frac{z_2^I}{z_1^I}; u^{II} = \frac{z_2^{II}}{z_1^{II}} \text{ и т. д.};$$

2) для червячной пары

$$u_{\text{ч}} = \frac{z_{\text{к}}}{z_{\text{ч}}};$$

3) для ременной передачи

$$u_{\text{р}} = \frac{D_2}{D_1}.$$

3. Определение общего передаточного числа механизма (привода), например, для трехступенчатого зубчатого механизма:

$$u_{\text{общ}} = u^I u^{II} u^{III}.$$

Здесь и далее индекс 1 присваивается всем параметрам ведущего звена передачи, индекс 2 – параметрам ведомого звена; индексы *I, II, III* и т. д. указывают на соответствующие ступени привода.

Для привода, включающего червячную, ременную и цепную передачи:

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{р}} u_{\text{ч}} u_{\text{ц}}.$$

4. Определение числа оборотов валов механизма (привода). Используя данные о частоте вращения двигателя и полученные значения передаточных чисел отдельных передач, входящих в механизм, определяют частоту вращения валов, следующих после двигателя:

частота вращения второго вала

$$n_2 = \frac{n_{\text{дв}}}{u^I};$$

частота вращения третьего вала

$$n_3 = \frac{n_2}{u^{II}}, \text{ или } n_3 = \frac{n_{\text{дв}}}{u^I u^{II}} \text{ и т. д.};$$

частота вращения выходного вала

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\text{общ}}}.$$

5. Определение общего КПД привода с учетом КПД отдельных механических передач, входящих в привод, а также КПД опорных устройств:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{зуб}}^i \eta_n^j \eta_p \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{ч}},$$

где i, j – количество зубчатых пар и пар подшипников.

Значения КПД для передач и опорных устройств:

зубчатые передачи: $\eta_{\text{зуб}} = 0,97 \dots 0,98$;

подшипники качения – одна пара: $\eta_n = 0,99$;

подшипники скольжения: $\eta_{\text{nsk}} = 0,92 \dots 0,94$;

ременная передача: $\eta_p = 0,95 \dots 0,96$;

цепная передача: $\eta_{\text{ц}} = 0,95 \dots 0,96$;

червячная передача: $\eta_{\text{ч}} = 0,72 \dots 0,92$.

6. Определение мощности на валах привода.

На выходном валу

$$P_{\text{вых}} = P_{\text{дв}} \eta_{\text{общ}}, \text{ кВт.}$$

На промежуточных валах потери мощности устанавливаются с учетом потерь в кинематической цепи от двигателя до рассматриваемого вала привода.

7. Определение значений вращающихся моментов на валах $T_{\delta\epsilon}, T_2$ и т. д.

На валу двигателя

$$T_{\delta\epsilon} = 9,56 \frac{P_{\delta\epsilon}}{n_{\delta\epsilon}}, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

На n -м валу T_n устанавливается с учетом вращающего момента на предыдущем валу T_{n-1} с учетом передаточного числа ступени u_{n-1} и потерь на ступенях до рассматриваемого вала:

$$T_n = T_{n-1} u_{n-1} \eta_n, \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

8. Заполнение сводной таблицы (табл. 1.3) основных параметров механизма.

Т а б л и ц а 1.3

Основные параметры привода

Номер вала,	n , об/мин	P , кВт	T , Н·м	u	η

Лабораторная работа № 2

ИЗУЧЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить устройство и принцип работы электрореверсивной лебедки Т-66Г.

2. Изучить устройство полиспастов.

3. Из лебедки и полиспаста образовать грузоподъемный механизм.
4. Вычертить схему грузоподъемного механизма, описать его устройство и работу.
5. Определить технико-эксплуатационные параметры грузоподъемного механизма и произвести их экспериментальную проверку.

Т а б л и ц а 2.1

Варианты задания

Параметры	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Кратность полиспаста i_n	2	3	4	5	6	7
Грузоподъемность механизма Q , кг	48	48	48	66	66	66

2.2. Общие сведения об устройстве и работе грузоподъемного механизма

Грузоподъемные механизмы предназначены для подъема грузов в вертикальной плоскости. Они могут использоваться и как самостоятельные механизмы, и в качестве составных элементов грузоподъемных машин, – например, башенных кранов, способных перемещать грузы в пространстве во всех направлениях.

Изучаемый в данной работе грузоподъемный механизм (рис. 2.1) состоит из следующих элементов: электрореверсивной лебедки Т-66Г, грузового полиспаста, мачты и измерительного комплекса.

Электрореверсивная лебедка Т-66Г состоит из смонтированных на раме электродвигателя 1, тормоза 2, редуктора 3 и барабана 4.

Для электрореверсивных лебедок характерна жесткая кинематическая связь барабана с электродвигателем, при которой изменение

направления вращения барабана достигается изменением направления вращения (реверсированием) двигателя.

У электрореверсивной лебедки вал электродвигателя и барабан постоянно и жестко связаны зубчатыми парами цилиндрического редуктора и упругой муфтой.

Опускание груза в таких лебедках производится принудительно (на режиме двигателя), что обеспечивает высокую безопасность их работы.

Питание привода лебедки осуществляется от сети переменного тока напряжением 380/220 В через трехполюсный рубильник и силовые контакты магнитного пускателя.

Управление электродвигателем происходит при помощи кнопочной станции с двумя кнопками, которые служат для подъема и опускания груза. Эти операции осуществляются при нажатии и удержании соответствующих кнопок; при отпускании их барабан автоматически останавливается и затормаживается. Цапфы барабана опираются на радиально-сферические подшипники, один из которых заключен в корпусе редуктора.

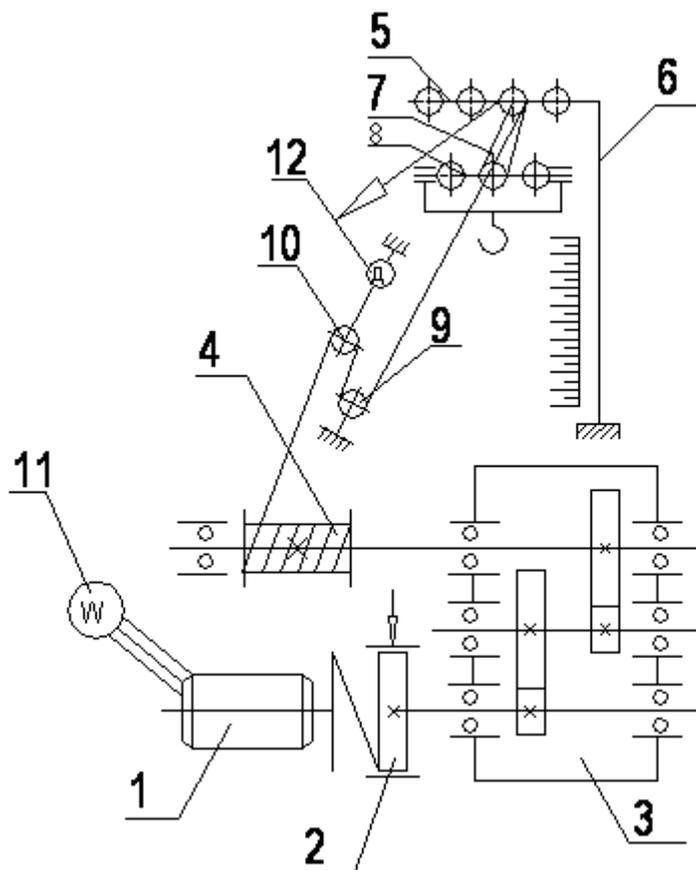


Рис. 2.1. Электрореверсивная лебедка Т-66 Г

Полумуфты, связывающие электродвигатель и редуктор, соединены между собой резиновыми вкладышами. Ведомый шкив – полумуфта – охватывают колодки гидравлического тормоза, шарнирно закрепленные на рычагах. При затормаживании под действием сжатой пружины рычаги поворачиваются на пальцах и прижимают колодки к поверхности тормозного шкива. При этом толкатель не работает; его шток находится в нижнем положении. При включении толкателя поршень выдвигает шток вверх, и рычаги, освободившись от действия пружины, расходятся, растормаживая шкив. Рас-

тормаживание заканчивается при достижении поршнем толкателя крайнего верхнего положения.

Грузовой полиспаст предназначен для подъема грузов и состоит из верхней обоймы (четыре неподвижных блока) 5, подвешенной на гуське мачты 6, и нижней обоймы (три подвижных блока) 7, подвешенной на канате 8 (см. рис. 2.1).

В грузоподъемных машинах применяются полиспасты, характерной особенностью которых является подвеска груза к подвижной обойме. Полиспаст, образованный неподвижной обоймой 5, подвижной обоймой 7 и охватывающим их канатом 8, используется для выигрыша в силе.

Основным параметром полиспаста является его кратность, которая зависит от числа подвижных и неподвижных блоков в обоймах и направления сбега каната. Если канат сбегает с блока неподвижной обоймы, кратность полиспаста равна числу задействованных подвижных и неподвижных блоков; если канат сбегает с блока подвижной обоймы, – кратность такого полиспаста на единицу больше.

В изучаемом грузоподъемном механизме канат сбегает с блока неподвижной обоймы полиспаста, поэтому его кратность всегда равна числу блоков, т. е.

$$i_n = z_{\sigma},$$

где z_{σ} – число задействованных блоков полиспаста.

Если свободный конец каната закреплен на верхней обойме, кратность полиспаста будет четной, если – на нижней, – нечетной. Кратность полиспаста показывает, во сколько раз имеет место выигрыш в силе.

Схемы запасовки каната грузового полиспаста для выигрыша в силе и получения заданной кратности показаны на рис. 2.2.

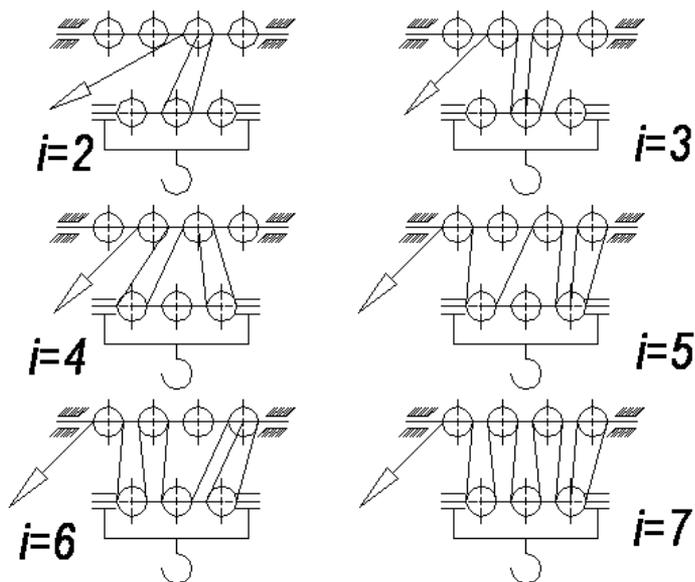


Рис. 2.2. Схемы запасовки каната грузового полиспаста

В полиспастах для выигрыша в скорости (обратный полиспаст) усилие прикладывается к неподвижной обойме. В изучаемом грузоподъемном механизме имеется и обратный полиспаст. Он образован неподвижным блоком 9, подвижным блоком 10 (к которому приложено усилие) и охватывающим их канатом 8. Передаточное отношение этого полиспаста равно $1/2$.

В измерительный комплекс изучаемого грузоподъемного механизма входят ваттметр 11, предназначенный для измерения потребляемой электродвигателем мощности, и динамометр 12 для измерения тягового усилия каната на барабане. Ваттметр включен в систему питания электродвигателя лебедки, а динамометр через систему блоков закреплен на сбегающей ветви грузового полиспаста. В измерительный комплекс входят также тахометр, секундомер и мерная линейка.

Технические характеристики лебедки Т-66Г:

Тяговое усилие, Н –	3200
Диаметр барабана, 10^{-3} м –	150
Диаметр бортов барабана, 10^{-3} м –	230
Длина барабана, 10^{-3} м –	340
Тормоз –	ТТ-160
Редуктор –	РМ-250-Ш-4
Передаточное число –	31,5
Электродвигатель типа –	АОС-42-2Ц2
Мощность, кВт –	2,8
Частота вращения, c^{-1} –	23,3

Технические характеристики грузового полиспаста:

Число блоков в неподвижной обойме, шт. –	4
Число блоков в подвижной обойме, шт. –	3
Диаметр каната, 10^{-3} м –	5,5
Диаметр блоков, 10^{-3} м –	45
Масса грузозахватного приспособления, кг –	1,0

2.3. Методические указания к определению технико-эксплуатационных параметров грузоподъемного механизма

Основными технико-эксплуатационными параметрами лебедки или грузоподъемного механизма являются: тяговое усилие каната на барабане лебедки, скорость каната при навивке его на барабан и канатоемкость барабана.

Для экспериментальной проверки необходимо произвести следующие замеры: число оборотов барабана, тяговое усилие на барабане, высоту подъема груза, время подъема груза и мощность двигателя.

Определение технико-эксплуатационных параметров и их экспериментальная проверка должны производиться в последовательности, рекомендуемой ниже.

Последовательность действий:

1. Вычисление КПД полиспаста по заданному варианту задания (табл. 2.1):

$$\eta_n = \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^u) \eta_{\text{бл}}^i}{(1 - \eta_{\text{бл}}) \cdot u},$$

где $\eta_{\text{бл}}$ – КПД блока, при установке блока на подшипниках качения $\eta_{\text{бл}} = 0,98$, на подшипниках скольжения $\eta_{\text{бл}} = 0,96$;

u – кратность полиспаста;

i – число обводных блоков.

2. Определение максимального расчетного натяжения в канате при его сбегании с барабана:

$$S = \frac{Qg}{u \cdot \eta_n \cdot z_n},$$

где z_n – число полиспастов, $z_n = 1$ – для одинарного полиспаста;

$z_n = 2$ – для сдвоенного полиспаста.

3. Выбор каната из условия:

$$F_p \geq S \cdot z_p,$$

где F_p – разрывное усилие каната в целом, Н, при проектировании кранов принимается по ГОСТам на канаты, для кранов, находящихся в эксплуатации, – по сертификатам на канат);

z_p – минимальный коэффициент использования каната – коэффициент запаса прочности, принимается по таблицам «Правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов» Проматомнадзора Республики Беларусь в зависимости от группы классификации механизмов.

4. Определение мощности электродвигателя привода:

$$P = \frac{S \cdot v_2 \cdot u}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_m}, \text{ кВт},$$

где η_m – КПД механизма привода барабана, $\eta_m = 0,85$;

$v_2 = \frac{h}{t} u$ – скорость подъема груза;

h – высота подъема груза, м;

t – время подъема, мин.

5. По заданному варианту задания выполнить пункты 1...4 для реальных механизмов подъема (табл. 2.2).

Т а б л и ц а 2.2

Характеристики механизмов подъема

За- дани е №	Грузо- подъем- ность Q , кг	Скорость подъема груза v_2 , м/мин	Наиболь- шая высо- та подъема груза h , м	Группа классифи- кации ме- ханизма	Минималь- ный коэф- фициент использова- ния канатов z_p
1	2	3	4	5	6
1	2000	30	20	M1	3,15
2	2500	30	40	M2	3,35
3	3000	20	40	M3	3,55
4	5000	20	20	M4	4,0
5	7500	10	40	M5	4,5
6	10000	10	20	M6	5,6
7	5000	15	10	M7	7,1
8	7500	15	10	M8	9,0
9	10000	15	30	M1	3,15
10	15000	10	30	M2	3,35
11	20000	10	40	M3	3,55
12	2000	30	20	M4	4,0

13	2500	20	35	M5	4,5
----	------	----	----	----	-----

Окончание табл. 2.2

1	2	3	4	5	6
14	3000	20	45	M6	5,6
15	5000	20	50	M7	7,1
16	7500	20	30	M8	9,0
17	10000	20	40	M1	3,15
18	15000	10	35	M2	3,35
19	6000	10	20	M3	3,55
20	4000	20	35	M4	4,0
21	4500	20	40	M5	4,5
22	3000	30	50	M6	5,6
23	8000	20	40	M7	7,1
24	7000	10	30	M8	9,0
25	7500	10	25	M1	3,15
26	10000	10	40	M2	3,35
27	7500	15	40	M3	3,55
28	10000	10	45	M4	4,0
29	5000	25	25	M5	4,5
30	7500	25	40	M6	5,6

Лабораторная работа № 3

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БАШЕННОГО КРАНА КБ-403Б

3.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить устройство башенного крана КБ-403Б и принцип работы его механизмов.
2. Вычертить и кратко описать схемы: общий вид крана, запосовка канатов и механизм поворота крана.
3. Изучить рабочий процесс крана и методику определения его производительности.
4. Определить производительность крана.

Т а б л и ц а 3.1

Варианты задания

Показатель	Вариант						
	1	2	3	4	5	6	7
Средняя масса поднимаемого элемента Q , кг	1	1,5	5	6	3	1,4	8
Высота подъема H , м	20	30	25	35	22	32	38
Длина пути передвижения грузовой тележки S_m , м	10	14	10	8	14	20	8
Длина пути передвижения крана по рельсам S_k , м	15	10	12	15	14	10	18
Угол поворота платформы α , град	100	90	150	180	120	135	160
Время наводки и установки t_y , мин	0,7	1,0	1,5	1,2	2,0	0,9	1,5
Время зацепки и отцепки монтируемого элемента t_3 , мин	3	5	2,5	3,5	4	7	5

3.2. Общие сведения об устройстве и работе башенных кранов

Башенные краны широко применяются в жилищном, коммунальном, промышленном и других видах строительства для выполнения монтажных работ, подачи строительных материалов и изделий на сооружаемые объекты.

Параметрический ряд серии унифицированных башенных кранов (КБ) по ГОСТ 13556–85 включает 7 основных типоразмеров. Башенные краны для массового строительства от 1-й до 5-й размерных групп предусмотрены с балочной (горизонтальной) стреловой и грузовой тележкой.

В настоящее время широкое применение в строительстве получил башенный кран КБ-403Б.

Кран КБ-403Б (рис. 3.1) выполнен на рельсовом ходу и состоит из ходовой рамы 1 с флюгерами 2 и ходовыми тележками 3, поворотной платформы 4 с размещенными на ней грузовой 5 и стрелой 6 лебедками, механизмом поворота 7, противовесом 8, башни с распоркой 9 и навесной кабиной 10, балочной стрелой 11 с грузовой тележкой 12 и механизмом 13 ее передвижения.

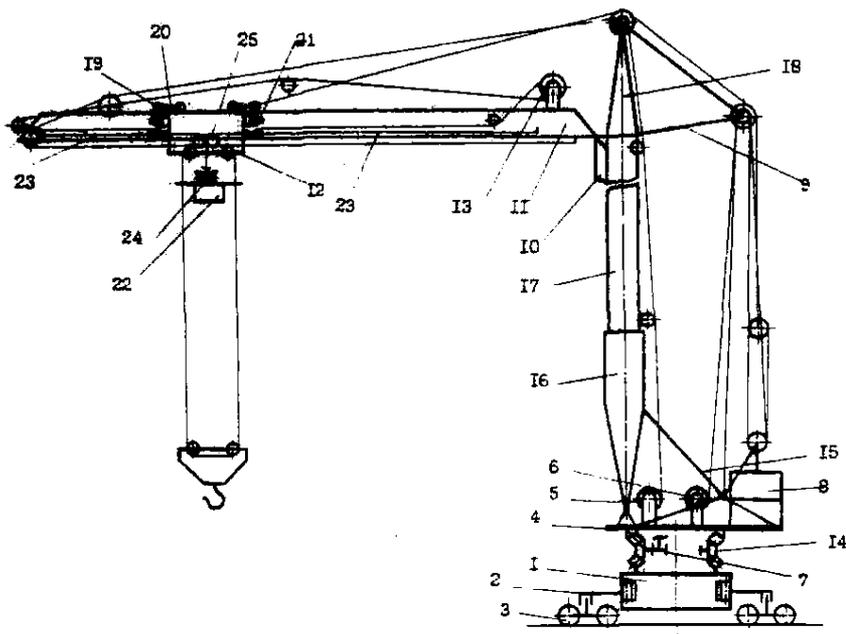


Рис. 3.1. Общий вид башенного крана КБ-403 Б

Ходовая рама 1 крана представляет собой сварное кольцо коробчатого сечения, с помощью проушин шарнирно соединенное с четырьмя диагонально расположенными флюгерами 2. Флюгеры через цапфы опираются на ходовые тележки, две из которых – ведущие. Шарнирное соединение флюгеров с ходовой рамой и тележка-

ми, которые выполнены балансирными, облегчает прохождение крана по закруглениям рельсового пути.

Для предотвращения угона крана в нерабочем состоянии ветром тележки снабжены противоугонными захватами. Поворотная платформа 4 опирается на ходовую раму 1 с возможностью вращения в горизонтальной плоскости. Это соединение осуществлено с помощью роликового опорно-поворотного устройства 14, выполняющего роль подшипника для вращения поворотной платформы.

Составная телескопическая башня решетчатой сварной конструкции, выполненная из труб, установлена на поворотной платформе шарнирно и удерживается в вертикальном положении посредством подкосов 15. Башня состоит из портала 16, секций 17, оголовка 18, распорки 9 и механизма выдвигания. Удлинение башни осуществляется снизу на необходимую высоту по мере возведения строящегося объекта.

В верхней части башни крепятся кабина 10 и стрела 11, выполненная сварной из труб. Стрела имеет направляющие для перемещения грузовой тележки в виде продольных уголков, состоит из четырех секций и может иметь длину 20, 25, 30 м.

Для увеличения высоты подъема груза стрела длиной 20 и 25 м может устанавливаться под углом 30° и 50° . Грузовая тележка 12 опирается на направляющие стрелы четырьмя парами роликов 19, которые для равномерного распределения нагрузок соединены с рамой тележки балансирными 20. Для устранения перекосов при движении тележка снабжена четырьмя боковыми роликами 21.

Привод крана выполнен много моторным, индивидуальным, с питанием электродвигателей от сети трехфазного переменного тока, и содержит пять механизмов: грузовой, стреловой, передвижения тележки (тележечный), поворота платформы и передвижения крана по рельсам. Каждый механизм снабжен отдельным реверсивным двигателем. На кране установлены три электрические реверсивные лебедки: грузовая, стреловая и тележечная.

Грузовой механизм крана (рис. 3.2) состоит из: лебедки 1; каната 2, закрепленного на барабане лебедки и огибающего неподвижный блок 3 на оголовке башни; неподвижных блоков 4 и 5 на головной части стрелы; неподвижных блоков 6 и 7 на раме 8 грузовой тележ-

ки; подвижных блоков 9 и 10 крюковой подвески 11, содержащей крюк 12. Грузовой канат образует двухкратный грузовой полиспасть 13. Второй конец грузового каната прикреплен к стреле через ограничитель грузоподъемности 14, автоматически отключающий грузую лебедку при превышении установленной грузоподъемности.

Грузовая лебедка выполнена двухдвигательной. Электродвигатели соединены последовательно с ведущим валом редуктора и включаются автоматически в зависимости от массы поднимаемого груза. Для подъема груза массой до 2 т со скоростью 58 м/мин включается один из двигателей; для подъема груза массой более 2 т со скоростью 40 м/мин включается другой двигатель, имеющий меньшую частоту вращения.

Стреловой механизм крана (рис. 3.2) состоит из: лебедки 15; каната 16, закрепленного на барабане лебедки и огибающего неподвижный блок 17 на распорке башни; трех блоков 18 неподвижной обоймы 22 и двух блоков 20 подвижной обоймы 24 стрелового полиспаста 19. Второй конец стрелового каната 16 закреплен на поворотной платформе. Неподвижная обойма 22 стрелового полиспаста крепится к поворотной платформе через две оттяжки 23. Подвижная обойма 24 стрелового полиспаста 19 соединена со стрелой посредством стрелового расчала 25, состоящего из двух канатов, огибающих блоки 26 и 27 на распорке и блоки 28 и 29 на оголовке башни. Стреловой полиспасть – четырехкратный.

Стреловая унифицированная лебедка крана Л-600С имеет обычную типовую конструкцию.

Замкнутый канатный привод передвижения грузовой тележки 8 состоит из лебедки 30 (рис. 3.2), установленной на стреле; тележечных канатов 31 и двух барабанов 32, снабженных храповыми остановами для натяжения тележечных канатов. Тележечные канаты левыми концами закреплены на барабане 32 с противоположных сторон тележки, а правыми концами – с противоположных сторон барабана 30.

При вращении барабана по часовой стрелке тележка перемещается вправо, и вылет груза уменьшается. При вращении барабана против часовой стрелки тележка перемещается влево, и вылет груза увеличивается.

Кран снабжен ограничителем высоты подъема груза (см. рис. 3.1). Упор 22 ограничителя подвешен к стреле посредством каната 23, огибающего два блока 24 на упоре и два блока 25 на тележке. Левый конец каната 23 прикреплен к передней части стрелы, правый – к рычагу конечного выключателя, расположенного на задней части стрелы. Натяжением каната 23 под действием веса упора 22 конечный выключатель замыкает цепь питания электродвигателя грузовой лебедки. При подъеме груза на максимальную высоту крюковая подвеска приподнимает упор 22; при этом канат 23 перестает воздействовать на конечный выключатель, который обесточивает двигатель. Подъем груза автоматически прекращается.

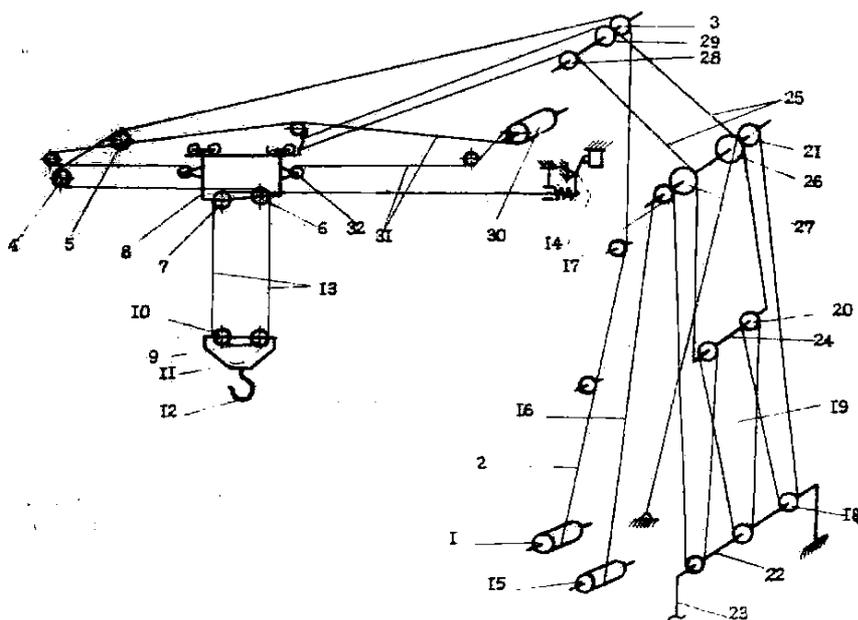


Рис. 3.2. Схема запасовки канатов

Устройство для вращения поворотной платформы крана (рис. 3.3) состоит из механизма поворота и опорно-поворотного устройства. Механизм поворота осуществляет принудительное вращение поворотной платформы, а опорно-поворотное устройство является для нее подвижной опорой (подшипником).

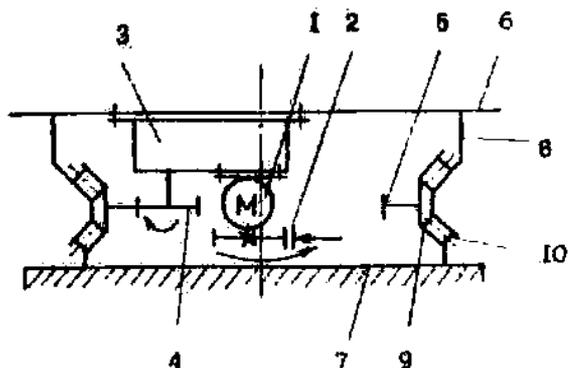


Рис. 3.3. Схема механизма вращения поворотной платформы

На кране КБ-403Б установлен унифицированный механизм поворота, применяемый для башенных кранов серии КБ. Механизм состоит из установленных в одном блоке электродвигателя 1, колодочного тормоза 2, трехступенчатого цилиндрического редуктора 3 и шестерни 4, закрепленной на ведомом валу редуктора. Шестерня 4 зацеплена с внутренними зубьями зубчатого венца 5, который выполнен как одно целое с внутренней обоймой 9 опорно-поворотного устройства. Корпус редуктора 3 прикреплен к поворотной платформе. Электродвигатель 1 имеет фланцевое крепление к редуктору.

Поворотная платформа 6 установлена на ходовой раме 7 посредством роликового двухрядного опорно-поворотного устройства. Оно, как и обычный подшипник качения, состоит из двух обойм (колец): наружной 8, внутренней 9 и двух рядов тел качения (роликов) 10 между обоймами, причем наружная обойма 8 соединена с поворотной платформой 6, а внутренняя обойма 9 вместе с зубчатым венцом 5 – с ходовой рамой 7. При вращении поворотной платформы ходовая рама, обойма 9 и венец 5 остаются неподвижными, а относительно них совершает горизонтальное вращение поворотная платформа вместе с наружной обоймой 8, перекатываясь на роликах по внутренней неподвижной обойме 9.

При включенном электродвигателе 1 через редуктор 3 приводится во вращение шестерня 4, которая, обкатываясь по зубьям венца 5, совершает планетарное движение и вовлекает во вращение механизм поворота, а вместе с ним – и поворотную платформу 6.

3.3. Методические указания по изучению рабочего процесса строительных монтажных кранов

Рабочий процесс строительных кранов осуществляется циклично. Основными операциями рабочего цикла являются: зацепка груза; подъем груза; перемещение груза в горизонтальной плоскости посредством передвижения грузовой тележки по стреле крана по рельсам и поворота поворотной платформы; наводка груза и установка его в проектное положение; отцепка груза; опускание крюка; перемещение крюка в горизонтальной плоскости к месту очередной зацепки.

Для сокращения времени цикла и повышения производительности крана широко используется совмещение операций: подъем или опускание крюка – с поворотом; поворота – с перемещением крюка в горизонтальном направлении и др.

Последовательность действий:

1. Определение суммарного времени рабочего цикла крана по формуле

$$T_{ц} = t_{м} + t_{р},$$

где $t_{м}$ – машинное время;

$t_{р}$ – время ручных операций,

$$t_{м} = A \left(\frac{H}{v_1} + \frac{H}{v_2} + \frac{2S_m}{v_m} + \frac{2S_k}{v_k} + \frac{2\alpha}{360n_n} \right), \text{ мин,}$$

где H – высота подъема груза, м;

S_m – путь передвижения грузовой тележки по стреле, м;

S_k – путь передвижения крана по рельсам, м;

α – угол поворота, град;

v_1 – скорость подъема, м/мин (58 и 40 м/мин – при массе груза до 2 и свыше 2 т);

v_2 – скорость опускания крюка, м/мин (65 м/мин);

v_m – скорость передвижения грузовой тележки, м/мин (23 м/мин);

v_k – скорость передвижения крана, м/мин (18 м/мин);

n_n – частота вращения поворотной платформы, об/мин (0,6 об/мин);

A – коэффициент, учитывающий совмещение операций; принимается в зависимости от угла поворота по табл. 3.2.

Т а б л и ц а 3.2

Коэффициент учета совмещения операций в зависимости от угла поворота

α , град	90	100	120	135	150	160	180
A	0,90	0,88	0,83	0,80	0,77	0,74	0,70

2. Определение времени ручных операций:

$$t_p = t_z + t_y,$$

где t_z – время зацепки и отцепки груза;

t_y – время наводки и установки монтируемого элемента с частичным использованием механизмов крана.

3. Определение сменной эксплуатационной производительности крана:

$$P_{см} = \frac{60 t_{см} \cdot Q \cdot k_6}{T_u}, \text{ т/см},$$

где $t_{см} = 8,2$ ч – средняя продолжительность смены при пятидневной рабочей неделе;

Q – средняя масса поднимаемого элемента, т,

$$Q = Q_{\max} k_2,$$

где Q_{\max} – грузоподъемность крана;

k_6 – коэффициент использования крана по времени работы, при монтажных работах $k_6 = 0,7...0,9$;

k_2 – коэффициент использования крана по грузоподъемности.

Лабораторная работа № 4

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

4.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить устройство и принцип работы четырехтактного карбюраторного двигателя.
2. Вычертить принципиальную схему двигателя и описать его устройство и принцип работы.
3. Определить литраж двигателя, индикаторную, литровую и поршневую мощность, часовой расход топлива и эффективный КПД.

Т а б л и ц а 4.1

Варианты задания

Наименование показателей	Вариант						
	1	2	3	4	5	6	7
Диаметр цилиндра d , мм	82	79	92	100	79	92	100

Ход поршня S , мм	70	80	80	95	80	92	95
Число цилиндров i	4	4	8	8	4	4	8
Эффективная мощность N_e , кВт	55	59	85	114	59	70	114
Частота вращения n , с ⁻¹	96,6	87,0	53,4	51,7	87,0	75,0	51,7
Удельный эффективный расход топлива q , г/кВт·ч	290	300	330	330	300	310	330

4.2. Общие сведения об устройстве и принципе работы четырехтактного карбюраторного двигателя

Карбюраторный двигатель внутреннего сгорания включает следующие механизмы и системы:

1) кривошипно-шатунный механизм, служащий для восприятия давления газов и преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала;

2) механизм газораспределения, обеспечивающий впуск в цилиндры свежего заряда и выпуск отработавших газов в строго определенные промежутки времени;

3) система питания в карбюраторном двигателе, предназначенная для приготовления горючей смеси;

4) система регулирования, автоматически изменяющая поступление горючей смеси или подачу топлива в цилиндры в зависимости от нагрузки двигателя и частоты вращения коленчатого вала;

5) система смазки, обеспечивающая непрерывное поступление смазочного масла ко всем трущимся деталям двигателя с целью уменьшения их износа, нагревания и снижения потерь мощности на преодоление трения;

6) система охлаждения, предназначенная для отвода тепла от нагреваемых деталей с целью сохранения их определенной температуры;

7) система пуска, осуществляющая пуск двигателя;

8) система зажигания, служащая для получения искры путем высоковольтного электрического разряда для зажигания рабочей смеси в цилиндре.

Принципиальная схема устройства карбюраторного двигателя

приведена на рис. 4.1.

Остов двигателя образуют неподвижные корпусные детали, которые служат для установки и крепления всех важнейших механизмов и узлов. К деталям остова относят: картер 27, блок цилиндров 37, головку 21 цилиндров, поддон 29 картера и картер маховика. Блок цилиндров 37 и картер двигателя 27 для упрощения и увеличения жесткости конструкции объединяют в одну деталь, называемую блок-картером. В блок-картере находится водяная рубашка – пространство между наружной стенкой и стенками цилиндров, заполняемое охлаждающей жидкостью. В нижней части блок-картера имеются разъемные коренные подшипники для установки коленчатого вала 30, а внутри – подшипники распределительного вала 31, приводящего в действие клапанный механизм.

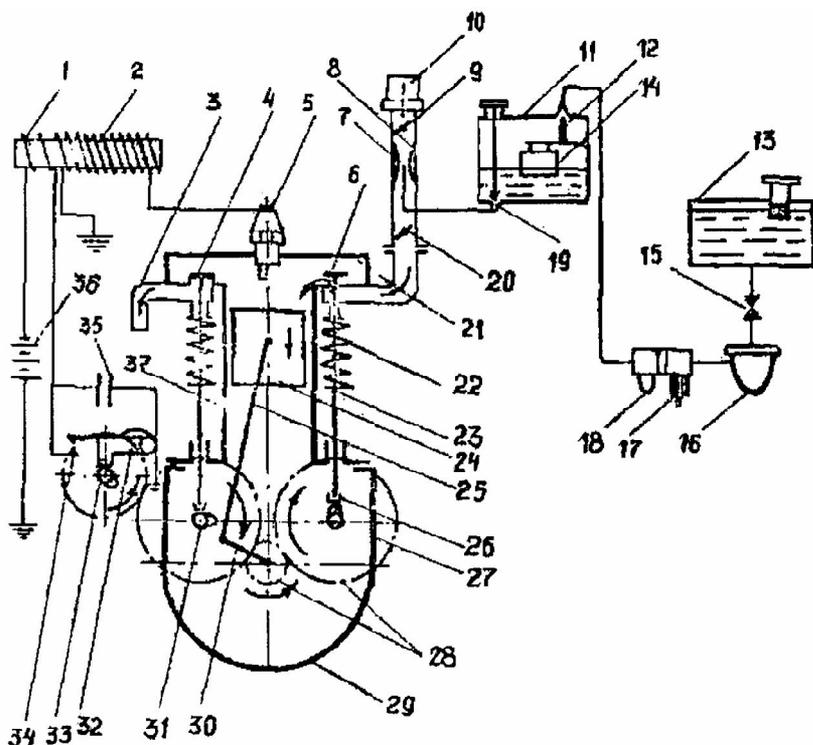


Рис. 4.1. Принципиальная схема устройства четырехтактного карбюраторного двигателя

Сверху блок-картер герметически закрывается крышкой или головкой 21 блока, в которой располагаются камеры сжатия, отверстия для электрических запальных свечей и гнезда для клапанов. Снизу блок-картер закрывается поддоном 29, используемым в качестве резервуара для масла смазочной системы.

Кривошипно-шатунный механизм включает: поршень 24 с кольцами и поршневым пальцем, шатун 25, коленчатый вал 30 и маховик (на рисунке не показан).

Механизм газораспределения состоит из распределительного вала 31 с кулачками, приводных шестерен 28, толкателей 26, впускного 6 и выпускного 4 клапанов и пружин 22.

Система питания включает: топливный бак 13, фильтры для очистки топлива 16, 18 и воздуха 10, подкачивающий топливный насос 17, карбюратор, топливопроводы и впускную трубу.

Основными деталями простейшего карбюратора являются: поплавковая камера 11, поплавков 14, игольчатый клапан 12, жиклер 19, диффузор 8, распылитель 7, воздушная 9 и дроссельная 20 заслонки. Из топливного бака 13 в поплавокую камеру 11 топливо подается насосом 17. Поплавков 14 и игольчатый клапан 12 поддерживают требуемый уровень топлива в поплавоквой камере. К распылителю 7 топливо поступает самотеком при создании над ним разрежения, возникающего при засасывании воздуха.

Система зажигания состоит из: источника тока – аккумуляторной батареи 36, индукционных катушек 1 и 2, прерывателя 32 с распределителем, свеч 5, проводов и др.

Смазочная система включает: резервуар для масла (поддон 29 картера) масляный насос, масляный радиатор, фильтры и маслопроводы.

Жидкостная система охлаждения состоит из: рубашки охлаждения, радиатора, водяного насоса, вентилятора, клапана – термостата, патрубков и трубопроводов.

Карбюраторные двигатели автомобильного типа имеют *механическую систему пуска* от электрического стартера, в которую входят: электродвигатель постоянного тока (стартер), питаемый от аккумулятора, шестеренчатая передача от вала стартера к валу двига-

теля и включающее устройство.

Рабочий цикл четырехтактного карбюраторного двигателя протекает следующим образом.

В первом такте – впуске горючей смеси при движении поршня 24 от ВМТ к НМТ в пространстве над поршнем и пневматическом тракте, соединяющем надпоршневое пространство с воздухоочистителем 10, создается разрежение, и под действием атмосферного давления воздух поступает в воздухоочиститель 10 и далее – к диффузору 8 карбюратора.

При движении воздуха через диффузор 6 карбюратора его скорость значительно возрастает, и над распылителем 7 образуется разрежение, вследствие чего топливо вытекает из распылителя, распыляется проходящим с большой скоростью воздухом, перемешивается с ним, испаряется и в виде смеси поступает в цилиндр.

Регулировка состава смеси в простейшем карбюраторе осуществляется изменением проходного сечения жиклера 19 и величины открытия воздушной заслонки 9, а количество смеси, подаваемой в цилиндр, регулируется положением дроссельной заслонки 20.

Поступление горючей смеси в цилиндр прекращается при достижении движущимся вниз поршнем 29 крайнего положения. При движении поршня в обратном направлении в цилиндре происходит **второй такт – сжатие** рабочей смеси при закрытых впускном 6 и выпускном 4 клапанах. Степень сжатия современных карбюраторных двигателей составляет 6...10. По мере уменьшения объема смеси давление и температура в цилиндре повышаются и при попадании поршня в ВМТ достигают соответственно значений 0,8...1,5 МПа и 350...450°С. К этому времени кулачок прерывателя 33, нажимая на подвижный контакт 32 прерывателя, размыкает электрическую цепь первичной обмотки 1 катушки зажигания, питаемой от аккумуляторной батареи. В результате во вторичной обмотке 2 катушки зажигания наводится ЭДС высокого напряжения до 10000...15000 В. При замыкании обмотки высокого напряжения 2 на свечу 5 между ее электродами проскакивает электрическая искра, воспламеняющая сжатую в цилиндре рабочую смесь.

В результате горения температура повышается до 2000...2500°С и давление в цилиндре возрастает до 4,0...6,0 МПа; под действием

его поршень 24 движется вниз, передавая через шатун 25 давление от энергии сгораемых газов коленчатому валу 30.

Совершается *третий такт – рабочий ход*, в конце которого открывается выпускной клапан 4, и отработавшие газы через выпускной коллектор и выхлопную трубу 3 выбрасываются в атмосферу.

Поршень *при четвертом такте – выпуске* отработавших газов – совершает движение снизу вверх, среднее давление газов в цилиндре в этот период составляет 0,105...0,115 МПа, а температура – 700...850 °С. В конце хода поршня открывается впускной клапан 6, а выпускной 4 закрывается. Рабочий цикл двигателя повторяется.

Для вывода поршня 24 из мертвых положений, в которых шатун 24 и кривошип коленчатого вала 30 располагаются на одной линии, и обеспечения поворота коленчатого вала 27 при холостых ходах (такты: впуск, сжатие, выпуск) на этом валу устанавливается маховик, накапливающий энергию при рабочем ходе.

Таким образом, полный рабочий цикл четырехтактного двигателя совершается за четыре хода поршня, т. е. за два оборота коленчатого вала. Распределительный вал 31 и валик прерывателя 33, имеющие привод от коленчатого вала 30 шестернями 28, за это время совершают по одному обороту.

При первых же оборотах коленчатого вала начинают работать смазочная система и система охлаждения, имеющие привод от коленчатого вала. Смазочная система двигателя – комбинированная: часть деталей смазывается маслом, поступающим к трущимся поверхностям под давлением (коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, подшипники распределительного вала, поршневые пальцы), а остальные детали – разбрызгиванием масла, находящегося в поддоне 29 картера. Охлаждающая жидкость (вода) водяным насосом при непрогретом двигателе направляется в рубашку охлаждения цилиндров, оттуда – в рубашку охлаждения головки цилиндров, а затем – снова к насосу. Когда температура охлаждающей жидкости достигнет 68...72°С, открываются клапаны термостата, и вода из рубашки охлаждения головки цилиндров через термостат и верхний патрубок направляется в радиатор для охлаждения, после чего через нижний патрубок снова поступает в насос.

4.3. Методические указания к определению показателей карбюраторного двигателя

Последовательность действий:

1. Определение литража двигателя – суммарного рабочего объема цилиндров, выраженного в литрах:

$$V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S \cdot i, \text{ л,}$$

где d – диаметр цилиндра в дм;

S – ход поршня в дм;

i – число цилиндров.

2. Определение среднего эффективного давления:

$$p_e = \frac{N_e \tau}{2Vn}, \text{ МПа,}$$

где N_e – эффективная мощность, снимаемая с коленчатого вала;

τ – тактность двигателя или число ходов поршня за один цикл;

n – частота вращения коленчатого вала, с^{-1} .

3. Определение среднего индикаторного давления:

$$p_i = \frac{p_e}{\eta}, \text{ МПа,}$$

где η – механический КПД, для карбюраторных двигателей

$\eta = 0,7 \dots 0,85$.

4. Определение индикаторной мощности, развиваемой в цилиндрах двигателя:

$$N_i = \frac{2p_i V n}{\tau}, \text{ кВт.}$$

5. Определение литровой мощности двигателя:

$$N_{л} = \frac{N_e}{\tau V}, \text{ кВт/л.}$$

6. Определение поршневой мощности:

$$N_n = \frac{N_e}{Fi} = \frac{N_e}{\frac{\pi d^2}{4} i}, \text{ кВт/дм}^2.$$

7. Определение часового расхода топлива:

$$G_m = N_e \frac{q_e}{10^3}, \text{ кг/ч,}$$

где q_e – удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч.

8. Определение эффективного КПД:

$$\eta_e = 3600 \frac{N_e}{G_m H_n},$$

где H_n – низшая удельная теплота сгорания топлива, для автомобильных бензинов $H_n = 44000$ кДж/кг.

Лабораторная работа № 5

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ

5.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить особенности процессов рабочего цикла четырехтактного дизеля.
2. Вычертить принципиальную схему механизма или системы и

описать их работу.

3. Определить эффективную мощность, вращающий момент, удельный и общий расход топлива при заданной продолжительности работы дизеля.

Т а б л и ц а 5.1

Варианты задания

Показатели	Вариант						
	1	2	3	4	5	6	7
Частота вращения коленчатого вала двигателя, с ⁻¹	26,3	28,4	29,1	27,2	30,2	28,4	27,2
	27,2	30,1	30,0	28,6	34,3	30,1	28,6
	29,2	33,2	32,0	30,2	35,0	33,2	30,2
	30,2	35,0	35,0	33,3	36,7	35,0	33,3
Продолжительность работы при заданном режиме t , мин	8	7	7	8	10	8	12
	12	13	13	12	20	12	28
	30	27	27	30	25	30	15
	10	13	13	10	5	10	5

5.2. Общие сведения об устройстве и работе дизельного четырехтактного двигателя

В *дизельном двигателе внутреннего сгорания* (рис. 5.1) рабочий процесс протекает в полости, образованной цилиндром 3, поршнем 4 и головкой 5, в которой установлены впускной и выпускной клапаны 6. Поршень соединяется шатуном 2 с коленчатым валом 1, при вращении которого поршень в цилиндре движется возвратно-поступательно вверх и вниз. Происходит заполнение цилиндра горючей смесью (смесь топлива и воздуха в определенном соотношении), сжатие ее и воспламенение. Газы, образующиеся при сгорании топлива, расширяясь, совершают механическую работу; их давление воспринимается поршнем и через шатун передается на коленчатый вал. Полученный на коленчатом валу крутящий момент с маховика 7 передается на трансмиссию машины. После расширения цилиндр очищается от отработавших газов для нового заполнения его свежей горючей смесью. Все эти процессы и составляют периодически повторяющийся рабочий цикл ДВС, который

состоит из четырех тактов:

1. **Впуск.** Поршень движется от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней (НМТ). Надпоршневой объем увеличивается, и в цилиндре создается разрежение, под действием которого в него через открытый впускной клапан засасывается атмосферный воздух. Такт впуска заканчивается (происходит закрытие впускного клапана) не в момент прихода поршня в НМТ, а после того, как он переместится от НМТ к ВМТ на величину, соответствующую $40...60^\circ$ угла поворота коленчатого вала. Хотя поршень в это время движется вверх, давление в цилиндре некоторое время остается ниже атмосферного, и воздух продолжает поступать.

