

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**  
**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ**  
**«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ**  
**КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИИ СТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ**

*к лабораторным работам по курсам:*

«Техника и технология строительно-монтажных работ» для студентов специальности 1-70 04 03, «Механизация и автоматизация в строительстве» для студентов специальности 1-70 02 01, «Строительные, дорожные и транспортные машины» для студентов специальности 1-70 03 01, «Мелиоративные и строительные машины» для студентов специальности 1-70 05 01, «Производство строительных изделий и конструкций» для студентов специальности 1-70 01 01, «Техника, технология строительно-монтажных работ» для студентов специальности 1-70 04 03

**Часть 2**

*БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ  
КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИИ СТРОИТЕЛЬНОГО  
ПРОИЗВОДСТВА*

**БРЕСТ 2010**

УДК 621.002 (075.8)

Методические указания к лабораторным работам составлены в соответствии с требованиями, изложенными в рабочих программах по соответствующим дисциплинам для студентов специальностей: 1-70 02 01, 1-70 03 01, 1-70 05 01, 1-70 01 01, 1-70 04 03.

В указаниях приведены цель работы, общие сведения по теории, описание лабораторных установок, последовательность выполнения работ, контрольные вопросы, список литературы.

Издаётся в 2-х частях. Часть 2.

Составители: Владимир Александрович Ранский

Петр Петрович Ивасюк

Вячеслав Иванович Есавкин

Рецензент: Ребров Г.Е., начальн. отдела техники и технологии ОАО «Стройтрест №8»  
г. Бреста

## Лабораторная работа №1

### РАСЧЁТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА ГРУЗА

Цель работы – научиться самостоятельно рассчитывать и выбирать основные параметры механизма подъёма груза.

Дано: схема механизма (рис. 1.1), схема подвески груза (рис. 1.2) и исходные данные (табл. 1.1)

Таблица 1.1

Вариант	Вес поднимаемого груза $Q$ , кН	Скорость подъёма груза $Vg$ , м/мин	Высота подъёма $H$ , м	Режим работы механизма	Схема подвески груза (рис. 2)
1				средний	б
2				средний	в
3				лёгкий	б
4				лёгкий	в
5				средний	в
6				средний	а
7				тяжёлый	в
8				тяжёлый	в
9				лёгкий	а