2. **Сжатие.** Поршень движется от НМТ к ВМТ; оба клапана закрыты. Объем над поршнем уменьшается, и в цилиндре в результате большого давления повышается температура сжимаемого воздуха. В конце такта сжатия, когда поршень не доходит до ВМТ на $15...30^\circ$ угла поворота коленчатого вала, в цилиндр под большим давлением через форсунку вводится топливо, перемешивается с воздухом и от его температуры самовоспламеняется. К приходу поршня в ВМТ в камере сжатия происходит интенсивное горение топлива и резкое повышение давления.

3. **Расширение.** Оба клапана закрыты; в камере сжатия происходит догорание топлива. Поршень под действием давления газов движется от ВМТ к НМТ, в результате чего совершается работа. К концу такта давление и температура в цилиндре падают.

4. **Выпуск.** За $40...60^\circ$ до прихода поршня в НМТ открывается выпускной клапан, и отработавшие газы давлением внутри цилиндра выбрасываются в атмосферу. Когда поршень пройдет НМТ, он выталкивает газы на всем протяжении до ВМТ. После этого начинается новый цикл.

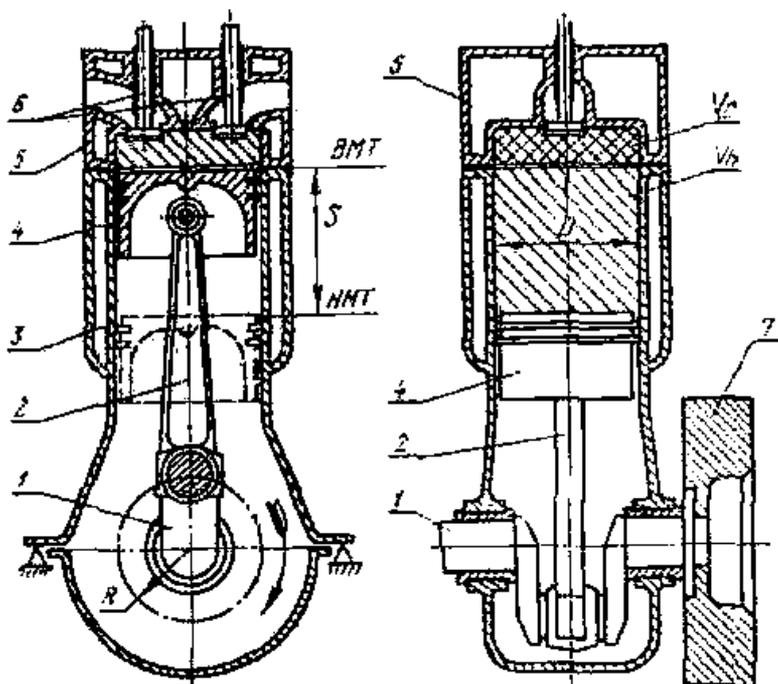


Рис. 5.1. Схема двигателя внутреннего сгорания

Рабочий процесс дизеля с наддувом происходит следующим образом. Наполнение цилиндров воздухом осуществляется путем принудительной подачи его под давлением с помощью центробежного компрессора, который приводится во вращение турбиной, работающей от отработавших (выхлопных) газов двигателя. Такой агрегат называют газотурбонагнетателем, а сам процесс – турбонаддувом.

Работа газотурбонагнетателя осуществляется следующим образом (рис. 5.2). Во время выпуска отработавшие газы по выпускным трубопроводам 1 поступают через сопла на лопатки рабочего колеса 6 турбины 2 и вращают ее. Рабочее колесо 5 компрессора 4 установлено на общем с турбиной роторе 3. Вращаясь вместе с турбиной, компрессор подает под избыточным давлением (0,03...0,06 МПа) воздух по впускным трубопроводам 7 в цилиндры двигателя. При-

менение турбонаддува увеличивает мощность двигателя.

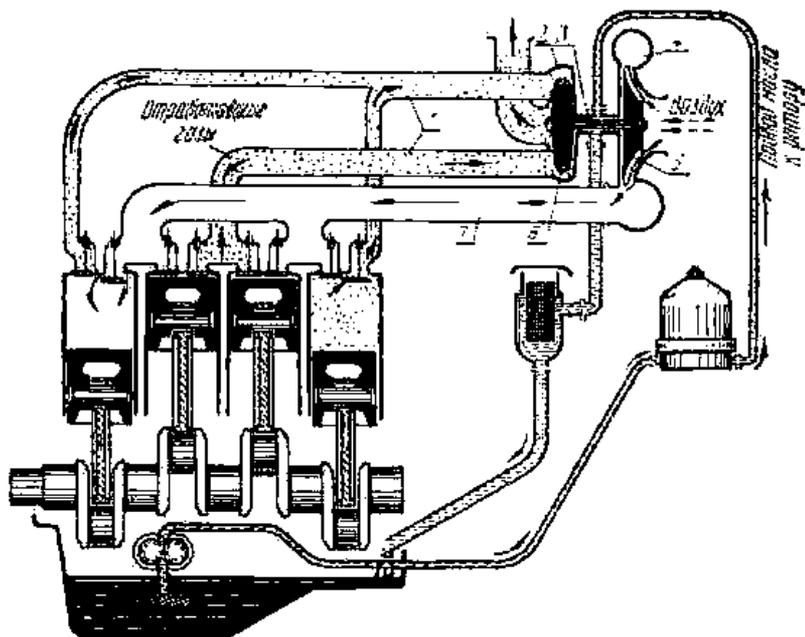


Рис. 5.2. Схема работы дизеля с наддувом

Дизельный четырехтактный двигатель состоит из узлов и деталей, объединенных в кривошипно-шатунный и газораспределительный механизмы и системы питания, смазки, охлаждения и пуска.

Принципиальная схема устройства дизельного четырехтактного двигателя приведена на рис. 5.3.

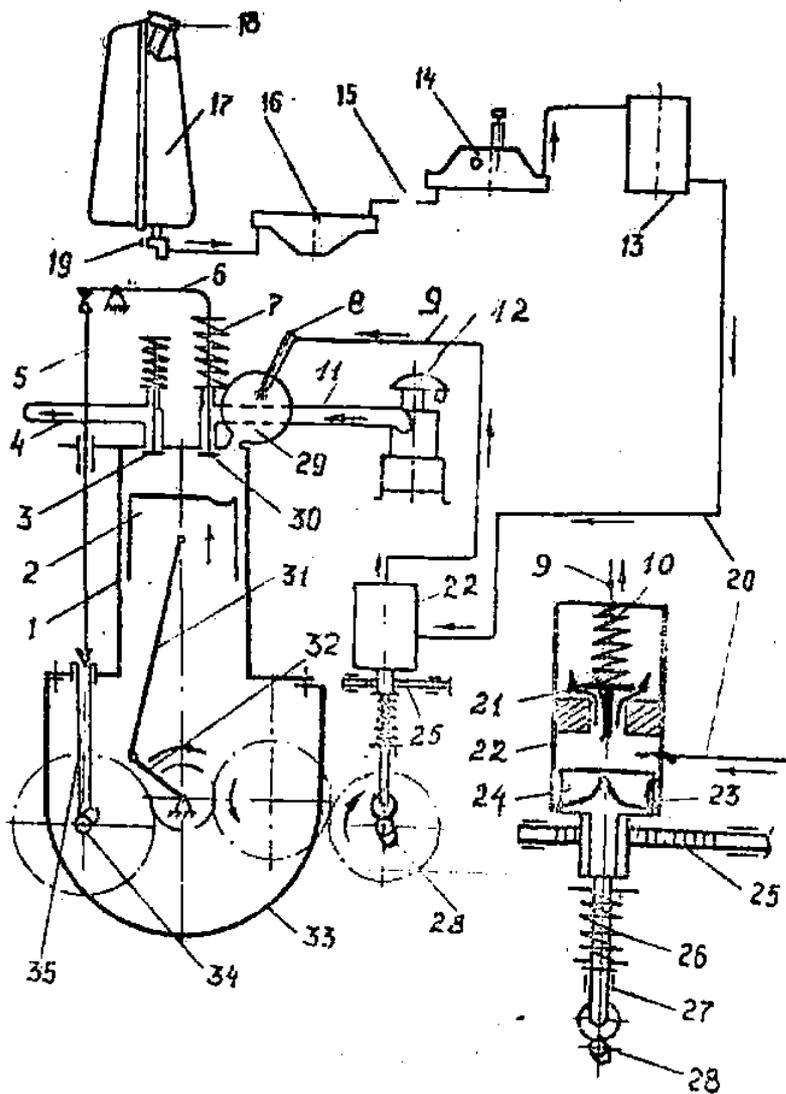


Рис. 5.3. Принципиальная схема устройства дизельного четырехтактного двигателя

Для установки и крепления основных механизмов и узлов двигателя служит его *остов*, состоящий из картера 33 и цилиндра 1. В дизельных двигателях строительных и дорожных машин установ-

ливается, как правило, несколько цилиндров, образующих блок цилиндров, который отливают как одну деталь, называемую блок-картером. Сверху блок цилиндров герметически закрывается головкой блока. В нижней части блок-картера имеются разъемные подшипники для установки коленчатого вала 32, а внутри – подшипники распределительного вала 34. Снизу блок-картер закрывается поддоном, используемым в качестве резервуара для масла смазочной системы.

В верхней части блок-картер имеет рубашку охлаждения – пространство между наружной стенкой и стенками цилиндров, заполняемое охлаждающей жидкостью. В головке блока цилиндров имеются камеры сгорания 29, отверстия для крепления форсунок 8, гнезда для клапанов и рубашка охлаждения.

Кривошипно-шатунный механизм включает коленчатый вал 32, шатун 31, поршень 2, соединенный с шатуном поршневым пальцем, и маховик, установленный на конце коленчатого вала (на рисунке не показан).

В дизельных двигателях применяется *газораспределительный механизм* с верхними (подвесными) клапанами, расположенными в головке блока. Основными деталями газораспределительного механизма в этом случае являются: распределительный вал 34, толкатели 35, штанги 5, закрепленные на оси коромысла 6, впускные 30 и выпускные 3 клапаны, пружины 7 клапанов, шестерни привода распределительного вала.

Система питания дизеля состоит из двух частей: системы питания двигателя воздухом, предназначенной для очистки и подачи воздуха в цилиндры, и топливной системы, предназначенной для подачи в цилиндры под высоким давлением и в определенный момент соответствующего нагрузке количества жидкого топлива. К системе питания двигателя воздухом относятся воздухоочиститель 12 и впускные трубопроводы 11. Основными элементами топливной системы являются: топливный бак 17 с сетчатым фильтром 18, фильтры грубой 16 и тонкой 13 очистки топлива, подкачивающий насос 14, насос высокого давления 10, форсунки 7, трубопроводы низкого 15 и высокого 9 давления. Топливный насос высокого давления служит для подачи к форсункам дизельного топлива под вы-

соким давлением.

Топливный насос имеет ряд секций, число которых соответствует количеству цилиндров двигателя. На рис. 5.3 показано устройство одной секции. Основными элементами секции топливного насоса являются гильза 22, плунжер 24 и нагнетательный клапан 21, прижимаемый к своему гнезду пружиной 10. Внутренняя поверхность гильзы 22 и наружная поверхность плунжера 24 обработаны с высокой степенью точности за счет индивидуальной притирки, что исключает возможность утечки топлива между их поверхностями. Плунжер перемещается в неподвижно закрепленной гильзе вниз пружиной 26, а вверх – кулачковым валом 28 и толкателем 27. При нижнем положении плунжера в пространство гильзы над плунжером через открытое впускное отверстие в ее боковой поверхности по трубопроводу 20 поступает топливо. Как только верхняя торцовая кромка плунжера при движении вверх пройдет у впускного отверстия гильзы, а его боковая поверхность закроет последнее, давление топлива над плунжером резко повысится, и под действием этого откроется нагнетательный клапан 21 (при $p = 10...13$ МПа). При этом топливо из гильзы по трубопроводу высокого давления 9 и через форсунку 6 подается в камеру сгорания цилиндра.

Нагнетание топлива в цилиндре будет продолжаться до тех пор, пока отсекающая кромка 23 фигурной выточки на поверхности плунжера при его движении вверх не достигнет впускного отверстия гильзы.

В этот момент топливо из пространства над плунжером через боковую прорезь и соединенную с ней выточку на плунжере начнет перетекать во впускное отверстие. При этом давление над плунжером, несмотря на дальнейшее движение последнего вверх, упадет, что приведет к закрытию пружиной 10 клапана 21 и прекращению подачи топлива в цилиндр.

При постоянной величине полного хода плунжера 24 его нагнетательный ход, а следовательно, и количество топлива, подаваемого в цилиндр, изменяется поворотом плунжера 24 вокруг его оси в неподвижной гильзе 22. В результате этого отсекающая кромка 23 фигурной выточки на плунжере раньше или позже совместится с впускным отверстием гильзы при его движении вверх, а следовательно, вытечет больше или меньше топлива из надплунжерного

пространства во впускное отверстие и, соответственно, больше или меньше топлива будет подаваться в цилиндр. Для поворота плунжеров на их нижних концах закреплены зубчатые секторы, находящиеся в зацеплении с рейкой 25 топливного насоса. Рейка 25 перемещается вручную или автоматически всережимным регулятором центробежного типа в сторону увеличения или уменьшения подачи в зависимости от нагрузки на двигатель.

Смазочная система двигателя – комбинированная, т. е. некоторые детали смазываются маслом, поступающим под давлением (коренные и шатунные подшипники, подшипники распределительного вала, поршневые пальцы оси коромысел, шестерни механизмов и систем), а другие – разбрызгиваемым маслом.

Система охлаждения дизельных двигателей бывает жидкостной и воздушной. В первом случае отвод тепла от узлов и деталей осуществляется путем омывания блока цилиндров и головки блока охлаждающей жидкостью (чаще всего – водой). Особенностью жидкостной системы охлаждения дизелей является то, что рубашки охлаждения пускового и дизельного двигателей соединены между собой, в результате чего при работе первого происходит подогрев деталей второго двигателя водой, нагретой в рубашке охлаждения пускового двигателя, что ускоряет прогрев и пуск основного двигателя.

Так как большинство дизелей имеет термостат в системе охлаждения, то при температуре охлаждающей жидкости до 68...72°C она циркулирует по малому замкнутому кругу: насос – рубашка охлаждения головки цилиндров – рубашка охлаждения пускового двигателя – насос. При достижении охлаждающей жидкостью температуры выше 68...72°C клапан термостата открывается, и вода циркулирует по большому замкнутому кругу: насос – рубашка охлаждения блока цилиндров – рубашка охлаждения головки цилиндров – радиатор – насос. При воздушном охлаждении двигатель обдувается холодным воздухом с помощью мощного вентилятора.

Система пуска служит для запуска дизельного двигателя в работу, для чего используется пусковой карбюраторный двухтактный или четырехтактный двигатель, вал которого через муфту сцепления, редуктор, шестерню привода соединяется с зубчатым венцом, закрепленным на маховике коленчатого вала дизеля.

Рабочий процесс четырехтактного дизельного двигателя (рис. 5.3) протекает следующим образом.

Под действием вращающегося коленчатого вала 32 через шатун 31 приводится в движение поршень 2, а через шестерни привода – распределительный вал 34 и кулачковый вал 28 топливного насоса. При положении поршня 2, близком к верхней мертвой точке (ВМТ), кулачок распределительного вала 34 перемещает толкатель 35 вверх, последний посредством штанги 5 нажимает на коромысло 6, которое, поворачиваясь относительно оси крепления, давит на впускной клапан 30 и, преодолевая усилие сжатия пружины 7, открывает его.

При движении поршня 2 от ВМТ к НМТ в цилиндре над поршнем 2 создается разрежение ($p = 0,07 \dots 0,095$ МПа), в результате чего через воздухоочиститель 12, трубопровод 11 и открытый впускной клапан в цилиндр засасывается очищенный от пыли воздух. Происходит такт впуска. При дальнейшем движении поршня 2 от НМТ к ВМТ впускной клапан 30 закрывается под действием пружины 7, так как кулачок распределительного вала 34 к этому времени поворачивается и прекращает свое воздействие на толкатель 35. Осуществляется второй такт – сжатие воздуха в цилиндре 1, в результате которого давление воздуха при подходе поршня 2 к ВМТ возрастает до 3,0...4,0 МПа, а его температура – до 500...550°C. К этому времени вал 28 топливного насоса поворачивается настолько, что его кулачок через толкатель 27 перемещает вверх плунжер 23 секции топливного насоса.

Вследствие этого в момент подхода поршня к ВМТ в камеру сгорания цилиндра топливным насосом по трубопроводу высокого давления 9 через форсунку 8 подается определенное количество топлива. В камере сгорания происходит испарение впрыснутого топлива, перемешивание его со сжатым воздухом и самовоспламенение образовавшейся рабочей смеси под действием высокой температуры воздуха, сжатого в цилиндре. В результате в цилиндре до 6,0...10,0 МПа возрастает давление газов, под действием которого поршень 2 движется вниз и через шатун 31 передает усилие на кривошип коленчатого вала 32, заставляя его ускоренно поворачиваться.

При подходе поршня 2 к НМТ давление газов в цилиндре понижается до 0,4...0,5 МПа, и открывается выпускной клапан 3, привод которого осуществляется от распределительного вала 34, как и впускного клапана 30. Поршень 2 движется от НМТ к ВМТ, и отработавшие газы через открытый выпускной клапан 3 и выпускную трубу 4 выбрасываются в атмосферу. При достижении поршнем ВМТ рабочий цикл дизеля заканчивается. Вновь открывается впускной клапан 30, закрывается выпускной 3, и начинается следующий рабочий цикл.

Таким образом, полный рабочий цикл четырехтактного дизельного двигателя осуществляется за четыре хода поршня, что соответствует двум оборотам коленчатого вала 32. Распределительный вал 34 и вал 28 топливного насоса делают за это время по одному обороту. Изменение состава горючей смеси в дизелях достигается за счет изменения количества топлива, подаваемого топливным насосом через форсунку в цилиндр.

5.3. Методические указания к определению технико-эксплуатационных показателей дизельных двигателей

Для оценки автотракторных двигателей с точки зрения динамических и экономических качеств при различных режимах работы (скоростной режим, нагрузка) по экспериментальным данным строятся кривые, которые выражают зависимости их эксплуатационных показателей и носят название характеристик. Основные характеристики двигателей внутреннего сгорания – скоростная и нагрузочная.

Скоростная характеристика дизельного двигателя, показывающая изменение эффективной мощности N_e , вращающего момента M_e и удельного расхода топлива q_e в зависимости от частоты вращения n коленчатого вала, приведена на рис. 5.4.

Пользуясь скоростной характеристикой дизеля, определяют:

1. Расход топлива при заданной продолжительности работы на указанном режиме:

$$G = \frac{q_e N_e t}{1000 \cdot 60}, \text{ кг,}$$

где q_e – удельный расход топлива на указанном режиме работы, г/кВт·ч;

N_e – эффективная мощность двигателя на указанном режиме, кВт;

t – продолжительность работы на указанном режиме, мин.

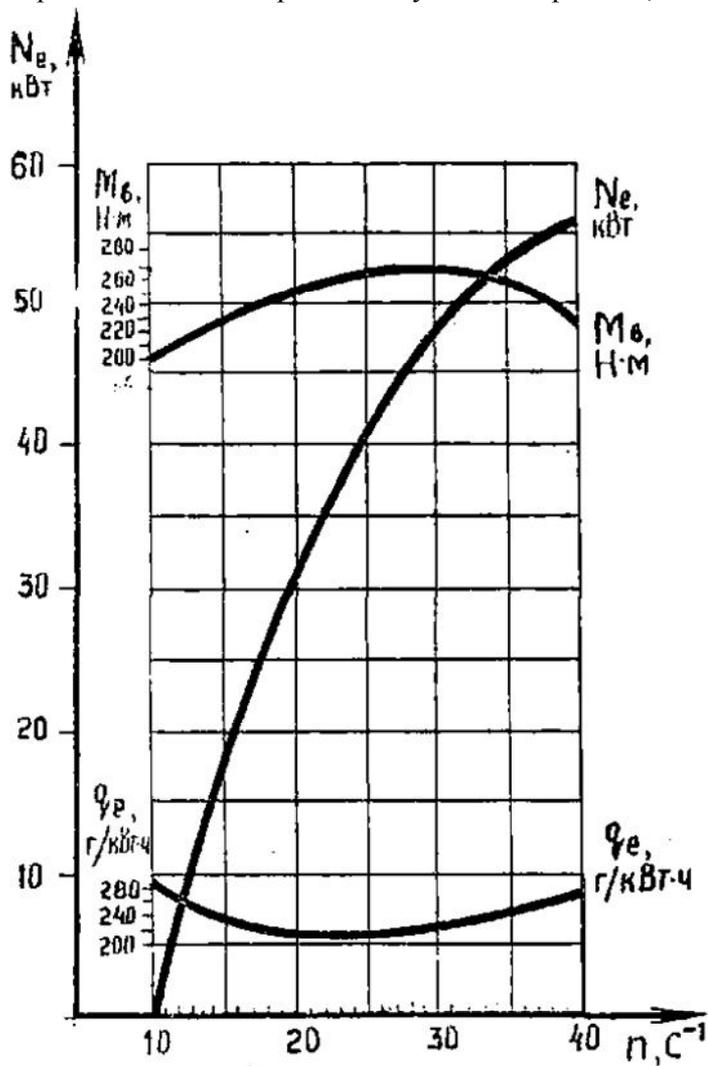


Рис. 5.4. Скоростная характеристика дизельного двигателя

2. Полный расход топлива для работы двигателя на указанных режимах в течение заданного времени

$$G_m = G_1 + G_2 + G_3 + G_4, \text{ кг,}$$

где G_1, G_2, G_3, G_4 – расход топлива на указанных режимах работы двигателя.

Значения эффективной мощности, эффективного вращающего момента и удельного расхода топлива принимаются непосредственно из скоростной характеристики по заданной частоте вращения вала.

Результаты определения показателей двигателя сводятся в табл. 5.2.

Т а б л и ц а 5.2

Технико-экономические показатели дизельных двигателей

№ пп	Заданные значения		Эффективная мощность, кВт	Эффективный вращающий момент, Н·м	Удельный расход топлива, г/кВт·ч	Расход топлива, кг
	Частота вращения, с ⁻¹	Продолжительность работы, мин				
1	2	3	4	5	6	7

Лабораторная работа № 6

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВЫХ МАШИН И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

6.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить общее устройство транспортно-тяговых машин строительного комплекса.
2. Изучить назначение, устройство и работу дифференциала ведущего моста транспортно-тяговых машин.

3. Изучить назначение, устройство и работу ходовой части транспортно-тяговых машин.

4. Вычертить схему машины, ходовой части, описать ее устройство и работу.

5. Определить силу тяги на крюке трактора в соответствии с вариантом задания.

Т а б л и ц а 6.1

Варианты задания

Показатели	Вариант				
	1	2	3	4	5
Тип трактора	Т-130	ДТ-75В	Т-130	ДТ-75В	Т-130
Характеристика пути движения	очень рыхлый грунт		неуплотненный грунт	плотный грунт	
Номера передач при движении	1, 2, 3	1, 2, 3	4, 5, 6	4, 5, 6	2, 3, 4
Уклон пути	подъем 8°	спуск 5°	спуск 6°	подъем 9°	подъем 11°

6.2. Общие сведения об автомобилях, колесных тягачах и промышленных тракторах в строительстве

При производстве строительных работ используются **грузовые автомобили**, которые разделяются на *универсальные* – бортовые, имеющие кузова-платформы с откидными бортами, – *автосамосвалы* – автомобили с опрокидными кузовами с задней или боковой разгрузкой и *специализированные автомобили* – цистерны, битумовозы, цементовозы, автобетоносмесители, контейнеро-, панеле- и фермовозы, автомобили для перевозки длинномерных грузов (ропуски). Для перебазирования дорожных и строительных машин используются автопоезда, включающие тягач и прицепную или полуприцепную платформу – трейлер.

Для повышения проходимости машин и соблюдения норм давления на дорожные покрытия автомобили выпускают с различным

числом колесных осей (мостов).

Основными частями автомобиля являются: двигатель, шасси и кузов (рис. 6.1). *Двигатель* 1 предназначен для преобразования тепловой энергии, получаемой при сгорании топлива, в механическую работу. *Шасси* представляет собой комплекс агрегатов и механизмов, предназначенных для передачи крутящего момента от двигателя к ведущим колесам, передвижения автомобиля и управления им. Шасси состоит из трансмиссии, ходовой части и механизмов управления.

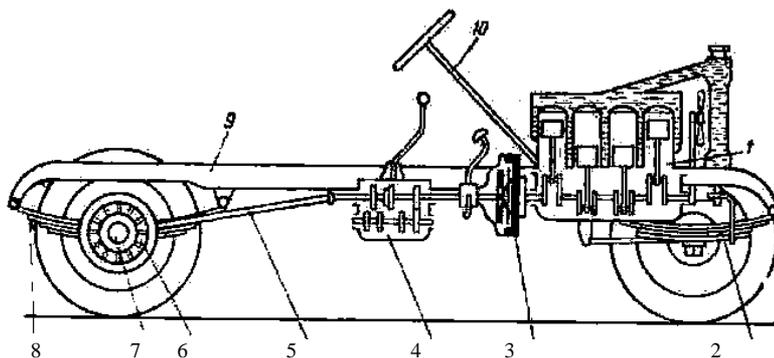


Рис. 6.1. Схема расположения основных агрегатов и механизмов на автомобиле

Трансмиссия (силовая передача) предназначена для изменения, распределения и передачи крутящего момента от вала двигателя 1 к ведущим колесам машины. Она состоит из механизма сцепления 3, коробки передач 4, карданной передачи 5, главной передачи 6, дифференциала 7 и полуосей. Коробка передач служит для изменения передаточного числа, крутящего момента и направления движения, передаваемого от двигателя на ведущие колеса, что необходимо для выбора оптимальных режимов движения в зависимости от дорожных условий и степени загрузки автомобиля. Муфта сцепления позволяет при переключении передач отсоединить двигатель от трансмиссии и вновь соединить их без остановки автомобиля, а также служит для плавного трогания автомобиля с места.

Раздаточную коробку устанавливают на автомобилях повышенной проходимости с двумя ведущими мостами и более. Она предна-

значена для распределения потока мощности между ними.

В *ходовую часть* входят рама 9, на которой крепятся все узлы и агрегаты автомобиля, подвеска (передняя и задняя), передний 2 и задний 8 мосты и колеса автомобиля.

Механизмы управления автомобиля состоят из двух самостоятельных систем: рулевого управления 10 и тормозной системы. Направление движения автомобиля изменяют путем поворота передних колес.

Особенностью ведущих мостов является наличие главной передачи и дифференциала (рис. 6.2). *Главная передача* служит для увеличения крутящего момента и передачи движения под прямым углом к заднему мосту, а *дифференциал* перераспределяет крутящий момент между колесами при движении машины на повороте. Крутящий момент от карданного вала передается на ведущую шестерню 1 главной передачи, от которой приводится во вращение ведомая шестерня 2, скрепленная с корпусом 7 дифференциала. Внутри коробки дифференциала установлены конические шестерни-сателлиты 6, свободно вращающиеся на осях 5 и находящиеся в зацеплении с коническими шестернями 4 полуосей (приводных валов) 3 ведущих колес.

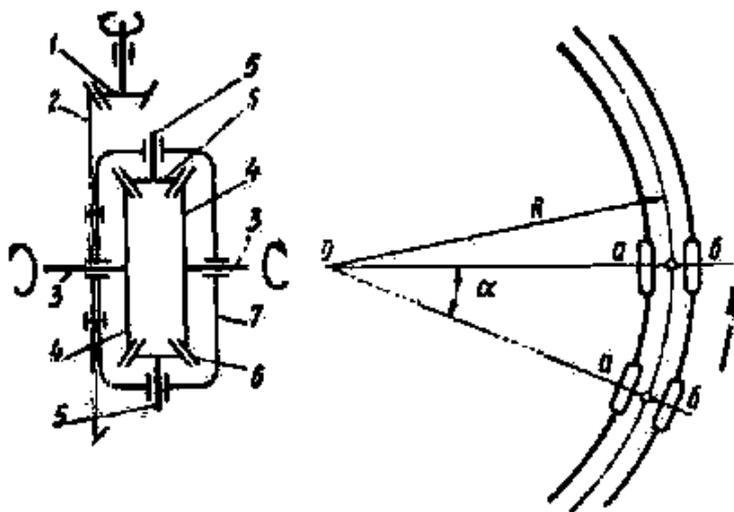


Рис. 6.2. Схема главной передачи и дифференциала (а) и траектория движения колес автомобиля на повороте (б):

1, 2 – шестерни главной передачи; 3 – ведущие полуоси; 4 – шестерни полуосей;
5 – оси сателлитов; 6 – сателлиты; 7 – корпус дифференциала

При прямолинейном движении, когда ведущие колеса проходят одинаковый путь, а, следовательно, вращаются с одинаковой частотой, сателлиты, не вращаясь, передают крутящий момент от коробки дифференциала на шестерни левой и правой полуосей. При повороте (рис. 6.2) внешнее колесо проходит больший путь (б – б), чем внутреннее колесо (а – а), с большей скоростью. Следовательно, частота вращения конической шестерни полуоси внешнего колеса больше, чем у внутреннего. При этом сателлиты, продолжая движение совместно с коробкой дифференциала, вращаются вокруг собственных осей, обегая шестерню полуоси внутреннего колеса и позволяя полуосям вращаться с различной частотой.

В качестве базовых машин для навесного и прицепного оборудования используются специальные колесные тракторы и гусеничные тракторы.

Колесные тракторы по ходовому устройству разделяют на одноосные и двухосные (рис. 6.3). *Одноосный трактор* может передвигаться и выполнять рабочие операции, только будучи агрегатированным с различными видами оборудования. Выпускают одноосные тракторы массой 9...27 т, мощностью 145...900 кВт. *Двухосные тракторы* в отличие от одноосных могут передвигаться самостоятельно, без агрегатирования. По схеме поворота они подразделяются на машины с одной управляемой осью – передней или задней, с бортовым поворотом или с шарнирно-сочлененной рамой.

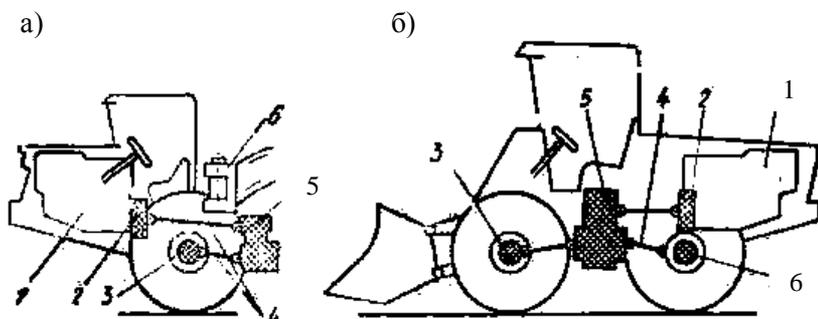
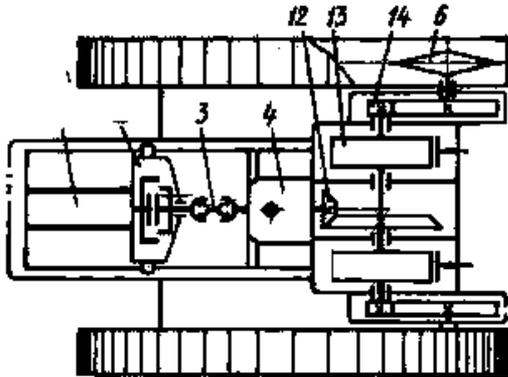


Рис. 6.3. Компоновочные схемы колесных тягачей:

- а – одноосного; б – двухосного; 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – ведущие мосты; 4 – карданные валы; 5 – коробка передач; 6 – шарнир сцепного устройства с агрегируемым оборудованием

В строительстве широкое применение находят **тракторы** общего назначения и промышленные. *Тракторы общего назначения* рассчитаны, главным образом, на реализацию тягового усилия на крюке на повышенных скоростях (10...12 км/ч), что характерно для сельскохозяйственных работ. Они мало приспособлены для длительной работы в режиме малых скоростей (3...4 км/ч) с максимальным тяговым усилием. *Промышленные тракторы* предназначены для работы с различными видами навесного оборудования. При высокой проходимости они реализуют высокие тяговые усилия во время работы с прицепным оборудованием на тяжелых грунтах. Наиболее распространена компоновочная схема промышленных гусеничных тракторов, представленная на рис. 6.4.



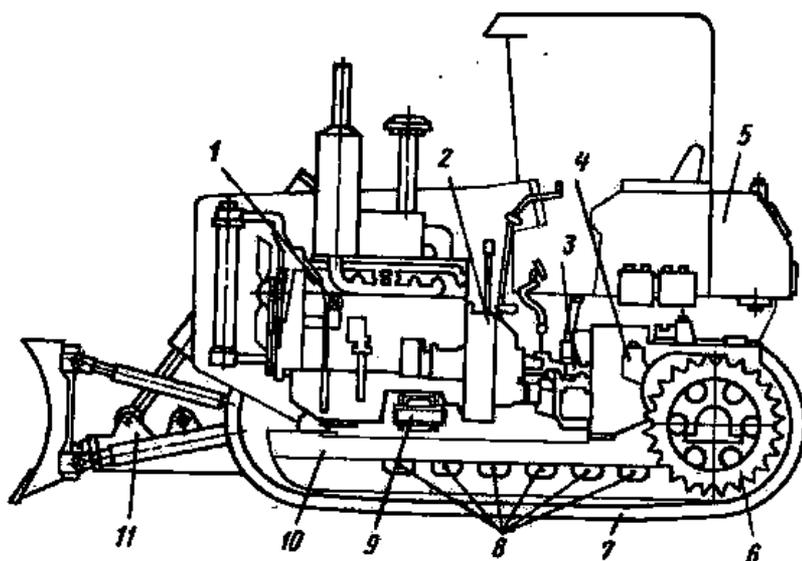


Рис. 6.4. Компонировочная схема гусеничного трактора:

- 1 – двигатель; 2 – сцепление; 3 – карданная передача; 4 – коробка передач;
 5 – топливный бак; 6 – ведущая звездочка; 7 – гусеница; 8 – оси опорных катков;
 9 – поперечная рессора; 10 – рама гусеничной тележки; 11 – навесное
 оборудование; 12 – главная передача; 13 – бортовые фрикционы с тормозами;
 14 – бортовые редукторы

Ходовая часть – это совокупность элементов шасси, образующих ходовую тележку самоходных и прицепных машин. Она предназначена для передвижения, передачи нагрузки на опорную поверхность, обеспечения устойчивости машин, реализации тягового усилия через движитель (устройство, преобразующее энергию силовой установки в линейное движение машины).

Пневмоколесные ходовые части находят наиболее широкое применение в мобильных строительных и дорожных машинах. Основным элементом пневмоколесных ходовых частей является пневматическая шина (рис. 6.5), состоящая из покрышки, камеры, в которую накачивается воздух, ободной ленты и вентиля. Иногда применяют бескамерные шины, представляющие собой покрышки, герметически прилегающие к ободам (рис. 6.5 б). Существуют шины высокого давления (0,5...0,7 МПа) и низкого давления (0,12...0,35 МПа). Давление на опорную поверхность определяется,

в основном, давлением воздуха в шине. Для повышения проходимости машин по слабым грунтам применяют шины сверхнизкого давления (0,05...0,08 МПа). В зависимости от соотношения H/B (рис. 6.5 д) различают шины обычные ($H/B = 0,9...1,1$), широкопрофильные ($H/B = 0,4...0,9$), арочные ($H/B = 0,3...0,4$) и пневмокатки ($H/B = 0,2...0,35$). У обычной шины наружный диаметр D связан с высотой H и диаметром обода d зависимостью

$$D \approx 2H + d .$$

Маркировка шин наносится на боковины и состоит из двух чисел через тире, например: 14,00 – 20. Первое число характеризует ширину профиля B , второе – внутренний диаметр (или посадочный диаметр) d (в дюймах).

В пневмоколесные ходовые части входят упругие элементы подвески (рис. 6.6), предназначенные для снижения динамических нагрузок, действующих на раму машины при передвижении. В качестве таких элементов используют рессоры – пакет (набор) стальных полос переменной жесткости, – пружины, торсионы (стержни, работающие на кручение).

а)

б)

д)

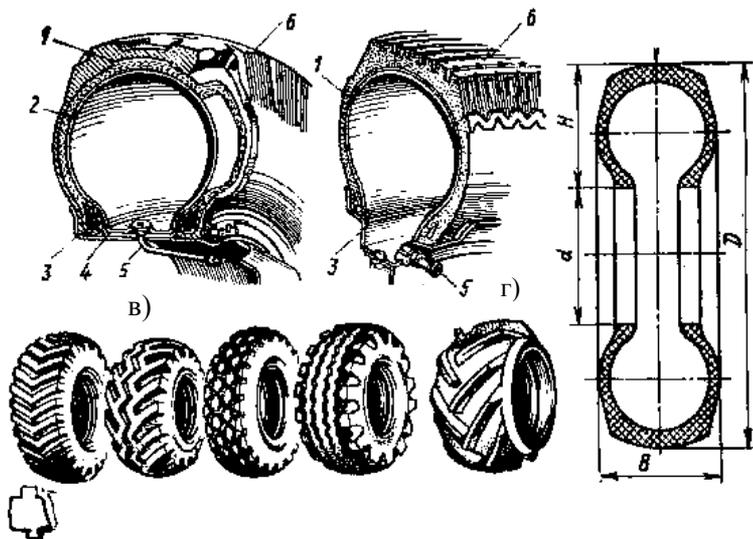


Рис. 6.5. Пневматические шины:

а – камерная; б – бескамерная; в – типы рисунков протекторов; г – арочная;
 д – основные размеры шины; 1 – покрышка; 2 – камера; 3 – обод колеса;
 4 – ободная лента (флеп); 5 – вентиль; 6 – протектор

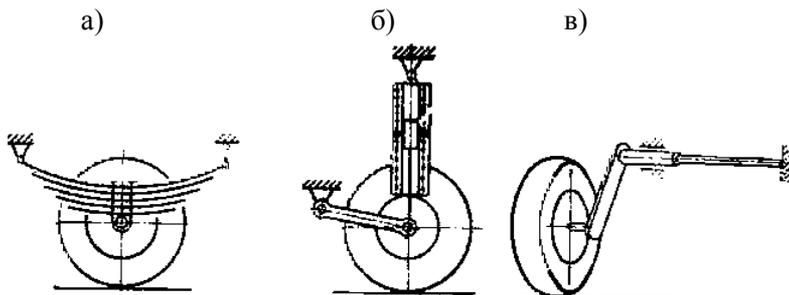


Рис. 6.6. Упругие подвески: а – рессорная; б – пружинная; в – торсионная

Гусеничные ходовые части обеспечивают повышенную проходимость тракторов, экскаваторов, погрузчиков и других машин. Основа такой ходовой части – гусеница – замкнутая цепь, состоящая из шарнирно соединенных разборных или неразборных звеньев, на которых шарнирно прикреплены башмаки с грунтозацепами различной формы или траки.

Гусеничные ходовые части могут быть жесткими малоопорными (рис. 6.7 а), жесткими многоопорными (рис. 6.7 б), упруго балансируемыми (рис. 6.7 в) и индивидуально-эластичными. У жестких гусеничных ходовых частей оси опорных катков укреплены неподвижно на раме машины или гусеничной тележки, у упругих они могут перемещаться, копируя все неровности опорной поверхности и улучшая тем самым сцепление. Жесткие многоопорные и упруго-балансируемые гусеничные ходовые части могут быть конструктивно выполнены в виде гусеничных тележек, жестко соединенных с рамой машины (в экскаваторах) или присоединенных с помощью упругих элементов (например, широко распространенная конструкция полужесткой подвески многих промышленных тракторов, рис. 6.8 а).

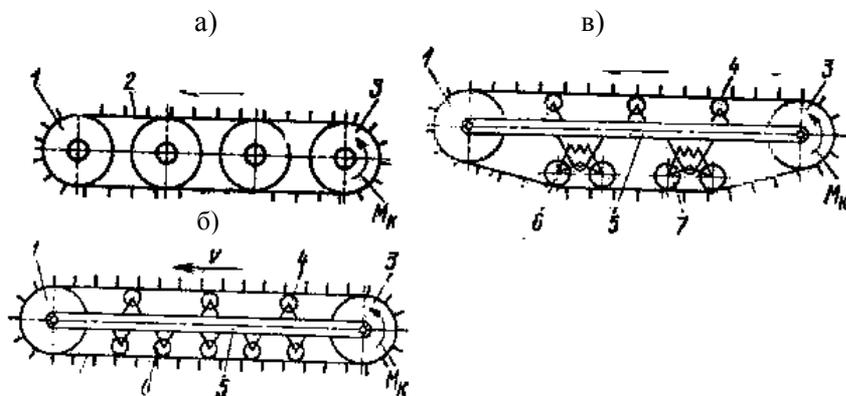


Рис. 6.7. Гусеничные ходовые части:

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

Машины с гусеничными ходовыми частями по сравнению с пневмоколесными имеют большую поверхность опоры, лучшее сцепление с грунтом, повышенную проходимость в условиях бездорожья и слабых грунтов при малом давлении на грунт (0,04...0,1 МПа), способны преодолевать уклоны до 50 %. К недос-

таткам гусеничных ходовых частей строительных и дорожных машин следует отнести их большую массу (до 40 % общей массы машины), сложность конструкции, интенсивное изнашивание, малую транспортную скорость (до 12 км/ч); их передвижение по дорогам с усовершенствованными покрытиями не допускается во избежание порчи последних.

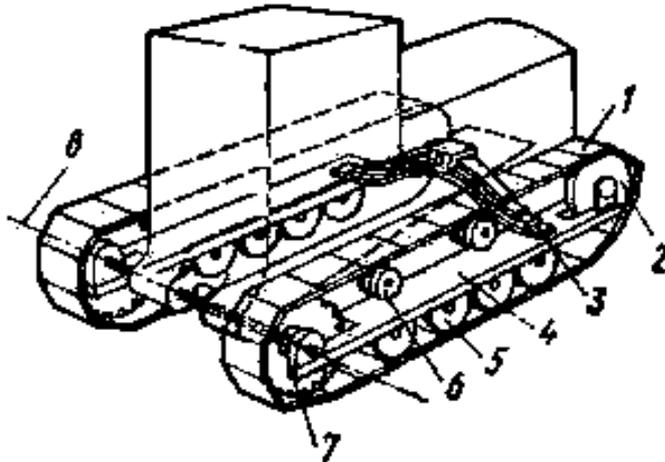


Рис. 6.8. Полу жесткая подвеска гусеничного трактора:

- 1 – гусеница; 2 – направляющее колесо (натяжное); 3 – поперечная рессора;
- 4 – рама гусеничной тележки; 5 – опорные катки; 6 – поддерживающие катки;
- 7 – ведущее колесо; 8 – геометрическая ось ограниченного качания гусеничных тележек относительно основной рамы

6.3. Методические указания к определению силы тяги на крюке гусеничного трактора

Одним из основных эксплуатационных параметров трактора является его тяговое усилие на крюке. Сила тяги на крюке трактора $P_{кр}$ зависит от его мощности, скорости движения и характера пути движения и может быть определена по формуле

$$P_{кр} = P - P_f ,$$

где P – сила тяги, развиваемая на ходовом аппарате трактора;

P_f – сопротивление движению трактора.

Значение P принимается из сопоставления силы тяги, развиваемой трактором по мощности P_N и по сцеплению $P_{сц}$.

Значения P_N и $P_{сц}$ определяются по формулам:

$$P_N = \frac{N_o \eta}{v}; \quad P_{сц} = mg\varphi,$$

где N_o – мощность двигателя трактора, кВт (табл. 6.2);

v – скорость движения, м/с;

η – коэффициент полезного действия (КПД) силовой передачи,
 $\eta = 0,80 \dots 0,86$;

m – масса трактора, кг;

g – ускорение силы тяжести, м/с²;

φ – коэффициент сцепления ходового аппарата с грунтом (табл. 6.3).

Т а б л и ц а 6.2

Технические характеристики гусеничных тракторов

Показатели	Марка трактора	
	ДТ-75В	Т-130
Мощность двигателя, кВт	58,8	118
Скорость движения вперед, м/с		
1	1,51	0,88
2	1,69	1,09
3	1,88	1,26
4	2,09	1,51
5	2,32	1,89
6	2,59	2,19

7	3,19	2,54
8	–	3,08
Масса, кг	6490	14030

Если $P_N < P_{cy}$, то принимается $P = P_N$; если $P_N > P_{cy}$, то принимается $P = P_{cy}$, так как в этом случае сила тяги по мощности P_N не может быть использована полностью из-за буксования трактора при достижении тягового усилия на ходовом аппарате величины P_{cy} .

Значение P_f при прямолинейном движении с постоянной скоростью определяется по формуле

$$P_f = P_{fn} + P_{fi},$$

где P_{fn} – сопротивление движению трактора на прямолинейном участке;

P_{fi} – сопротивление движению трактора в зависимости от уклона пути (знак плюс принимается при движении на подъем, знак минус – при спуске по уклону).

В свою очередь,

$$P_{fn} = mgf \cos \alpha; \quad P_{fi} = mg \sin \alpha,$$

где f – коэффициент сопротивления движению (табл. 6.3);

i – уклон пути движения в градусах.

Т а б л и ц а 6.3

Значения коэффициентов сцепления (φ) и сопротивления движению (f)

Грунт	Для гусеничного движителя	
	φ	f
Очень рыхлый грунт, насыпной, свежееотсыпной	0,6...0,8	0,12
Недоуплотненный грунт, насыпной,	0,8...1,0	0,10

после нескольких проездов колесных машин		
Плотный грунт, грунт, уплотненный тяжелыми катками, накатанная грунтовая дорога	0,9...1,1	0,07

Лабораторная работа № 7

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ

7.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить общее устройство компрессорной станции, принцип ее работы и особенности конструкции сборочных единиц и деталей.
2. Вычертить принципиальную схему компрессорной станции.
3. Описать устройство и принцип работы приведенной на схеме компрессорной станции.
4. Определить производительность и мощность привода компрессорной станции.

Т а б л и ц а 7.1

Варианты задания

Показатели	Вариант				
	1	2	3	4	5
Марка компрессорной станции	ПКС-5М	ВКС-6	ДК-9М	ЭК-9М	АПКС-6
Степень износа компрессора	новый	старый	старый	новый	старый
Температура окружающего воздуха, t	+20	+10	0	-10	-20
Барометрическое давление, мм рт. ст.	730	770	690	720	650
Па	97309	102641	91917	95976	86045

7.2. Общие сведения о компрессорных станциях и работе компрессоров

Компрессоры предназначены для преобразования механической энергии двигателя в потенциальную энергию сжатого воздуха, применяемого для привода машин и инструментов, оборудованных пневматическими двигателями. Для привода компрессора используются двигатели внутреннего сгорания и электродвигатели.

Компрессор вместе с двигателем и обслуживающими их системами образуют компрессорную станцию. Компрессорные станции бывают с одно- и двухступенчатой системой сжатия воздуха.

Принципиальная схема передвижной компрессорной станции приведена на рис. 7.1.

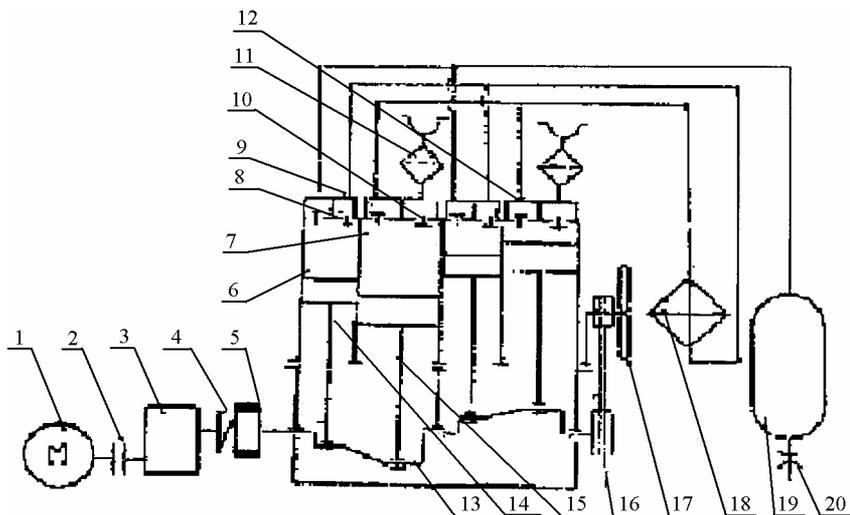


Рис. 7.1. Принципиальная схема передвижной компрессорной станции

Поршни цилиндров первой 7 и второй 6 ступеней сжатия приводятся в возвратно-поступательное движение двигателем 1 посредством коленчатого вала 13 и шатунов 14 и 15. При движении шатуна 15 вниз в верхней части цилиндра первой ступени 7 создается разрежение, в результате которого открывается впускной клапан 10, и атмосферный воздух, пройдя через воздухоочиститель 11, посту-

пает в цилиндр. Когда шатун придет в крайнее нижнее положение, увеличение объема надпоршневого пространства прекратится и закроется впускной клапан 10. При дальнейшем вращении коленчатого вала шатун 15 двигает поршень вверх и сжимает воздух в надпоршневом пространстве.

Когда давление воздуха в надпоршневом пространстве достигнет величины 0,28...0,32 МПа, откроется впускной клапан 9, и воздух из воздухоохладителя 18 начнет поступать через всасывающий клапан 8 в цилиндр второй ступени 6. Работа цилиндра второй ступени выполняется аналогично, с той лишь разницей, что воздух в него из воздухоохладителя через всасывающий клапан 8 поступает под давлением 0,28...0,32 МПа, а нагнетается через выпускной клапан в воздухозаборник 24 при достижении давления 0,7...0,72 МПа.

Впускные и выпускные клапаны цилиндров первой и второй ступеней сжатия закрыты сверху головками 12 цилиндров, снабженными перегородками, разделяющими впускное и выпускное пространства.

Для обеспечения более равномерного движения коленчатого вала 13 на нем закреплен маховик 5, выполненный совместно с упругой муфтой 4.

Для обеспечения безопасности работы воздухоохладитель 18 и воздухозаборник 19 оснащены предохранительными клапанами, отрегулированными соответственно на давление 0,32 и 72 МПа.

Воздухозаборник 19 снабжен шестью штуцерами с вентилями 20 для подсоединения гибких шлангов для подачи сжатого воздуха к пневмоинструментам. Для контроля работы компрессорной станции на щитке приборов установлены манометры, показывающие давление воздуха в воздухоохладителе и воздухозаборнике.

7.3. Методические указания по определению производительности и мощности привода компрессорной станции

Производительность поршневого компрессора

$$Q = FS\lambda mni, \text{ м}^3/\text{мин},$$

где F – площадь поршня первой ступени сжатия, м²;

S – ход поршня первой ступени сжатия, м;

λ – коэффициент подачи компрессора;

m – число цилиндров первой ступени сжатия;

n – число оборотов вала в минуту;

i – коэффициент, зависящий от способа действия компрессора (для компрессоров простого действия $i = 1$, двойного действия $i = 2$).

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

где D – диаметр поршня 1-й ступени сжатия.

Коэффициент подачи компрессора λ зависит от обратного расширения сжатого во вредном пространстве воздуха и сопротивлений в воздухопроводах, клапанах и т. д. Значения коэффициента подачи λ при вредном пространстве, равном $\approx 4\%$ от объема цилиндра, приведены в табл. 7.2.

Т а б л и ц а 7.2

Коэффициент подачи поршневого компрессора

Тип компрессора	Конечное давление, МПа						
	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Одноступенчатый:							
новый	0,90	0,88	0,85	0,83	0,81	0,80	0,78
старый	0,80	0,79	0,77	0,75	0,73	0,71	0,70
Двухступенчатый:							
новый					0,91	0,91	0,90
старый					0,81	0,81	0,80

Производительность компрессора выражается в единицах объема воздуха, приведенного к нормальным условиям, т. е. к давлению 760 мм рт. ст. и температуре 0^oС.

Приведенная к нормальным условиям производительность

$$Q_n = Q \frac{H - h}{(1 + \alpha t)10}, \text{ м}^3/\text{мин},$$

где Q – действительная производительность компрессора, м³/мин;

H – барометрическое давление, Па;

h – упругость паров воды при действительной температуре, Па;

t – действительная температура, °С;

$\alpha = 1/273$?

Значения h для различных температур приведены в табл. 7.3.

Т а б л и ц а 7.3

Упругость паров воды

Температура воздуха, °С	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20
Упругость паров воды, Па	122	172	257	384	565	800	1023	1560	2140

Мощность, потребляемая компрессором:

$$N = \frac{Q_n L}{60\eta},$$

где Q_n – производительность компрессора при нормальных условиях, м³/мин;

L – работа в кДж, затрачиваемая при изотермическом сжатии в компрессоре до конечного давления 1 м³ воздуха:

$$L = 2303 \cdot P_1 \cdot \lg \frac{P_1}{P_2}, \text{ кДж/м}^3,$$

где P_1, P_2 – соответственно давление в цилиндре первой и второй ступени, МПа.

Коэффициент полезного действия компрессора

$$\eta = \eta_{из} \eta_{мех},$$

где $\eta_{из}$ – изотермический КПД, представляющий собой отношение теоретической работы сжатия при изотермическом процессе к работе сжатия по индикаторной диаграмме, $\eta_{из} = 0,65...0,75$;

$\eta_{мех}$ – механический КПД, $\eta_{мех} = 0,8...0,95$.

Мощность приводного двигателя

$$N_{дв} = N / \eta_m,$$

где η_m – КПД трансмиссии, $\eta_m = 0,84...0,91$.

Таблица 7.4

Технические характеристики компрессоров

Показатели	Марка				
	ПКС-5М	ВКС-6	ДК-9М	ЭК-9М	АПКС-6
Производительность, м ³ /мин	5	7	10	9	6
Рабочее давление, МПа	0,8	0,7	0,8	0,7	0,8
Частота вращения, об/мин	730	1200	910	830	870
Число цилиндров	4	4	4	4	4
Число ступеней	2	2	2	2	2
Диаметр цилиндров:					
1-й ступени	200	200	240	240	200
2-й ступени	115	115	140	140	200
Ход поршня, мм	110	110	130	130	110

Лабораторная работа № 8

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА

8.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить устройство и принцип работы объемного гидропривода.
2. Изучить назначение, устройство и принцип работы основных компонентов объемных гидроприводов.
3. Изучить правила символических изображений компонентов гидропривода.
4. Изучить правила построения гидравлических схем приводов.
5. В соответствии с указанием преподавателя по заданному варианту исходных параметров произвести расчет гидропривода.

Таблица 8.1

Варианты задания

Показатели	Обозначение	Вариант						
		1	2	3	4	5	6	7
Рабочий объем, см ³ :								
насоса	$V_{он}$	10	32	50	120	200	32	32
гидромотора	$V_{озм}$	50	-	-	60	100	100	-
Частота вращения, с ⁻¹ :								
насоса	n_n	30	?	30	30	?	?	?
гидромотора	$n_{зм}$?	-	-	?	30	9	-
Мощность на валах, кВт:								
насоса	N_n	?	?	?	?	20	?	?
гидромотора	$N_{зм}$?	-	-	?	?	?	-
Параметры гидроцилиндра, мм:								
диаметр поршня	D	-	100	?	-	-	-	120
диаметр штока	d	-	30	40	-	-	-	40
Давление рабочей жидкости, МПа:								
на выходе из насоса	p_n	?	?	15	10	?	15	?
на входе в гидромотор	$p_{зм}$	10	-	-	?	?	?	-
на входе в гидроцилиндр	$p_{ци}$	-	?	?	-	-	-	?
Масса груза, кг	G	-	150	200	-	-	-	200
Скорость подъема груза, м/с	v	-	0,2	?	-	-	-	0,5

Механический КПД:								
насоса		0,96	0,96	0,96	0,96	0,98	0,96	0,96
гидромотора		0,96	-	-	0,96	0,96	0,96	-
гидроцилиндра		-	0,90	0,90	-	-	-	0,90
Гидравлический КПД:								
насоса		0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98
гидромотора		0,98	-	-	0,98	0,98	-	-
гидроцилиндра		-	0,98	0,98	-	-	0,98	0,98
распределителя		0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Объемный КПД:								
насоса		0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
гидромотора		0,96	-	-	0,96	0,96	0,96	-
гидроцилиндра		-	0,99	0,99	-	-	-	0,99
распределителя		0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95

*Знаком «?» обозначена определяемая величина.

8.2. Общие сведения об устройстве и принципе работы гидропривода

Гидроприводом называется система, в которой передача энергии от источника (обычно насоса) к гидродвигателю (гидромотору или гидроцилиндру) осуществляется посредством капельной жидкости.

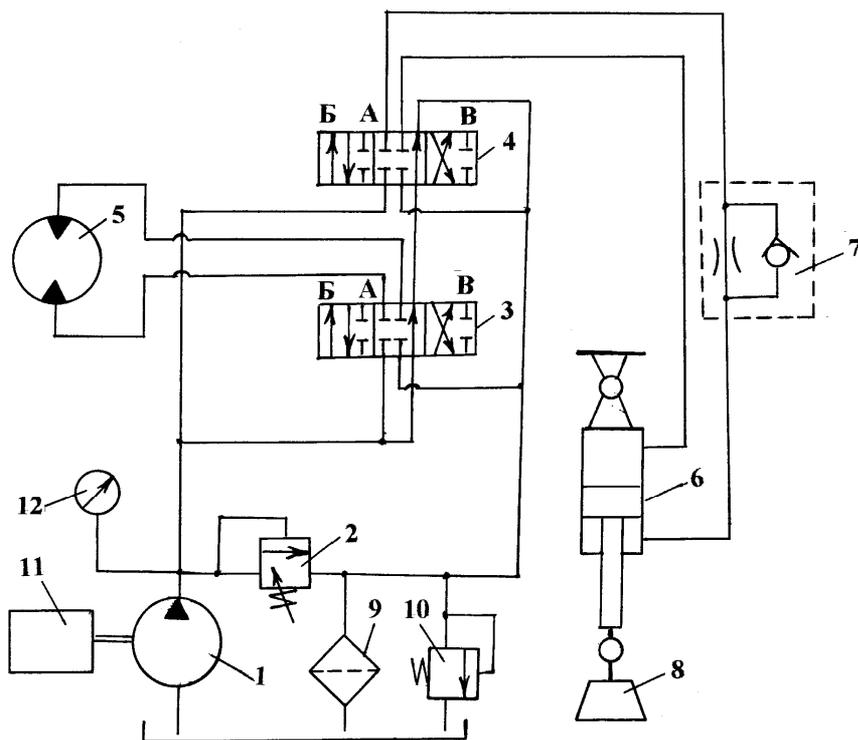


Рис. 8.1. Схема изучаемого гидропривода

Гидропривод состоит из насоса (насосов), контрольно-регулирующей и распределительной аппаратуры, гидродвигателя (двигателей), рабочей жидкости, емкости (бака) для ее содержания, средств (фильтров и охладителей), сохраняющих ее качества, а также соединительной и герметизирующей арматуры.

На рис. 8.1 изображена схема изучаемого объемного гидропривода, состоящего из насоса 1, предохранительного клапана 2, распределителей 3 и 4, гидравлических двигателей – гидромотора 5 и гидроцилиндра 6, – замедлительного устройства 7 опускания груза 8, бака и установленного в сливную гидролинию фильтра 9, заблокированного с клапаном 10.

Насос 1 предназначен для преобразования механического энергетического потока, поступающего от первичного энергетического

источника 11 (электрического или топливного двигателя) в гидравлический энергетический поток, т. е. в поток рабочей жидкости под давлением, который в зависимости от положений (позиций) затворов распределителей 3, 4 может направляться непосредственно (холостой режим) или через один или оба гидравлических двигателя 5, 6 (рабочий режим) в бак. При этом величина давления на выходе из насоса зависит от совокупности сопротивлений, встречаемых потоком рабочей жидкости на пути от насоса до бака. В случаях, когда распределители 3, 4 находятся в позициях А (см. рис. 8.1), поток рабочей жидкости от насоса 1 проходит в бак через распределители, гидролинии и фильтр 9 (холостой режим). Величина давления на выходе из насоса составляет

$$p_n = \sum \Delta p_{эл} + \Delta p_p + \Delta p_\phi ,$$

где $p_{эл}$, Δp_p , Δp_ϕ – величины давлений, необходимых для преодоления потоком рабочей жидкости сопротивлений соответственно участков гидролиний, распределителей и фильтра.

В случаях, когда по команде извне один или оба распределителя 3, 4 переводятся в любое положение – Б или В, – в работу включаются соответственно один или оба гидродвигателя. Направление движения гидродвигателей зависит от положения Б и В их распределителей. Когда в работу включен только один гидродвигатель, например, гидромотор 5, рабочее давление на выходе из насоса составит

$$p_p = \sum \Delta p_{эл} + \Delta p_p + \Delta p_{эм} + \Delta p_\phi ,$$

где Δp_p – потери давления на преодоление сопротивления распределителей 3, 4;

$\Delta p_{эм}$ – потери давления на привод гидромотора 5, зависящие от преодолеваемой нагрузки на его валу.

В случае, когда в работу одновременно включены гидромотор 5 и гидроцилиндр 6, их совместная работа возможна только при одинаковых потребных давлениях. Если у одного из них потребное

давление ниже, чем у другого, их совместная работа невозможна, так как поток жидкости, в основном, будет уходить в сторону меньшего сопротивления и нарушать нормальную работу гидропривода в целом.

Если в гидроприводе потребное давление превышает допустимое, срабатывает предохранительный клапан 2 и отводит через себя поток рабочей жидкости от насоса 1 в бак (режим перегрузки, обеспечивающий ограничение давления в гидроприводе и защиту его элементов от разрушения).

Для обеспечения плавности опускаемых грузов (рабочих органов) в гидроприводах используются замедлительные устройства (см. рис. 8.1, поз 7), обычно состоящие из обратного клапана и дросселя. При подъеме груза (рабочего органа) рабочая жидкость поступает в цилиндр через обратный клапан и дроссель. При опускании груза жидкость из полости цилиндра уходит в бак только через дроссель, который оказывает ей сопротивление, величина которого зависит от величины ее потока, и этим обеспечивает плавность его опускания. При этом противоположная полость гидроцилиндра заполняется жидкостью, подаваемой насосом. В случае избыточного количества подаваемой насосом жидкости часть ее будет отводиться на слив через предохранительный клапан 2.

Для визуального контроля давления в гидроприводе предназначен манометр 12. Очистку рабочей жидкости от твердых загрязнителей (абразивов, продуктов изнашивания) в гидроприводах обеспечивают фильтры различного конструктивного исполнения.

Гидромашинами (гидравлическими машинами) называются механические устройства, предназначенные для преобразования одного вида энергетических потоков в другой с использованием в качестве энергоносителя капельной жидкости.

Гидромашины подразделяются на насосы и гидродвигатели.

Насосами называются гидромашины, предназначенные для преобразования механического энергетического потока в гидравлический.

Гидродвигателями называются гидромашины, предназначенные для преобразования гидравлического энергетического потока в механический.

Гидродвигатели, выходные звенья которых совершают линейные возвратно-поступательные движения, называются *гидравлическими цилиндрами (гидроцилиндрами)*.

Гидродвигатели, выходные звенья которых совершают вращательные движения, называются *гидравлическими моторами (гидромоторами)*.

В зависимости от угла поворота выходного звена гидромоторы подразделяют на полно- ($\alpha > 360^\circ$) и неполноповоротные ($\alpha < 360^\circ$).

Гидромашины, в которых рабочий процесс основан на использовании кинетической энергии жидкости, называют *динамическими*, а машины, в которых рабочий процесс основан на использовании потенциальной энергии жидкости, – *объемными*.

Основной особенностью объемных гидромашин является то, что они содержат, по крайней мере, одну рабочую камеру, объем которой изменяется в течение рабочего цикла. При этом каждая рабочая камера содержит подвижный элемент, предназначенный для изменения ее объема, который называется *вытеснителем*. В качестве вытеснителей могут быть поршни, плунжеры, зубья шестерен, шарик, ролики, пластины, мембраны и т. д.

В процессе работы объемной гидромашины каждая ее рабочая камера поочередно сообщается с линией низкого и высокого давления, – т. е. со всасывающей и нагнетательной линиями, а у двигателей – с выходной линией высокого давления и с линией слива.

Величина развиваемого (реализуемого) насосом давления зависит от сопротивления потребителя (обычно – гидродвигателя) и соединительной гидроарматуры.

Величина потребляемого гидродвигателем давления рабочей жидкости зависит от величины реализуемой им нагрузки на выходном звене.

По виду вытеснителей гидромашин подразделяются на поршневые, плунжерные, шариковые, роликовые, зубчатые (шестеренные), пластинчатые, мембранные и т. д., а по числу рабочих камер – на одно- и многокамерные.

Гидромашины, у которых рабочие камеры вместе с вытеснителями совершают вращательные движения, называются **роторными гидромашинами**.

Величина изменяющегося объема рабочих камер гидромашины называется ее рабочим объемом. Рабочий объем гидромашин принято выражать в кубических сантиметрах.

Количество рабочей жидкости, подаваемой насосом в систему за единицу времени, называется его подачей.

Если известен рабочий объем (V_0) насоса и частота рабочих циклов (i), его идеальную подачу можно определить по формуле

$$Q_{ид} = V_0 \cdot i.$$

В связи с тем, что между подвижными элементами насоса имеют место утечки рабочей жидкости, фактическая подача будет всегда меньше идеальной, т. е.

$$Q_{\phi} = Q_{ид} - \Delta Q_n = V_0 \cdot i \cdot \eta_{0н},$$

где ΔQ_n – величина утечек через зазоры;

$$\eta_{0н} = \frac{Q_{\phi}}{Q_{ид}} \text{ – объемный КПД насоса.}$$

Идеальная частота вращения гидромотора определяется по формуле

$$n_{ид} = Q_{вх} / V_{0гм},$$

фактическая –

$$n_{\phi} = Q_{вх} \cdot \eta_{0гм} / V_{0гм},$$

где $Q_{вх}$ – величина входного потока рабочей жидкости;

$V_{0гм}$ – рабочий объем гидромотора;

$\eta_{0гм}$ – объемный КПД гидромотора.

Объемный КПД гидромотора может быть определен по формуле

$$\eta_{0\text{гм}} = Q_n / Q_{\text{ex}} \Leftrightarrow n_{\phi\text{гм}} / n_{\text{ид гм}},$$

где $Q_n = Q_{\text{ex}} - \Delta Q_{\text{гм}}$ – величина потока рабочей жидкости, полезно используемого в гидромоторе;

$\Delta Q_{\text{гм}}$ – величина утечек через зазоры в гидромоторе.

Приводную мощность насоса можно определить по формуле

$$N_{\text{пр}} = N_{\text{рж}} / \eta_n = Q_{\phi} P_n / \eta_0 \eta_{\epsilon} \eta_m,$$

где $N_{\text{рж}} = Q_{\phi} P$ – мощность потока рабочей жидкости на выходе из насоса;

$\eta_n = \eta_0 \eta_{\epsilon} \eta_m$ – полный КПД насоса;

P – величина давления на выходе из насоса;

$\eta_{\epsilon} = P / P_k$ – гидравлический КПД насоса;

P_k – величина давления в рабочей (рабочих) камере (камерах) насоса;

η_m – механический КПД насоса.

Энергетическое качество гидромотора характеризуется его полным КПД, который определяется как отношение величины мощности на его выходном валу $N_{\text{вых}}$ к величине мощности входного потока жидкости N_{ex} , т. е.

$$\eta_{\text{гм}} = \frac{N_{\text{вых}}}{N_{\text{ex}}} = \frac{M\omega}{P_{\text{ex}} \cdot Q_{\text{ex}}} = \frac{2M\pi n_{\phi\text{гм}}}{P_{\text{ex}} \cdot Q_{\text{ex}}};$$

$$M = \frac{N_{\text{вых}}}{\omega} = \frac{\Delta p Q_n}{2\pi n_{\phi\text{гм}}} = \frac{V_{0\text{гм}} \Delta p}{2\pi},$$

где M – крутящий момент;

ω – угловая скорость;

Δp – перепад давления в гидромоторе.

Большинство объемных гидромашин являются обратимыми, т. е. способны работать как в функции насосов, так и в функции гидромоторов.

В гидроприводах строительных и дорожных машин наиболее широко используются в качестве насосов шестеренные (рис. 8.2) и аксиальные (рис. 8.4) гидромашины, а в качестве гидромоторов – аксиальные (рис. 8.4) и радиальные (рис. 8.3).

В связи с тем, что в роторных насосах происходит перемещение рабочих камер с жидкостью из полости всасывания в полость нагнетания, они отличаются от простых поршневых (плунжерных) насосов отсутствием клапанного распределения жидкости, что, в свою очередь, повышает их быстроходность до 85 с^{-1} и обеспечивает высокую равномерность подачи и давления. Все роторные гидромашины могут работать лишь на чистых, неагрессивных жидкостях, обладающих хорошими смазочными свойствами и предназначенных для гидроприводов.

Шестеренные роторные гидромашины – это гидромашины с рабочими камерами, образованными поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек.

Шестеренные гидромашины выполняют с шестернями внешнего (рис. 8.2 а) или внутреннего (рис. 8.2 б) зацепления. Такая гидромашинка представляет собой пару шестерен 1 и 2 (чаще всего одинаковых), находящихся в зацеплении и помещенных в корпус с малыми радиальными зазорами (обычно – $10 \dots 15 \text{ мкм}$).

Рабочий процесс шестеренного насоса с внешним зацеплением происходит следующим образом. Ведущая шестерня 1 (рис. 8.2 а) приводит во вращательное движение ведомую шестерню 2. При вращении шестерен в противоположные стороны в камере А их зубья выходят из зацепления, что приводит к увеличению объема рабочей камеры и к понижению давления рабочей жидкости до вакуумметрического значения. За счет образовавшегося перепада давления между резервуаром (баком) и всасывающей камерой А рабочая жидкость из бака будет поступать в камеру А и заполнять впадины между зубьями шестерен 1 и 2. При дальнейшем движении шестерен рабочая жидкость во впадинах между зубьями переносится из

зоны всасывания (камеры А) в зону нагнетания (камеру Б), где зубья шестерен входят в зацепление и выталкивают жидкость из впадин в нагнетательную гидролинию под давлением, величина которого зависит от сопротивления потребителя и соединительной гидроремартуры.

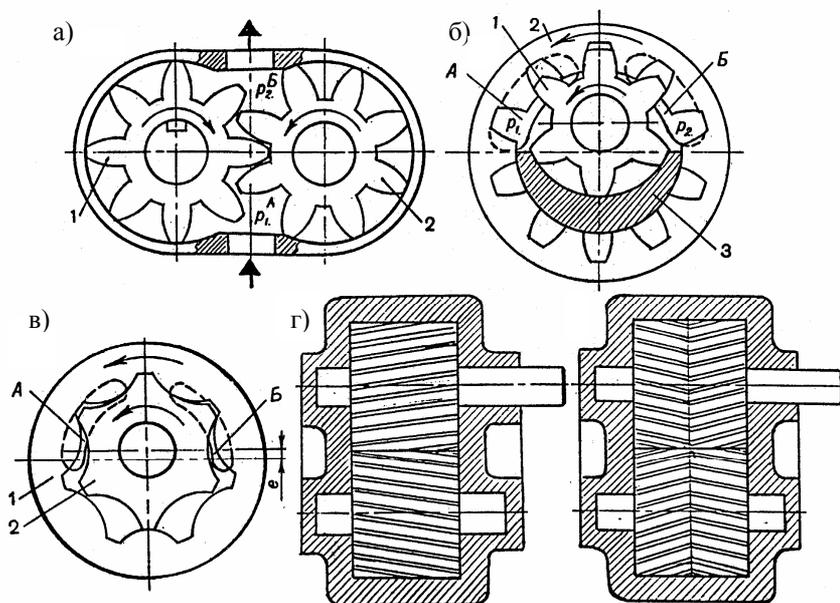


Рис. 8.2. Схемы шестеренных (зубчатых) гидромашин

В насосах с внутренним зацеплением шестерен (рис. 8.2 б) ведущей чаще всего является внутренняя шестерня 1 с наружными зубьями. Всасывающее А и нагнетательное Б окна выполняются с торцевой стороны зубьев шестерен в боковой крышке или корпусе насоса. Охватывающая шестерня 2 с внутренними зубьями вращается в цилиндрической расточке корпуса. Между шестернями располагается разделительный серповидный элемент 3, посредством которого всасывающая полость А отделена от нагнетательной Б.

В последнее время в гидравлических усилителях рулевых управлений машин широко применяются гидромашины с шестернями внутреннего зацепления со специальным профилем зуба (рис. 8.2 в),

в которых отсутствует разделительный элемент полостей с различным уровнем давления. Такие гидромашины называют *героторными*, или *бироторными*, т. е. с двумя роторами. У кольцевого ротора (колеса) 1 на один зуб больше, чем у внутреннего (шестерни) 2. Их оси смещены одна относительно другой на величину e , образующую зацепление шестерен в зоне верхней разделительной перемычки. Контакт зубьев при переходе ими нижней разделительной перемычки обеспечивает разделение полостей высокого и низкого давлений. Входная и выходная гидролинии с межзубовыми впадинами соединяются посредством серпообразных окон А и Б.

Героторные гидромашины применяются в качестве насосов, работающих на давлениях рабочей жидкости до 14 МПа и частоте вращения вала 30 с^{-1} , и могут быть использованы в качестве быстроходных низкомоментных гидромоторов. В отдельных случаях героторные гидромашины способны работать на давлениях 30 МПа при частоте вращения до 60 с^{-1} .

Рабочий процесс (всасывание и нагнетание) в шестеренных насосах с внутренним зацеплением происходит аналогично насосам с внешним зацеплением.

Габаритные размеры и масса насосов с внутренним зацеплением значительно меньше, чем насосов с наружным зацеплением, при равных рабочих объемах.

Прямозубое зацепление шестерен насосов характеризуется прямолинейным контактом рабочих поверхностей (профилей) зубьев по всей их ширине (длине). При неточном изготовлении шестерен возникает неравномерность движения ведомой шестерни и шум, а также наблюдается быстрый износ рабочих поверхностей.

Эти недостатки устранены в косозубых (спиральных) и шевронных шестернях (рис. 8.2 г, д). Вход в зацепление зубьев и выход из него в этих шестернях происходит постепенно, благодаря чему уменьшаются погрешности в профиле зуба и достигается плавная и относительно бесшумная работа гидромашины.

В насосах с косозубыми шестернями пульсация подачи и крутящего момента, а также запираение жидкости во впадинах, значительно ниже, чем в насосах с цилиндрическими шестернями. Для снижения пульсаций давления необходимо обеспечить условие

$$b \cdot \operatorname{tg} \varphi = t, 2t, 3t \text{ и т. д.,}$$

где φ – угол наклона зубьев;

b – ширина шестерни;

t – шаг зубьев.

Угол φ выбирают таким, чтобы сдвиг зубьев по окружности на торцах шестерен составлял половину шага. Практически он обычно не превышает $7 \dots 10^\circ$.

При работе насосов с косозубыми шестернями возникают осевые усилия, прижимающие шестерни к торцам корпуса (крышек). Этот недостаток устранен в насосах с шевронными шестернями (рис. 8.2 д). Угол наклона зубьев φ таких шестерен обычно равен $20 \dots 25^\circ$.

Радиальные роторные гидромашины – это гидромашины, рабочие камеры которых образованы поверхностями поршней (плунжеров, шариков, роликов) и цилиндров, расположенных перпендикулярно к оси вращения ротора (блока цилиндров) или составляющих с ней угол не менее 45° .

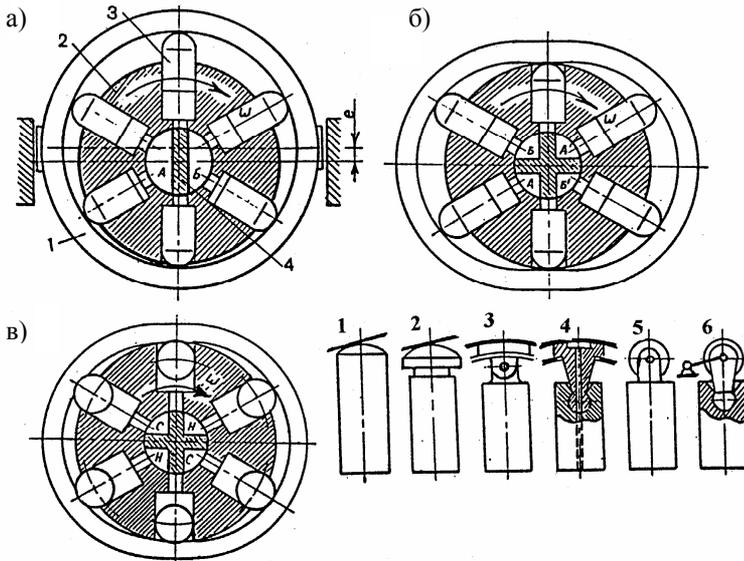


Рис. 8.3. Схемы радиальных гидромашин

Радиальные гидромашины (рис. 8.3) подразделяют по следующим признакам:

- 1) по возможности регулирования рабочего объема – на регулируемые (рис. 8.3 а) и нерегулируемые (рис. 8.3 б, в);
- 2) по направлению потока рабочей жидкости – с постоянным и с реверсивным потоком;
- 3) по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот ротора (блока цилиндров), – на одно- (рис. 8.3 а) и многократного действия (рис. 8.3 б, в);
- 4) по исполнению подвижного элемента (вытеснителя) рабочей камеры – на поршневые, плунжерные, шариковые, роликовые;
- 5) по механизму распределения рабочей жидкости – на цапфовые и торцовые.

Радиальные гидромашины являются обратимыми, т. е. они способны работать в функции как насосов, так и гидромоторов.

В радиальной гидромашине однократного действия (рис. 8.3 а) статор 1 размещен с эксцентриситетом e относительно ротора (блока цилиндров) 2 подвижно. В цилиндрах, радиально выполненных в роторе, установлены плунжеры 3, контактирующие с опорной поверхностью статора. Виды контактов плунжеров и поршней со статором приведены на рис. 8.3 г. Оси цилиндров пересекаются с осью ротора в одной точке. Распределение рабочей жидкости в рассматриваемой гидромашине осуществляется неподвижным цапфовым распределителем 4, в котором А – всасывающая, Б – нагнетательная полости, при работе в функции насоса и указанном на чертеже направлении вращения ротора. Входной вал жестко соединен с ротором 2.

Радиальная гидромашина однократного действия *в функции насоса* работает следующим образом. При вращении ротора вытеснители (в данном случае – плунжеры) совершают сложное движение – вращаются вместе с ротором и за счет центробежных сил, а иногда и специальных устройств (рис. 8.3 г), прижимаются к направляющей дорожке статора, копируя ее, и совершают возвратно-поступательные движения, обеспечивающие изменение объемов рабочих камер цилиндров. В цилиндрах, проходящих при вращении зону полости (окна) А, происходит увеличение объемов рабо-

чих камер и заполнение их жидкостью, т. е. процесс всасывания. При переходе цилиндров в зону полости Б происходит уменьшение объемов их рабочих камер и вытеснение жидкости в нагнетательную линию, т. е. процесс нагнетания.

Регулирование величины рабочего объема радиальных машин однократного действия достигается за счет изменения величины эксцентриситета e . В регулируемых насосах эксцентриситет меняется в пределе $e_{\max} \leftrightarrow 0$, чем достигается изменение рабочего объема $V_{0\max} \leftrightarrow 0$ и, как следствие, изменение подачи насоса $Q_{\max} \leftrightarrow 0$. В реверсивных насосах эксцентриситет меняется в пределах $(e_{\max})_л \leftrightarrow 0 \leftrightarrow (e_{\max})_п$, за счет чего изменяются величина и направление подачи потока жидкости.

Работа радиальной гидромашин *в функции гидромотора* происходит следующим образом. В зависимости от требуемого направления вращения гидромотора рабочая жидкость подается в соответствующую полость (окно) А или Б. При этом на каждый из плунжеров, находящихся в зоне окна, через которое подводится рабочая жидкость, действует сила ее давления. В зоне контакта плунжера с наклонной поверхностью направляющей дорожки статора сила давления разлагается на нормальную и тангенциальную составляющие. Под воздействием тангенциальной составляющей происходит вращение ротора и соответственно – выходного вала гидромашин.

Особенностью устройства радиальных машин многократного действия (рис. 8.3 б, в) является то, что их статоры выполнены с профильными направляющими дорожками, а число разделительных поясков на цапфовом распределителе в два раза больше кратности гидромашин.

Для увеличения рабочего объема радиальные гидромашин иногда выполняются многорядными с расположением цилиндров в нескольких параллельных плоскостях.

Аксиальные гидромашин характеризуются тем, что оси их цилиндров параллельны оси вращения блока цилиндров или составляют с ней угол не более 45° .

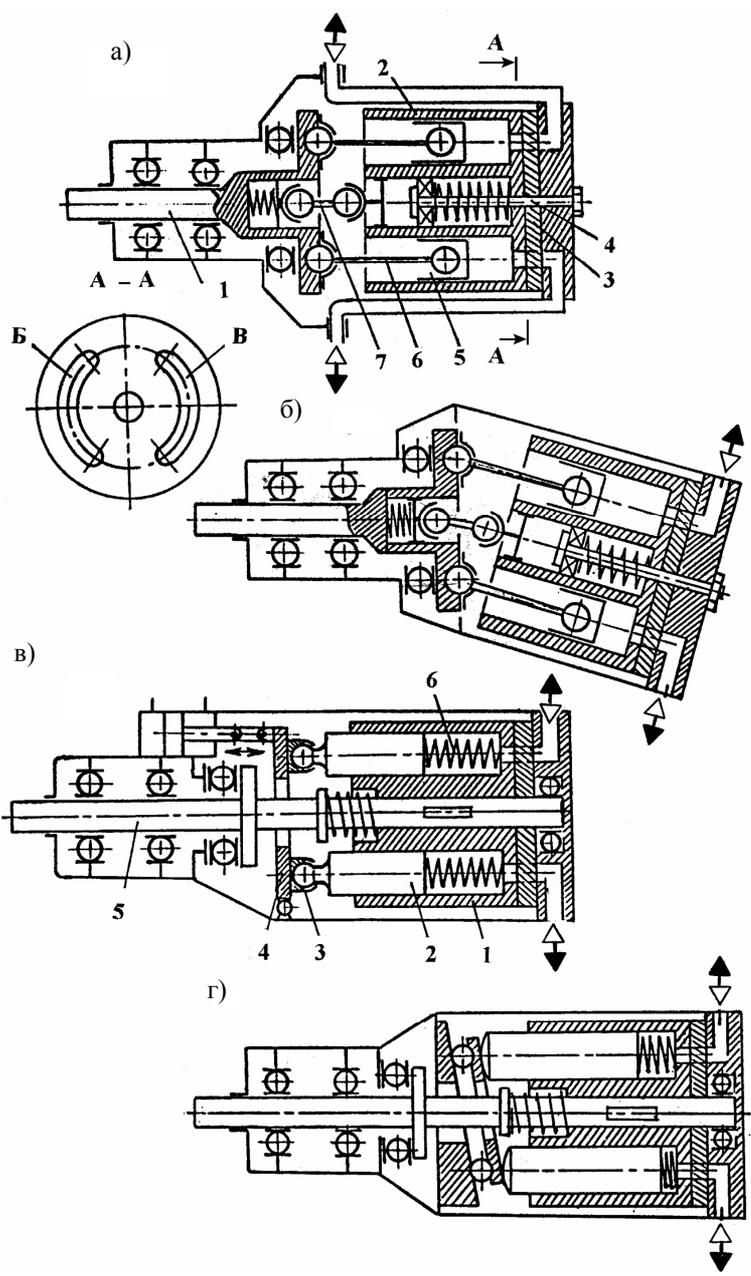


Рис. 8.4. Схемы аксиальных гидромашин

К положительным качествам аксиальных гидромашин следует отнести:

- 1) высокое рабочее давление (35...70 МПа);
- 2) быстроходность (80...550 с⁻¹);
- 3) малую металлоемкость (0,5...0,6 кг/кВт);
- 4) широкий диапазон регулирования частоты вращения вала гидромотора (1:100 – при переменных и 1:1000 – при постоянных нагрузках);
- 5) возможность работы гидромоторов на низких частотах вращения (до 0,01 с⁻¹);
- 6) большую долговечность (до 12000 ч);
- 7) высокое быстродействие (изменение подачи от нулевой до максимальной и наоборот за 0,04...0,08 с);
- 8) низкие эксплуатационные затраты и быструю окупаемость.

Аксиальные гидромашины бывают с наклонным блоком цилиндров (рис. 8.4 а, б) или с наклонной шайбой (рис. 8.4 в, г); могут быть поршневыми (рис. 8.4 а, б) или плунжерными (рис. 8.4 в, г); с переменным (регулируемым) или постоянным (нерегулируемым) рабочим объемом. В аксиально-поршневых гидромашинках – небольшая радиальная нагрузка на поршень, большой угол наклона блока цилиндров (до 45°), более высокий (на 2...3 %) КПД, чем у гидромашин с наклонной шайбой.

На рис. 8.4 а представлена схема аксиально-поршневой регулируемой гидромашинки с наклонным блоком. Она состоит из вала 1, блока цилиндров 2, торцового распределителя 3, центральной оси 4, поршней 5, шатунов 6 и кардана 8. Описываемая гидромашинка в функции насоса работает следующим образом. Вращение приводного вала через кардан 7 и шатуны 6 передается блоку цилиндров 2. При соосном расположении вала 1 и блока цилиндров 2 поршни 5 не совершают возвратно-поступательного движения, следовательно, подача насоса равна 0. Отклонение оси блока цилиндров от оси приводного вала приводит к возвратно-поступательному движению поршней. За один оборот каждый поршень совершает один рабочий цикл. Величины ходов поршней зависят от угла наклона блока цилиндров, при изменении которого в противоположную сторону от

нуля изменяется направление подачи насоса, т. е. гидромашина обеспечивает реверсирование гидропривода.

Аксиальные гидромашины с наклонной шайбой характеризуются следующими преимуществами по сравнению с гидромашинами с наклонным блоком цилиндров: возможностью работы при более высоких давлениях (до 70 МПа); низким уровнем шума; малыми габаритами; низкой стоимостью; простотой конструкции, ее технологичностью.

На рис. 8.4 введена упрощенная схема аксиально-плунжерной гидромашины с наклонной шайбой. В цилиндрах ее блока 1 установлены плунжеры 2, которые посредством пружин 6 через башмаки 3 кинематически связаны с наклонной шайбой 4. В функции насоса эта машина работает следующим образом. Вал 5 приводит во вращение блок цилиндров 1. При этом плунжеры 2 совершают возвратно-поступательные движения в блоке цилиндров. Величина хода плунжеров и соответственно – подача насоса – определяется углом наклона шайбы 4. Когда плунжеры под воздействием пружин 6 выдвигаются из блока цилиндров, происходит процесс всасывания рабочей жидкости, при их обратном ходе – нагнетания.

Аксиально-плунжерные гидромашины с наклонной шайбой зачастую используют в функциях регулируемых и нерегулируемых гидромоторов, принцип работы которых аналогичен принципу работы аксиальных гидромашин с наклонным блоком цилиндров.

Гидроцилиндром называется гидродвигатель, выходное звено которого совершает линейные возвратно-поступательные движения. По конструктивному исполнению гидроцилиндры подразделяются на поршневые (рис. 8.5 а...г), плунжерные (рис. 8.5 д, е) и комбинированные (рис. 8.6). Поршневые гидроцилиндры подразделяются на одно- (рис. 8.5 а...в) и двухштоковые (рис. 8.5 г). В зависимости от направления реализуемого рабочего (полезного) усилия гидроцилиндры подразделяются на одно- (рис. 8.5 а, б, д, е) и двустороннего (рис. 8.5 в, г) действия.

В гидроцилиндрах одностороннего действия движение выходного звена в одну сторону происходит за счет давления рабочей жидкости, а в противоположную – за счет внешних сил (нагрузки). Та-

кие гидроцилиндры бывают поршневыми, плунжерными и комбинированными (телескопическими).

В гидроцилиндрах двустороннего действия движение выходного звена (штока) происходит в обе стороны под давлением рабочей жидкости. Указанные гидроцилиндры бывают одно- и двухштоковыми.

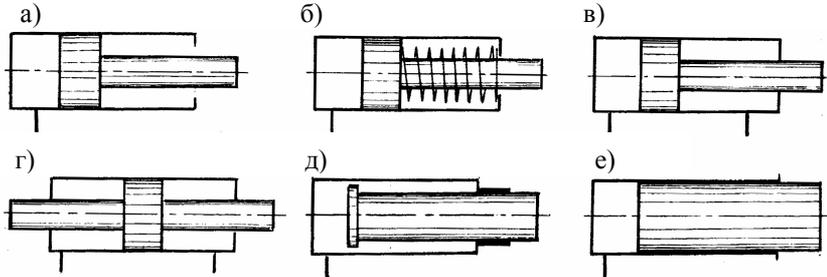


Рис. 8.5. Схемы гидроцилиндров

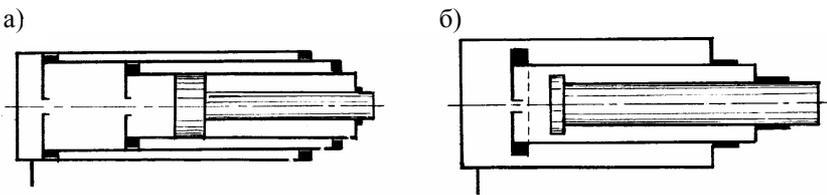


Рис. 8.6. Схемы телескопических гидроцилиндров

Основными элементами поршневых гидроцилиндров (рис. 8.7) являются: цилиндрическая гильза 1, поршень 2, шток 3, торцовые крышки 4, 5 и уплотнительные элементы 6, 7.

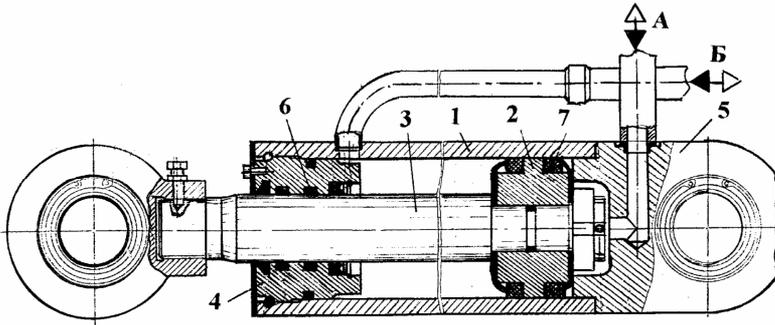


Рис. 8.7. Конструктивное исполнение одноштокового двухходового гидроцилиндра

Величина реализуемой силы F_1 при подаче рабочей жидкости в канал А под давлением p будет равна

$$F_1 = p \cdot S_n = p \frac{\pi D^2}{4},$$

а при подаче в канал Б

$$F_2 = p(S_n - S_{шт}) = p \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4},$$

где S_n , $S_{шт}$ – площади поршня и штока;

D , d – диаметры поршня и штока.

Скорость движения штока (поршня) при подаче Q жидкости в канал А определяется по формуле

$$v_1 = \frac{Q}{S_n} = \frac{4Q}{\pi D^2},$$

а при подаче жидкости в канал Б

$$v_2 = \frac{Q}{S_n - S_{um}} = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

Плунжерные гидроцилиндры (рис. 8.8) состоят из гильзы 1, плунжера 2, направляющей крышки 3 и уплотнительных элементов 4. Усилие, развиваемое плунжерным гидроцилиндром,

$$F = p \frac{\pi D_n^2}{4}.$$

Скорость плунжера определяется по формуле

$$v = \frac{Q}{S_{nl}} = \frac{4Q}{\pi D_n^2},$$

где S_{nl} – площадь плунжера.

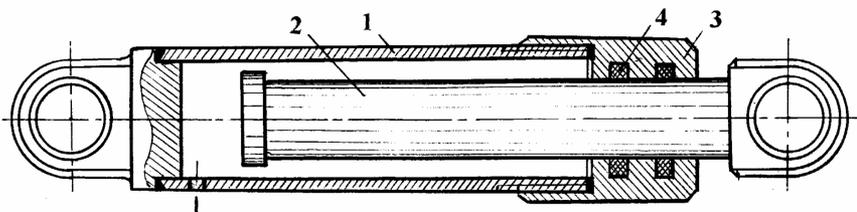


Рис. 8.8. Конструктивное исполнение плунжерного гидроцилиндра

Гидравлическими распределителями (гидрораспределителями) называются механические устройства, предназначенные для управления направлениями подачи потока рабочей жидкости.

В гидроприводах машин используются распределители различного конструктивного исполнения. Общим в их конструкции является корпус с системой каналов и затвор, обеспечивающий прием и распределение рабочей жидкости между каналами корпуса (гидролиниями) в задаваемых вариантах по команде извне.

В зависимости от конструктивного исполнения затворной группы гидрораспределители подразделяются на золотниковые, крановые и клапанные.

Особенность *золотниковых распределителей* заключается в том, что их затворы совершают линейные возвратно-поступательные перемещения и могут быть цилиндрическими или плоскими (рис. 8.9, поз. 1-12).

В *крановых распределителях* затворы совершают поворотные или вращательные перемещения и могут быть цилиндрическими, коническими или плоскими (рис. 8.9, поз. 13-16).

Клапанные распределители отличаются тем, что имеют затворы седельного типа со сферическими, коническими или плоскими распределительными поверхностями (рис. 8.9, поз. 17).

Число неоднозначных гидролиний, подключенных к распределителю, характеризует его линейность, а число его рабочих положений (позиций) – позиционность.

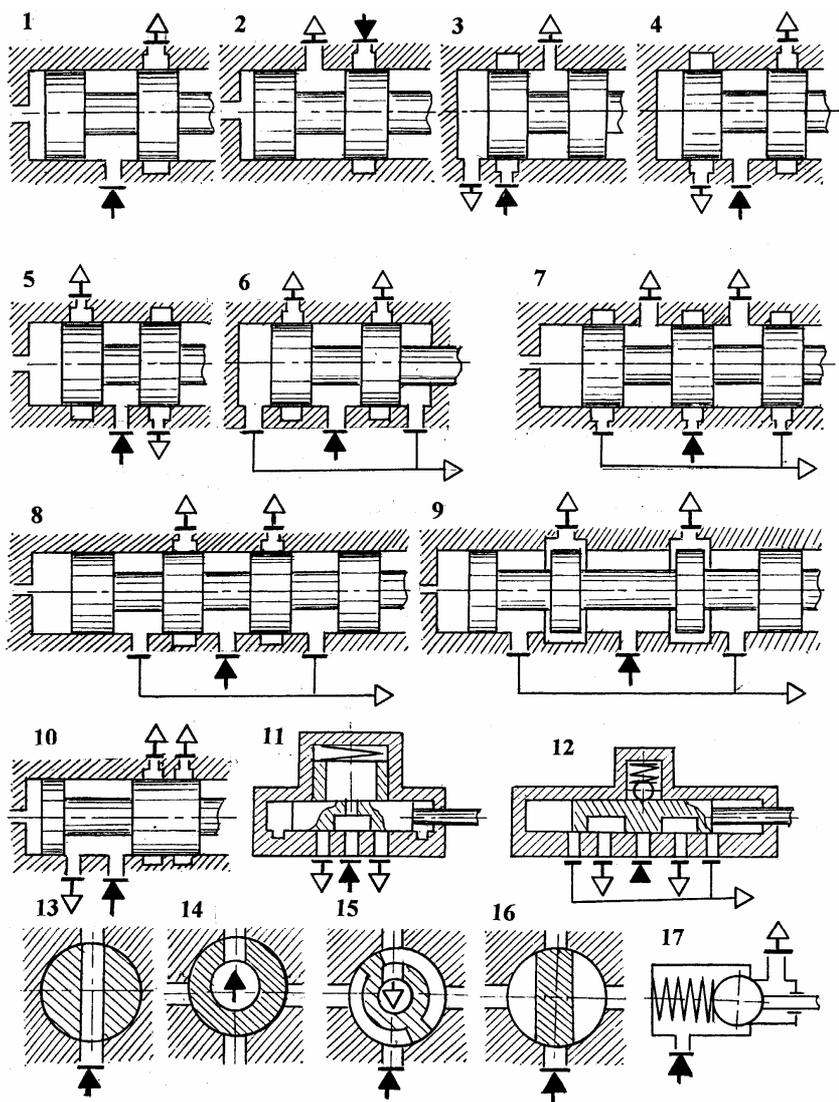


Рис. 8.9. Конструктивные схемы гидрораспределителей

Независимо от конструктивного исполнения затвора на гидравлических схемах распределители изображаются в виде символов, состоящих из набора квадратов, число которых равно числу всех позиций затвора. При этом один из квадратов является основным и

отображает состояние гидролиний в исходном положении, а в остальных квадратах указывается состояние соединений гидролиний при включении в работу соответствующей позиции распределителя.

Лабораторная работа № 9

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ БУЛЬДОЗЕРОВ

9.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить устройство и работу бульдозеров.
2. Вычертить принципиальную схему бульдозера и гидравлическую систему управления отвалом.
3. Описать устройство рабочего оборудования и гидравлическую систему управления отвалом.
4. Определить эксплуатационную производительность бульдозера при копании и перемещении грунта, при планировочных работах.

Т а б л и ц а 9.1

Варианты задания

№ пп	Параметры	Обозначения	Вариант					
			1	2	3	4	5	6
1	Марка бульдозера		ДЗ-29	ДЗ-18	ДЗ-20	ДЗ-109	ДЗ-35	ДЗ-104
2	Средняя глубина копания, м	h	0,07	0,16	0,12	0,18	0,20	0,15
3	Путь транспортирования, м	l_{mp}	70	80	30	60	100	40
4	Угол местности, град: подъем, спуск	α, \pm	+5	-5	-10	-10	0	+10
5	Род грунта (табл. 12.3)		СТ	ПС	СЛ	ПК	ПС	СП
6	Длина планируемого участка, м	l	70	60	80	70	80	50
7	Угол установки отвала в плане, град	φ	90	63	90	63	90	63
8	Ширина перекрытия проходов, м	b	0,4	0,5	0,4	0,3	0,5	0,3
9	Число проходов при планировании	n_{np}	2	1	2	2	1	3

9.2. Общие сведения о конструкции бульдозеров и их классификация

Основу парка землеройных машин в строительном производстве составляют *бульдозеры*. На них приходится более 40 % всех объемов земляных работ в стране.

Бульдозеры послойно разрабатывают и перемещают немерзлые грунты I, II, III и частично IV групп без предварительного рыхления; IV, V, VI, VII групп и мерзлые грунты IM – IVM групп – с предварительным рыхлением.

Бульдозеры принято классифицировать: по номинальному тяговому усилию, ходовым системам базовых тракторов, назначению, конструктивным особенностям навесного оборудования.

Основным классификационным параметром является *номинальное тяговое усилие*, по которому различают бульдозеры:

- 1) очень легкие (малогабаритные) – с номинальным тяговым усилием до 25 кН;
- 2) легкие – 25...135 кН;
- 3) средние – 135...200 кН;
- 4) тяжелые – 200...350 кН;
- 5) сверхтяжелые – свыше 350 кН.

Модели гусеничных бульдозеров определяются *по тяговому классам тракторов* типоразмерным рядом: 3, 4, 6, 10, 15, 25, 35, 50, 75, 100, охватывающим бульдозеры с номинальным тяговым усилием трактора 30...1000 кН.

По типу ходовой системы различают бульдозеры *гусеничные* и *пневмоколесные*. Гусеничные машины получили преимущественное распространение благодаря низкому давлению на грунт в сочетании с реализацией значительных тяговых усилий и высоких сцепных свойств ходовых систем. Колесные машины применяются тогда, когда определяющими в работе являются высокие транспортные скорости.

По назначению различают бульдозеры общего, специального и многоцелевого назначения.

Бульдозеры общего назначения приспособлены для выполнения землеройно-транспортных и планировочных работ в различных грунтовых условиях при температуре окружающего воздуха +40...-40°C.

Бульдозеры специального назначения обеспечивают выполнение

узкоспециализированных работ определенного вида: чистку снега, сгребание торфа, разработку сыпучих материалов, толкание скрепоров при загрузке, проведение подземных и подводных работ.

Бульдозеры многоцелевого назначения наряду с выполнением традиционных землеройно-транспортных работ используются для разработки и засыпки узкопрофильных траншей, каналов, скважин, проведения земляных работ на мерзлых грунтах, погрузочно-разгрузочных работ. В этом случае бульдозерное оборудование агрегатируют с задним оборудованием экскаватора, рыхлителя, каналокопателя, бурильно-крановой машины или используют в наборе рабочих органов (бульдозер-погрузчик ДЗ-133).

По способу установки рабочего органа различают бульдозеры с неповоротным и поворотным отвалами. Бульдозер с неповоротным отвалом имеет неизменяемое положение рабочего органа, перпендикулярное продольной оси трактора; у бульдозера с поворотным отвалом рабочий орган может быть установлен под углом в обе стороны к оси трактора. Оба типа бульдозеров могут быть оборудованы механизмом перекоса отвала.

По типу отвала бульдозеры бывают с прямым, полусферическим, сферическим и специальным отвалом (угольным, для сыпучих материалов, с толкающей плитой, с амортизаторами и т. п.).

По приводу рабочего оборудования различают бульдозеры с гидравлическим и канатно-блочным управлением. Все современные бульдозеры оснащают гидрофицированным управлением подъема-опускания отвала, а тяжелые бульдозеры – также гидрперекосом отвала.

Бульдозер состоит из трактора и бульдозерного оборудования, которое содержит рабочий орган – отвал криволинейного профиля, установленный впереди трактора; толкающую раму или толкающие брусья; элементы крепления оборудования к трактору; агрегаты гидропривода.

В качестве базовых для агрегатирования с бульдозерным оборудованием используются гусеничные (Т-130, Т-170, Т-180, ДЭТ-250М2, Т-330, Т-25.01, Т-500, Т-800) и колесные (К-702) промышленные тракторы общего назначения или промышленные модификации сельскохозяйственных колесных (МТЗ) и гусеничных (ДТ-75) тракторов. Ос-

Основные характеристики бульдозеров приведены в табл. 9.2.

Т а б л и ц а 9.2

Основные характеристики бульдозеров

№ пп	Показатели	Обозначение	Марка бульдозера					
			ДЗ-29	ДЗ-18	ДЗ-201	ДЗ-109	ДЗ-35	ДЗ-104
1	Тип отвала: неповоротный (Н) поворотный (П)		Н	П	Н	П	Н	П
2	Управление отвалом: гидравлическое (Г)	Г	Г	Г	Г	Г	Г	Г
3	Базовый трактор		Т-74-С2	Т-100М3	Т-4АП1	Т-130.1.Г-1	Т-180Г	Т-4АП1
4	Мощность двигателя, л.с.		75	108	130	140	180	130
5	Номинальное тяговое усилие трактора, кН		30	100	40	100	150	40
6	Размеры отвала, м:							
	длина	L	2,56	3,97	2,60	4,12	3,64	2,86
	высота	H	0,80	1,00	0,90	1,00	1,23	0,954
7	Угол резания, град		55	55...60	55	55	45...55	55
8	Угол установки отвала в плане, град	φ	90	63 и 90	90	63 и 90	90	63 и 90
9	Угол поперечного перекоса отвала, град	δ	–	± 5	± 6	± 6	± 4	± 6
10	Скорости движения, км/ч	v_1	2,42	2,36	3,47	3,2	2,85	3,47
		v_2	3,04	3,78	4,66	3,92	5,04	4,66
		v_3	3,65	4,51	6,35	4,54	6,95	6,35

Бульдозерное оборудование бывает с поворотным отвалом (рис. 9.1), который может быть повернут под углом 63° в горизонтальной плоскости (универсальный бульдозер), и с неповоротным отвалом (рис. 9.2), постоянно установленным под прямым углом к продольной оси машины.

Поворотный отвал (рис. 9.1) с режущими ножами 3 крепится к базовой машине 1 посредством толкающей П-образной рамы 4, установленной с помощью шарнирных опор 5 и гидроцилиндров 10 на раме машины. В средней точке отвал соединен с толкающей рамой посредством шарового шарнира 8, а по краям – посредством четырех толкателей (раскосов) 6 и 7. Верхние толкатели 6 для регу-

лировки углов резания и поперечного перекоса выполняются винтовыми либо в виде гидроцилиндров. Они соединяют верхнюю часть отвала с нижними толкателями 7, которые, в свою очередь, соединяют нижнюю часть отвала с толкающей рамой. Штоки гидроцилиндров 10 прикреплены к толкающей раме 4, а сами цилиндры – к кронштейнам 11 на раме машины.

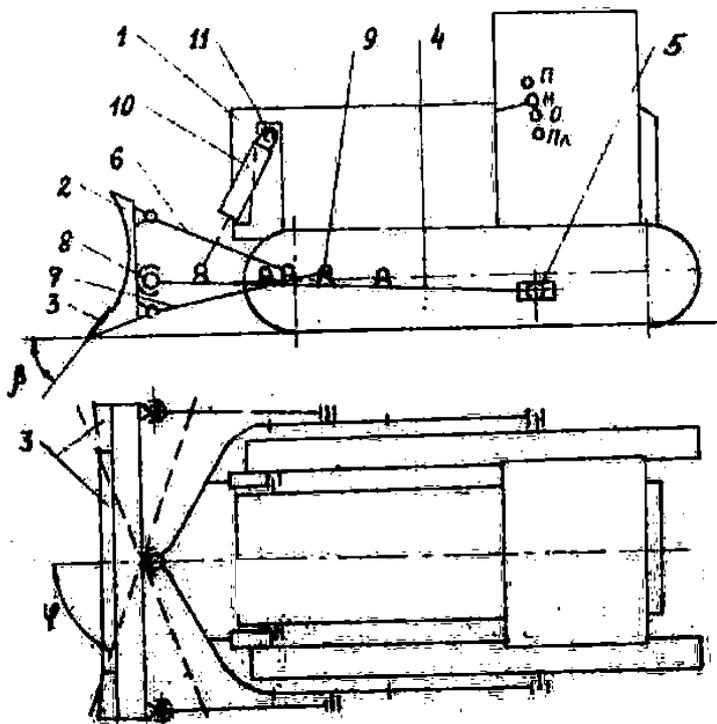


Рис. 9.1 Схема бульдозера с поворотным отвалом

На большинстве современных отечественных бульдозеров применяется ручная система поворота отвала в плане. Посредством перестановки задних концов нижних толкателей вдоль толкающей рамы и крепления их в дополнительных предусмотренных для этой цели отверстиях 9 отвал может быть установлен под углом φ относительно шарового шарнира. Эта операция производится до начала работы. При гидравлической системе поворота нижние толкатели 7

выполняются в виде гидроцилиндров, и установка отвала в плане производится из кабины. Угол поворота в плане – $25...27^\circ$ в каждую сторону.

Бульдозеры с неповоротным отвалом агрегируют с гусеничными тракторами всех известных тяговых классов.

Неповоротный отвал 2 (см. рис. 9.2) с режущими ножами 3 крепится к базовой машине 1 посредством двух толкающих брусьев 4, шарнирных опор 5, раскосов 6 и гидроцилиндров 7. Штоки гидроцилиндров 7 прикреплены к тыльной стороне отвала, а сами цилиндры – к кронштейнам 8 на раме трактора. Соединение отвала с концами толкающих брусьев бывает жестким неразъемным (брусья приварены к отвалу) и шарнирным. При шарнирном креплении можно регулировать угол резания β ($45^\circ...60^\circ$) и угол поперечного перегиба в вертикальной плоскости ($\pm 4...12^\circ$), что достигается применением винтовых раскосов переменной длины или гидроцилиндров, заменяющих раскосы. Винтовой раскос состоит из трубы, навинченной на два шарнирных наконечника, имеющих противоположную по направлению резьбу.

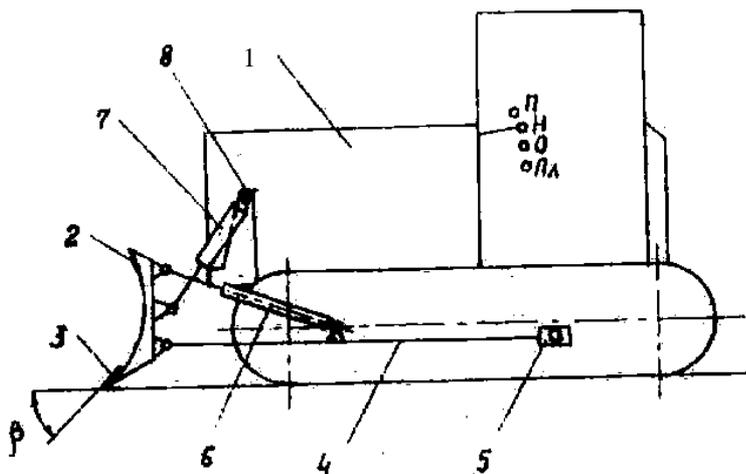


Рис. 9.2. Схема бульдозера с неповоротным отвалом

Подъем-опускание отвала осуществляется одним или двумя гид-

роцилиндрами с использованием гидросистемы трактора. Для обеспечения быстродействия навесной системы и эффективного внедрения отвала в грунт используется мощный гидропривод, потребляющий 30...40 % мощности двигателя, с рабочим давлением до 20 МПа.

Гидравлическая система управления отвалом (рис. 9.3) состоит из: одного или двух гидроцилиндров 10; масляного насоса 1, имеющего привод от двигателя; маслобака 2; предохранительного клапана 3; фильтра 4; золотникового гидравлического распределителя 5 с рычагом управления 6, расположенным в кабине трактора; маслопроводов 7, 8, 9, 11. Гидроцилиндр 10 подъема отвала состоит из цилиндрического корпуса, поршня 12 и штока 13, соединенного с рабочим оборудованием. Золотник распределителя при управлении отвалом может занимать четыре положения:

- 1) Н – нейтральное, при котором отвал зафиксирован перекрытием маслопроводов 9 и 11;
- 2) П – подъем отвала посредством подачи масла под давлением в нижнюю полость гидроцилиндра и слива его из верхней полости в бак;
- 3) О – опускание отвала посредством подачи масла в верхнюю полость гидроцилиндра и слива его из нижней полости в бак;
- 4) Пл – плавающее положение отвала посредством соединения противоположных полостей гидроцилиндра друг с другом, а также с баком.

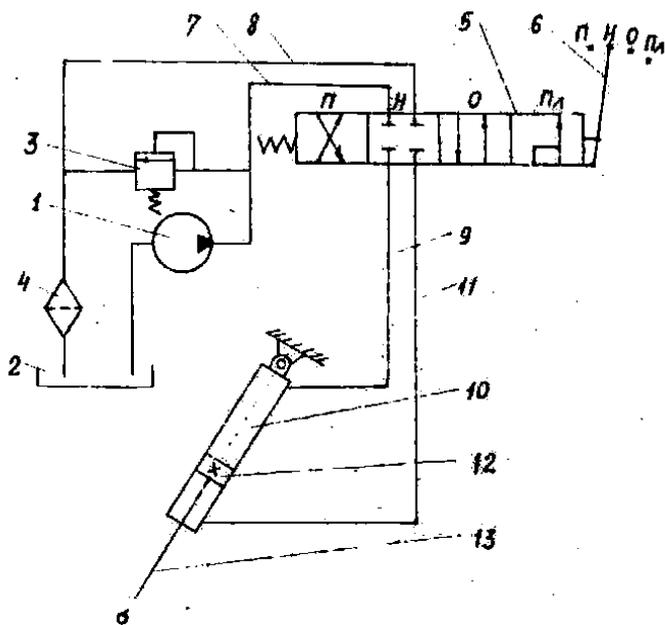


Рис. 9.3. Схема гидравлической системы управления отвалом

Бульдозеры на колесных тракторах общего назначения и промышленных модификациях базовых сельскохозяйственных тракторов получили наибольшее распространение в коммунальном хозяйстве, на малозатратных земляных работах в сельском и городском строительстве, на ремонте дорог. В агрегате с задним оборудованием они могут иметь многоцелевое назначение. При использовании со сменным погрузочным оборудованием эти бульдозеры предназначены для выполнения земляных и погрузочно-разгрузочных работ небольшого объема, перемещения штучных и тарных грузов.

б)

в)

г)

д)

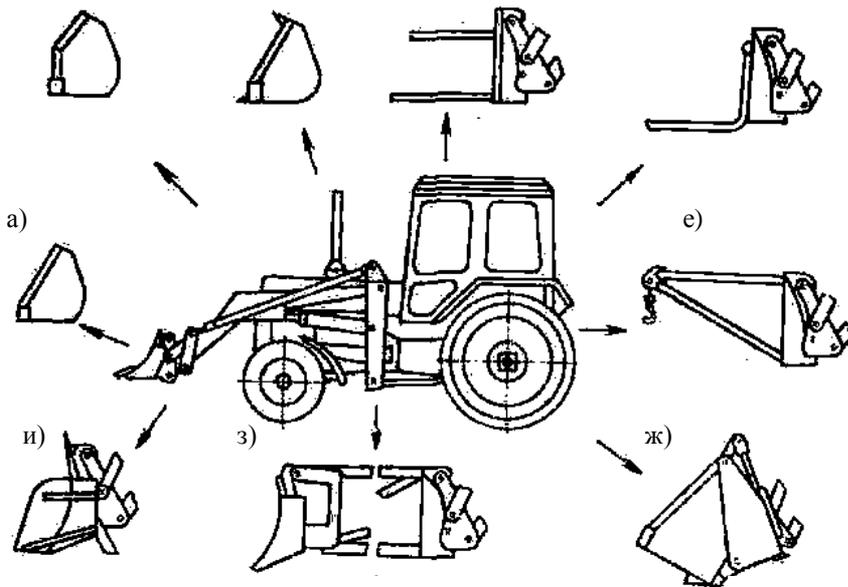


Рис. 9.4. Бульдозер-погрузчик ДЗ-133 с многоцелевым рабочим оборудованием: а – увеличенный ковш; б – ковш для снега; в – ковш вместимостью 0,38 м³; г – сельскохозяйственные вилы; д – грузовые вилы; е – монтажный крюк; ж – челюстной захват; з – удлинитель; и – уширитель и рыхлитель заднего хода

Преимущественное распространение получили неповоротные бульдозеры на тракторах МТЗ тягового класса 1,4...2 мощностью двигателя 40...55 кВт. Бульдозеры имеют неповоротное оборудование с прямым отвалом, жестко соединенным с толкающими брусьями, установленными в упряжных шарнирах на усиленной раме, смонтированной на лонжеронах трактора. Толкающие брусья расположены между передними колесами трактора. В нижней части отвала крепят съемные ножи, а в верхней предусмотрен козырек. Бульдозерный отвал снабжен зубьями заднего хода и может быть оборудован уширителем (бульдозер ДЗ-102). Управление отвалом – гидравлическое, из кабины трактора.

Бульдозеры с поворотным отвалом используются в агрегате с задним оборудованием для засыпки траншей и выполнения планировочных работ малого объема на грунтах I и II категорий. Бульдозеры-погрузчики ДЗ-133 и ДЗ-160 на базе колесных тракторов МТЗ являют-

ся машинами многоцелевого назначения, предназначенными для землеройных и погрузочно-разгрузочных работ малого объема (рис. 9.4 а...и). В качестве основных рабочих органов служат бульдозерный отвал и сменный ковш вместимостью 0,38 и 0,5 м³ соответственно.

9.3. Методические указания к изучению рабочего процесса и производительности бульдозера

Различают технологические схемы рыхления: челночную, продольно-поворотную и перекрестную. Последнюю применяют на грунтах высокой прочности, где осуществляется дополнительное поперечное рыхление с увеличенными на 20...30 % глубиной и шагом рыхления.

Наиболее распространенным способом бульдозерной разработки грунта является челночный, без поворотов. Его осуществляют движением вперед на рабочей передаче и холостым ходом назад на второй передаче с образованием промежуточных валов (обычно при $l_{mp} = 30...40$ м).

Планировочные работы бульдозером выполняют без резкого заглубления отвала в грунт на первой (чистовая планировка) или второй (грубая планировка) передаче с сохранением устойчивых оборотов двигателя. Отвал при планировке рекомендуется заполнять на 1/2...2/3 объема призмы. При каждом последующем проходе ширина отвала должна на 1/4 перекрывать ранее спланированную поверхность. Планировочные работы выполняются с одним поворотом при одном проходе. Рыхление прочных грунтов производится послойно параллельными бороздами с максимально возможной для данного рыхлителя глубиной (0,3...0,7 м). Рыхлительные работы выполняют только при прямолинейном движении трактора на первой передаче.

Полный рабочий цикл бульдозера при копании и перемещении грунта состоит из следующих операций:

- 1) внедрение отвала в грунт и набор призмы волочения (копание);
- 2) перемещение грунта к месту укладки (транспортирование);
- 3) укладка (разгрузка) грунта слоями или грудами;

- 4) возвращение в забой (обратный ход);
- 5) опускание отвала и установка его в положение внедрения.

Время рабочего цикла бульдозера может быть подсчитано по формуле

$$T_{ц} = t_{к} + t_{мп} + t_{о} + t_{дон}, \text{ с},$$

где $t_{к}$, $t_{мп}$, $t_{о}$ – соответственно время копания, транспортирования и обратного хода;

$t_{дон}$ – дополнительные затраты времени,

$$t_{дон} = t_{н} + t_{он} + 2t_{нов} \approx 0,5 \text{ мин};$$

$t_{н}$ – время переключения передач, $t_{н} \approx 5 \text{ с}$;

$t_{он}$ – время опускания отвала, $t_{он} \approx 2 \text{ с}$;

$t_{нов}$ – время поворота, $t_{нов} \approx 10 \text{ с}$.

При челночной схеме работы без поворотов машины $t_{нов} = 0$.

Время на укладку грунта в расчете цикла не учтено, так как оно обычно совмещается с временем транспортирования.

Длительность основных операций рабочего цикла определяется с учетом пути и скорости передвижения бульдозера на этих операциях:

$$t_{к} = \frac{l_{к}}{v_{к}}, \text{ с}; \quad t_{мп} = \frac{l_{мп}}{v_{мп}}, \text{ с}; \quad t_{о} = \frac{l_{к} + l_{мп}}{v_{с}}, \text{ с}.$$

В эти формулы путь подставляется в м, а скорость – в м/с. Копание грунта обычно осуществляется на первой передаче коробки передач трактора, транспортирование – на второй, обратный ход – на третьей или задним ходом.

Путь копания зависит от объема грунта q , накапливаемого перед отвалом, и глубины копания h :

$$l_{кон} = \frac{q}{hL}, \text{ м};$$

$$q = \frac{LH^2 k_{oz}}{2 \operatorname{tg} \rho_o k_p}, \text{ м}^3,$$

где L, H – длина и высота отвала (табл. 9.2);

ρ_o – угол естественного откоса грунта;

k_p – коэффициент разрыхления (табл. 9.3).

Т а б л и ц а 9.3

Значение угла естественного откоса ρ_o и коэффициента разрыхления k_p

Род грунта	Сокращенное обозначение	ρ_o , град	k_p
Песок средний	ПС	35	1,08...1,17
Песок крупный	ПК	32	1,08...1,17
Супесь	СП	34	1,08...1,17
Суглинок тяжелый	СТ	40	1,24...1,30
Суглинок легкий	СЛ	30	1,15...1,28
Растительный	Р	35	1,24...1,30

Т а б л и ц а 9.4

Ориентировочные значения коэффициента k_{oz} уменьшения объема призмы грунта с учетом его вязкости и отношения H/L

H/L	Несвязные грунты	Связные грунты
0,15	0,64	0,97
0,20	0,63	0,93
0,25	0,62	0,89
0,30	0,61	0,85
0,35	0,58	0,82
0,40	0,54	0,78

Эксплуатационная производительность бульдозера определяется с учетом количества грунта перед отвалом q , времени цикла $T_{ц}$ и поправочных коэффициентов по формуле

$$P_y = \frac{3600 \cdot q}{T_u} k_n k_y k_g, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где k_n – коэффициент, учитывающий потери грунта от дальности транспортирования,

$$k_n \approx 1 - 0,005 l_{mp};$$

k_y – коэффициент, учитывающий изменение производительности в зависимости от угла наклона местности α к горизонту;

k_g – коэффициент использования машины по времени, $k_g = 0,8 \dots 0,9$.

Для увеличения производительности бульдозера при копании легких грунтов с обоих концов отвала устанавливают сменные уширители, открылки и удлинители, применяют сферические и полусферические отвалы. Для уменьшения потерь грунта при транспортировании используют технологические приемы:

- 1) перемещение с непрерывным дополнительным подрезанием грунта на глубину 5...10 см для компенсации потерь;
- 2) перемещение в ранее сооруженной с помощью двух валков грунта траншее, которая предохраняет призму грунта от потерь;
- 3) перемещение с промежуточным накоплением грунта, который подхватывается отвалом при последующих проходах и восполняет потери.

Т а б л и ц а 9.5

Значения коэффициента k_y изменения производительности в зависимости от угла наклона местности к горизонту α

α , град	0	Подъем			Спуск		
		+5	+10	+15	-5	-10	-15
k_y	1	0,8	0,5	0,45	1,3	1,8	2,3

Эксплуатационная производительность бульдозера при планировочных работах находится по формуле

$$P_3 = \frac{3600 \cdot l(L-b)k_6}{n_{np}(l/v_{пл} + t_{нов})}, \text{ м}^2/\text{ч},$$

где n_{np} – число проходов.

Величины, входящие в формулу для расчета P_3 , даны в табл. 9.1 и 9.2, k_6 и $t_{нов}$ могут быть приняты из предыдущего расчета.

Лабораторная работа № 10

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ АВТОГРЕЙДЕРОВ

10.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить назначение, технические характеристики и общее устройство автогрейдера.
2. Вычертить его принципиальную схему с обозначениями узлов.
3. Определить производительность для заданных условий.

Т а б л и ц а 10.1

Варианты задания

Показатель	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Длина рабочего участка дороги L , км	0,5	0,7	0,9	1,2	1,4	1,5
Ширина земляного полотна средняя $B_{ср}$, м	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0
Высота насыпи H , м	0,3	0,35	0,94	0,5	0,6	0,7

Окончание табл. 10.1

Показатель	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Длина отвала L_0 , м	3,04	3,74	3,72	4,25	4,25	4,83
Глубина резания h , м	0,035	0,040	0,050	0,060	0,070	0,080
Угол захвата при резании грунта α , град	30	32	35	37	40	45
Угол резания δ , град	45	43	40	35	32	30
Коэффициент перекрытия при зарезании	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4	1,5
Средняя длина перемещения грунта, м	5	6	7	9	9	11
Скорость движения, км/ч:						
при зарезании v_p	2,5	3,0	2,8	3,1	4,0	4,1
при перемещении v_n	4,2	4,4	4,6	5,2	5,3	5,5
при отделочных проходах v_o	8,0	8,2	8,4	8,8	0	9,2

10.2. Общие сведения о назначении и технических характеристиках автогрейdera

Автогрейдер – это самоходная пневмоколесная землеройно-транспортная машина, предназначенная, главным образом, для профилирования и отделки земляного полотна и возведения насыпей высотой до 0,6 м из боковых резервов. Кроме того, его применяют для планировки насыпей, выемок и их откосов, формирования и очистки кюветов и каналов, перемешивания грунта или гравия с вяжущими материалами. Автогрейдеры широко используются при летнем содержании и ремонте грунтовых и гравийных дорог, а в зимнее время – для расчистки дорог от снега.

Автогрейдеры классифицируются по массе машины и по типу колесной схемы: легкие – до 9 т, 55...65 кВт; средние – 9...13 т, 65...110 кВт; тяжелые – 13...19 т, 110...185 кВт; сверхтяжелые – св. 19 т, св. 185 кВт.

Технические характеристики автогрейдеров

Показатель	ДЗ-99А	ДЗ-143	ДЗ-122А	ДЗ-98А	ДЗ-140
Двигатель	А-41	А-01 МС	А-01 М С	У1Д6-250ТК	ЯМЗ-240
Мощность, кВт	66,2	99,4	99,4	184	220
Размеры грейдерного отвала, мм:					
длина	3040	3740	3724	4250	4830
высота	500	620	620	720	800
Транспортная скорость:					
наибольшая, км/ч:		43 (ГМ)	43 (ГМ)		
вперед	35(ГМ)*	25,2	25,2	40 (М)	40 (ГМ)
назад	20			47	24
Рыхлительное (кирко-вочное) оборудование:					
ширина рыхления, мм	970	1300	1490	1265	1785
глубина рыхления, мм	150	250	250	250	250
число зубьев	5	3	4	5	5
Бульдозерный отвал:					
длина, мм	2235	1475	2480	–	2475
система автоматизации управления отвалом	Профиль-1	Профиль-10	Профиль-30	Профиль-20	Профиль-30
Габаритные размеры, мм					
длина	8650	9760	9450	10300	11500
ширина	2300	2500	2500	2800	3220
высота	2985	3200	3250	3920	3955
Масса, кг	9500	13500	14370	19500	26600

*М – трансмиссия механическая; ГМ – гидромеханическая.

Легкие автогрейдеры применяются при содержании и текущем ремонте дорог; средние – при ремонте и строительстве дорог и других земляных работах в средних грунтовых условиях; тяжелые – при больших объемах дорожных работ, строительстве аэродромов, работе в тяжелых грунтах до III группы включительно.

Колесная схема автогрейдеров обозначается формулой $A \times B \times B$, где A – число осей (мостов) с управляемыми колесами;

B – число ведущих осей; B – общее число осей. Наиболее распространенной является схема $1 \times 2 \times 3$, которая обеспечивает хорошие тягово-сцепные и планирующие свойства при достаточно простом устройстве управляемой оси.

Автогрейдеры имеют общую компоновочную схему, при которой двигатель и кабина расположены в задней части машины, а отвал с механизмом выноса – в середине колесной базы (рис. 10.1).

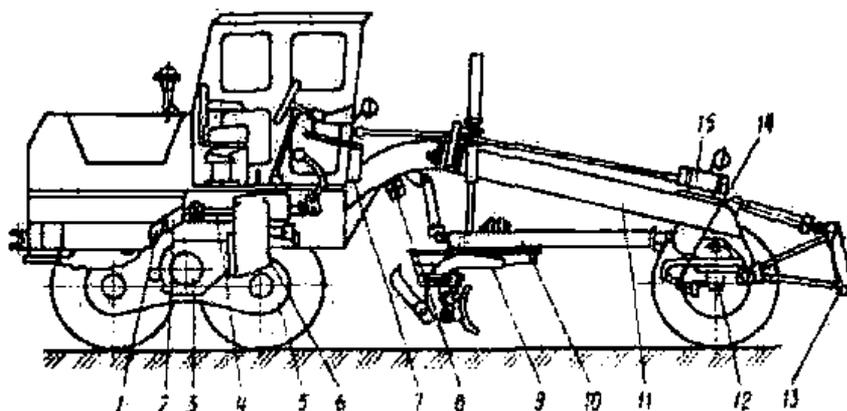


Рис. 10.1. Автогрейдер:

- 1 – двигатель; 2 – муфта сцепления или гидротрансформатор; 3 – задний мост; 4 – карданный вал; 5 – балансир; 6 – коробка передач; 7 – система гидравлического управления; 8 – система автоматического управления; 9 – поворотный круг; 10 – тяговая рама с отвалом; 11 – основная рама; 12 – передняя ось; 13 – бульдозер или кирковщик; 14 – механизм поворота колес; 15 – рулевой механизм

Расширилось применение шарнирно-сочлененной рамы (автогрейдер ДЗ-140 и модификация автогрейдера ДЗ-122А), которая позволяет значительно увеличить маневренность автогрейдера и получить ряд технологических преимуществ, расширяющих сферу его применения и повышающих производительность.

Сочленение передней и задней полурам осуществляется с помощью вертикального шарнира, расположенного вблизи оси балансирной тележки, что позволяет при небольших углах складывания ($\pm 20^\circ$) уменьшать радиус поворота в 1,5...2 раза и смещать колею передних колес автогрейдера относительно колеи балансирной те-

лежки (до 2,0 м). Кабина при этом расположена перед шарниром.

На всех выпускаемых автогрейдерах применяют четырехтактные дизельные двигатели, а также механические и гидромеханические коробки передач вального типа. На автогрейdere ДЗ-98А установлена механическая коробка передач с переключением с помощью зубчатых муфт, имеющая шесть скоростей переднего и заднего хода.

На средних и тяжелых автогрейдерах применяют гидромеханическую коробку передач с гидротрансформатором, аналогичную коробке передач погрузчиков ТО-18, ТО-30.

Гидромеханическая коробка передач У35605 имеет четыре передачи переднего и две – заднего хода. Механическая коробка передач У35606 имеет шесть передач переднего хода и две – заднего. Переключение передач происходит с помощью зубчатых муфт при выключенной муфте сцепления.

Основным преимуществом механических трансмиссий перед гидромеханическими является более высокий КПД. Кроме того, при небольших и средних нагрузках на отвале скорость движения автогрейдера с механической трансмиссией более равномерна, чем с гидромеханической, в связи с чем на отделочных операциях автогрейдер с механической трансмиссией имеет преимущества. В случае использования автогрейдеров в режиме резания грунта в условиях больших колебаний нагрузки гидромеханическая трансмиссия позволяет достигать большей производительности, чем механическая.

Средние и тяжелые автогрейдеры имеют ходовую часть, выполненную в виде балансирной тележки и управляемой оси. Балансирная тележка представляет собой четырехколесный блок, в поперечной балке которого смонтирована главная передача. На концах балок в подшипниках скольжения укреплены балансиры, передачу внутри которых для привода колес выполняют как шестеренной, так и цепной. Колеса, установленные на концах балансиров, имеют колодочные тормоза с гидравлическим управлением.

Управляемая ось представляет собой балку с колесами, шарнирно закрепленными на ее концах. Основной особенностью переднего управляемого моста автогрейдера является возможность одновре-

менного наклона и поворота обоих колес. Наклон управляемых колес служит для улучшения курсовой устойчивости автогрейдера в режиме резания грунта и уменьшения его радиуса поворота.

Автогрейдер ДЗ-98А имеет ходовую часть, выполненную по мостовой схеме. Два задних моста объединены в тележку с помощью системы балансиров и реактивных тяг, а передний ведущий мост не имеет наклона управляемых колес. Новая машина этого класса ДЗ-140 имеет балансирующую тележку и переднюю управляемую ось с наклоном колес; при движении на рабочих скоростях передние колеса активизируются с помощью гидрообъемного привода.

Основным рабочим оборудованием этого автогрейдера (рис. 10.2) является грейдерный отвал 7 с ножами, который с помощью двух кронштейнов 8 крепится к установленному на тяговой раме 1 поворотному кругу 2. Тяговая рама с помощью шарового шарнира 6 крепится к основной раме, а с помощью шаровых шарниров 4 – к средней части основной рамы. На тяговой раме размещен механизм 5 поворота отвала, обеспечивающий поворот отвала на 360° , а на поворотном круге – механизм 9 изменения угла резания.

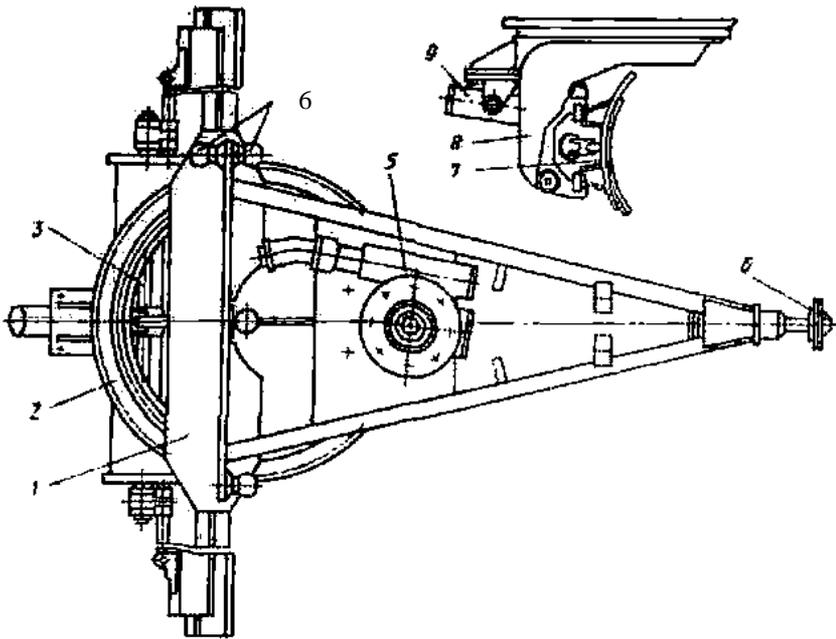


Рис. 10.2. Тяговая рама с отвалом

Подвеска тяговой рамы, выполненная с помощью гидроцилиндров, позволяет устанавливать нож отвала под разными углами в вертикальной плоскости и выносить его за пределы основной рамы.

Отвал может быть неполноповоротным в плане или полноповоротным (у большинства автогрейдеров); его можно с помощью механизмов управления перемещать вверх, заглублять в грунт, устанавливать в плане на требуемый угол, выдвигать относительно тяговой рамы в обе стороны гидроцилиндром 3, изменять угол резания, а также выносить в сторону вместе с тяговой рамой и устанавливать под различными углами при необходимости разработки косягов и кюветов.

Тяговую раму автогрейдера выполняют треугольной или Т-образной коробчатого сечения. Передняя часть рамы, соединенная с основной рамой машины, обычно имеет шаровой шарнир 6; задняя

часть рамы заканчивается поперечиной, к которой приварены три кронштейна со сферическими шарнирами на конце, которыми с помощью гидроцилиндров тяговую раму присоединяют к основной. На тяговой раме с помощью трех поддерживающих кронштейнов укрепляют поворотный круг с зубчатым венцом, чаще – внутренне-го зацепления. Механизмы поворота отвала позволяют поворачивать его под нагрузкой при резании и перемещении грунта. На всех автогрейдерах, как правило, применяют механизм поворота в виде червячного редуктора с цилиндрической шестерней, установленной на выходном валу, которая входит в зацепление с зубчатым венцом поворотного круга.

С помощью гидравлического привода отвалу можно придавать различные положения в пространстве (рис. 10.3): поворот в горизонтальной плоскости на угол захвата α ; установку угла поперечного наклона ν путем подъема и опускания одного конца отвала; выдвигание и вынос отвала в сторону относительно продольной оси машины. На средних и тяжелых автогрейдерах гидрофицирован также наклон отвала для изменения угла резания β .

При профилировании дороги автогрейдер последовательно зарезает грунт из кювета, перемещает его проходами, параллельными оси дороги, планирует и отделяет.

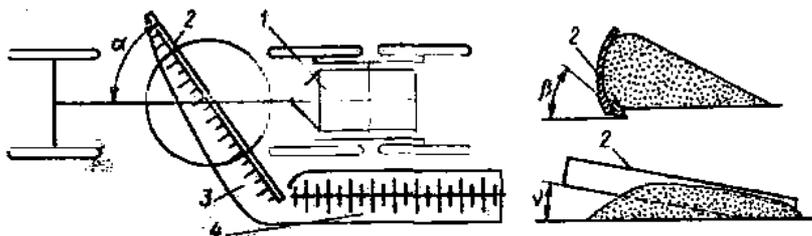


Рис. 10.3. Углы установки отвала автогрейдера:

α – захвата; β – резания; ν – наклона (зарезания); 1 – автогрейдер; 2 – отвал; 3 – призма волочения; 4 – валик отсыпаемого грунта

Кирковщик (рис. 10.4) применяется для рыхления плотно слежавшихся грунтов, а также для киркования гравийно-щебеночных покрытий при ремонте.

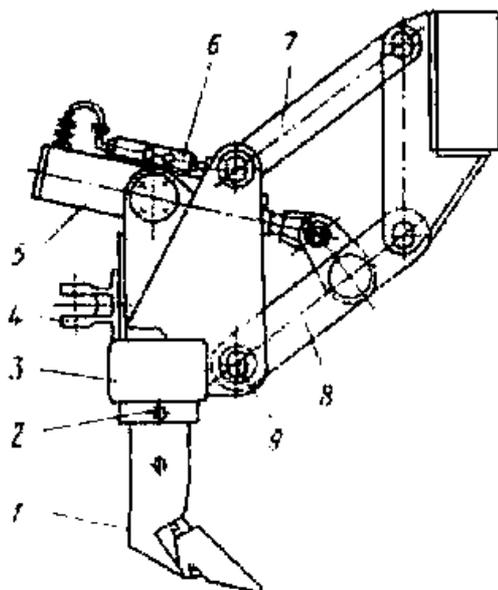


Рис. 10.4. Кирковщик:

1 – зуб; 2, 9 – пальцы; 3 – балка; 4 – вилка; 5 – гидроцилиндр; 6 – гидрозамок; 7 – тяга; 8 – рама

Установка кирковщика на автогрейдер может быть различной: спереди (у автогрейдеров ДЗ-98А, ДЗ-122А); на задней стороне отвала (у машин старых моделей); сзади (у автогрейдера ДЗ-143). Наиболее эффективно расположение кирковщика сзади автогрейдера, так как при кирковании зубья легче проникают в грунт и машина в процессе работы более устойчива.

Бульдозерный отвал обычно навешивают постоянно (на автогрейдерях ДЗ-122А, ДЗ-143), иногда совмещают с кирковщиком; он подвешивается на параллелограммной подвеске и управляется с помощью гидроцилиндра.

Для расширения области применения автогрейдеров и увеличения производительности отдельных видов работ на них устанавливают различное дополнительное оборудование: удлинитель отвала, снежный плуг, откосник и др.

Автогрейдеры имеют гидравлическую систему управления, которое осуществляется из кабины оператора. Гидропривод рабочих

органов управления включает в себя управление следующими рабочими операциями: подъемом-опусканием отвала и рыхлителя (или бульдозера), боковым выносом отвала, поворотом отвала, наклоном передних колес, установкой угла резания.

10.3. Методические указания к определению эксплуатационной производительности

Дорожную насыпь возводят при поступательном движении автогрейдера, чередуя две основные технологические операции: 1) зарезание грунта косо поставленным отвалом; 2) перемещение вырезанного грунта к продольной оси насыпи. При этом каждый раз меняют углы установки отвала (табл. 10.3).

Т а б л и ц а 10.3

Углы установки отвала автогрейдера

№ пп	Номер прохода	Угол установки отвала, град			Глубина резания, мм
		за- хвата	реза- ния	на- клона	
1	Зарезание	35	28	9	200
2	Перемещение	50	41	1	-

Скорость движения автогрейдера зависит от сопротивления на отвале. При зарезании оно имеет максимальные значения, поэтому эту операцию выполняют на первой передаче, а перемещение грунта – на второй.

Эксплуатационная производительность автогрейдера при возведении насыпей из резервов

$$P_3 = \frac{1000 \cdot T_c \cdot L \cdot F_n \cdot k_e}{2L \left(\frac{n_p}{v_1} + \frac{n_n}{v_n} + \frac{n_o}{v_o} \right) + 2t_{нов} (n_p + n_n + n_o)}, \text{ м}^3/\text{см.},$$

где T_c – продолжительность смены (8,2 часа);

k_g – коэффициент использования рабочего времени в течение смены (0,8...0,85);

L – длина рабочего участка, км;

F_n – площадь сечения насыпи, м²;

n_p – число проходов при зарезании грунта;

n_n – число проходов при перемещении грунта;

n_o – число проходов при отделочных работах.

Число проходов при зарезании грунта

$$n_p = \frac{F_n \cdot k_n}{2F_{cmp}},$$

где F_{cmp} – площадь поперечного сечения стружки грунта, м²;

k_n – коэффициент перекрытия проходов при зарезании;

$$F_n = B_{cp} H,$$

где B_{cp} – средняя ширина земляного полотна, м;

H – высота насыпи, м;

$$F_{cmp} = hL_o \cdot \sin \alpha \cdot \sin \delta, \text{ м}^2,$$

где h – глубина резания, м;

L_o – длина отвала, м;

α – угол захвата при резании грунта, град;

δ – угол резания, град.

Число проходов по перемещению грунта

$$n_n = n_p \frac{\ell_o}{\ell_n} k_{nn},$$

где ℓ_o – средняя длина перемещения грунта, м;

ℓ_n – длина перемещения за один проход, м,

$$\ell_n = L_o \sin \alpha ;$$

k_{nn} – коэффициент перекрытия проходов при перемещении,

$$k_{nn} = 1,15 .$$

Число отделочных проходов можно принять примерно равным

$$n_o \approx 0,5n_n .$$

Лабораторная работа № 11

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ УНИВЕРСАЛЬНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

11.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить особенности конструкции и рабочий процесс одноковшовых экскаваторов с различными видами сменного рабочего оборудования.

2. Вычертить принципиальную конструктивную схему экскаватора с заданным видом сменного рабочего оборудования в соответствии с вариантом задания.

3. Определить эксплуатационную производительность экскаватора при заданных условиях работы.

Т а б л и ц а 11.1

Варианты задания

Показатели	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Марка экскаватора	ЭО-3311Б	ЭО-3311Б	ЭО-4111	ЭО-4111	Э-1252	Э-1252

Тип рабочего оборудования	прямая лопата	обратная лопата	прямая лопата	обратная лопата	прямая лопата	обратная лопата
Вместимость ковша, м ³	0,4	0,4	0,65	0,65	1,25	1,4
Высота резания, м	6,2	-	6,0	-	5,0	-
Глубина копания, м	-	4,2	-	3,0	-	5,0
Скорость подъема блока ковша, м/с	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Угол поворота поворотной платформы, град	120	90	90	150	120	90
Скорость поворота платформы, об/мин	2,99	6,91	3,54	4,59	3,4	6
Продолжительность разгрузки, с	0,3	0,5	0,8	1,2	0,8	0,5
Категория грунта	IV	III	II	IV	III	IV
Наименование грунта	глина	глина	супесь	глина	глина	глина
Коэффициент влияния трудности разработки k_m	0,7	0,8	0,9	0,7	0,8	0,7

11.2. Назначение, устройство и работа универсального одноковшового экскаватора

Одноковшовый экскаватор – самоходная землеройная машина, предназначенная для разработки грунтов с последующим перемещением их и выгрузкой в отвал или в транспортные средства.

Для лучшего использования одноковшовые экскаваторы снабжаются различными видами именованного рабочего оборудования. Одноковшовые экскаваторы, имеющие не менее четырех видов сменного рабочего оборудования, называются универсальными.

Универсальный одноковшовый экскаватор состоит из следующих основных частей: ходового оборудования, поворотной платформы с установленными на ней механизмами и силовой установкой, сменного рабочего оборудования.

В качестве рабочего оборудования одноковшовый экскаватор может иметь: прямую лопату, обратную лопату, драглайн, грейфер, кран и др.

Принципиальная схема устройства одноковшового экскаватора, оборудованного *прямой лопатой*, приведена на рис. 11.1, обратной – на рис. 11.2.

М

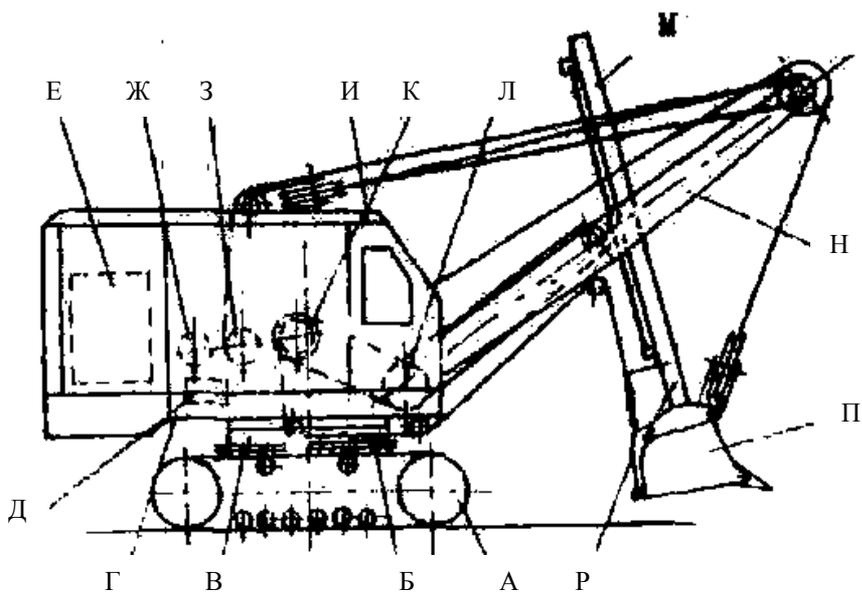


Рис. 11.1. Принципиальная схема устройства одноковшового экскаватора с оборудованием прямая лопата

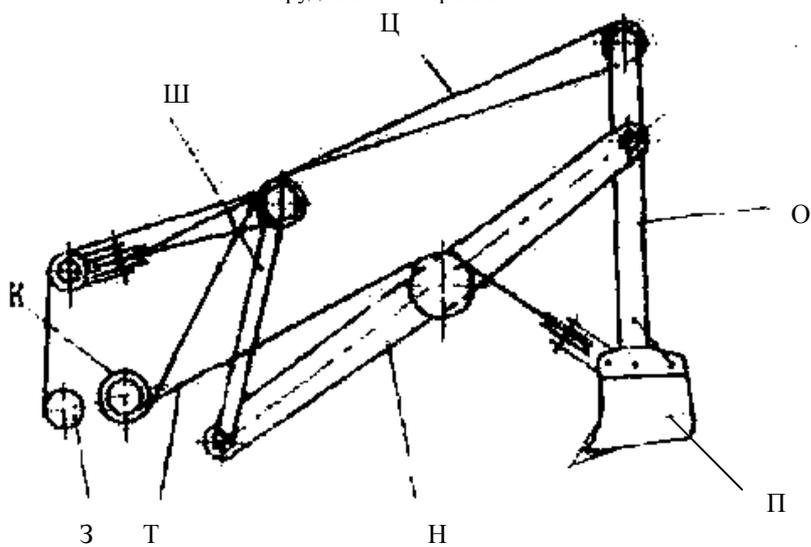


Рис. 11.2. Схема рабочего оборудования экскаватора с обратной лопатой

Экскаватор (см. рис. 11.1) имеет гусеничное ходовое оборудование А, рама которого выполнена заодно с поворотным кругом Б. На этом круге с помощью опорно-поворотного устройства В закреплена поворотная платформа Г, на которой установлены двигатель Е, реверс Ж, лебедка подъема стрелы З, главная лебедка К, барабан напорного механизма Л, двухскоростная коробка передач Д, элементы силовой передачи и систем управления. Все оборудование, расположенное на поворотной платформе, закрыто кабиной И, в передней части которой расположены сиденье для машиниста и рычаги управления.

В передней части поворотной платформы шарнирно закрепляется пята стрелы Н рабочего оборудования прямой лопаты, в седельном подшипнике которой установлена рукоять М с ковшом П. Прямая лопата применяется для разработки грунта выше уровня стоянки экскаватора с погрузкой его на транспорт или в отвал.

Процесс работы экскаватора, оборудованного прямой лопатой, осуществляется следующим образом. При вдвинутой рукояти в забой опускается ковш П; выдвиганием рукояти М обеспечивается прижатие его режущей кромки к грунту; затем поднимается ковш П и выдвигается рукоять М; часть грунта срезается режущей кромкой ковша и заполняет его. Заполненный грунтом ковш выводится из забоя выдвиганием (возвратом) рукояти или подъемом стрелы; поворотом поворотной платформы Г он переносится к месту выгрузки. Открыв днище Р ковша, грунт высыпает. После этого рабочее оборудование с платформой поворачивается к месту очередного набора грунта, и рабочий цикл повторяется.

При смене прямой лопаты на другие виды сменного рабочего оборудования вместо барабана со звездочками привода напорного механизма на валу главной лебедки К устанавливается барабан для наматывания соответствующего рабочему оборудованию каната (см. рис. 11.2).

Обратная лопата применяется при разработке грунта ниже уровня стоянки экскаватора с выгрузкой, в основном, в отвал.

Процесс работы экскаватора, оборудованного обратной лопатой (см. рис. 11.2), протекает следующим образом. При опущенном

тяговом канате Т, растормаживая канат Ц подъемного полиспаста, рабочее оборудование опускают в забой. Стрела Н и рукоять О с ковшем П опускаются в забой до прижатия режущей кромки ковша к грунту. Подтягивая ковш П на себя и частично опуская стрелу Н с рукоятью О для создания напора на него, грунт срезают и заполняют ковш. Для вывода заполненного грунтом ковша из забоя поднимается стрела с рукоятью, и поворотом поворотной платформы рабочее оборудование перемещается к месту отсыпки грунта. Выгрузка грунта из ковша осуществляется включением подъемного каната Ц и растормаживанием тягового Т; при этом происходит поворот рукояти О относительно стрелы Н так, что ковш П уходит от экскаватора, его открытая сторона обращается вниз, и грунт высыпается. После выгрузки рабочее оборудование поворачивается к месту очередного набора грунта, и рабочий цикл повторяется.

Для предотвращения трения подъемного каната на передней части поворотной платформы Г установлена передняя стойка Ш с неподвижными блоками подъемного полиспаста, подъем которой осуществляется стрелоподъемной лебедкой.

Драглайн применяется при разработке грунта ниже уровня стоянки экскаватора с выгрузкой в отвал или на транспорт. В отличие от обратной лопаты, драглайн оборудуется решетчатой стрелой С и ковшем совкового типа Ф, подвешенным к ней на специальной упряжи У (рис. 11.3), что обеспечивает большие радиусы копания и выгрузки и большую глубину копания.

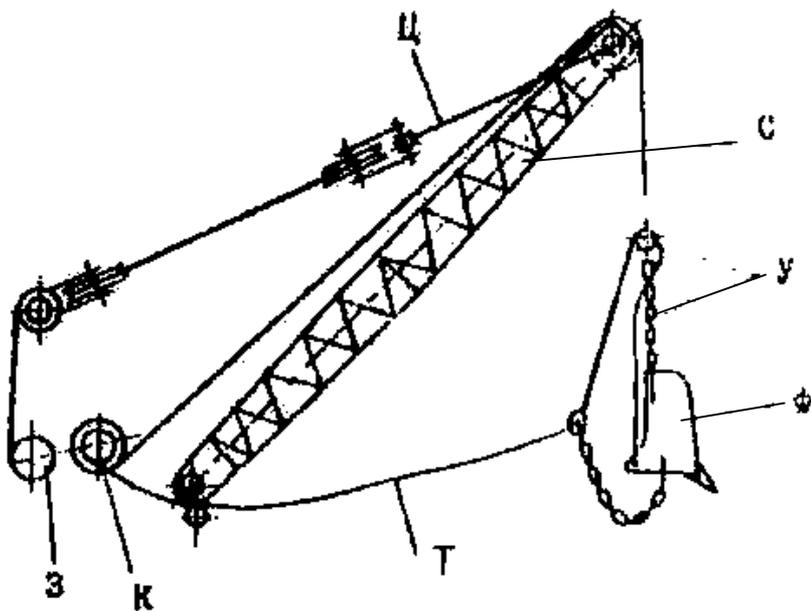


Рис. 11.3. Схема рабочего оборудования экскаватора драглайн

Рабочий процесс драглайна (см. рис. 11.3) протекает следующим образом. При расторможенном тяговом канате Т ковш Ф опускается в забой, подтягивается тяговым канатом по забою снизу вверх под некоторым углом, в результате чего грунт срезается режущей кромкой ковша и заполняет его. Заполненный грунтом ковш поднимается на требуемую высоту и вместе с поворотной платформой Г поворачивается к месту разгрузки; тяговый канат растормаживается, и ковш поворачивается режущей кромкой вниз, повисая на подъемном канате Ц; при этом грунт высыпается через открытую переднюю часть ковша. После этого поворотная платформа Г вместе с рабочим оборудованием поворачивается в сторону забоя, и цикл работы повторяется. Для обеспечения свободного поворота ковша относительно подъемного и тягового канатов последние соединяются с ковшом специальной гибкой связью У, именуемой упряжкой ковша Ф.

Грейфер как рабочее оборудование экскаватора применяется для

разработки сравнительно неплотных грунтов ниже уровня стоянки экскаватора при разгрузке грунта на транспорт или в отвал. Отличительная особенность работы грейфера – сравнительно большие радиусы копания и разгрузки и возможность отрывать глубокие выемки с почти отвесными стенками (типа колодца).

Процесс работы грейфера (рис. 11.4) протекает следующим образом. При расторможенных замыкающем Т и подъемном Ц канатах на грунт опускается ковш Х (с раскрытыми челюстями). Зубья и режущие кромки челюстей частично врезаются в грунт. Натягивая замыкающий канат Т, ковш Х закрывается, поднимается на требуемую высоту и поворачивается вместе с платформой к месту разгрузки; здесь челюсти ковша раскрываются, и грунт высыпается. Затем следует поворот ковша в сторону забоя, и цикл работы повторяется.

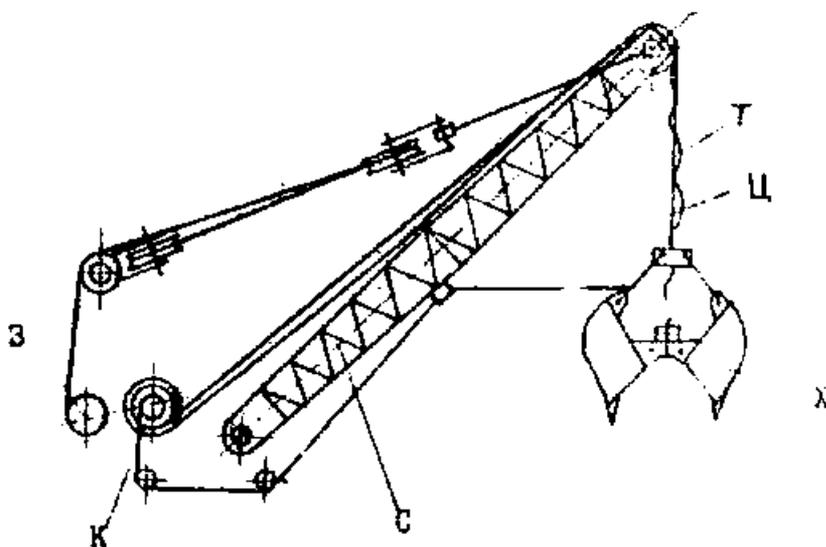


Рис. 11.4. Схема рабочего оборудования экскаватора грейфер

Основным показателем эффективности применения одноковшового экскаватора является его эксплуатационная производительность, которая может быть определена по формуле

$$P_э = \frac{60qnk_nk_mk_э}{k_p}, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где q – вместимость ковша, м^3 ;

n – число рабочих циклов в минуту;

k_n – коэффициент наполнения ковша;

k_p – коэффициент разрыхления грунта;

k_m – коэффициент влияния трудности разработки;

$k_э$ – коэффициент использования экскаватора по времени.

Т а б л и ц а 11.2

Средние значения k_p и наибольшие значения k_n

Наименование грунтов	Категория грунтов	Коэффициент разрыхления k_p	Коэффициент наполнения k_n	
			лопата	драглайн
Песок и гравий сухие	I	1,12	0,95...1,02	0,8...0,9
Песок и гравий влажные	I	1,15	1,15...1,23	1,1...1,2
Супеси, легкие суглинки	II	1,22	1,05...1,12	0,8...1,0
Глина средняя	III	1,27	1,08...1,18	0,98...1,06
Глина тяжелая	IV	1,35	1,0...1,1	0,95...1,0

Число рабочих циклов в минуту определяется по формуле

$$n = \frac{60}{T_ц},$$

где $T_ц$ – продолжительность одного рабочего цикла в секунду,

$$T_{ц} = t_{к} + t_{н} + t_{г} + t_{нз},$$

где $t_{к}$ – время копания;

$t_{н}$ – время поворота на выгрузку;

$t_{г}$ – время выгрузки;

$t_{нз}$ – время поворота в забой.

Продолжительность копания ковшом прямой лопатой с учетом подъема его над забоем (для безопасности поворота) ориентировочно определяется по формуле

$$t_{к} \approx \frac{H + h}{v_{н}}, \text{ с,}$$

где H – высота резания, м;

h – высота ковша, м, $h \approx 0,9$ м;

$v_{н}$ – скорость подъема блока ковша, м/с.

Аналогичным образом определяется продолжительность копания обратной лопатой.

Продолжительность копания драглайном определяется по формуле

$$t_{к} = \frac{L}{v_{м}},$$

где L – длина пути набора грунта ковшом, м,

$$L = \frac{H}{\sin \alpha}, \text{ м;}$$

где H – глубина копания, м;

α – угол откоса грунта в забой, для тяжелых грунтов $\alpha = 20...25^\circ$; средних $\alpha = 30...35^\circ$; легких $\alpha = 40...45^\circ$;

$v_{м}$ – скорость тягового каната ковша, м/с.

Время поворота на выгрузку $t_{н}$ и обратно в забой $t_{нз}$ определя-

ется по формуле

$$t_n = t_{nz} \frac{60\beta}{360n_n},$$

где β – угол поворота поворотной платформы, град;

n_n – скорость поворота платформы, об/мин, при $\beta \leq 90^\circ$ – на первой передаче, при $\beta \geq 90^\circ$ – на второй передаче.

Лабораторная работа № 12

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОДНОКОВШОВЫХ ЭКСКАВАТОРОВ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

12.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить устройство и рабочий процесс одноковшовых экскаваторов с гидравлическим приводом.
2. Вычертить принципиальную схему рабочего оборудования экскаватора и описать его устройство и работу.
3. Определить эксплуатационную производительность экскаватора при заданных условиях работы.

Т а б л и ц а 12.1

Варианты задания

Показатели	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Модель экскаватора	ЭО-2621В-2		ЭО-3323		ЭО-4124	
Масса экскаватора с оборудованием обратная лопата, т	5,9		14,0		25,0	
Вместимость основного ковша об- ратной лопаты, м ³	0,25		0,63		1,0	

Окончание табл. 12.1

Показатели	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Вместимость сменных ковшей, м ³	0,15...0,5		0,25...1,2		0,3...2,0	
Категория разрабатываемого грунта	I	I	II	III	IV	IV
Коэффициент разрыхления k_p	1,20	1,15	1,25	1,27	1,35	1,37
Коэффициент влияния трудности разработки k_m	0,95	1,0	0,9	0,80	0,75	0,70
Коэффициент наполнения ковша k_n	1,0	1,0	0,950	0,85	0,75	0,77
Коэффициент пропорциональности k_i	1,79	1,79	1,68	1,65	1,47	1,47
Копание k_{ik}	1,65	1,65	1,36	1,54	1,49	1,49
Поворот на выгрузку k_{in}	1,85	1,65	1,82	1,83	1,62	1,62
Выгрузка k_{ig}	0,85	1,65	1,82	1,83	1,62	1,62
Поворот в забой k_{iz}	1,21	1,21	1,34	1,38	1,33	1,33

12.2. Общие сведения о конструкции гидравлических экскаваторов

Конструктивно-кинематическая схема рабочего оборудования *экскаватора с гидравлическим приводом* обеспечивает жесткую передачу усилий, точность изменения скорости и направления движения. Главной особенностью является возможность непосредственного воздействия привода на исполнительные органы экскаватора. При гидравлическом приводе управление осуществляется гидравлическими распределителями, изменяющими направление движения жидкости, подаваемой насосом в рабочие цилиндры.

На рис. 12.1 дана схема рабочего оборудования обратная лопата неполноповоротного экскаватора ЭО-2621В. На рис. 12.2 изображены гидравлические полноповоротные экскаваторы.

Экскаватор (рис. 12.1) состоит из базового трактора, рамы с поворотной колонкой и рабочего оборудования. К остову трактора крепится обвязочная рама, в которой установлена поворотная колонка 8. Для повышения устойчивости экскаватора в работе к рамке прикреплены опорные башмаки 7. На поворотную колонку навешивается стрела 6 с рукоятью 4 и ковшом 5. Рабочее движение осуществляется с помощью гидравлического привода, элементами которого являются гидроцилиндры 1 поворота стрелы, рукояти и ковша 3.

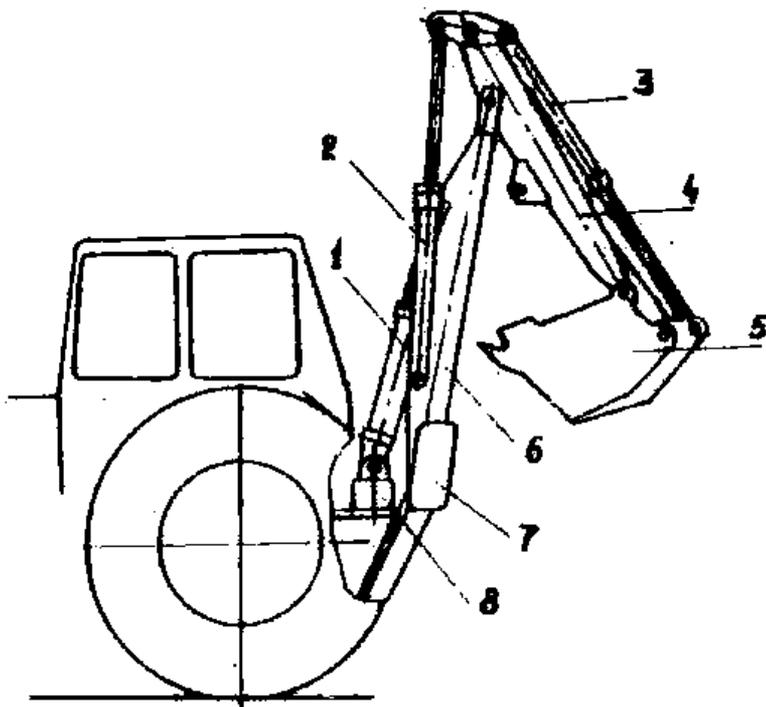


Рис. 12.1. Рабочее оборудование обратная лопата одноковшового экскаватора с гидравлическим приводом

Рабочий процесс одноковшового экскаватора включает следующие операции: резание грунта и наполнение ковша; подъем груженого ковша; поворот на выгрузку; выгрузка; поворот в забой; опускание ковша в забой; перемещение самого экскаватора. Обратной лопатой можно копать по различным траекториям, наполняя ковш путем его поворота, поворота рукояти, подъема стрелы. В процессе работы операции можно совмещать.

Ковш 5 обратной лопаты наполняется при его повороте вместе с рукоятью 4 гидроцилиндром 2 или относительно рукояти 4 – гидроцилиндром 3. Толщину стружки регулируют поворотом стрелы 6 гидроцилиндром 1. Поднимают груженный ковш и опускают его в забой, изменяя наклон стрелы 6 и рукояти 4, поворачивают ковш на выгрузку и в забой вращением поворотной части экскаватора отно-

сительно неподвижного в процессе работы ходового устройства. Ковш обратной лопаты выгружают поворотом его относительно шарнира рукояти 4 гидроцилиндром 3.

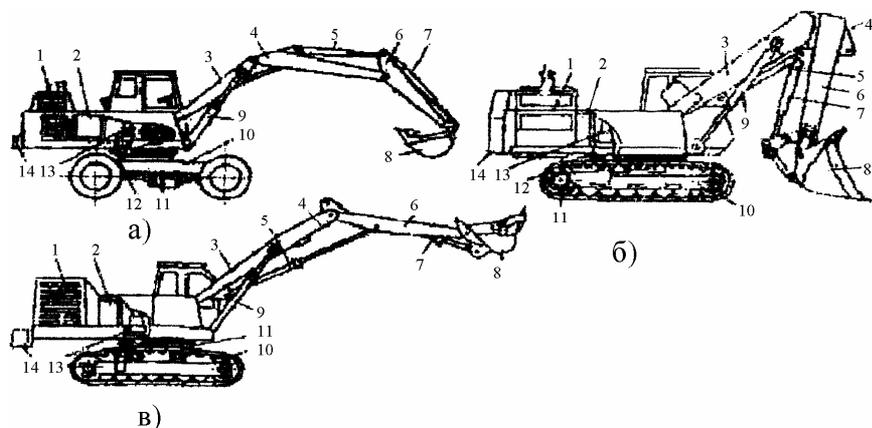


Рис. 12.2. Гидравлические полноповоротные экскаваторы:

- а – пневмоколесный, оборудованный обратной лопатой;
- б, в – гусеничные, оборудованные погрузчиком и прямой лопатой;
- 1 – силовая установка; 2 – бак гидросистемы; 3, 4 – нижняя и верхняя части стрелы; 5, 7, 9 – гидроцилиндры;
- 6 – рукоять; 8 – ковш; 10 – ходовая тележка; 11 – механизм передвижения;
- 12 – роликовый опорно-поворотный круг; 13 – механизм поворота платформы;
- 14 – противовес

Механизм передвижения гусеничных экскаваторов снабжен, как правило, отдельным приводом каждой гусеничной ленты от низкомомментного гидромотора через шестеренный редуктор, который унифицирован на некоторых машинах с редуктором механизма поворота. Конструкция гусеничного хода гидравлических экскаваторов первого поколения аналогична конструкции гусеничного хода экскаватора, имеющего механический привод. Для повышения долговечности, сокращения затрат на техническое обслуживание и унификации с сельскохозяйственными и дорожными машинами на экскаваторах ЭО-3122, ЭО-4125 и ЭО-5124 применен гусеничный ход тракторного типа.

На экскаваторе ЭО-4321Б ходовое устройство имеет четыре ши-

рокопрофильных колеса, отдельный привод которых осуществлен от высокомоментных гидромоторов через ступичные редукторы. Такая конструкция ходовой тележки обеспечивает повышенную проходимость и четыре ступени скоростей в диапазоне 0...20 км/ч.

На универсальных гидравлических экскаваторах наиболее часто применяют обратную и прямую лопаты, грейфер, рыхлители, гидромолот, погрузчик и сменные рабочие органы для различных работ.

Обратная лопата является основным видом рабочего оборудования для экскаваторов 2-й – 5-й размерных групп. При работе обратной лопатой реализуются большие усилия копания, так как отпор грунта воспринимается не только массой рабочего оборудования, но и массой всей машины; улучшается наполнение ковша и точность выгрузки в результате его поворота относительно рукояти, появляется возможность широкого применения удлиненных стрел и рукоятей, а также профильных ковшей для рытья и очистки каналов, кюветов и т. д.

По конструктивной схеме обратную лопату выпускают нескольких разновидностей (рис. 12.2 а), но основными ее сборочными единицами всегда являются стрела, состоящая из основной 3 и удлиняющей 4 частей, рукоять 6, ковш 8 и гидроцилиндры 9, 5 и 7 подъема стрелы, поворота рукояти и ковша.

Основную часть стрелы, как правило, используют при установке различных видов сменного рабочего оборудования, например, обратной и прямой лопаты, грейфера, погрузчика. Удлиняющую часть стрелы при переходе с одного вида оборудования на другой сохраняют (например, при переоборудовании обратной лопаты на грейфер) или демонтируют.

Наряду с составной стрелой на экскаваторах всех моделей применяют неразъемную Г-образной формы.

Пята стрелы шарнирно закреплена в проушинах поворотной рамы, к которой присоединены также гидроцилиндры 9 подъема стрелы. Штоки гидроцилиндров 9 шарнирно соединены со стрелой; при их выдвигении изменяется угол наклона стрелы по отношению к поворотной раме.

Рукоять подвешена на стреле и может поворачиваться по часо-

вой стрелке или против нее при выдвигании или втягивании штока гидроцилиндра 5. Ковш 8 закреплен на рукояти в одной точке, поэтому также может свободно поворачиваться с помощью гидроцилиндра 7.

Основная и удлиняющая части стрелы соединены между собой пальцем. Чтобы во время работы не было поворота одной части стрелы по отношению к другой, между ними дополнительно устанавливают тягу.

Обратную лопату оборудуют сменными ковшами различной вместимости и формы. Ковш обратной лопаты чаще всего изготавливают сварным с корпусом без открывающегося днища. Количество зубьев, устанавливаемых на передней стенке, зависит от ширины ковша и вида работ, для которых он предназначен.

Ковши для рытья траншей нередко снабжают дополнительными зубьями, которые укрепляют на боковых стенках в гнездах различной конструкции с помощью болтов или шпильков. Эти зубья подрезают стенки траншей во избежание заклинивания в них корпуса и позволяют расширять открытую траншею.

Прямую лопату широко применяют на гидравлических экскаваторах четвертой размерной группы (рис. 12.2 б), а также на экскаваторах большей мощности. Основными составными частями ее являются стрела 3, рукоять 6, ковш 8 и гидроцилиндры 9, 5 и 7 подъема стрелы, поворота рукояти и ковша.

На экскаваторах ЭО-4124 устанавливают как поворотный, так и неповоротный ковши. Поворотный ковш значительно расширяет область применения экскаватора, так как им можно не только разрабатывать и грузить грунт, но и планировать забой.

Прямая лопата с поворотным ковшом (рис. 12.2 б) работает следующим образом. Втягивая шток гидроцилиндра 9, поворачивают рукоять по часовой стрелке и, одновременно опуская стрелу, устанавливают ковш в первоначальное положение для копания. Для заполнения ковша 8 выдвигают шток гидроцилиндра 5 рукояти 6. Заглубление ковша и регулирование толщины стружки грунта производят гидроцилиндрами 9 стрелы, опуская или поднимая ее по отношению к поворотной платформе на нужную высоту. Когда ковш наполнится грунтом или породой, поднимают стрелу и выводят

ковш из забоя, затем, поворачивая платформу вместе с рабочим оборудованием, перемещают грунт к месту разгрузки. При необходимости одновременно поднимают ковш на большую высоту, используя гидроцилиндр 9 стрелы и гидроцилиндр 5 рукояти. Для разгрузки ковша 8 поворачивают его отдельным гидроцилиндром 7, потом передвигают ковш к забоя, и рабочий цикл повторяют. Операции обратного поворота и опускания ковша в исходное положение для копания обычно совмещают с целью сокращения длительности рабочего цикла машины и повышения ее производительности.

В качестве стрелы прямой лопаты с поворотным ковшом используют нижнюю основную часть стрелы обратной лопаты, а в качестве рукояти – ее верхнюю удлиняющую часть. К нижней части стрелы приварены две пяты, шарнирно соединяющие ее с поворотной платформой.

Погрузчик (рис. 12.2 в), как и прямая лопата, работает выше уровня стоянки машины движением ковша от экскаватора в сторону забоя или отвала материалов. Вместимость ковша погрузчика в 1,5...2 раза больше, чем ковша прямой лопаты, что позволяет существенно повысить производительность экскаватора. Кинематическая схема рабочего оборудования этого вида обеспечивает движение режущей кромки отвала по прямолинейной горизонтальной траектории на уровне стоянки на длине 2 м и более; это позволяет планировать площадку, на которой стоит машина.

Грейферы, используемые на экскаваторах с гидравлическим приводом, имеют жесткую подвеску. Основное преимущество жестко подвешенного грейфера по сравнению с канатным заключается в том, что им можно создать необходимое давление на грунт при врезании, т. е. независимо от массы грейфера эффективно разрабатывать плотные грунты. Особенность грейферного рабочего оборудования экскаватора ЭО-4124, показанного на рис. 12.3, состоит в использовании от обратной лопаты базовой части 1 и головной части 4 стрелы, рукояти 5, гидроцилиндра 3 рукояти и тяги 2. Ковш грейфера состоит из двух челюстей 10 и двух тяг 9. В механизм подвески и привода ковша входят рама 7, поворотная головка 6, гидроцилиндр, находящийся внутри рамы 7, и ползун 8.

Механизм поворота ковша служит для установки рабочего органа в плане, чтобы удобнее и эффективнее вести земляные работы. Поворот челюстей 10 осуществляется с помощью гидроцилиндра, установленного между швеллерами рамы 7 и соединенного шарнирно с ее цапфами, а проушиной штока – с ползуном 8.

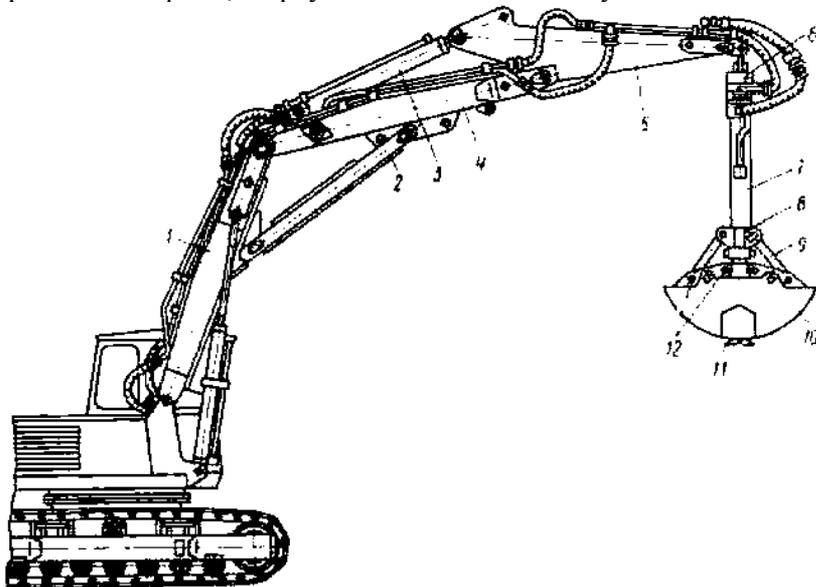


Рис. 12.3. Рабочее оборудование грейфера

Поворотная головка 6 обеспечивает поворот ковша грейфера во время работы вокруг вертикальной оси на 180° . Корпус головки соединен болтами с крышкой. В нем на подшипниках установлена ось в сборе, болтами соединенная с рамой 7. Грейфер поворачивается с помощью гидроцилиндра, который нижней проушиной соединен шарнирно с кронштейном корпуса, а проушиной штока – с коротким плечом рычага.

При движении штока гидроцилиндра рычаг поворачивается на оси, закрепленной в кронштейне корпуса, и длинным плечом через шатун передает усилие поворота на рычаг оси, которая вместе с рамой 7 и ковшом грейфера поворачивается на определенный угол.

Зубья 11 челюсти приварены к козырьку. Проушины 12 соеди-

няют челюсти с подвеской ковша.

12.3. Методические указания к определению производительности одноковшовых экскаваторов

Эксплуатационная производительность одноковшового экскаватора, м³/ч, определяется по формуле

$$P_{э} = \frac{3600q k_n k_m k_e k_y}{t_{ц} k_p},$$

где q – вместимость ковша, м³;

k_n – коэффициент наполнения ковша;

k_p – коэффициент разрыхления грунта;

k_m – коэффициент влияния трудности разработки;

k_e – коэффициент использования экскаватора по времени,
 $k_e = 0,85$;

k_y – коэффициент управления машиной, зависящий от квалификации машиниста, $k_y = 0,89...0,98$.

Продолжительность цикла, с:

$$t_{ц} = t_{к} + t_{нв} + t_{нз},$$

где $t_{к}$ – продолжительность копания, с;

$t_{нв}$ – продолжительность выгрузки, с;

$t_{нз}$ – продолжительность поворота в забой, с.

Значения продолжительности операций цикла могут быть определены с использованием коэффициентов пропорциональности k_i , принимаемых по табл. 12.2.

Продолжительность операции

$$t_i = k_i \sqrt[3]{m},$$

где m – масса экскаватора, т.

Лабораторная работа №13

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЭКСКАВАТОРОВ НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

13.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить назначение, область применения, общее устройство и рабочий процесс экскаваторов непрерывного действия.
2. Вычертить кинематические схемы экскаваторов непрерывного действия.
3. Описать назначение, устройство и технологический процесс работы экскаватора.
4. Определить эксплуатационную производительность.

Т а б л и ц а 13.1

Варианты задания

Параметры	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Марка экскаватора	ЭТЦ-165А	ЭТЦ-252А	ЭТЦ-165А	ЭТЦ-252А	ЭТЦ-165А	ЭТЦ-252А
Глубина траншеи, м	1,2	2,5	1,4	3,5	1,6	2,5
Ширина траншеи, м	0,2	0,8	0,27	1,0	0,4	0,8
Рабочая скорость, м/ч	200	50	500	100	800	150
Скорость резания грунта (скорость цепи), м/с	2,1	1,25	1,5	0,8	1,2	1,25

13.2. Общие сведения об экскаваторах непрерывного действия

Экскаваторами непрерывного действия называют землеройные машины с активными рабочими органами, непрерывно разрабатывающие и одновременно транспортирующие грунт в отвал или транспортное средство.

В результате совмещения по времени операций резания и транспортирования грунта экскаваторы непрерывного действия имеют более высокую производительность по сравнению с одноковшовыми. Однако они менее универсальны и могут успешно применяться при достаточно большом и сосредоточенном объеме однотипных работ.

Для экскаваторов траншейных ЭТР и ЭТЦ первые две цифры обозначают глубину копания (в дм), третья – порядковый номер модели. Например, индекс ЭТЦ-252А обозначает: экскаватор траншейный цепной с глубиной копания до 25 дм, 2-я модель, первая модернизация ЭМ-251А – экскаватор поперечного копания с ковшем вместимостью 25 л, 1-я модель, первая модернизация.

Цепные траншейные экскаваторы разрабатывают траншеи с ровными стенками и дном, поэтому перед укладкой трубопроводов или кабелей обычно не требуется дополнительных планировочных работ. Отвалы грунта располагаются в непосредственной близости от бровки траншеи, что удобно для ее последующей засыпки.

Экскаваторы (табл. 13.2) смонтированы на колесных и гусеничных тракторах. Рабочее оборудование состоит из рабочего органа, отвального конвейера и дополнительного оборудования.

Т а б л и ц а 13.2

Технические характеристики цепных траншейных экскаваторов

Показатели	ЭТЦ-165А	ЭТЦ-262А
1	2	3
Размеры отрываемой траншеи, м		
наибольшая глубина	1,6	2,5; 3,5

ширина		
по дну	0,2; 0,27; 0,4	0,8; 1,0
по верху	0,2; 0,27; 0,4	0,8; 1,0
Категория разрабатываемого грунта	I...III	I...III
Базовый трактор	МТЗ-82	ТТ-4
Мощность двигателя, номинальная, кВт	55	81
Рабочая скорость, м/ч	20...800	5...150

Окончание табл. 13.2

1	2	3
Транспортная скорость, км/ч	1,9...33,4	2,25...9,75
Рабочий орган		
тип	скребковый	ковшовый
шаг цепи, мм	100	190
число скребков (резцов)	18	21
шаг скребков (резцов)	400	760
Скорость цепи, м/с	0,8; 1,2; 1,5; 2,1	0,8; 1,25
Конвейер		
тип	отвальный шнековый	ленточный
ширина ленты, мм	–	650
скорость ленты (цепи), м/с	–	2,5...4,5
Масса, кг	6300	19500

Экскаватор ЭТЦ-165А используют на минеральных грунтах I...III категорий для рытья траншей под укладку кабеля и трубопроводов небольшого диаметра (рис. 13.1). Рабочее оборудование: цепной рабочий орган скребкового типа и шнековый конвейер – установлены в задней части трактора, бульдозер – в передней. Рабочее оборудование приводится в движение от вала отбора мощности трактора через редуктор с муфтой предельного момента.

Рабочий орган экскаватора ЭТЦ-165А (рис. 13.2) имеет сварную раму 6, на которой установлены шнеки 1 и натяжное устройство 5 с амортизатором, предохраняющим от перегрузок рабочую цепь 3. Цепь установлена на ведущей 2 и ведомой 4 звездочках и опирается

на ролики, размещенные на раме 6.

В зависимости от ширины разрабатываемой траншеи рабочую цепь оснащают определенным комплектом резцов и скребков. Для рытья траншеи шириной 0,4 м на цепь устанавливают резцы 5...10 трех размеров и скребки 7. Шнеки на раме рабочего органа устанавливают в положении, необходимом для данной глубины копания. Кронштейн шнеков фиксируется планкой, позволяющей регулировать его положение относительно рамы рабочего органа. Для зачистки дна траншеи рабочий орган имеет дополнительную раму со сменными зачистными башмаками.

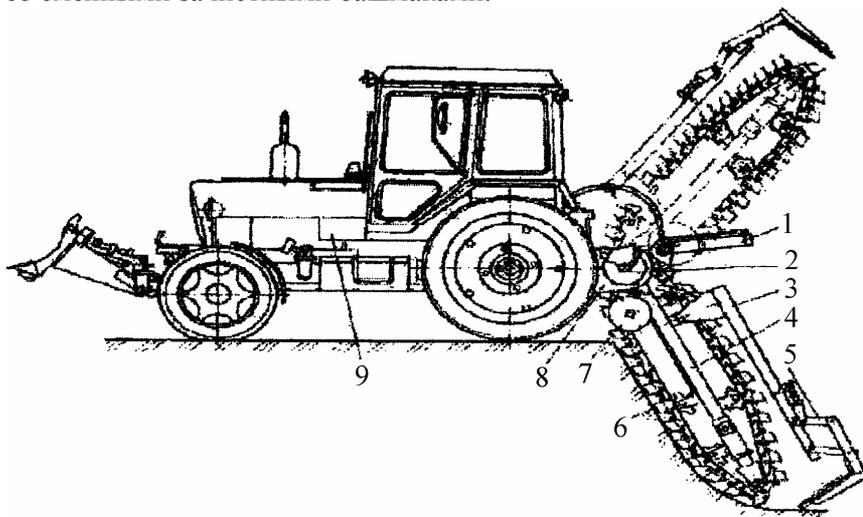


Рис. 13.1. Экскаватор ЭТЦ-165А:

- 1 – механизм подъема и опускания рабочего органа; 2 – приводной вал;
- 3 – дополнительная рама рабочего органа; 4 – рабочий орган; 5 – зачистной башмак; 6 – рабочая цепь; 7 – шнек; 8 – редуктор привода рабочего органа;
- 9 – ходоуменьшитель

В трансмиссию базового трактора МТЗ-82 дополнительно встроена трансмиссия экскаватора: редуктор привода рабочего хода и гидромеханический ходоуменьшитель.

Транспортные скорости экскаватора – такие же, как скорости базового трактора. При необходимости повышения тягово-сцепных качеств экскаватора включают дополнительно передний мост, кото-

рый приводится от раздаточной коробки карданными валами.

Бульдозерный отвал поворачивается в плане в любую сторону на угол до 45° и выдвигается в сторону за колесо трактора, что позволяет повысить производительность засыпки траншеи при движении экскаватора параллельно ей.

Экскаваторы ЭТЦ-165А мобильны и маневренны, что дает возможность использовать их в городских условиях, а также на небольших строительных объектах, где требуются частые переброски машины.

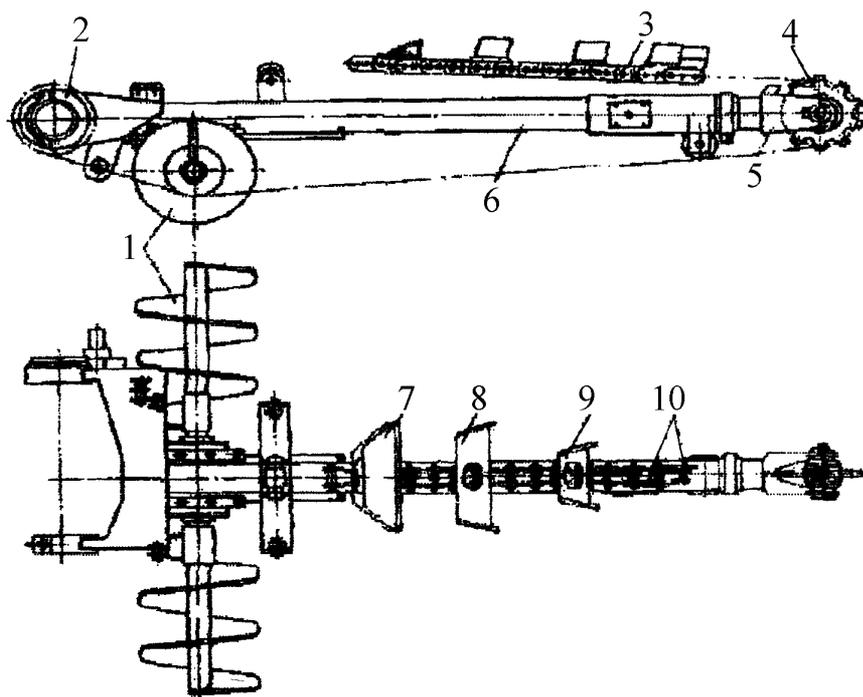


Рис. 13.2. Рабочий орган экскаватора ЭТЦ-165А

Экскаватор ЭТЦ-252А (рис. 13.3) на базе гусеничного трелевочного трактора ТТ-4 предназначен для рытья траншей под укладку водопроводных и канализационных труб, кабеля и других коммуникаций. Может быть использован для рытья траншей при строительстве ленточ-

ных фундаментов. Экскаватор обеспечивает разработку талых грунтов I...III-й категорий с каменистыми включениями размером до 200 мм и грунтов с сезонным промерзанием на глубину 1,2 м. Для рытья траншей с наклонными стенками в обрушивающихся грунтах на рабочий орган устанавливают специальные цепные откосообразователи.

Рабочий орган экскаватора ЭТЦ-252А (рис. 13.4) разрабатывает грунт, выносит его из забоя и придает траншее необходимый профиль. Узлы и детали рабочего органа смонтированы на раме 4. Приводной вал 3 передает движение рабочим цепям 1 со скребками 2, разрыхляющими и выносящими грунт из забоя на отвальный конвейер. Скребки бывают шести типов в зависимости от расположения на них зубьев. Рациональная расстановка зубьев обеспечивает равномерность разработки грунта и снижает нагрузки на цепь 1. Ролики 5 уменьшают провисание холостой ветви цепи и направляют движение рабочей ветви во время копания. Цепные откосообразователи 9, соединенные балансиром 6, придают траншее трапециевидный профиль с шириной по верху – до 2,8 м и по низу – до 1 м.

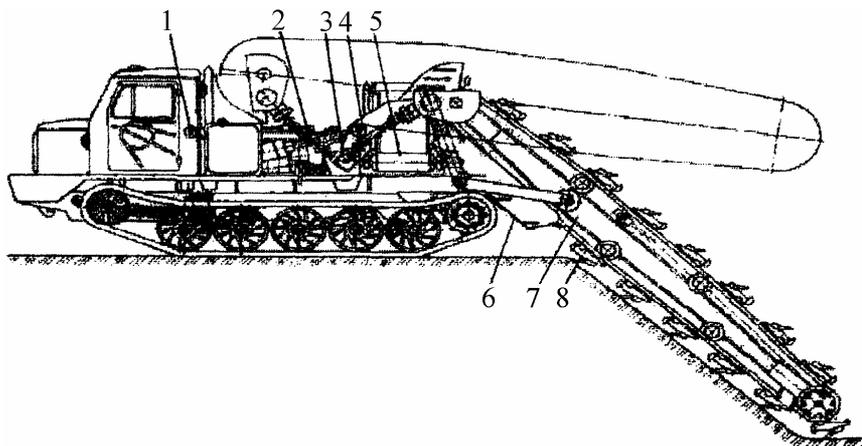


Рис. 13.3. Экскаватор ЭТЦ-252А

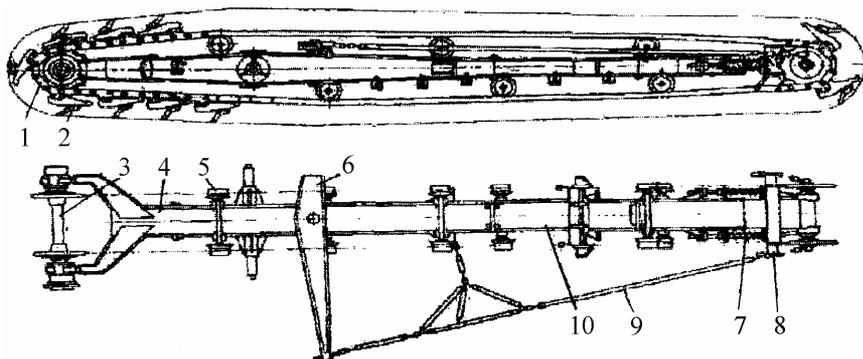


Рис. 13.4. Рабочий орган экскаватора ЭТЦ-262А

Натяжное устройство 7 состоит из винтов с гайками для натяжения цепи и пружин, предохраняющих во время копания рабочий орган от поломок в результате кратковременных перегрузок. Ограничитель 8 формирует профиль отрываемой траншеи и обеспечивает устойчивую работу рабочего органа. При рытье траншей глубиной более 3,5 м рабочий орган удлинняют специальным оборудованием, состоящим из рамы-вставки 10, двух пар поддерживающих роликов, двух дополнительных скребков-уширителей, а также отрезков цепей откосообразователей, тяговой цепи и соединительных звеньев.

Привод рабочего органа и транспортного передвижения экскаватора ЭТЦ-252А – механический. Конвейер приводится от двух гидромоторов. Рабочее передвижение экскаватора обеспечивается гидромеханической трансмиссией с бесступенчатым регулированием в четырех диапазонах скоростей.

При транспортном передвижении вращающий момент на ведущие звездочки гусеничного хода экскаватора передается от двигателя через распределительную коробку, карданный вал, коробку передач, задний мост и бортовые редукторы.

Техническая производительность (в м³/ч) цепных траншейных экскаваторов при ковшовом рабочем оборудовании

$$P_{me} = 3,6q \frac{v_p}{i} \cdot \frac{k_n}{k_p};$$

при скребковом рабочем оборудовании

$$P_{me} = 3600bh'v_p k_n / k_p,$$

где q – объем ковша, м³;

v_p – скорость резания грунта, м/с;

i – шаг установки ковшей на цепном рабочем органе, м;

b , h' – соответственно ширина и высота транспортирующих скребков, м;

k_n – коэффициент наполнения ковша грунтом, для ковшовых цепных экскаваторов $k_n = 0,5...1,1$, для цепных скребковых $k_n = 0,35...0,75$;

k_p – коэффициент разрыхления грунта, $k_p = 1,1...1,5$.

Лабораторная работа № 14

ИЗУЧЕНИЕ ШТАНГОВЫХ ДИЗЕЛЬ-МОЛОТОВ И ПОРЯДОК ИХ ПОДБОРА

14.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить назначение и принцип работы, общее устройство и особенности конструкции основных узлов штангового дизель-молота СП-60.
2. Изучить назначение и устройство копра СП-13.
3. Вычертить принципиальную схему штангового дизель-молота и описать его устройство и работу.
4. Вычертить принципиальную схему копра с обозначением его основных частей.
5. Изучить порядок выбора дизель-молота.

14.2. Общие сведения о дизельных молотах

Дизельные молоты – это свайные погружатели, использующие в процессе работы энергию сгорающих газов. Они работают по принципу двухтактных двигателей внутреннего сгорания, у которых давление газов, образующееся при сгорании жидкого топлива, передается непосредственно рабочему органу – ударной части.

Различают легкие (масса ударной части – до 600 кг), средние (до 1800 кг) и тяжелые (свыше 2500 кг) дизель-молоты (табл. 14.1).

Т а б л и ц а 14.1

Технические характеристики дизельных молотов

Параметры	Штанговые		Трубчатые				
	СП-60	СП-6Б	СП-75	СП-76	СП-77	СП-78	СП-79
1	2	3	4	5	6	7	8
Масса ударной части, кг	240	2500	1250	1800	2500	3500	5000
Наибольшая энергия удара при работе молота в вертикальном положении, кДж	1,75	20	40	56	82	115	160

Окончание табл. 14.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Наибольшая допустимая высота подбрасывания ударной части, мм	1310	2400	3000	3000	3000	3000	3000
Число ударов в минуту	55	50	42	42	42	42	42
Масса забиваемых свай, т	0,35	1,5...2	1,2...3	1,8...5	2,5...6,5	3,5...8	5...10
Средний расход топлива, кг/ч	1,3	12,5	6,1	6,4	11,8	17	19
Степень сжатия	16	25	15	15	15	15	15
Высота без (наголовника), м	1970	4540	4400	4400	5200	5500	5500
Масса молота (без заправки наголовника и подставок), кг	350	4200	2700	3850	5500	7700	10000

Штанговый дизель-молот СП-60 (в дальнейшем для краткости – «молот») предназначен для забивки деревянных свай при строительстве низководных мостов и возведении свайных оснований. За-

бивка свай молотом производится с использованием копра СП-13.

Молот (рис. 14.1) включает поршневой блок 2, ударную часть 8, патрон (наголовник) 1 и кошку 16.

Поршневой блок состоит из корпуса, топливного резервуара 3 и колонки 4, на которой неподвижно закреплен поршень 5. В теле колонки и основания корпуса имеется канал 12 подачи топлива от плунжерного насоса к форсунке 10.

Насос снабжен рычагом 11, на вертикальное плечо которого воздействует ударная часть. Рычаг установлен на эксцентриковом валу 13, на одном из концов которого закреплено коромысло 14.

Ударная часть включает цилиндр 6, две штанги 7 и крышку. Цилиндр имеет коническую часть, разделенную пазами на четыре кольцевых сектора, которые при падении ударной части проходят через окна в основании поршневого блока и передают удар на сваи. На передней стороне цилиндра в горизонтальном пазу двумя болтами закреплен штырь 9, воздействующий при работе молота на рычаг подачи топлива 11, а на задней стороне имеются два выступа для захвата ударной части при запуске молота.

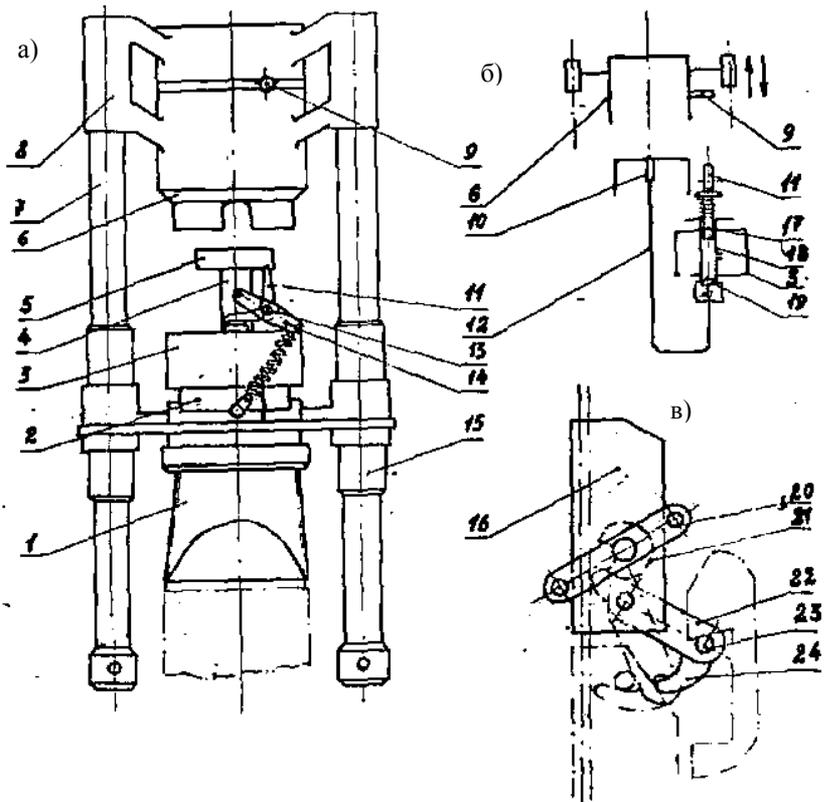


Рис. 14.1. Штанговый дизель-молот:
 а – конструктивная схема; б – принципиальная схема;
 в – конструктивная схема кошки

Поршневой блок соединен с ударной частью посредством направляющих втулок 15.

Патрон служит для сочленения молота с мачтой копра и для центрирования сваи под молотом. С поршневым блоком он соединяется стяжными болтами.

Кошка (рис. 14 в) предназначена для подъема всего молота или только ударной части при запуске. Она перемещается по мачте копра с помощью троса лебедки и имеет захват 22 и валик 21 с коромыслом 20. Захватывание ударной части осуществляется осью 23 захвата, всего молота – крюком 24. Управление захватом производится валиком 21 посредством коромысла 20, к которому крепят-

ся канаты. Молот устанавливается на направляющей мачте копра. Его запуск и работа осуществляются следующим образом.

Поворотом коромысла 20 захватывают ударную часть, а затем лебедкой копра производят ее подъем. После подъема резким поворотом коромысла против часовой стрелки осуществляют сбрасывание ударной части, которая при падении скользит штангами во втулках поршневого блока. При набегании цилиндра на поршень воздух в цилиндре сжимается до 6...7 МПа, нагреваясь до температуры воспламенения топлива. В конце сжатия штырь 9 воздействует на рычаг 11, который перемещает плунжер 17 насоса. В гильзе 18 при этом создается высокое давление, при определенной величине которого открывается клапан 19 насоса; и топливо поступает к форсунке 10, обеспечивающей впрыскивание топлива в цилиндр и его распыление. В момент удара цилиндра о нижнюю часть молота происходит воспламенение горючей смеси. Расширяющиеся продукты сгорания отбрасывают цилиндр вверх, а сами уходят в атмосферу. Цилиндр заполняется свежим воздухом, снова падает, и цикл повторяется.

Высота подъема ударной части регулируется количеством подаваемого топлива и определяется ходом плунжера 17 топливного насоса. Изменение хода плунжера осуществляется поворотом эксцентрикового вала 13 коромыслом 14.

Копер СП-13Б (рис. 14.2) предназначен для забивки легких деревянных свай длиной до 4,5 м с помощью дизель-молота СП-60.

Технические характеристики копра СП-13Б:

Высота мачты, м –	6,1
Наибольшая длина погружаемой сваи, м –	4,5
Копровая лебедка –	ручная двухбарабанная
Наибольшая грузоподъемность каждого барабана, кг–	500
Габаритные размеры, мм –	2436×2217×6100
Масса, кг –	350
Обслуживающий персонал, чел. –	3

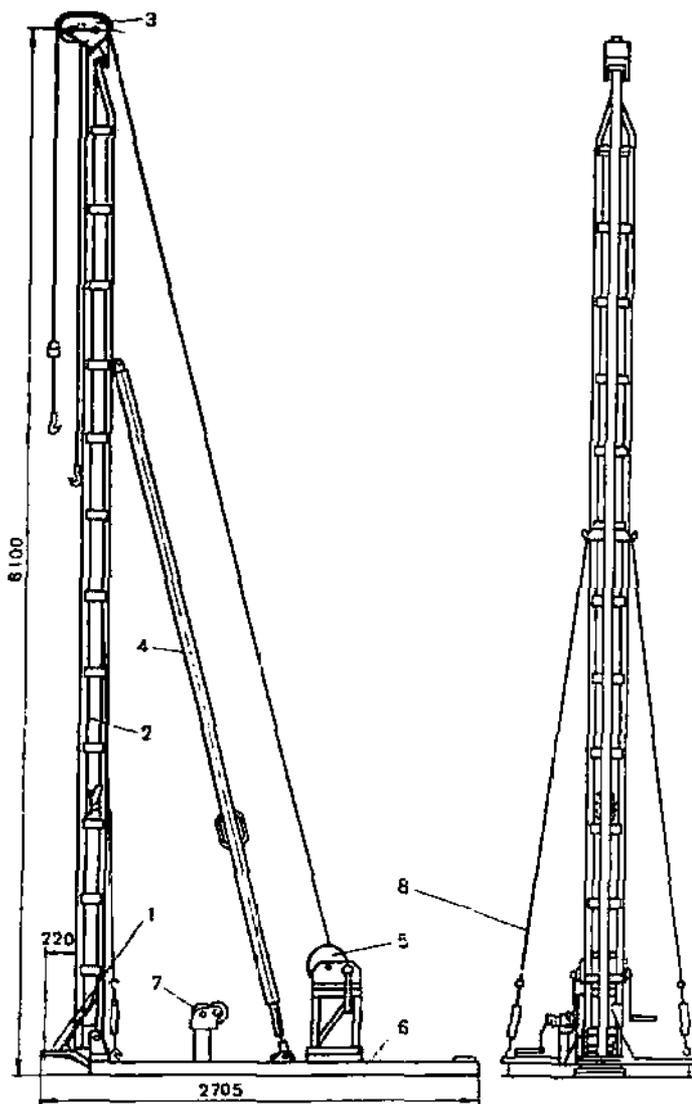


Рис. 14.2. Копер СП-13Б:

1 – упор; 2 – мачта; 3 – блоки; 4 – подкос; 5, 7 – копровая и вспомогательная лебедки; 6 – опорная рама; 8 – растяжка

Сборно-разборная конструкция копра состоит из мачты 2, опорной рамы 6 с платформой, двух мачтовых растяжек 7, подкоса 4, двух ручных лебедок – барабанной копровой 5 и вспомогательной 8. Спереди опорной рамы установлен вилкообразный упор 1 для фиксирования в вертикальном положении устанавливаемой под молот сваи. Мачта служит направляющим для перемещения дизель-молота и удерживает его в вертикальном положении. Ее головка имеет два блока 3 для канатов подъема сваи и молотка. Мачта соединяется с рамой шарнирно и в поднятом положении удерживается трубчатым подкосом. От бокового смещения ее удерживают канатные растяжки.

Копровая двухбарабанная лебедка служит для подъема молота и сваи, а также мачты при сборке-разборке копра.

Каждый барабан имеет грузоподъемность 500 кг. Рукоятка и автоматически действующий тормоз барабана обеспечивают удержание на канате поднятого груза и плавное, безопасное опускание его. Вспомогательная лебедка предназначена для подтаскивания свай и перемещения копра к месту забивки очередной сваи. Копер можно устанавливать на спланированной площадке, автомобиле или пароме (понтоне) при забивке свай на воде.

14.3. Методические указания к подбору дизель-молота и технология погружения свай

Основной показатель, характеризующий погружающую способность молота, – энергия одного удара. Она зависит от веса и высоты падения ударной части, а также от энергии сгорания топлива. Количественно значение энергии удара (в кДж) для штанговых молотов определяется по следующему выражению:

$$E = Gh\eta,$$

где G – вес ударной части молота, Н;

h – величина рабочего хода ударной части, м;

η – КПД молота (для штанговых дизель-молотов – 0,35...0,4).

Для конкретных условий строительства молот подбирают по необходимой номинальной энергии одного удара и коэффициенту

применимости молотов.

Необходимая номинальная энергия удара

$$E_n \geq 25P,$$

где P – расчетная нагрузка на сваю, Н.

По полученному значению E_n подбирают молот (по соответствующим справочникам), затем его проверяют по коэффициенту применимости молота k , который определяют из отношения веса молота и сваи к энергии удара:

$$k = (Q_1 + q) / E_n,$$

где Q_1 – собственный вес молота, Н;

q – вес сваи (включая вес наголовника и подбабка), Н.

Значение k колеблется от 3,5 до 6 (в зависимости от материала сваи и типа молота). Например, для забивки деревянных свай штанговым дизель-молотом $k = 3,5$, железобетонных свай $k = 5$.

В комплект к молоту, как правило, входит наголовник, который необходим для закрепления сваи в направляющих сваебойной установки, предохранения головы сваи от разрушения ударами молота и равномерного распределения удара по площади сваи.

Забивку начинают с медленного опускания молота на наголовник после установки сваи на грунт и ее выверки. Под действием веса молота свая начинает погружаться. Для обеспечения ее правильного направления первые удары производят с ограничением энергии; затем энергию удара постепенно увеличивают до максимальной. После каждого удара свая погружается в грунт на определенную величину, уменьшающуюся по мере углубления. Наконец наступает момент, когда после каждого удара свая погружается на одну и ту же величину, называемую *отказом*.

Сваи забивают до достижения расчетного отказа, указанного в проекте. Измерение отказов производится с точностью до 1 мм. Отказ находят как среднюю величину после замера погружения сваи от серии ударов, называемой *залогом*. При забивке свай дизель-молотами залог принимается равным 10-ти ударам.

Если средний отказ в трех последовательных залогах не превышает расчетного, процесс забивки сваи считают законченным.

Лабораторная работа № 15

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛОК

15.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить конструкцию и принцип работы щековых дробилок.
2. Вычертить принципиальную конструктивную схему щековой дробилки.
3. Описать общее устройство и принцип работы щековой дробилки.
4. Установить заданную ширину выходной щели.
5. Определить техническую производительность дробилки.

Т а б л и ц а 15.1

Варианты задания

Показатели	Вариант						
	1	2	3	4	5	6	7
Марка дробилки	СМД-39	СМД-31	СМД-108	СМД-58Б	СМД-109	СМД-110	СМД-13Б
Степень дробления	8	5	6	4	5	6	6
Угол захвата, град	23	20	21	21	22	23	23
Коэффициент разрыхления	0,5	0,35	0,4	0,4	0,45	0,5	0,5

15.2. Общие сведения о назначении, общем устройстве и принципе работы щековых дробилок

Щековые дробилки применяют для измельчения горных пород средней и большой твердости и получения щебня требуемого разме-

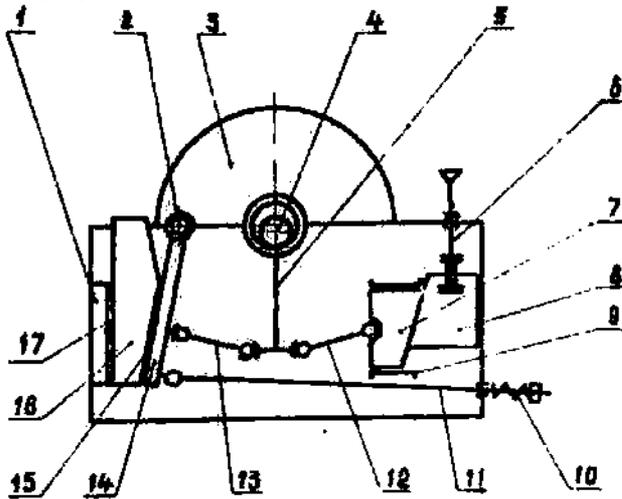
ра и количества. Различают щековые дробилки с простым (рис. 15.1 а) и сложным (рис. 15.1 б) движением подвижной щеки.

У дробилок с простым движением подвижной щеки основанием машины является станина, воспринимающая действующие при дроблении нагрузки. На станине установлена неподвижная щека 1 (рис. 15.1 а); подвижная щека 14 вращается на оси 2, расположенной на станине. На обеих щеках укреплены ребристые дробящие плиты 15 и 17, вместе с боковыми клиньями 16 образующие камеру дробления.

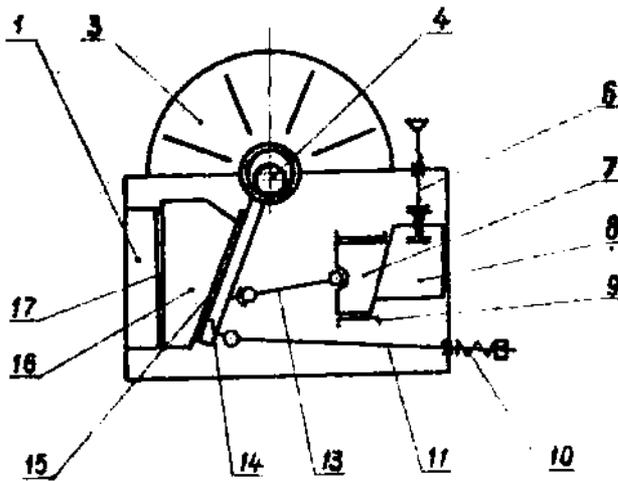
Вращающий момент от двигателя передается клиноременной передачей эксцентриковому валу 4. На концах вала установлены маховики 3, один из которых является ведомым шкивом клиноременной передачи. На валу 4 закреплен шатун 5, совершающий возвратно-поступательное движение в вертикальной плоскости, к нижней части которого шарнирно примыкают концы распорных плит 12 и 13: противоположный конец распорной плиты 13 примыкает к подвижной щеке 14, а плиты 12 – к переднему клину 7 регулировочного устройства, включающего также задний клин 8 и винт 6. К нижней части подвижной щеки 14 прикреплена тяга 11 оттяжного устройства, на противоположном конце которой закреплена в сжатом состоянии пружина 10.

Дробилка работает следующим образом. При движении шатуна 5 вверх поднимаются примыкающие к нему концы распорных плит 12 и 13, а подвижная щека 14, совершающая простое качательное движение вокруг оси 2, приближается к неподвижной щеке 1. При этом совершается рабочий ход, и загруженный материал дробится. Дробящие плиты 15 и 17 и боковые клинья 16 непосредственно воздействуют на дробимый камень, предохраняя от износа щеки и боковые стенки дробилки. Детали 15, 16, 17 являются съемными и по мере износа заменяются. Когда шатун 5 движется вниз, концы распорных плит 12 и 13, соединенные с ним, опускаются, и подвижная щека 14 под действием собственного веса и тяги 11 оттяжного устройства с пружиной 10 отходит от неподвижной дробящей щеки 1. При этом совершается холостой ход, и раздробленный камень опускается вниз и выпадает через выходную щель. Пружина 10 оттяжного устройства, обеспечивая возврат щеки, также удерживает рас-

порные плиты 12 и 13 от выпадения. Маховики 3 обеспечивают равномерный ход дробилки и более равномерную нагрузку двигателя, запасая избыточную энергию двигателя при холостом ходе и отдавая ее при рабочем ходе.



а)



б)

Рис. 15.1. Щековые дробилки:
а – с простым; б – со сложным движением подвижной щеки

Требуемая степень дробления камня $i = D/d$, т. е. отношение наибольших размеров камня до (D) и после (d) дробления достигается регулированием размера выходной щели (параметр e на рис. 15.2) путем подъема или спуска клина 7 в вертикальных направляющих по клину 8 винтом 6; передний клин 7 при этом перемещается в горизонтальных направляющих 9. Регулирование размера выходной щели производится также путем замены распорных плит различной длины или установки регулировочных прокладок.

В дробилке со сложным движением подвижной щеки (рис. 15.1) отсутствует шатун. Подвижная щека 14 в верхней части имеет подшипник, охватывающий эксцентрик вала 4. Нижняя часть подвижной щеки упирается в распорную плиту, соединенную с передним клином регулировочного устройства. Вследствие такого устройства при вращении вала подвижная щека не только приближается к неподвижной, но и одновременно движется вверх и вниз, т. е. совершает сложное движение, и дробление камня происходит в результате как раздавливания, так и истирания.

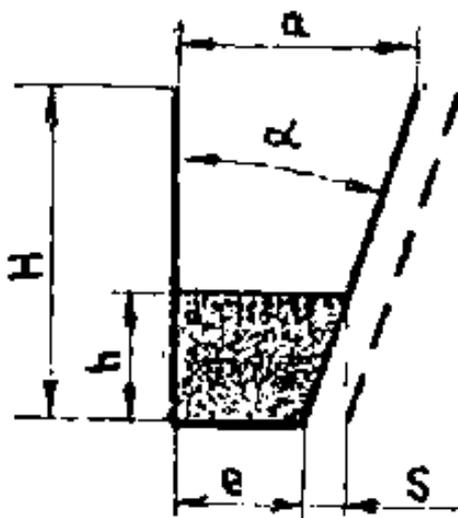


Рис. 15.2. Рабочая камера щековой дробилки

Т а б л и ц а 15.2

Технические характеристики щековых дробилок

Показатель	СМД-39	СМД-13Б	СМД-58Б	СМД-31	СМД-108	СМД-109	СМД-110
Характер движения щеки:							
с простым движением (П)	П	П	П				
со сложным движением (С)				С	С	С	С
Размер загрузочного отверстия, мм:							
ширина a	400	600	900	250	250	400	600
длина b	600	900	1200	400	900	900	900
Ширина выходной щели, мм	10...100	15...200	130	20...80	20...60	40...90	75...140
Производительность дробилки на	10...25	45...110	35...14	18	30	62	7...16, 9

породах средней твердости, м ³ /ч							
---	--	--	--	--	--	--	--

15.3. Методические указания к определению техничко-эксплуатационных показателей работы щековых дробилок

Наибольший размер загружаемого в дробилку камня (D) принимают:

$$D = (0,8...0,85)a, \text{ м,}$$

где a – ширина загрузочного отверстия, м.

Наибольший размер наибольшего куска дробленого камня (d) определяется

$$d = \frac{D}{i}, \text{ м,}$$

где i – требуемая степень дробления камня.

Максимальный отход подвижной щеки (S) для дробилок:
с простым движением подвижной щеки

$$S = 0,008 + 0,26d, \text{ м;}$$

со сложным движением

$$S = 0,007 + 0,1d, \text{ м.}$$

Минимальный зазор между дробящими плитами (ширина разгрузочного отверстия)

$$e = d - S, \text{ м.}$$

Объем призмы материала, выпадающего из дробилки за один отход подвижной щеки (V) (рис. 15.2):

$$V = \frac{2e + S}{2} \cdot hb, \text{ м}^3;$$

при $h = \frac{S}{\operatorname{tg}\alpha}$

$$V = \frac{2e + S}{2} \cdot \frac{S}{\operatorname{tg}\alpha} b, \text{ м}^3,$$

где h – высота призмы материала, выпадающего из дробилки за один отход подвижной щеки, м;

b – длина загрузочного отверстия, м;

α – угол захвата (угол между дробящими плитами), град.

Число полных качаний подвижной щеки дробилки определяется из условия, чтобы призма раздробленного камня успела высыпаться через выходную щель за время обратного хода подвижной щеки.

Частота вращения эксцентрикового вала (n)

$$n = 66,5 \sqrt{\frac{\operatorname{tg}\alpha}{S}}, \text{ мин}^{-1}.$$

Производительность щековой дробилки

$$P = 60Vn\mu, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где μ – коэффициент разрыхления дробимого материала.

Лабораторная работа № 16

ВЫБОР РАЗМЕРОВ ОТВЕРСТИЙ СИТ (РЕШЕТ), ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ ВИБРАЦИОННЫХ ГРОХОТОВ

16.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить устройство и рабочий процесс вибрационных грохотов.

2. Вычертить схему вибрационного грохота и вибратора направленных колебаний.

3. Описать устройство и рабочий процесс грохота в соответствии с приведенной схемой.

4. Выбрать размеры отверстий верхнего и нижнего яруса сит (решет) грохота для получения заданной фракции сортируемого материала.

5. Определить производительность верхнего сита и мощность электродвигателя вибрационного грохота.

Т а б л и ц а 16.1

Варианты заданий

Показатели	Вариант						
	1	2	3	4	5	6	7
Марка грохота	СМД-50	СМД-51	СМД-53	СМД-29	СМД-51	СМД-50	СМД-51
Сортируемый материал	гравий	гравий	гравий	гравий	гравий	щебень	щебень
Размеры фракции сортируемого материала, мм	3...10	10...15	10...20	40...50	5...10	5...15	10...20
Содержание в исходном материале зерен нижнего класса G_n , %	30	40	50	70	40	20	30

Окончание табл. 16.1

Показатели	Вариант						
	1	2	3	4	5	6	7
Содержание в нижнем классе зерен размером меньше половины отверстия сита G_n , %	40	30	20	60	10	70	80
Угол наклона грохота, град	10	11	17	12	0	0	0

16.2. Общие сведения об устройстве и работе вибрационного грохота с направленными колебаниями

Грохот (рис. 16.1) состоит из горизонтальной неподвижной рамы 1 и короба 2, опирающегося на плоские 4 и спиральные 5 пружины. В коробе установлены в два яруса сита 6. Плоские пружины позволяют коробу совершать колебания в направлении, перпендикулярном их плоскости, спиральные – уравнивают вес вибрирующего короба.

К стенкам короба прикреплен двухвалковый вибратор направленных колебаний 3. Валы вибратора установлены на роликоподшипниках в плоскости, расположенной под углом 55° к горизонту, в результате чего короб получает направленные колебания под углом 35° к плоскости сита. Первый дебалансный вал 9 (рис. 16.1) получает вращение от электродвигателя 7 через клиноременную передачу 8. Второй дебалансный вал приводится во вращение от первого через зубчатую передачу 10, чем обеспечивается полная синхронизация работы дебалансных валов (число зубьев обеих шестерен одинаково).

При синхронном разностороннем вращении дебалансных валов центробежные силы инерции в положениях I и III (рис. 16.1 в) взаимно уравниваются и не передаются на короб, при положении II они складываются и действуют на короб вправо под углом 35° к горизонту, при положении IV также складываются, но направлены в противоположную сторону (влево).

При направленных колебаниях корпуса грохота материал на ситах подбрасывается и толчками подвигается вперед, просеиваясь при движении.

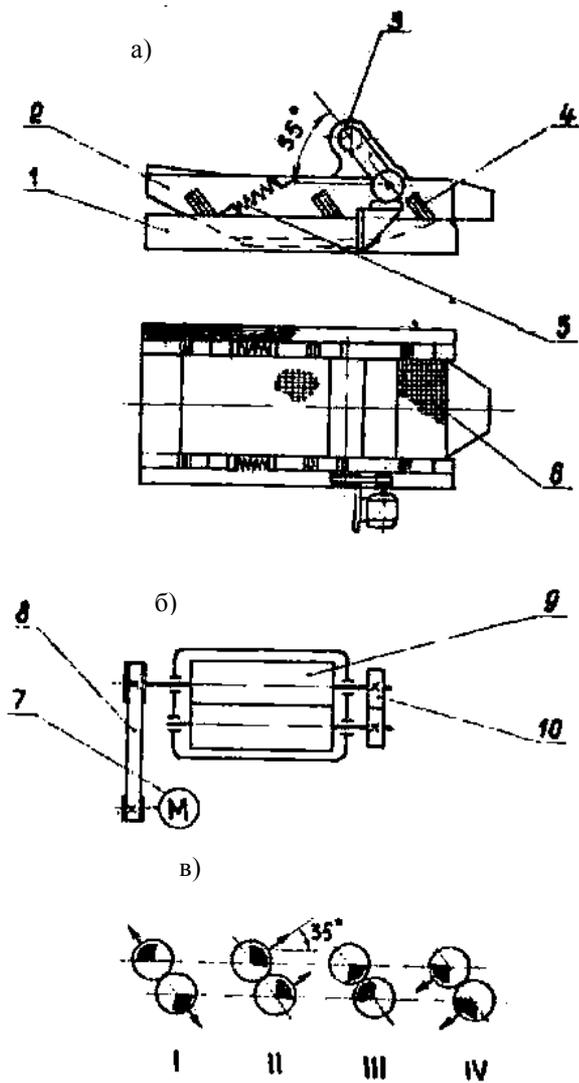


Рис. 16.1. Схема грохота

Технические характеристики вибрационных грохотов

Показатели	Марка грохота			
	СМД-50	СМД-51	СМД-53	СМД-29
Размеры просеивающих поверхностей, мм:				
ширина	1500	1750	1000	1250
длина	3750	4500	2500	3000
Наибольший размер загружаемых кусков, мм	150	150	100	100
Частота вращения вала вибратора, 1/с	13,34	13,34	12,3	12,3
Расстояние от центра тяжести дебаланса до оси вращения, м	0,0645	0,0637	0,0695	0,0685
Диаметр шайбы дебалансного вала, м	0,12	0,12	0,12	0,12
Мощность электродвигателя, кВт	10	10	5,5	5,5
Частота вращения вала электродвигателя, 1/с	24,4	24,4	24,0	24,0
Масса одного дебаланса, кг	16	16	10	10
Масса грохота, кг	3250	3700	1950	1950

Размер отверстия наклонного сита определяется по формуле

$$D = \frac{d}{\cos \alpha - 0,625 \sin \alpha}, \text{ м};$$

горизонтального сита

$$D = \frac{d}{0,8}, \text{ м},$$

где D – размер отверстия, м;

d – наибольший размер просеиваемых частиц, м;

α – угол наклона сита, град.

Характеристика сит приведена в табл. 16.3.

16.3. Методические указания к определению производительности и мощности электродвигателей вибрационных грохотов

Производительность вибрационного грохота определяется по формуле

$$P = P_{y0} F c k_1 k_2 k_3, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где P_{y0} – удельная производительность, отнесенная к 1 м² сита, м³/ч, зависит от размера отверстий сита;

F – площадь сита верхнего яруса, м²;

c – коэффициент, учитывающий возможную неравномерность подачи и форму зерен материала, для щебня $c = 0,65$; для гравия $c = 0,8$;

k_1 – коэффициент, учитывающий угол наклона грохота;

k_2 – коэффициент, учитывающий процентное содержание G_n зерен нижнего класса в исходном материале;

k_3 – коэффициент, учитывающий процентное содержание в нижнем классе зерен, размер которых меньше половины размера отверстия сита.

Значения P_{y0}, k_1, k_2, k_3 приведены в табл. 16.3.

Потребная мощность электродвигателя для привода вибрационного грохота с направленными колебаниями определяется по формуле

$$N = \frac{0,08\pi^3 f m n^3 \gamma d_e}{\eta}, \text{ кВт},$$

где f – приведенный к валу коэффициент трения для роликоподшипников, $f = 0,01$;

- m – масса одного дебаланса, кг;
 n – частота вращения дебалансного вала, 1/с;
 γ – расстояние от центра тяжести дебаланса до оси вращения, м;
 d_g – диаметр цапфы дебалансного вала, м;
 η – КПД привода грохота, $\eta = 0,7...0,8$.

Т а б л и ц а 16.3

Значения коэффициентов, учитывающих угол наклона грохота и зерновой состав исходного материала

Параметры	Значения параметров									
$P_{yo}, \text{м}^3 (\text{м}^2/\text{ч})$	Размеры квадратных сечений сит в свету, мм									
	5	10	14	18	25	35	42	70	100	
	12	23	32	40	46	56	64	82	90	
k_1	Значения коэффициентов от угла наклона сита, град									
	0	10	11	12	13	14	15	16	17	
	1	0,5	0,56	0,61	0,67	0,73	0,8	0,92	1,0	
k_2	Содержание в исходном материале зерен нижнего класса G_n , %									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
	0,58	0,66	0,76	0,84	0,92	1,0	1,08	1,17	1,25	
k_3	Содержание в нижнем классе зерен размером меньше отверстия сита, %									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
	0,63	0,72	0,82	0,91	1,0	1,09	1,18	1,28	1,37	

Лабораторная работа № 17

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА АВТОМАТИЧЕСКИХ ВЕСОВЫХ ДОЗАТОРОВ

17.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить устройство и принцип действия дозаторов АВДИ-425, АВДЦ-425 и АВДЖ-425.

2. Вычертить:

- 1) схему дозатора АВДИ-425;
- 2) схему циферблатного указателя.

3. Дать краткое описание:

- 1) устройства и работы дозатора АВДЦ-425;
- 2) устройства и принципа действия циферблатного указателя.

Комплект автоматических весовых дозаторов АДУБ-425 состоит из дозаторов инертных материалов АВДИ-425, цемента АВДЦ-425 и жидкости АДЖ-425. Количество дозаторов комплекта зависит от проекта бетонного завода. В табл. 17.1 приведена краткая техническая характеристика дозаторов.

Т а б л и ц а 17.1

Технические характеристики автоматических весовых дозаторов

Параметры	Тип дозатора		
	АВДИ-425	АВДЦ-425	АВДЖ-425
Материал	песок, щебень	цемент	вода, добавки
Минимальная и максимальная дозы материала, кг	30...600	30...150	1...200
Цена деления циферблатного указателя, кг	1,0	0,26	0,2
Погрешность взвешивания, %	± 3	±2	±2
Цикл взвешивания, с	45	45	35
Передаточное число рычажной системы	60	16	20
Давление воздуха, МПа	0,6	0,6	0,6
Масса дозатора, кг	500	630	241

17.2. Общие сведения об устройстве и работе дозатора АВДИ-425

Дозатор инертных материалов АВДИ-425 предназначен для последовательного взвешивания двух фракций песка и щебня вели-

чиной кусков от 20 до 140 мм (рис. 17.1).

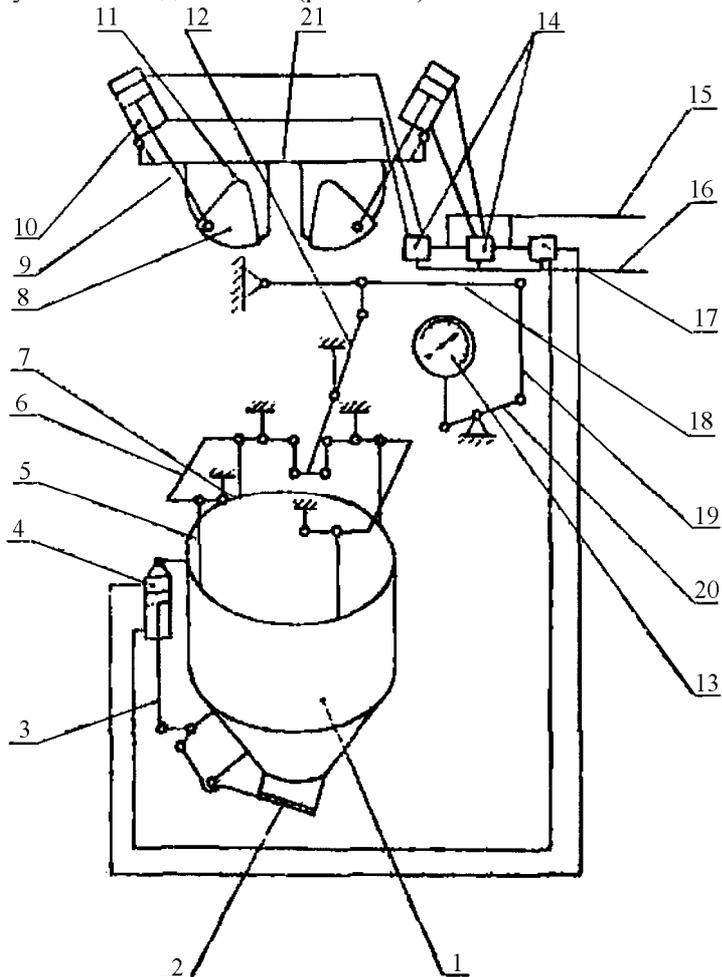


Рис. 17.1. Дозатор инертных материалов

На раме 21 загрузочных воронок 11 подвешены тяги 7 для крепления опор рычажной системы и циферблатного указателя 13. Рычажная система служит для подвески грузоприемного ковша 1 к тяге циферблатного указателя 13. Грузоприемный ковш 1 подвешен тягами 5 к П-образным рычагам 6, соединенным серьгами с рыча-

гом 12, прикрепленным к рычагу 18. Рычаг 18 тягой 19 связан с рычагом 20, передающим усилие на тягу циферблатного указателя 13. Загрузочный ковш 1 внизу имеет затвор 2, управляемый пневмоцилиндром 4, шток которого соединен рычагами с затвором 2.

В соответствии с общим передаточным числом рычажной системы, равным произведению отношений плеч рычагов, сила тяжести материала в ковше, передаваемая на тягу указателя, уменьшается в 60 раз, что позволяет сократить размеры циферблатного указателя. Собственный вес ковша уравновешен противовесом, установленным на рычаге 18.

На раме загрузочных воронок закреплены электровоздушные клапаны 14, управляющие пневмоцилиндрами 10, и клапан 17, управляющий пневмоцилиндром 4. Сжатый воздух к клапанам подается по пневмопроводу 15. Имеющиеся в клапанах золотники переключаются электромагнитами, управляемыми электрической системой 16.

Унифицированный (для всех дозаторов) циферблатный указатель (рис. 17.2) состоит из корпуса 1 с закрепленной внутри него вертикальной рамкой 2, в которой на валике 21 установлены стрелки: 11 – для визуальных измерений по шкале 10; 5 – для автоматического дозирования.

Внутри корпуса 1 на лентах 8 подвешены два квадранта, закрепленные на осях горизонтальной рамки 15 и состоящие из секторов 13 малого радиуса, секторов 12 большого радиуса и рычагов 7 с противовесами 6. Ленты 8 одним концом закреплены сверху корпуса 1, другим концом – внизу сектора 13 малого радиуса. Вверху секторов 12 большого радиуса закреплены ленты 3, нижние концы которых присоединены к траверсе 17 с тягой 19. Противовесы 6 в начале взвешивания (когда еще нет материала в ковше) поворачивают квадранты на осях горизонтальной рамки 15, стремясь занять нижнее положение; при этом секторы малых радиусов перекатываются по боковым направляющим вертикальной рамки 2 и опускают горизонтальную рамку 15 вниз, насколько это позволяют ленты 8. К горизонтальной рамке 15 присоединена зубчатая рейка, находящаяся в зацеплении с шестерней 16, закрепленной наглухо на валике 21 со стрелками 5 и 11. Тяга 19 проходит через гидравлический демп-

фер 18, гасящий собственные колебания деталей весоизмерительной системы. Гидравлический демпфер 18 служит для гашения собственных колебаний весоизмерительной системы.

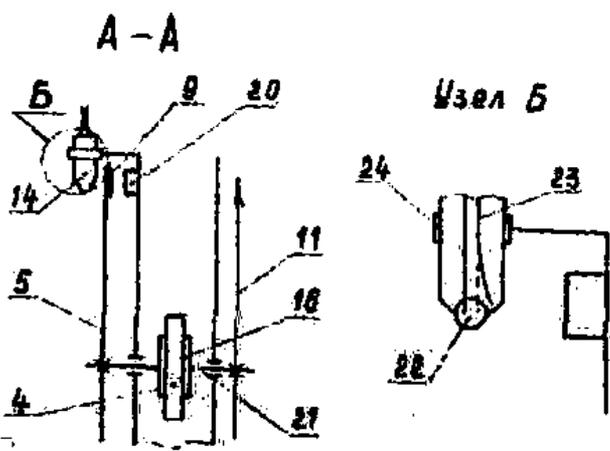
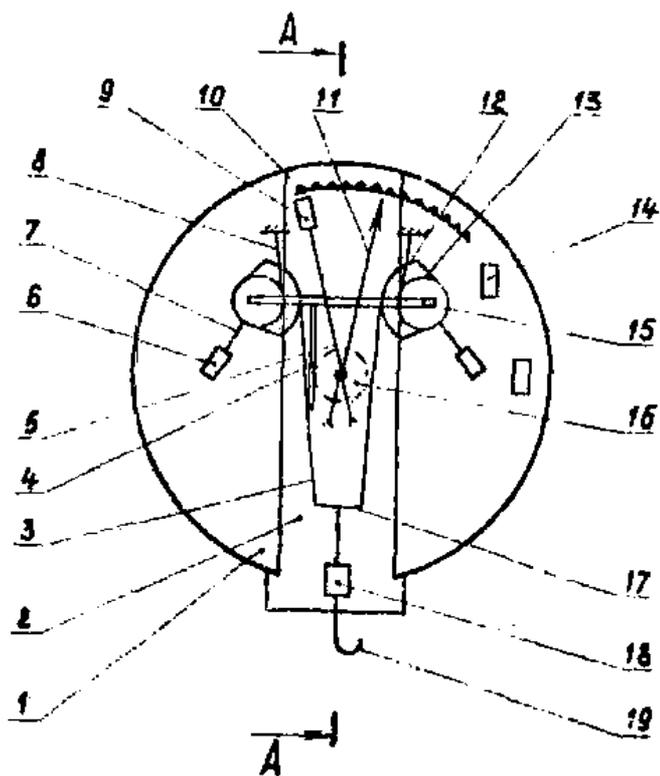


Рис. 17.2. Унифицированный циферблатный указатель

Внутри циферблатного указателя в прорезях неподвижного кольца по окружности закреплено несколько ртутно-магнитных включателей, каждый из которых состоит из ртутного включателя 14 и постоянного магнита 20. Включатель 14 представляет собой стеклянную колбу, на дне которой находится капля ртути 22. С ней соприкасаются концы двух контактных пластин – неподвижной 24 и подвижной 23. Подвижная пластина оттягивается магнитом 20 и удерживается им в разомкнутом состоянии относительно капли ртути и пластины 24. Обе пластины 31 имеют выводы наружу, которыми подключены к электрической системе управления через включатели на пульте. С помощью этих включателей перед началом дозирования включается электрическая цепь требуемой дозы материала.

Работа дозатора начинается после включения с пульта управления электровоздушного клапана 14 (см. рис. 17.1), который открывает впускной затвор загрузочного устройства. По мере наполнения ковша материалом усилие от него через рычажную систему дозатора передается к тяге 19 циферблатного указателя, а от нее – через гибкие ленты 3 к рычагам 7. При этом рычаги отклоняют противовесы наружу, гибкие ленты 3 сматываются с секторов 12, а гибкие ленты 8 наматываются на секторы 13 рычагов 7, которые перекатываются вверх по наружным граням опорной рамки 2. Подвижная рамка 15 перемещается вверх, через зубчато-реечную передачу поворачивает стрелку циферблатного указателя по часовой стрелке. Материал, поступающий в грузоприемный ковш, уравнивается соответствующим отклонением рычагов 7 с противовесами. При достижении заданной дозы материала в ковше стрелка 5 циферблатного указателя металлическим экраном 9 перекрывает зазор между ртутным включателем и магнитом, в результате чего действие последнего на подвижную пластину 23 ослабевает. Силами упругости пластина замыкается с капелькой ртути, а через нее – с неподвижной пластиной 24. По сигналу ртутно-магнитного включателя электрическая система переключает электровоздушный клапан 14, который через пневмоцилиндр 10 закрывает впускной затвор 8 (см. рис. 17.1); загрузка материала в ковш дозатора прекращается. Разгрузка осуществляется по сигналу с пульта или автоматически.

При этом срабатывает электровоздушный клапан 17 и пневмоцилиндр 4. Затем автоматическая система приводит дозатор в исходное положение.

Использование автоматических дозаторов повышает их точность, облегчает труд оператора и увеличивает производительность.

В дозаторах комплекта АДУБ вместо ртутно-магнитных включателей циферблатный указатель оснащен фотоэлементами. На тыльной стороне указателя закреплено кольцо, в держателях которого находятся электролампы, помещенные в закрытых патронах с небольшими отверстиями для получения тонкого луча света. На валике циферблатного указателя установлена стрелка, несущая фотоэлемент. При поступлении материала в грузоприемный ковш стрелка с фотоэлементом поворачивается, фотоэлемент попадает под луч света лампы, включенной на заданную дозу материала, и подает сигнал на закрытие впускного затвора.

Дозатор цемента АДЦ-425 предназначен для взвешивания цемента двух марок. Его грузоприемный ковш и рычажная система с циферблатным указателем аналогичны по конструкции дозатору АВДИ-425. Для подачи цемента в грузоприемный ковш из двух расходных бункеров служат два шнековых питателя, перед каждым из которых и на их выходе установлены впускные и выпускные затворы. Выдача материала обоими питателями осуществляется поочередно в один патрубок. Пространство между питателем и грузоприемным ковшом закрыто гибким рукавом, исключающим распыление цемента. Управление двумя затворами одной секции заблокировано и осуществляется посредством одного пневмоцилиндра.

Дозатор жидкости АДЖ-425 предназначен для последовательного взвешивания жидких составляющих бетона, воды и различных добавок. По конструкции он аналогичен рассмотренным и отличается только типом впускных клапанов и наличием сливной воронки. По окончании дозирования жидкость через впускной затвор большого сечения быстро выливается в воронку, соединенную трубопроводом со смесителем. Применение воронки сокращает цикл дозирования.

Лабораторная работа № 18

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И РАБОТЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ВЕСОВОГО ДОЗАТОРА НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ ДН-21У

18.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить назначение, устройство и технологический процесс работы автоматического весового дозатора непрерывного действия ДН-21У.
2. Вычертить принципиальную схему устройства дозатора ДН-21У.
3. Описать устройство дозатора ДН-21У и технологический процесс работы в автоматическом режиме применительно к вычерченной схеме.

18.2. Общие сведения об устройстве и технологическом процессе работы дозатора непрерывного действия ДН-21У

Автоматический весовой дозатор ДН-21У предназначен для непрерывного весового дозирования сухих сыпучих материалов крупностью частиц не более 5 мм.

Комплект дозатора ДН-21У состоит из собственно дозатора, шкафа управления и автоматического самопишущего прибора типа КСД-2, электрические схемы которых соединены кабелями в общую электрическую цепь, включаемую в однофазную сеть напряжением 220 В с частотой 50 Гц.

Дозатор ДН-21У относится к дозаторам двухступенчатого типа (рис. 18.1). Он состоит из электромагнитного вибрационного питателя 17, служащего для регулируемой подачи материала из бункера 1, и весового конвейера 16 с механизмом взвешивания 8 потока транспортируемого материала.

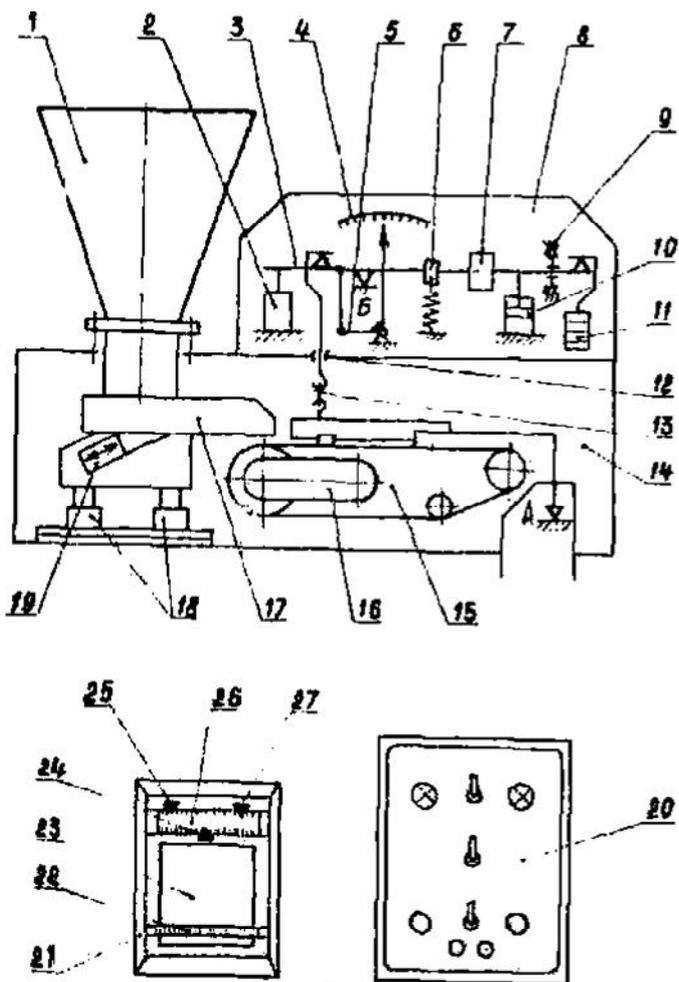


Рис. 18.1. Весовой дозатор непрерывного действия ДН-21У

Вибрационный питатель 17, опирающийся через пружины 18 на корпус 14, приводится в действие электромагнитным вибратором 19, прикрепленным наклонно к его желобу. Над желобом питателя 17 установлен бездонный бункер 1. Весовой конвейер 15 со встроенным в него приводом 16 состоит из электродвигателя и зубчатых передач, опирается на опору А корпуса 14 и присоединен

подвеской 13 к механизму взвешивания 8, состоящему из основного рычага 3, дополнительного рычага, неподвижно установленного параллельно основному, опоры Б основного рычага на корпусе механизма взвешивания 8, закрепленных на этих рычагах тарных 11 и подвижных 7 гирь и силоизмерительной пружины 6. К рычагам также присоединены сердечник индукционной катушки 2, шток гидравлического демпфера 10 и привод 5 стрелки шкалы указателя 4. Масса весоизмерительного конвейера 17, передаваемая подвеской 13 на рычаг 3 механизма взвешивания, уравнивается тарными 11 и подвижными 7 гирями, а масса материала на конвейере – силоизмерительной пружины 6. Отклонение рычага 3 под действием массы взвешиваемого на конвейере 16 материала компенсируется усилием растяжения пружины 6 и вызывает перемещение сердечника индукционного датчика 2. Привод стрелки указателя 5 вызывает ее поворот относительно шкалы 4. Гидравлический демпфер 10 и гидравлический затвор 12 служат для гашения колебаний рычажной системы. Шкаф 20 предназначен для управления дозатором в ручном и автоматическом режимах. На его передней двери 22 находятся тумблеры и кнопки включения соответствующих механизмов и приборов, расположенных внутри шкафа управления.

Автоматический самопишущий прибор 21 типа КСД-2 служит для дистанционного измерения, записи и регулирования производительности весового дозатора непрерывного действия. Внутри прибора КСД-2 на выдвижном шасси расположены механизмы, приборы и элементы автоматики, лентопротяжный механизм 23 для непрерывной записи на диаграммной ленте измерительного параметра (производительности) и шкала 26 прибора, на которой устанавливаются действительные значения регулирования (стрелки 25, 27) и заданное значение измерительного параметра (стрелка 24). Указатель задачи со стрелкой 24 перемещается вручную по шкале 26 (это делается при настройке прибора путем вращения шкива на оси двигателя, на котором намотан трос привода указателя задачи, в соответствии с инструкцией по эксплуатации прибора КСД-2).

К прибору внизу лентопротяжного механизма прикладывается переводная линейка 22 (0–100 %), служащая для перевода действительных значений контролируемого параметра по шкале прибора,

выраженных в единицах измеряемой величины, в значения по сто-процентной шкале.

Технологический процесс работы дозатора в автоматическом режиме протекает следующим образом. Требуемая производительность задается указателями задания на приборе КСД-2 в соответствии с инструкцией по эксплуатации этого прибора. Включаются тумблеры на крышке шкафа управления в следующей последовательности: «Сеть включена», «Автоматическое», «Питатель включен». Загораются соответствующие сигнальные лампы. Дозируемый материал из бездонного бункера 1 вибрационным питателем 15 подается определенным потоком на ленту весоизмерительного транспортера 15, который через подвеску 13 воздействует на рычаг 3 весоизмерительного механизма 8; рычаг 3 при этом поворачивается относительно опоры Б и уравнивается усилием растяжения силоизмерительной пружины 6. Поворот рычага 3 при отклонении массы потока взвешиваемого материала от требуемого значения вызывает перемещение сердечника в катушке индукционного датчика 2, в которой наводится индукционный ток, поступающий на вход вторичного прибора КСД-2. Прибор определяет отклонение фактической производительности от заданной и при необходимости посредством приборов и механизмов системы автоматики подает сигнал на электромагнитный вибратор питателя для изменения его частоты или амплитуды колебаний лотка вибропитателя 17, а, следовательно, производительности дозатора. Изменение производительности происходит до тех пор, пока она не достигнет заданной величины. Отклонение рычага 3 ограничивается упорами 9. Кроме автоматического дозатор имеет ручное управление, осуществляемое соответствующими приборами на дверке шкафа управления.

Технические характеристики:

Дозируемый материал –	сыпучий, плотностью 0,2...2,0 т/м ³
Шкала производительности –	от 0 до 160 кг/ч
Предел регулирования производительности –	от 5 до 95 % длины шкалы прибора
Класс точности –	2

Тип питателя – вибрационный
 Потребляемая мощность – 1,5 кВт
 Масса – 125 кг

Лабораторная работа № 19

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ЦИКЛИЧНЫХ ГРАВИТАЦИОННЫХ БЕТНОСМЕСИТЕЛЕЙ

19.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить устройство и рабочий процесс циклических гравитационных бетоносмесителей.
2. Вычертить схему бетоносмесителя заданного типа.
3. Описать устройство и рабочий процесс бетоносмесителя, приведенного на схеме.
4. Определить критическую частоту вращения смесительного барабана и производительность бетоносмесителя.

Т а б л и ц а 19.1

Варианты задания

Показатели	Вариант						
	1	2	3	4	5	6	7
Марка бетоносмесителя	СБ-30	СБ-103	СБ-28	СБ-10А	СБ-101	СБ-15	СБ-94
Время перемешивания, с	60	120	40	80	50	60	120
Способ загрузки материала в барабан	XX*	XXX	X	XXX	X	XXX	XXX

*X – вручную; XX – скиповым подъемником; XXX – грузоприемными ковшами дозаторов.

19.2. Общие сведения об устройстве и работе циклических гравитационных бетоносмесителей

Циклические гравитационные бетоносмесители предназначены для приготовления подвижных бетонных смесей, имеющих водоцементное отношение 0,5...0,6 и выше.

Рабочим органом циклических гравитационных бетоносмесителей является вращающийся относительно своей продольной оси барабан, к внутренним стенкам которого прикреплены под определенными углами лопасти.

Наибольшее распространение получили циклические гравитационные бетоносмесители с грушевидным опрокидным и двухконусным наклоняющимся барабаном.

Бетоносмесители СБ-27, СБ-28, СБ-101 с опрокидным грушевидным барабаном выполнены передвижными на колесном ходу и используются для приготовления бетонной смеси непосредственно на строительных площадках при небольших объемах бетонных работ.

Смесительный барабан 4 (рис. 19.1) указанных бетоносмесителей закреплен на выходном валу редуктора 5, корпус которого соединен с трубой 2, через подшипники опирающейся на раму 6. Ведущий вал редуктора 5 проходит в трубе 2 и приводится от электродвигателя 7 через ременную передачу 1. К трубе 2 наглухо прикреплен рычаг 3 поворота барабана с редуктором 5.

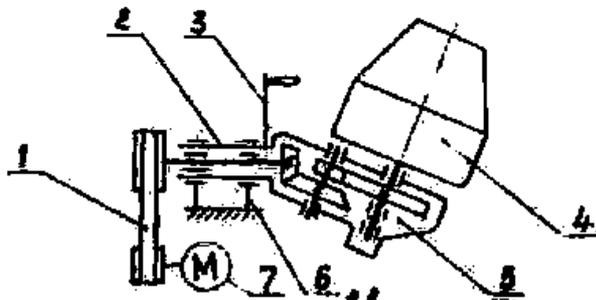


Рис. 19.1. Циклический гравитационный бетоносмеситель

Барабан 4 состоит из корпуса, цилиндрического пояса и днища,

в которое вварена втулка для посадки на выходной вал редуктора. К внутренней поверхности барабана 4 прикреплены три лопасти.

Бетоносмесители с опрокидным барабаном СБ-30, СБ-84, СБ-91, СБ-94 выполняются по принципиальной схеме, приведенной на рис. 19.2.

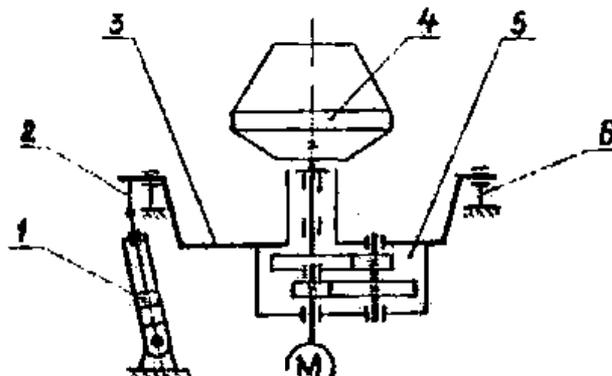


Рис. 19.2. Бетоносмеситель с опрокидным барабаном

Смесительный барабан 4 такого бетоносмесителя состоит из двух усеченных конусов и обечайки. Внутри к стенкам барабана 4 прикреплены лопасти. Барабан 4 крепится наглухо на выходном валу редуктора 5, установленного вместе с электродвигателем 7 на поворотной траверсе 3. Траверса 3 опирается на подшипники рамы 6 и может поворачиваться в них гидро- или пневмоцилиндром 1, шток которого шарнирно соединен с рычагом 2, наглухо закрепленным на траверсе 3. Бетоносмеситель СБ-30 – передвижной (на полозьях), имеет скиповый подъемник для загрузки сухих составляющих в барабан; бетоносмесители СБ-84, СБ-91, СБ-94 - стационарные, составляющие бетонной смеси загружаются в их барабаны из грузоприемных ковшей дозаторов. Бетоносмесители с двухконусным наклоняющимся барабаном СБ-10А, СБ-15 и СБ-103 выполняются стационарными.

Конструктивная схема бетоносмесителей СБ-10А, СБ-15 и СБ-103 приведена на рис. 19.3.

Рабочим органом бетоносмесителя СБ-103 является барабан, состоящий из двух усеченных конусов 2 и 7, соединенных большими основаниями с цилиндрической вставкой, на внешней стороне ко-

торой приварены бандаж 3 и зубчатый венец 4. На внутренней стороне барабана закреплены лопасти с уклоном к его середине. Барабан бандажом 3 опирается на опорные ролики 10 траверсы 6 и фиксируется на ней тремя парами упорных роликов 5, установленных на осях с обеих сторон траверсы 6. Траверса 6 своими цапфами 8 опирается на подшипники, закрепленные на стойках 9 основной рамы 13.

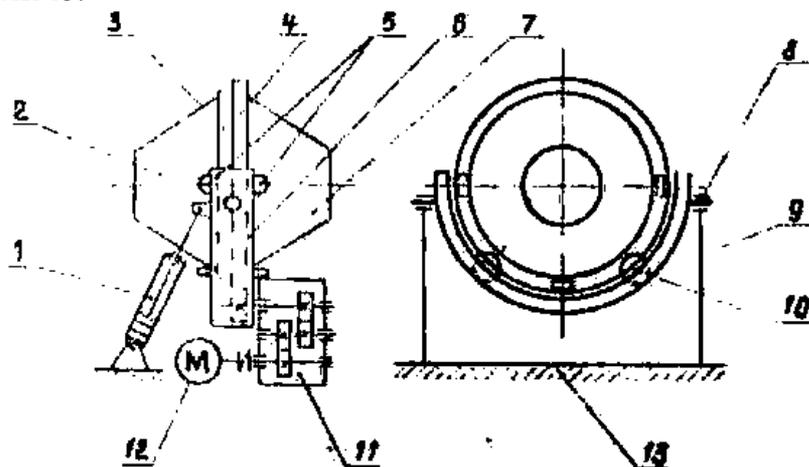


Рис. 19.3. Конструктивная схема бетоносмесителей СБ-10А, СБ-15, СБ-103

Электродвигатель 12 и редуктор 11 привода барабана установлены на траверсе 6 и приводят во вращение зубчатый венец барабана. Пневмо- или гидроцилиндр 1 наклони траверсы с барабаном закреплен на одной из стоек 9, а его шток соединен шарниром с кронштейном траверсы 6.

Рабочий цикл гравитационных бетоносмесителей состоит из следующих операций: загрузка составляющих бетонной смеси в барабан; перемешивание материала; загрузка готовой смеси; возвращение барабана в положение загрузки.

Отдозированные сухие составляющие бетонной смеси загружаются в смесительный барабан в зависимости от вместимости бетоносмесителя вручную, скиповым подъемником или из грузоприемных ковшей дозаторов; затем в барабан подается требуемое количество воды. При этом барабан приводится двигателем во вращение

относительно своей оси, расположенной с наклоном примерно 15° к горизонту, у бетоносмесителей с грушевидным опрокидным барабаном или относительно горизонтальной продольной оси – у двухконусных бетоносмесителей.

При вращении барабана составляющие бетонной смеси под действием сил трения о стенки барабана и между собой, а также лопастями, прикрепленными внутри барабана, поднимаются на некоторую высоту и под действием сил тяжести скользят по ним и свободно падают вниз. При этом различные частицы материала движутся относительно других частиц по пути наименьшего сопротивления и заполняют свободное пространство между более крупными частицами. Для выгрузки готовой бетонной смеси барабан опрокидывается соответствующим устройством горловиной вниз так, чтобы его продольная ось была наклонена под углом около 45° к горизонту. После выгрузки смеси барабан поворачивается в положение выгрузки.

19.3. Методические указания к определению критической частоты вращения смесительного барабана и производительности бетоносмесителя

Частота вращения смесительного барабана должна быть такой, чтобы при его работе материал под действием силы тяжести смог падать с определенной высоты, преодолевая силы трения о лопасти и центробежные силы инерции, прижимающие материал к стенкам барабана.

Исходя из сказанного, критическая частота вращения барабана определяется по формуле

$$n = 30 \sqrt{\frac{\sin \alpha - \mu \cos \alpha}{R}}, \text{ об/мин,}$$

где α – угол наклона лопасти к горизонту, $\alpha = 45^\circ$;

μ – коэффициент трения смеси о сталь, $\mu = 0,6$;

R – радиус внутренней поверхности барабана, м.

Радиус внутренней поверхности барабана измеряется непосред-

ственно на машине или может быть определен по формуле:

$$R = 0,792V_{заг}^{0,31}, \text{ м},$$

где $V_{заг}$ – вместимость барабана по загрузке сухих составляющих, м^3 .

Техническая производительность циклических бетоносмесителей определяется по формуле

$$\Pi = \frac{3600 \cdot V}{1000 \cdot T_{ц}},$$

где V – объем готового замеса в л,

$$V = V_{заг} \cdot k_{вых},$$

где $V_{заг}$ – вместимость барабана по загрузке сухих компонентов, л;

$k_{вых}$ – коэффициент выхода бетонной смеси, $k_{вых} = 0,65 \dots 0,70$;

$T_{ц}$ – продолжительность одного рабочего цикла, с,

$$T_{ц} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4, \text{ с},$$

где t_1 – продолжительность загрузки барабана, при ручной загрузке

$t_1 = 40 \dots 50$ с, при загрузке скиповым подъемником $t_1 = 15 \dots 25$ с,

при загрузке из грузоподъемных ковшей дозатора $t_1 = 10 \dots 15$ с;

t_2 – продолжительность перемешивания (по табл. 19.1);

t_3 – продолжительность выгрузки готовой бетонной смеси, для бетоносмесителей с опрокидным и грушевидным барабаном и с двухконусным наклоняющимся барабаном $t_3 = 10 \dots 20$ с, причем большие значения принимаются для бетоносмесителей с большей вместимостью барабана;

t_4 – продолжительность поворота барабана в положение загрузки составляющих смеси, $t_4 = 3 \dots 5$ с.

Технические характеристики гравитационных бетоносмесителей

Показатели	Марка бетоносмесителя						
	СБ-28	СБ-101	СБ-30	СБ-15	СБ-10А	СБ-94	СБ-103
1	2	3	4	5	6	7	8
Вместимость смесительного барабана, л	100	100	250	500	1200	1500	3000

Окончание табл. 19.2

1	2	3	4	5	6	7	8
Объем готового замеса, л	65	65	165	330	800	1000	2000
Частота вращения смесительного барабана, об/мин	23	30	20	18,2	17	12,6	12,6
Максимальная крупность заполнителя, мм	40	40	70	70	120	120	120
Мощность двигателя привода смесительного барабана, кг	4,4	0,6	1,0	2,8	13,0	25,0	25,0
Масса бетоносмесителя, кг	265	213	500	1370	3945	3000	7600

Лабораторная работа № 2 0**ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЦИКЛИЧНЫХ БЕТОНОСМЕСИТЕЛЕЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ****20.1. Задание к лабораторной работе**

1. Изучить устройство и рабочий процесс циклических бетоносмесителей принудительного действия.
2. Вычертить принципиальную схему бетоносмесителя принудительного действия заданного типа.
3. Описать устройство и рабочий процесс бетоносмесителя, приведенного на схеме.
4. Определить техническую производительность бетоносмесителя заданного типа.

Варианты задания

Показатели	Вариант						
	1	2	3	4	5	6	7
Тип бетоносмесителя	СБ-31А	СБ-35	СБ-62	СБ-31А	СС-35	СБ-62	СБ-79
Продолжительность перемешивания, с	55	50	45	45	60	55	50

20.2. Общие сведения об устройстве и работе циклических бетоносмесителей принудительного действия

Циклические бетоносмесители принудительного действия предназначены для быстрого и высококачественного перемешивания бетонных смесей любой консистенции и строительных растворов.

Наиболее рационально использовать их для приготовления мелкозернистых и жестких бетонных смесей на заводах железобетонных изделий.

Крупность заполнителя бетона,готавливаемого в таких бетоносмесителях, не должна превышать 60...70 мм, желательно использовать заполнитель крупностью до 40 мм.

Циклические бетоносмесители принудительного действия изготавливаются роторного (рис. 20.1) и планетарно-роторного (рис. 20.2) типов.

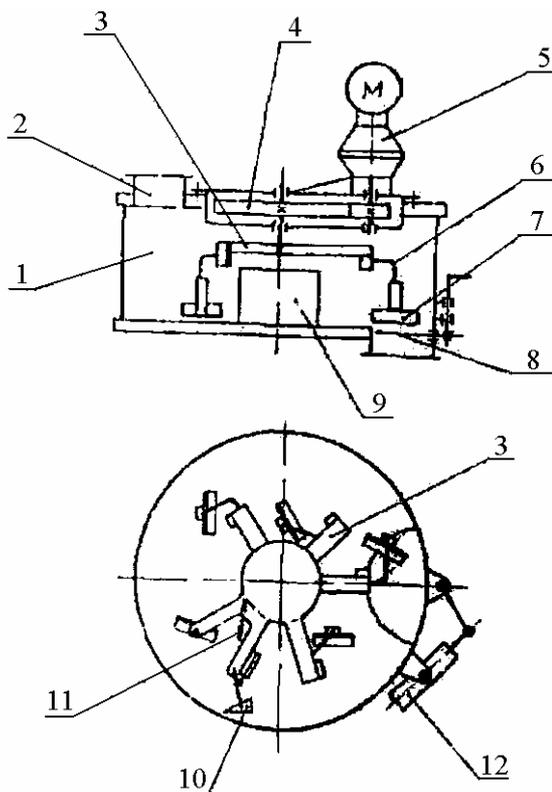


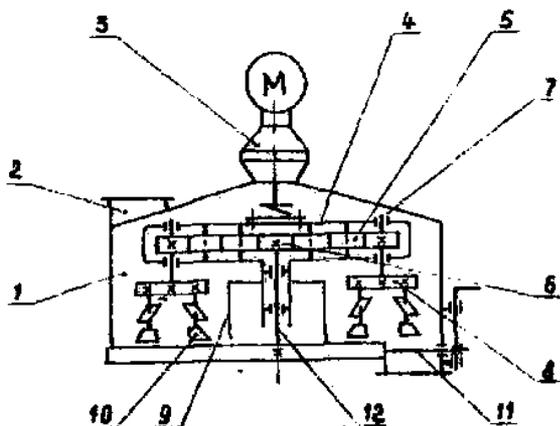
Рис. 20.1. Циклический бетоносмеситель принудительного действия роторного типа
Бетоносмеситель роторного типа (рис. 20.1) модели СБ-79 имеет вертикальную неподвижную чашу, состоящую из днища, внешнего 1 и внутреннего 9 цилиндров, создающих кольцевую зону, в которой осуществляется перемешивание смеси.

Рабочим органом бетоносмесителя является ротор 3, на шести стержнях-держателях 6 которого закреплены пять рабочих лопастей 7 и два очистных скребка для очистки внешнего 10 и внутреннего 11 цилиндров чаши. Рабочие лопасти 7 расположены на разных расстояниях от центра вращения с таким расчетом, чтобы они перекрывали все кольцевое пространство смесителя, и установлены под различными углами в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Ротор приводится во вращение от мотор-редуктора 5 через зубчатую передачу 4, на ведомом валу которой закреплен корпус ротора 3. Загрузка составляю-

щих сухих смесей осуществляется из грузоприемных ковшей дозаторов через загрузочное отверстие 2, выгрузка готовой бетонной смеси – через секторный люк с затвором 8, управляемым пневмоцилиндром 12. Для защиты держателей и лопастей от поломок на корпусе ротора предусмотрены пружинные амортизаторы.

Перемешивание смеси осуществляется в кольцевой смесительной камере путем силового воздействия на смесь лопастей, вращающихся вместе о ротором относительно вертикальной оси. При этом частицы смеси под давлением лопастей движутся по сложным траекториям с различными скоростями, занимая свободное пространство между более крупными частицами. Очистные скребки очищают вертикальные стенки цилиндров от налипшего материала и направляют его в зону перемешивания. Вода подается в смеситель из дозатора по специальному трубопроводу.

Планетарно-роторный бетоносмеситель СБ-62 (рис. 20.2) имеет вертикальную неподвижную чашу, состоящую из внешнего 1 и внутреннего 9 цилиндров и днища, в кольцевом пространстве между которыми осуществляется перемешивание смеси. В днище имеется люк для выгрузки готовой смеси с затвором 11, управляемым пневмоцилиндром 16. Сверху чаша закрыта откидными крышками, в одной из которых имеется загрузочный патрубок 2, а в другой – смотровой люк. Сверху чаши крепится мотор-редуктор 3 для привода ротора и смесительных лопастных валов 7.



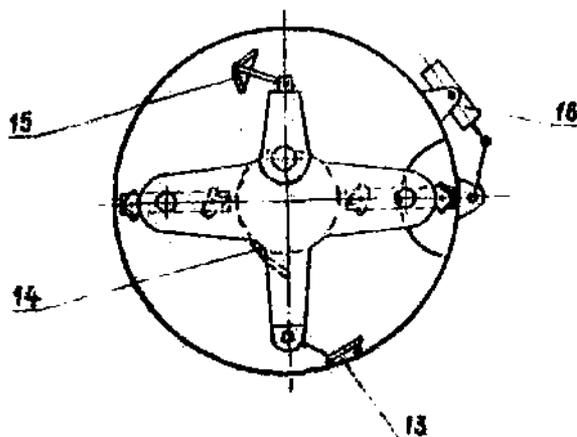


Рис. 20.2. Циклический бетоносмеситель принудительного действия планетарно-роторного типа

Вал мотор-редуктора 3 соединен эластичной муфтой с траверсой 4, являющейся корпусом планетарного редуктора, и приводит ее во вращение вокруг неподвижно закрепленного на вертикальной стойке 12 зубчатого колеса 6. При этом шестерни 5 обкатываются вокруг зубчатого колеса 6 и через паразитные шестерни вращают валы 7, на держателях 8 которых закреплены лопасти 10, расположенные в два ряда по высоте. Таким образом, смесительные лопасти вращаются одновременно вокруг центральной 12 и собственных 7 осей и совершают сложное планетарное движение в кольцевой смесительной чаше. На траверсе 4 при помощи рычагов и кронштейнов закреплены подгребающая лопасть 15 и скребки 13 и 14 для очистки внешнего и внутреннего цилиндров смесительной чаши. Сухие составляющие смеси загружаются в чашу из грузоприемных ковшей дозаторов.

Бетонная смесь перемешивается под действием лопастей, совершающих планетарное движение в смесительной чаше. При этом частицы смеси под действием давления лопастей перемещаются по сложным траекториям с различными скоростями, сдвигают расположенные рядом частицы и занимают пространство между более крупными частицами. Подгребающая лопасть непрерывно подает

перемешиваемый материал под смешивающие лопасти; очистные лопасти очищают вертикальные стенки чаши от налипающего материала. Вода подается в смеситель из дозатора по специальному трубопроводу.

По окончании перемешивания готовая бетонная смесь выгружается через люк в днище, который открывается поворотом затвора в горизонтальной плоскости. При этом вращающиеся лопасти способствуют перемещению смеси к разгрузочному отверстию. Когда выгрузка смеси окончена, закрывается люк в днище, и чаша готова к приему очередной порции составляющих смеси.

Т а б л и ц а 20.2

Технические характеристики бетоносмесителей

Показатели	Марка бетоносмесителя			
	СБ-31А	СБ-35	СБ-79	СБ-62
Тип бетоносмесителя	роторный	роторный	роторный	планетарно-роторный
Объем готового замеса, л	165	330	500	800
Вместимость по загрузке сухих составляющих, л	250	500	750	1200
Диаметр смесительной чаши, мм	1250	1800	2200	2170
Число лопастей и скребков	2 + 2	5+5	7+2	(2+2+1)+2
Частота вращения ротора, об/мин	31...35	30	26	20
Мощность электродвигателя, кВт	4,5	14	28	30
Масса, кг	1240	2000	3445	4035

20.3. Методика определения производительности циклических бетоносмесителей

Техническая производительность циклических бетоносмесителей принудительного действия определяется по такой же методике, как и для бетоносмесителей со свободным перемешиванием (см. лаб. раб. № 14).

Лабораторная работа № 2 1

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ВИБРАТОРОВ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОНОВ

21. 1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить устройство и принцип действия поверхностных и глубинных электромеханических вибраторов.
2. Вычертить принципиальную схему вибратора.
3. Описать устройство вибратора.
4. Определить производительность вибратора при заданных условиях работы.

Т а б л и ц а 21.1

Варианты задания

Показатели	Вариант						
	1	2	3	4	5	6	7
Марка вибратора	ИВ-61	ИВ-81	ИВ-75	ИВ-67	ИВ-47	ИВ-79	ИВ-80
Радиус действия вибратора, мм	–	–	200	400	500	450	450
Толщина уплотняемого слоя, мм	200	400	–	–	–	–	–
Продолжительность вибрации на одном месте, с	60	30	60	30	35	35	38

21.2. Общие указания об устройстве и принципе работы вибраторов

Электромеханические вибраторы, применяемые для уплотнения бетона, делятся на поверхностные и глубинные.

Поверхностные вибраторы предназначены для послойного (толщиной 20...40 см) уплотнения бетона при медленном перемещении вибратора на поверхности уплотненного слоя бетонных изделий и отсутствии арматуры, выступающей над поверхностью уплотняемого слоя.

Поверхностные вибраторы ИВ-61, ИВ-81 с круговыми колебаниями имеют электромеханический вибровозбудитель, закрепленный на площадке 9 (рис. 21.1), который представляет собой трехфазный электродвигатель 3 с короткозамкнутым ротором 5. На консолях вала 7 двигателя закреплены дебалансы 1, закрытые литыми алюминиевыми крышками 8, которые вместе с подшипниковыми щитами 2 прикреплены к корпусу шпильками и гайками 6.

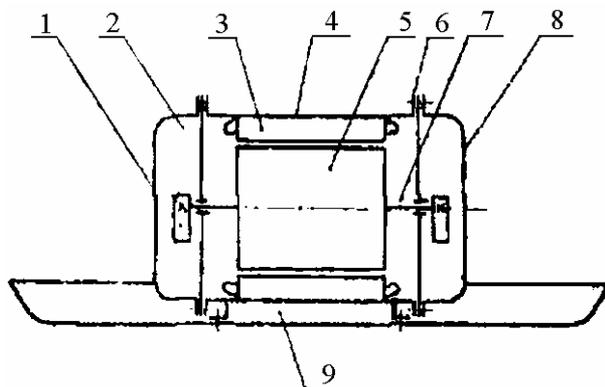


Рис. 21.1. Поверхностный вибратор с круговыми колебаниями

При вращении неуравновешенного вала 7 возникает вынуждающая (центробежная) сила, приводящая в колебание площадку 9, а от нее – бетонную смесь, на которой установлен поверхностный вибратор. При этом частицы бетонной смеси приходят в движение, более мелкие располагаются между средними и более крупными, вытесняя воздух. При работе площадка не отрывается от бетонной смеси, а только меняется сила прижатия ее к бетону.

Площадка 9 вибратора выполнена в виде прямоугольного корытообразного основания, с двух сторон которого приварены рычаги 10 в виде скоб для перемещения вибратора.

Глубинные электромеханические вибраторы выполняются двух типов:

- а) с вынесенным двигателем и гибким валом;
- б) со встроенным двигателем (вибробулавы).

Глубинные вибраторы применяются для послойного уплотнения армированной бетонной смеси. При этом толщина уплотнения слоя

должна не превышать длины вибронаконечника, а расстояние между стержнями арматуры – быть несколько больше его диаметра. Арматура может выступать над поверхностью уплотняемого слоя.

Производительность таких вибраторов зависит от радиуса действия и продолжительности вибрирования на одном месте.

Глубинные вибраторы с гибким валом ИВ-75, ИВ-67, ИВ-47 и др. состоят из приводного асинхронного электродвигателя 1, гибкого вала 9 и вибронаконечника 12 (рис. 21.2).

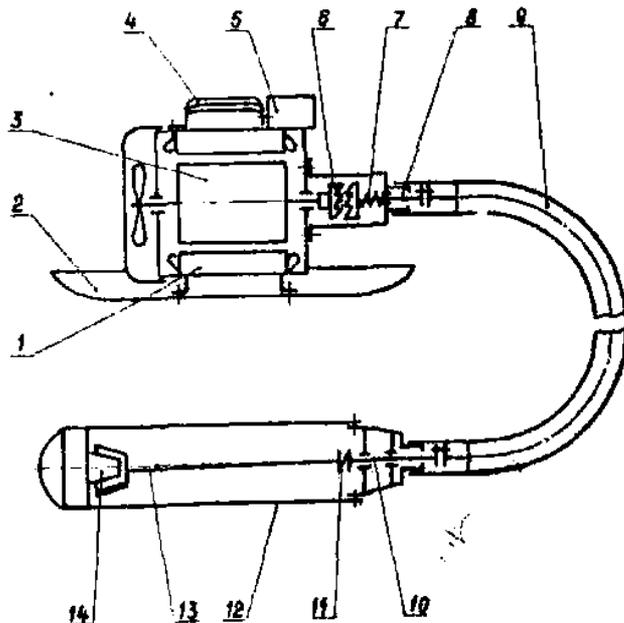


Рис. 21.2. Глубинный вибратор с гибким валом

Корпус электродвигателя крепится на подставке 2 и снабжен ручкой для переноса 4.

При включении выключателем 5 электродвигателя вращающий момент от ротора 3 передается посредством кулачковой муфты 6 с пружиной 7 шпинделю 8, от него через гибкий вал – шпинделю 10 вибронаконечника и далее через упругую муфту 11 – на эксцентричный бегунок 13. При вращении бегунка, центр тяжести которого смещен относительно его оси симметрии, возникает вынуждаю-

щая (центробежная) сила, которая через конус 14 передается корпусу 12 и вызывает его круговые колебания, которые передаются бетонной смеси, прилегающей к погруженному в нее вибронаконечнику, и вызывают ее уплотнение. Под действием возмущающей силы, непрерывно изменяющей направление, частицы бетонной смеси приходят в движение, при этом более мелкие заполняют промежутки между средними и наружными.

Ручные глубинные вибраторы со встроенным высокочастотным электродвигателем ИВ-79, ИВ-80 и др. удобны в работе и дополняют ряд глубинных вибраторов с гибким валом (рис. 21.3).

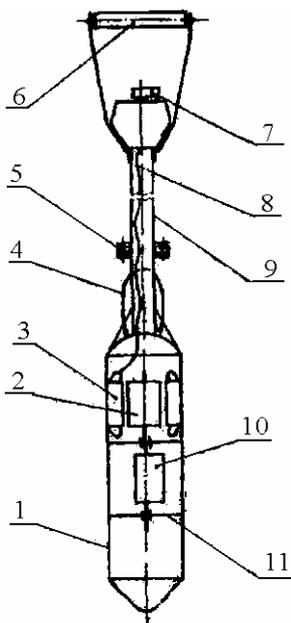


Рис. 21.3. Ручной вибратор со встроенным высокочастотным электродвигателем

Вибратор состоит из корпуса 1, изготовленного из стальной трубы, внутри которого помещен высокочастотный электродвигатель 3. Статор электродвигателя запрессован в корпус, а его обмотка соединена кабелем 8 с выключателем 7. Полая штанга 9 соединена с корпусом через амортизатор 5. Вал с дебалансом 10 установлен на двух подшипниках, воспринимающих вынужденную силу, создаваемую дебалансом. Ротор 2 электродвигателя помещен на валу, который одним концом опирается на дебалансный вал, а другим –

на подшипник 11. Корпус вибратора снизу закрыт массивным наконечником. Возмущающая сила, постоянная по величине, но переменная по направлению, передается на корпус 1 и вызывает его круговые колебания, которые передаются бетонной смеси, прилегающей к погруженному в нее корпусу вибровозбудителя, и вызывают ее уплотнение. Для подъема вибратора и погружения его в бетонную смесь на нем имеются рукоятки 4 и 6.

Т а б л и ц а 21.2

Технические характеристики поверхностных вибраторов с круговыми колебаниями

Показатели	ИВ-61	ИВ-81
Мощность электродвигателя, кВт	0,4	1,1
Частота колебаний, Гц	22	22
Вынуждающая сила, Н	5000	20000
Размеры основания, мм	830×430	2050×400
Количество дебалансов	2	2
Момент небалансов, Н·м	0,65	0,65

Т а б л и ц а 21.3

Технические характеристики глубинных вибраторов с гибким валом

Показатели	ИВ-75	ИВ-67	ИВ-47
1	2	3	4
Наружный диаметр корпуса вибронаконечника, мм	28	51	75

Окончание табл. 21.3

1	2	3	4
Момент дебаланса, Н·м	0,18	0,103	0,35
Частота колебаний в минуту	2000	16000	10000
Вынуждающая сила, Н	800	3000	4000
Длина рабочей части, мм	400	410	440

Мощность, кВт	0,8	0,8	1,2
Напряжение, В	36	36	36
Масса вибронаконечника, кг	1,2	4,5	8,7

Т а б л и ц а 21.4

Технические характеристики глубинных вибраторов со встроенным высокочастотным электродвигателем

Показатели	ИВ-79	ИВ-80
Наружный диаметр корпуса, мм	75	100
Частота колебаний, Гц	185	185
Возмущающая сила, Н	550G	12000
Мощность электродвигателя, кВт	0,8	1,5
Частота тока, Гц	200	200
Напряжение, В	36	36
Масса, кг	15	21

21.3. Методические указания к определению производительности вибраторов

Производительность вибраторов зависит от радиуса действия и продолжительности вибрирования на одном месте и определяется по формулам:

для глубинных вибраторов

$$П = 2r^2\delta \frac{3600}{t + t_1} k_n k_e, \text{ м}^3/\text{ч};$$

для поверхностных вибраторов

$$П = F\delta \frac{3600}{t + t_1} k_n k_e, \text{ м}^3/\text{ч},$$

где r – радиус действия вибратора, м;

- δ – толщина уплотняемого слоя, м;
 t – продолжительность вибрирования на одном месте, с;
 t_1 – время на перестановку вибраторов на новое место, с
(5...10 с);
 k_n – коэффициент перекрытия уплотняемой зоны (0,82...0,85);
 k_g – коэффициент использования вибратора по времени,
 $k_g = 0,75$;
 F – площадь основания вибратора, м².

Лабораторная работа № 2 2

ИЗУЧЕНИЕ ОБЩЕГО И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА АСФАЛЬТОБЕТОННОГО ЗАВОДА (АБЗ)

22.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить общее устройство АБЗ периодического действия.
2. Изучить технологический процесс приготовления асфальтобетонной смеси АБЗ периодического действия.
3. Вычертить технологическую схему АБЗ.
4. Описать общее устройство АБЗ и технологический процесс приготовления асфальтобетонной смеси.

22.2. Общие сведения об устройстве АБЗ и технологическом процессе приготовления горячей асфальтобетонной смеси

Асфальтобетонный завод (АБЗ) представляет собой комплекс оборудования и агрегатов, предназначенных для приготовления горячих асфальтобетонных смесей различных составов.

В зависимости от технологии протекания процесса смешивания при приготовлении асфальтобетона различают АБЗ непрерывного и АБЗ периодического (циклического) действия.

АБЗ непрерывного действия применяются для приготовления асфальтобетонной смеси постоянного состава при больших объемах работы. Они требуют остановки всех агрегатов при переналадке

дозаторов на выпуск смеси другого состава, в них невозможно регулировать время перемешивания.

Асфальтобетонные установки периодического действия позволяют быстро и легко переходить на выпуск смеси другого требуемого рецептурного состава, а также регулировать продолжительность перемешивания для обеспечения нужного качества. Башенное расположение основного оборудования смесительной установки уменьшает количество транспортирующих машин и занимаемую ею площадь.

На заводах непрерывного действия все технологические операции, включая смешивание, выполняются непрерывно; на заводах периодического действия подготовительные и вспомогательные операции выполняются непрерывно, а дозирование, смешивание и разгрузка смесителя – периодически, определенными порциями.

На рис. 22.1 представлен АБЗ периодического действия с башенным расположением оборудования смесительного агрегата.

АБЗ независимо от принципа их работы состоят из следующих основных агрегатов: агрегата питания (а); сушильного агрегата (б); смесительного агрегата; агрегата для хранения и подачи минерального порошка (з); оборудования для нагрева, дозировки и подачи битума; устройства для очистки воздуха от пыли (ж). В смесительный агрегат входит грохот (в), дозаторы с расходными и весовыми бункерами (г), смеситель (д). Основные агрегаты АБЗ связаны между собой транспортирующим оборудованием.

Технологический процесс приготовления асфальтобетонной смеси протекает в следующей последовательности.

Песок со щебнем или гравием соответствующих фракций со склада загружаются в бункер 1 агрегата питания с применением погрузчиков, экскаваторов, ленточных конвейеров и других машин.

Питатели 2 предварительно дозируют по весу и непрерывно выдают минеральные материалы из бункеров 1 на собирающий ленточный конвейер или холодный ковшовый элеватор 3. Поднятый ими материал ссыпается по лотку 4 в загрузочное устройство 5 сушильного барабана 6. Сушильный барабан установлен на опорных роликах 7 под углом 3...6° к горизонту и имеет внутри продольные лопасти, прикрепленные к стене барабана.

Специальный привод осуществляет вращение барабана относительно его продольной оси. Загружаемый при этом в барабан материал многократно поднимается внутренними лопастями, скользит по ним, падает вниз и перемещается вдоль сушильного барабана. Навстречу минеральным материалам внутри барабана движутся горячие газы, образующиеся в топке 9 при сгорании жидкого топлива (мазута), или газа, подаваемого форсункой 10. При таком противоточном движении горячих газов и минеральных материалов происходит интенсивная сушка и нагрев последних до температуры 180...250°С.

Нагретые минеральные материалы через загрузочную коробку 8 сушильного барабана подаются в приемный лоток 11 ковшового элеватора 12. Горячий элеватор, имеющий теплозащитный кожух 13, поднимает нагретые материалы на требуемую высоту и подает их на вибрационный грохот 14, который сортирует их по крупности. Отсортированные фракции поступают в отдельные отсеки бункера горячих материалов 15, имеющего теплоизоляционный кожух. Негабаритный щебень с верхнего сита грохота по сыпному лотку 16 отводится в отдельный бункер или за пределы смесительного агрегата. Отсеки бункера для отдельных крупностей имеют окна для отвода излишков материала по патрубкам в бункер излишков.

Смесительные агрегаты АБЗ периодического действия (рис. 22.1) работают в циклическом режиме. В них отдельные крупности минеральных материалов из горячего бункера 15 поочередно поступают на весовой дозатор циклического действия 17; отдельный дозатор 20 дозирует порции минерального порошка, находящегося в бункере 18. Минеральный порошок подается в бункер из агрегата хранения 19. Отдозированные фракции минеральных материалов порошка поступают в двухвальную лопастную смеситель 21 циклического действия, куда битумным насосом-дозатором 23 подается порция битума, нагретого в битумоплавильне 22 до рабочей температуры (150...180°). Лопасты валов смесителя наклонены вдоль осей валов в одну и в другую сторону, что способствует противоточному принудительному перемешиванию материала с различными скоростями и по различным траекториям. Под давлением лопастей и гра-

витационных сил частицы движутся по линии наименьшего сопротивления, вытесняя воздух из промежутков между более крупными частицами, заполняя их и перераспределяясь по всему объему. При этом все частицы хорошо обволакиваются горячим битумом. Большинство лопастей перемешиваемые материалы сдвигаются к середине смесителя. После окончания перемешивания открывается разгрузочный затвор в середине корпуса смесителя, и порция приготовленной горячей асфальтобетонной смеси высыпается в автосамосвал или в ковш скипового подъемника 24, с помощью которого она перегружается в накопительный бункер 25. Наличие накопительных бункеров исключает простои смесительного агрегата при задержке автотранспорта и ускоряет его загрузку.

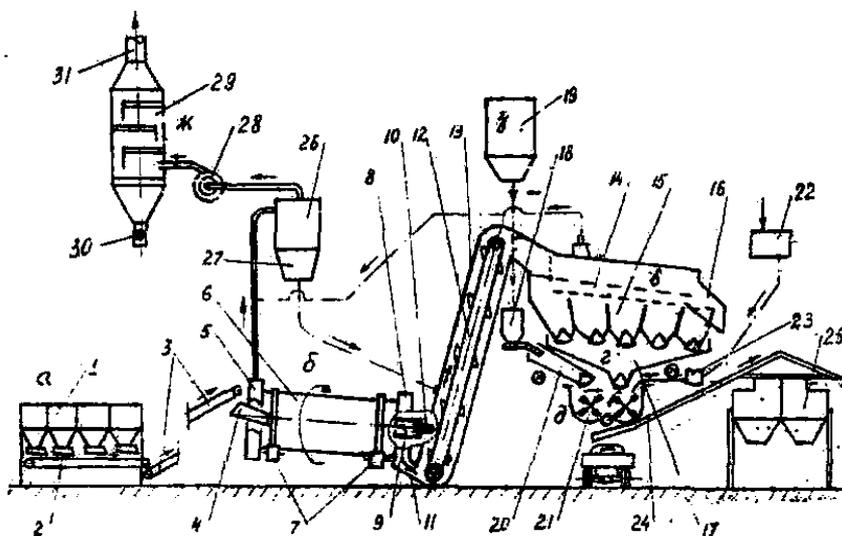


Рис. 22.1. Технологическая схема асфальтосмесительной установки периодического действия

Асфальтосмесительные установки оборудуются агрегатом очистки дымовых газов и запыленного воздуха в смесительном агрегате. Способы очистки могут быть различными.

На рис. 22.1 приведена схема установки с двухступенчатой очисткой. Запыленный воздух и дымовые газы поступают в первую ступень очистки 26. Задержанная здесь пыль из бункера 27 подается

на горячий элеватор, а воздух с газами направляется дымососом (вентилятором) 28 во вторую ступень очистки 29, где производится мокрая очистка, а также очистка рукавными фильтрами или электрофильтрами. Пыль и шлам из второй ступени очистки удаляется через питатель 30, а очищенный воздух выходит в атмосферу через трубу 31.

Лабораторная работа № 23

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА РАБОТЫ АСФАЛЬТОУКЛАДЧИКОВ

23. 1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить конструкцию асфальтоукладчика и технологический процесс его работы.
2. Начертить принципиальную конструктивную схему устройства асфальтоукладчика.
3. Описать устройство асфальтоукладчика и технологический процесс его работы.
4. Ознакомиться с техническими характеристиками выпускаемых асфальтоукладчиков.
5. Определить производительность асфальтоукладчика и высоту щели между питателем и заслонкой.

Т а б л и ц а 23.1

Варианты задания

Показатель	Вариант						
	1	2	3	4	5	6	7
Марка укладчика	ДС-54	ДО-1	ДС-94	ДС-48	ДС-106	ДС-113	ДС-114
Ширина укладываемой полосы B , м	3,5	3	4,5	3,78	7,5	7,5	12
Толщина укладываемого слоя h , м	0,12	0,15	0,15	0,15	0,3	0,15	0,2
Скорость передвижения (рабочая) v_p , м/мин	2	1,6	1,48	1,45	7,15	1,2	1,95

23.2. Общие сведения об устройстве и технологическом процессе работы асфальтоукладчиков

Асфальтоукладчики являются самоходными машинами непрерывного действия, обеспечивающими безостановочную укладку асфальтобетонных покрытий и разнообразных смесей из грунта и каменных материалов с органическими вяжущими. Схема асфальтоукладчика на гусеничном ходу представлена на рис. 23.1.

Асфальтоукладчик состоит из:

1) тракторной части, представляющей собой тележку на гусеничном ходу 1, на которой установлены двигатель 2 с коробкой передач и главным трансмиссионным валом, рычаги управления 3, приемный бункер 4 с пластинчатыми цепными питателями 5 и распределительными шнеками 6;

2) навесной части, представляющей собой шарнирную П-образную раму 7, охватывающую тракторную часть и свободными концами шарнирно прикрепленную к раме гусеничной тележки, на которой смонтированы рабочие органы – трамбуемый брус 8 и выглаживающая плита 9.

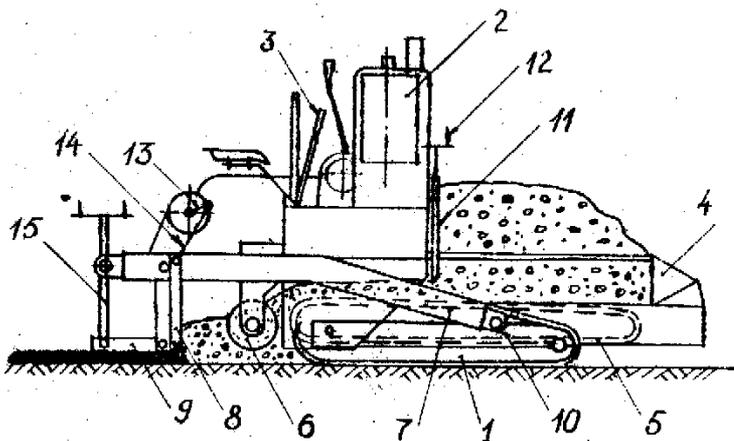


Рис. 23.1. Конструктивная схема асфальтоукладчика:

1 – гусеничная тележка; 2 – двигатель; 3 – рычаги управления; 4 – приемный бункер; 5 – пластинчатый питатель; 6 – распределительный шнек; 7 – рама; 8 – трамбуемый брус; 9 – выглаживающая плита; 10 – шарнир; 11 – заслонка;

12 – регулировочный винт; 13 – эксцентриковый вал; 14 – шатун;
15 – установочный винт

Приемный бункер 4 – это устройство, согласующее циклическую подачу смеси с ее непрерывной укладкой. Он состоит из двух боковых (передней и задней) стенок и днища, образованного двумя пластинчатыми питателями 5, которые имеют отдельный привод и в зависимости от ширины укладываемой полосы включают один или оба питателя, подающие смесь из бункера 4 к двум соосно установленным шнекам 6, распределяющим ее по ширине полосы. Шнеки выполнены с противоположной навивкой и снабжены отдельными приводами. Скорость движения питателей и число оборотов шнеков устанавливаются в зависимости от скорости передвижения укладчика. Для регулирования количества смеси, подаваемой питателями к шнекам, служат заслонки 11 на задней стенке бункера 4, которые поднимаются и опускаются вручную при помощи винта 12.

Трамбующий брус 8 предназначен для предварительного уплотнения асфальтобетонной смеси. Он состоит из двух половин, каждая из которых приводится в действие от своего эксцентрикового вала 13, соединенного с трамбующим брусом 8 шатунами 14. Для очистки трамбующего бруса от прилипшей асфальтобетонной смеси предусмотрен нож-отражатель.

Выглаживающая плита 9 является второй опорой несущей рамы 7 и состоит из двух шарнирно соединенных половин и механизма регулирования поперечного профиля покрытия и толщины укладываемого слоя 15. Шарнирное крепление подвески выглаживающей плиты 9 к навесной раме 7 совместно с шарнирным креплением 10 самой навесной рамы 7 на гусеничной тележке укладчика дает возможность плите 9 и трамбующему брусу 8 свободно перемещаться в вертикальном направлении, что необходимо для получения различных поперечных профилей и нужной толщины укладываемого покрытия.

Т а б л и ц а 23.2

Технические характеристики асфальтоукладчиков

Показатели	ДС-63	ДС-1	ДС-93	ДС-94	ДС-48	ДС-106
------------	-------	------	-------	-------	-------	--------

1	2	3	4	5	6	7
Тип ходового оборудования	ПК	Г	ПК	Г	ПК	Н
Масса асфальтобетона в бункере, т	4	4,5	8	8	10	12

Окончание табл. 23.2

1	2	3	4	5	6	7
Ширина укладываемой полосы, м	1,5...2,25	3...3,53	3,0...4,5	3,0...4,5	3,03...3,78	до 7,5
Толщина укладываемого слоя, м	0,03...0,05	0,03...0,15	0,02...0,015	0,03...0,15	0,03...0,15	до 0,3
Мощность двигателя, кВт	15	30	37	37	66	66
Скорость передвижения:						
рабочая, м/мин	1,5...4,6	1,6...34,0	1,48...13,7	1,48...13,7	1,46...17,1	до 7,15
транспортная	до 201,3	до 33,4	до 250	84,8	до 157,6	36
Дорожный просвет, мм	200	140	180	130	195	-
Габаритные размеры, мм:						
длина	4650	5060	5740	5950	7090	12675
ширина	2420	3150	3150	3150	3090	9570
высота	2420	3125	2250	2130	3655	3600
Производительность, т/ч	25	100	100...150	100...150	200	400
Масса, т	5,825	12	12	14,5	17,3	41

*ПК – пневмоколесный; Г – гусеничный; Н – навесной.

Установка правой и левой секции плиты на одном уровне дает возможность получить плоский горизонтальный поперечный профиль (рис. 23.2 а). При опускании левого края плиты ниже правого при помощи установочных винтов 15 получается наклонный плоский профиль (рис. 23.2 б). Двухскатный поперечный профиль получается при опускании краев плиты ниже уровня расположения соединительного шарнира 16 секций плиты 9 (рис. 23.2 в).

Согласно схеме (рис. 23.3 а), выглаживающая плита 9 лежит на поверхности основания. Рама рабочих органов 7 наклонена к горизонту под некоторым углом δ , а длина установочного винта 15 меж-

ду плитой и рамой имеет размер α , соответствующий толщине укладываемого слоя $h_{сл} = 0$.

Вращая установочный винт 15 (рис. 23.2), можно увеличить его длину на величину x_1 (рис. 23.3 б). При этом рама наклонена к горизонту на угол $\beta + \alpha_0$. Передний край плиты 9 поднимется, и ее рабочая поверхность составит с плоскостью основания угол α_1 , называемый *углом атаки*. При движении машины вперед выглаживающая плита 9 поднимается по смеси вверх до тех пор, пока ее рабочая поверхность не станет параллельной основанию и не будет отстоять от него на величину h_1 (рис. 23.3 в). В дальнейшем толщина слоя остается постоянной до изменения угла атаки.

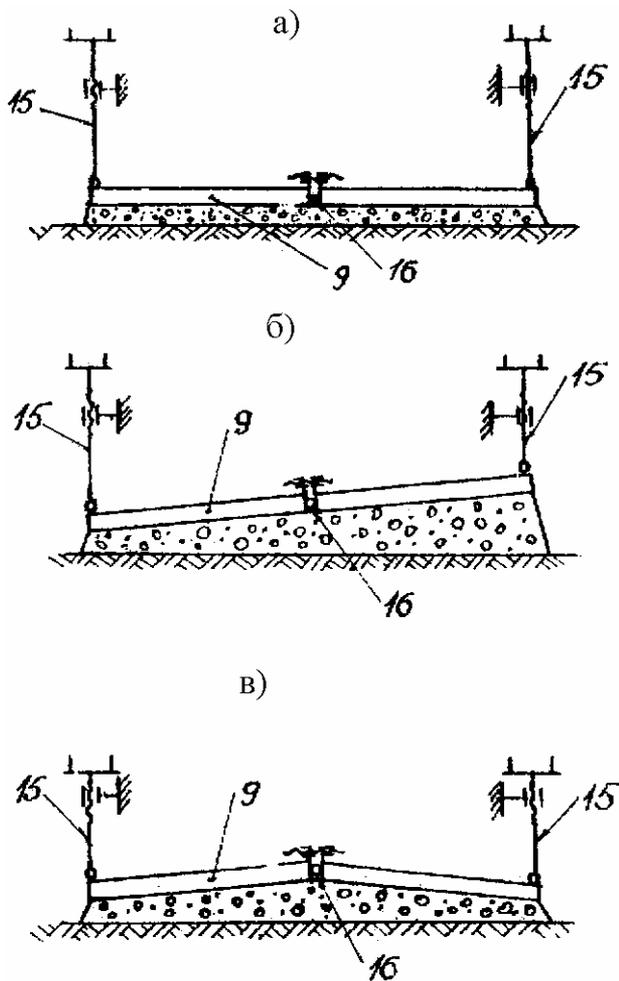


Рис. 23.2. Схема регулирования поперечного профиля укладываемого автоукладчиком слоя

Для уменьшения толщины укладываемого слоя необходимо уменьшить длину установочного винта 15 на величину x_2 . Тогда выглаживающая плита 9 повернется вокруг шарнира 17 подвески плиты и образует отрицательный угол атаки α_2 (рис. 23.3 г). При движении машины плита 9 своим передним краем врезается в укладываемый слой 18 до тех пор, пока ее рабочая поверхность не ста-

200

нет параллельной основанию, но уже на расстоянии h_2 (рис. 23.3 д). Рама рабочих органов 7 получит угол наклона $\alpha = \beta + \alpha_0 + \alpha_1 - \alpha_2$.

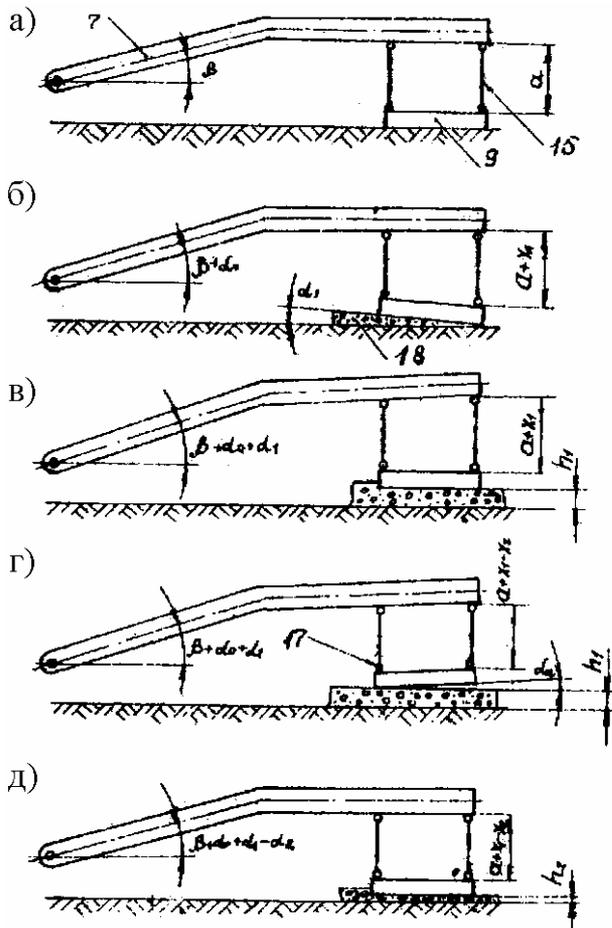


Рис. 23.3. Схема регулирования толщины укладываемого слоя

При описанной системе подвески почти весь вес рабочих органов и частично самой рамы передается на выглаживающую плиту, свободно скользящую по поверхности укладываемой смеси. Давление плиты на поверхность асфальтобетона составляет 0,1...0,2 МПа.

Выглаживающая плита имеет обогрев, предназначенный для предохранения от прилипания смеси в начале работы, который в дальнейшем отключается, так как плита нагревается от асфальтобетонной массы. Система работает следующим образом. Топливо насосом под давлением подается к форсунке; туда же воздуходувкой подается воздух. Горячие газы, образующиеся при сгорании топлива, от форсунки поступают во внутреннюю полость выглаживающей плиты, из которой выбрасываются в атмосферу.

23.3. Методические указания к определению технико-эксплуатационных параметров асфальтоукладчика

Теоретическая производительность укладчика определяется по выражению

$$P_m = 60hV_p \rho, \text{ т/ч,}$$

где h – толщина укладываемого слоя, м;

B – ширина полосы, м;

v_p – рабочая скорость укладчика, м/мин;

ρ – плотность материала в укладываемом слое, $\rho = 2 \text{ т/м}^3$.

Эксплуатационная производительность укладчика

$$P_o = P_m k_e,$$

где k_e – коэффициент использования рабочего времени, $k_e = 0,75 \dots 0,95$.

Для оценки возможностей асфальтоукладчика по площади заасфальтированной дороги иногда выражают производительность асфальтоукладчика в квадратных метрах в единицу времени:

$$P_m = 60Bv_p k_e, \text{ м}^2/\text{ч.}$$

Высота щели h_1 между питателями и заслонкой определяется по формуле

$$h_1 = \frac{1,5\Pi_3}{60bv_n\rho}, \text{ м,}$$

где b – ширина питателя, м, $b = 0,6$;

v_n – скорость ленты питателя, м/мин, $v_n = \frac{v_p}{k_n}$;

k_n – коэффициент перехода, принимаемый условно для всех асфальтоукладчиков, $k_n = 0,65$.

Лабораторная работа № 24

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МОТОРНЫХ КАТКОВ

24.1. Задание к лабораторной работе

1. Изучить назначение, область применения, общее устройство и рабочий процесс моторных катков.
2. Вычертить кинематические схемы моторных катков.
3. Описать назначение, устройство и технологический процесс катка.
4. Определить эксплуатационную производительность.

Т а б л и ц а 24.1

Варианты задания

Параметры	Вариант					
	1	2	3	4	5	6
Марка катка	ДУ-50	ДУ-48А	ДУ-8В	ДУ-42А	ДУ-9В	ДУ-49А
Уплотняемый материал	гравий	щебень	асфальтобетон	гравий	щебень	асфальтобетон
Ширина уплотняемой полосы B ,	6	7	7,5	8	10	12
Число проходов по одному месту n	50	35	25	60	45	30
Скорость движения катка v , км/ч	2,73	1,94	3,25	7	3,25	2,35

24.2. Общие сведения об устройстве, технологическом процессе и производительности моторных катков

В рабочих органах уплотняющих машин (*моторных катков*) используются следующие основные методы:

- 1) укатка;
- 2) трамбование;
- 3) вибрирование.

При уплотнении путем *укатки* по поверхности уплотняемого слоя перекатывается валец. Под действием его силы тяжести слой материала приобретает остаточную деформацию, которая по мере увеличения плотности уменьшается, и к концу укатки приближается к нулю. Дальнейшее увеличение плотности материала может быть достигнуто лишь увеличением нагрузки на валец.

Трамбование осуществляется периодическим поднятием какой-либо массы на высоту и ее последующим свободным падением на поверхность уплотняемого слоя.

Сущность *виброуплотнения* сводится к тому, что колеблющаяся с большой частотой масса сообщает кинетическую энергию частицам материала, расположенным в зоне действия вибратора, и приводит их в колебательное состояние. Разные по крупности и массе частицы получают различные ускорения, взаимно перемещаются, и поры между крупными частицами заполняются более мелкими; при этом достигается увеличение плотности материала.

Уплотнение материалов укаткой при устройстве дорожных оснований и покрытий осуществляется самоходными моторными катками, которые могут быть с гладкими металлическими вальцами, вальцами в виде пневматических шин или с комбинированными рабочими органами (пневмоколесами, гладким вибровальцом).

По числу осей и вальцов различают катки:

- 1) одноосные одновальцовые с поддерживающими вальцами (колесами) или без них;
- 2) двухосные двухвальцовые с одним или двумя ведущими вальцами;
- 3) двухосные трехвальцовые;
- 4) двухосные трехвальцовые с дополнительным вальцом малого диаметра;

5) трехосные трехвальцовые с одним или тремя ведущими вальцами.

По удельному линейному давлению катки разделяются на: легкие с линейным давлением менее 400 Н/см (масса – до 5 т, мощность – до 25 кВт), средние с линейным давлением 350...600 Н/см (масса – 6...10 т, мощность – 25...30 кВт); тяжелые с линейным давлением 600 Н/см и более (масса – 10 т, мощность – более 35 кВт).

По принципу действия различают катки статические, уплотняющие материал только действием собственного веса, и вибрационные, уплотняющие материал действием собственного веса и периодических колебаний одного или нескольких рабочих органов (вальцов). Самоходные катки с гладкими вальцами классифицируют также по типу трансмиссии (механическая, гидромеханическая, гидрообъемная) и по системе управления (рулевая, гидравлическая, пневматическая). Пневматических шин обычно выполняются двухосными на шинах с гладким протектором. Общая масса таких катков находится в пределах 15...35 т и зависит от массы их балласта.

По установке колес на осях различают схему с шахматным расположением колес (рис. 24.1 а); схему с рядной (рис. 24.1 б) и схему с комбинированной расстановкой колес на осях (рис. 24.1 в). В современных катках наиболее распространено расположение колес по схеме, показанной на рис. 24.1 а.

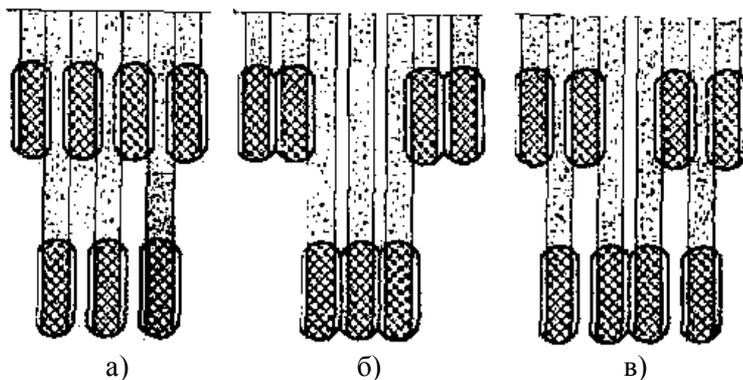


Рис. 24.1. Схемы установки колес пневмокатков:
а – шахматная; б – рядная; в – комбинированная

Самоходные катки на пневматических шинах так же, как и катки с гладкими вальцами, классифицируются по виду силовой установки, типу трансмиссии, системе управления и другим признакам.

Основные дорожные моторные катки с гладкими вальцами, получившие наибольшее распространение при уплотнении дорожных оснований и покрытий, – двухвальцовые и трехвальцовые двухосные и трехосные катки статического действия.

Одновальцовые катки применяются для работ небольшого объема. Передний направляющий валец этих катков, как правило, выполняется разрезным, состоящим из двух одинаковых частей, что позволяет каждой части при поворотах вращаться со своей скоростью, т. е. уменьшает сдвиги уплотняемого материала, сопротивление повороту, улучшает ровность поверхности. Подвеска переднего вальца выполнена так, что при наездах одной стороной на препятствия и неровности покрытия валец может наклоняться в вертикальной плоскости на угол до $30...35^\circ$.

Ведущие вальцы трехвальцовых двухосных катков (рис. 24.2) по диаметру в 1,3...1,6 раза больше направляющего вальца и воспринимают не менее $2/3$ силы тяжести катка. Большой диаметр ведущих вальцов улучшает качество укатки и дает возможность легко преодолевать встречающиеся сопротивления. Задние вальцы располагаются так, что перекрывают след переднего вальца примерно на 100 мм с каждой стороны. Привод ведущих вальцов осуществляется обычно от зубчатых передач.

Двухвальцовые двухосные катки имеют вальцы одинаковой ширины; в некоторых конструкциях оба вальца выполняют ведущими, что улучшает качество укатки, но усложняет конструкцию. Привод ведущего вальца (вальцов) осуществляется зубчатыми, цепными или ременными передачами.

Трехвальцовые трехосные катки выполняются как с одним, так и со всеми ведущими вальцами. Вальцы имеют одинаковую ширину и располагаются один за другим. Передний (дополнительный) и средний вальцы – управляемые.

Для очистки вальцов и предохранения их от налипания уплотняемого материала катки оборудуют скребками и смачивающими устройствами. Скребки представляют собой стальные пластины,

закрепленные на рычагах, которые прижимаются к поверхности валцов пружинами с большим или меньшим усилием в зависимости от их регулирования. Смачивающая система состоит из одного или двух баков, из которых смачивающая жидкость (вода или эмульсия) через краны, трубопроводы и шланги поступает к трубкам с отверстиями, равномерно распределяющими жидкость по рабочим поверхностям валцов. Управление подачей смачивающей жидкости производится с рабочего места моториста.

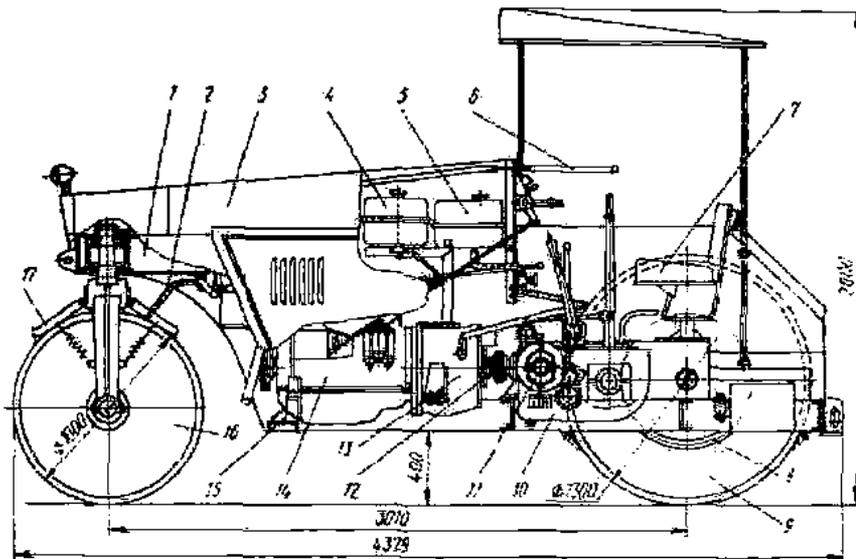


Рис. 24.2. Трехвальцовый двухосный каток ДУ-50:

- 1, 5 – баки для смачивающей жидкости; 2 – переднее смачивающее устройство;
- 3 – капот; 4 – топливный бак; 6 – рычаг управления поворотом катка; 7 – сиденье;
- 8 – бортовая передача; 9 – ведущий валец; 10 – коробка передач; 11 – реверс;
- 12 – компенсационная муфта; 13 – муфта сцепления двигателя; 14 – двигатель;
- 15 – рама; 16 – ведомый направляющий валец; 17 – скребок

Рулевое управление катков выполняется механическим с ручным или гидравлическим приводом.

Технические характеристики самоходных катков с гладкими вальцами представлены в табл. 24.2.

Т а б л и ц а 24.2

Технические характеристики самоходных катков с гладкими вальцами

Марка катка	ДУ-50	ДУ-48А	ДУ-8В	ДУ-42А	ДУ-9В	ДУ-49А
Тип катка	трехвальцовый двухосный		двухвальцовый двухосный		трехвальцовый трехосный	
Трансмиссия	гидромеханическая		гидростатическая		гидромеханическая	
Масса, т:						
без балласта	6	9,4	8	10	10,3	11
с балластом	8	13	13	13	18	18
Ширина уплотняемой полосы, м	1,8	1,85	1,29	1,25...2	1,29	1,29
Число ведущих вальцов	2	2	1	2	1	1
Размеры вальцов (диаметр, ширина), м:						
ведущего	1,3; 0,5	1,6; 0,525	1,6; 1,29	1,4; 1,25	1,6; 1,25	1,6; 1,3
среднего	–	–	–		1,3; 1,29	1,3; 1,3
направляющего	1; 1	1; 1	1,3; 1,29	1,4; 1,25	1,3; 1,29	1,3; 1,3
Линейное давление ведущих вальцов, Н/м	49000	73500	59000	51000	59000	78500
Мощность двигателя, кВт	36,8		55		36,8	
Скорость передвижения, км/ч:						
1-я передача	2,73	0...1,94	0...3,25	0...7	0...3,25	0...2,35
2-я передача	7,85	0...4,32	0...5,26		0...5,26	0...5,26
3-я передача	–	0...6,55	0...8		0...8	0...8

Механическая трансмиссия катков (рис. 24.3) состоит из муфты сцепления, компенсационной муфты, реверса, коробки передач, тормоза и бортовой передачи. В трехвальцовых двухосных катках в

трансмиссию встраивается дифференциал для обеспечения разных скоростей вращения ведущих валцов при поворотах катка и муфта блокировки. Муфты сцепления катков – однодисковые, сухие, постоянно замкнутого типа, поставляемые вместе с двигателем. Реверсивный механизм (реверс) служит для быстрого (1...1,5 с) и плавного изменения направления движения катка. В настоящее время на катках применяются, в основном, реверсивные механизмы с двумя дисковыми фрикционными муфтами с коническими или цилиндрическими шестернями. Управление реверсивным механизмом производится одним рычагом, имеющим три положения: нейтральное, включение правой муфты, включение левой муфты. Число ступеней коробки передач в катках с механической трансмиссией – 2...3. Первые две ступени используют для рабочих движений, третью – для транспортных перемещений катка.

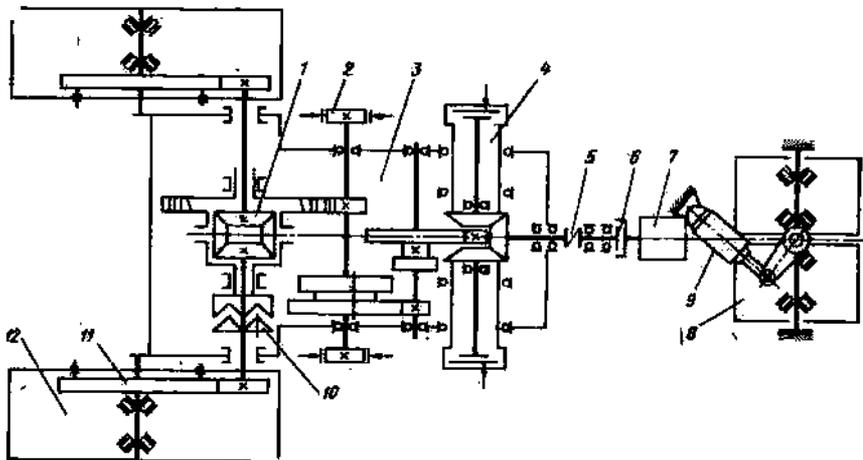


Рис. 24.3. Кинематическая схема катка с механической трансмиссией:
 1 – дифференциал; 2 – тормоз; 3 – коробка передач; 4 – реверс;
 5 – компенсационная муфта; 6 – муфта сцепления; 7 – двигатель;
 8 – направляющий валец; 9 – гидроцилиндр; 10 – муфта блокировки
 дифференциала; 11 – бортовая передача; 12 – ведущий валец

Дифференциал снабжен муфтой блокировки, которая выключает его, связывая левый и правый валы ведущих валцов в одно целое.

Бортовая передача предназначена для передачи крутящего момента непосредственно на ведущие вальцы катка. Наибольшее распространение в катках с задними ведущими вальцами получили передачи с цилиндрическими шестернями. В катках со всеми ведущими вальцами часто используются цепные и ременные бортовые передачи.

При гидромеханической трансмиссии в систему привода ведущих вальцов катка встраивают гидротрансформатор, наличие которого обеспечивает плавность реверсирования движения, постоянство режима работы двигателя, сокращает число ступеней коробки передач и облегчает управление катком.

При гидромеханическом приводе комплексный нерегулируемый гидротрансформатор располагается между двигателем и механизмом реверса, встроенным в коробку передач. Реверсирование производится при помощи многодисковых фрикционных муфт переднего (П) и заднего (З) хода (рис. 24.4), установленных на первичном валу коробки передач. Для устранения пробуксовки ведущих вальцов в момент реверсирования катка в гидросистему включения муфт вмонтирован редукционный клапан, совмещенный с рычагом реверса.

Гидравлический привод (объемная гидротрансмиссия) позволяет значительно упростить привод ведущих вальцов катка, отказаться от коробки передач, дифференциала, реверса.

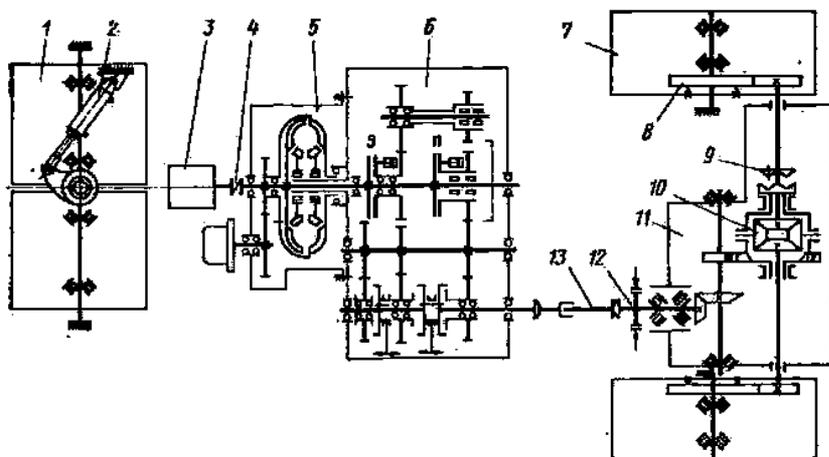


Рис. 24.4. Кинематическая схема катка с гидромеханической трансмиссией:
 1 – направляющий валец; 2 – гидроцилиндр; 3 – двигатель; 4 – компенсационная муфта; 5 – гидротрансформатор; 6 – коробка передач; 7 – ведущий валец;
 8 – бортовая передача; 9 – муфта блокировки дифференциала; 10 – дифференциал;
 11 – редуктор; 12 – тормоз; 13 – карданная передача

Самоходные вибрационные катки для уплотнения дорожных покрытий изготавливают преимущественно двухвальцовыми. Кинематическая схема вибрационного самоходного катка показана на рис. 24.5.

Этот каток отличается от самоходного моторного статического катка наличием: вибратора ненаправленного действия (установленного в заднем ведущем вальце), механизма привода вибратора (выполненного в виде клиноременной передачи) и упругой подвески вальцов на резинометаллических амортизаторах.

Существующие катки имеют частоту колебаний 30...70 Гц и возмущающую силу до 80 кН (последнюю выбирают в пределах $P = (4...6)G_k$, где G_k – сила тяжести колеблющихся частей катка, Н). Рабочие скорости виброкатков назначаются обычно в пределах 1,2...2,2 км/ч. При уплотнении асфальтобетонных смесей первые один-два прохода рекомендуется выполнять с выключенным вибратором.

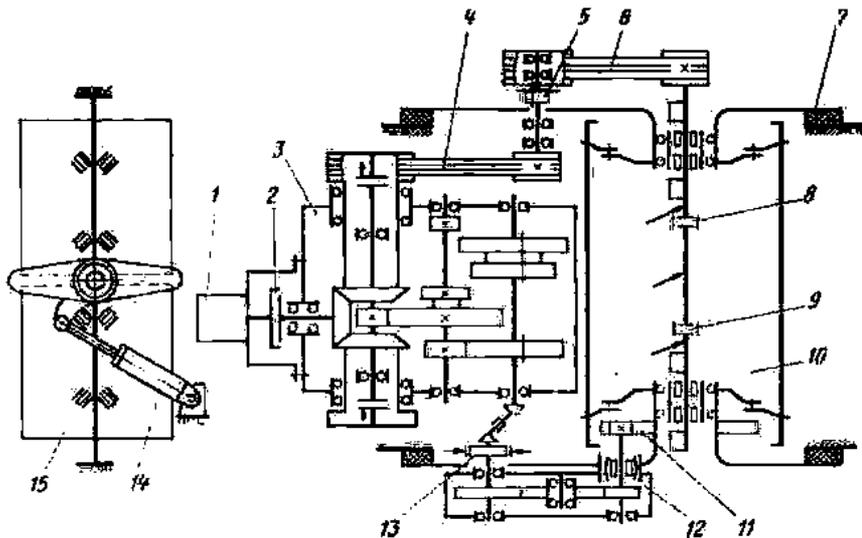


Рис. 24.5. Кинематическая схема вибрационного катка:

1 – двигатель; 2 – муфта сцепления; 3 – коробка передач с реверсом; 4, 6 – привод вибровальцов; 5 – муфта; 7 – резинометаллический амортизатор; 8, 9 – зубчатые муфты; 10 – вибровалец; 11 – зубчатая бортовая передача; 12 – редуктор; 13 – тормоз; 14 – гидроцилиндр; 15 – ведомый валец

Самоходные катки на пневматических шинах при уплотнении асфальтобетонных смесей более эффективны и производительны по сравнению с катками с гладкими металлическими вальцами, прежде всего, потому, что при одинаковой скорости движения жесткого вальца и пневматической шины уплотняемый материал находится в напряженном состоянии более продолжительное время при работе шины. Следовательно, при прочих равных условиях требуемое число проходов катка на пневматических шинах меньше числа проходов катка с гладкими металлическими вальцами.

Отрицательным фактором при работе катков на пневматических шинах является недостаточная ровность поверхности в продольном и поперечном направлении. Поэтому окончательные проходы при уплотнении асфальтобетонных смесей должны выполняться катками с гладкими металлическими вальцами.

Для уплотнения асфальтобетонных дорожных покрытий обычно применяются катки, оборудованные шинами с гладким протектором, массой 18...20 т. Давление в шинах изменяется от 0,25...0,36 до 0,55...0,60 МПа.

Для охлаждения и предохранения шин от налипания горячей асфальтобетонной смеси рекомендуется смачивать их подогретой до 80 °С водой с распылением ее воздухом.

Для получения максимальной производительности и ровного слоя уплотняемой асфальтобетонной смеси каток с пневмошинами на первых проходах должен иметь скорость 2... 3, на остальных – 8...9 км/ч.

Кинематическая схема катка на пневматических шинах показана на рис. 24.6.

Наиболее эффективно сочетание пневмоколес с гладким вибрационным вальцом, причем вибровалец располагают спереди, а ведущие пневмоколеса – сзади. Рама выполняется шарнирно-

сочлененной; на задней полураме устанавливаются двигатель и кабина машиниста.

Эксплуатационная производительность самоходных катков определяется по формуле

$$П = 1000(B - a)v_{cp} / n,$$

где B – ширина укатываемой полосы, м;

a – размер перекрытия предыдущего прохода, $a = 0,2 \dots 0,25$ м;

v_{cp} – средняя скорость движения катка, км/ч;

n – необходимое число проходов катка, при уплотнении асфальтобетона $n = 25 \dots 30$, щебеночных $n = 40 \dots 60$.

Средняя скорость катка

$$v_{cp} = L / (t_{\text{об}} + t_{\text{рев}}),$$

где L – длина укатываемой полосы, $L = 20 \dots 25$ м;

$t_{\text{об}}$ – среднее время движения катка за один проход, с;

$t_{\text{рев}}$ – время реверсирования катка, $t_{\text{рев}} = 1 \dots 2$ с.

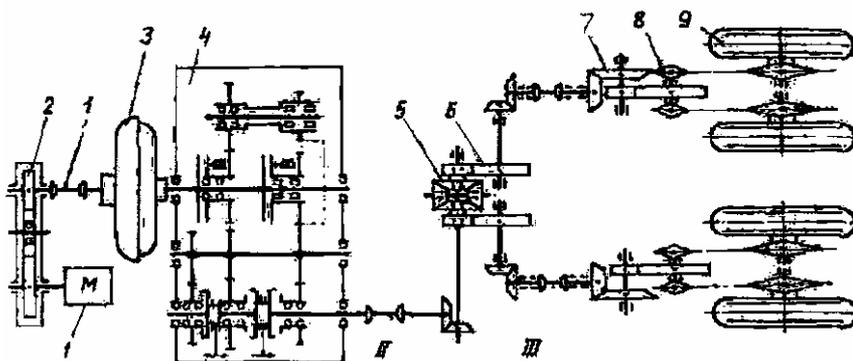


Рис. 24.6. Кинематическая схема катка на пневмошинах:

1 – двигатель; 2 – повышающий редуктор; 3 – гидротрансформатор; 4 – коробка передач с реверсом; 5 – дифференциал; 6 – раздаточный редуктор; 7 – редуктор ведущего моста; 8 – цепная передача; 9 – ведущее колесо; 10 – карданные валы

Л и т е р а т у р а

1. В а в и л о в А.В. и др. Дорожно-строительные машины. – Мн.: Технопринт, 2000. – 515 с.

2. Б а л о в н е в В.И., Е р м и л о в А.Б. и др. Дорожно-строительные машины и комплексы. – М.: Машиностроение, 1988. – 384 с.

3. Дорожные машины. В 2-х ч. Ч. 2. Машины для устройства дорожных покрытий: Учебник для вузов по спец. «Строительные и дорожные машины и оборудование» / К.А.Артемьев, Т.В.Алексеева, В.Г.Белокрылов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 396 с.

4. Машины для строительства и содержания дорог и аэродромов: Учебник для вузов по спец. «Автомобильные дороги» и «Строительство аэродромов» / А.З.Шарц, В.Я.Дворковой, В.С.Зеленский и др.; Под общ. ред. А.З.Шарца. – М.: Машиностроение, 1985. – 336с. Д о б р о н р а в о в С.С., Д р о н о в В.Г. Машины для городского строительства. – М.: Высш. школа, 1985. – 360 с.

6. Строительные машины: Справочник. В 2 т. Т. 1. Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог / А.В.Раннев, В.Ф.Корелин, А.В.Жаворонков и др.; Под общ. ред. Э.Н.Кузина. – 5-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1991. – 496 с.

С о д е р ж а н и е

В в е д е н и е	3
. Общие методические указания.	3
. Лабораторная работа № 1 СОСТАВЛЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ СХЕМ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ.	4
. Лабораторная работа № 2 ИЗУЧЕНИЕ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МЕХАНИЗМОВ.	14
Лабораторная работа № 3 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БАШЕННОГО КРАНА КБ-40ЗБ.	22
. Лабораторная работа № 4 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА КАРБЮРАТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ ТЕХНИКО- ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ.	31
Лабораторная работа № 5 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ ТЕХНИКО- ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ.	38
Лабораторная работа № 6 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ТРАНСПОРТНО-ТЯГОВЫХ МАШИН И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВЫХ УСИЛИЙ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ.	49
. Лабораторная работа № 7 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИ- КО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ.	61
. . . Лабораторная работа № 8 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАБОЧИХ	66
	215

ПАРАМЕТРОВ ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА.	
Лабораторная работа № 9	
ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ	
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ БУЛЬДОЗЕРОВ.	87
.	
Лабораторная работа № 10	
ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ	
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ АВТОГРЕЙДЕРОВ.	99
.	
Лабораторная работа № 11	
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ УНИВЕРСАЛЬНЫХ	
ЭКСКАВАТОРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИХ	
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ.	109
.	
Лабораторная работа № 12	
ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ	
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОДНОКОВШОВЫХ	
ЭКСКАВАТОРОВ С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ. ...	118
Лабораторная работа № 13	
ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ	
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЭКСКАВАТОРОВ	
НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ.	127
.	
Лабораторная работа № 14	
ИЗУЧЕНИЕ ШТАНГОВЫХ ДИЗЕЛЬ-МОЛОТОВ	
И ПОРЯДОК ИХ ПОДБОРА.	134
.	
Лабораторная работа № 15	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ	
ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАБОТЫ ЩЕКОВЫХ ДРОБИЛОК.	141
.	
Лабораторная работа № 16	
ВЫБОР РАЗМЕРОВ ОТВЕРСТИЙ СИТ (РЕШЕТ),	
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ	
И МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ	
ВИБРАЦИОННЫХ ГРОХОТОВ.	147

Лабораторная работа № 17 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА АВТОМАТИЧЕСКИХ ВЕСОВЫХ ДОЗАТОРОВ.	152
Лабораторная работа № 18 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И РАБОТЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ВЕСОВОГО ДОЗАТОРА НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ ДН-21У.	159
Лабораторная работа № 19 ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ЦИКЛИЧНЫХ ГРАВИТАЦИОННЫХ БЕТОНОСМЕСИТЕЛЕЙ.	163

Лабораторная работа № 20 ИЗУЧЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ЦИКЛИЧНЫХ БЕТНОСМЕСИТЕЛЕЙ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ.	169
Лабораторная работа № 21 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ВИБРАТОРОВ ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОНОВ.	174
Лабораторная работа № 22 ИЗУЧЕНИЕ ОБЩЕГО И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА АСФАЛЬТОБЕТОННОГО ЗАВОДА (АБЗ). ...	180
Лабораторная работа № 23 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА РАБОТЫ АСФАЛЬТОУКЛАДЧИКОВ.	184
Лабораторная работа № 24 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МОТОРНЫХ КАТКОВ.	191
Л и т е р а т у р а.	201

Учебное издание

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению лабораторных работ
по курсам «Строительные, дорожные и транспортные машины»,
«Механизация в строительстве»
для студентов специальностей
1-70 03 01 «Автомобильные дороги»,
1-70 02 01 «Промышленное и гражданское строительство»

Составители: ВАВИЛОВ Антон Владимирович
КОТЛОБАЙ Анатолий Яковлевич
ШАВЕЛЬ Анатолий Андреевич и др.

Редактор Т.А.Палилова. Корректор М.П.Антонова
Компьютерная верстка Л.М.Чернышевич

Подписано в печать 22.09.2003.

Формат 60x84 1/16. Бумага типографская № 2.

Печать офсетная. Гарнитура Таймс.

Усл. печ. л. 12,3. Уч.-изд. л. 9,4. Тираж 200. Заказ 174.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Белорусский национальный технический университет.

Лицензия ЛВ №155 от 30.01.2003. 220013, Минск, проспект Ф.Скорины, 65.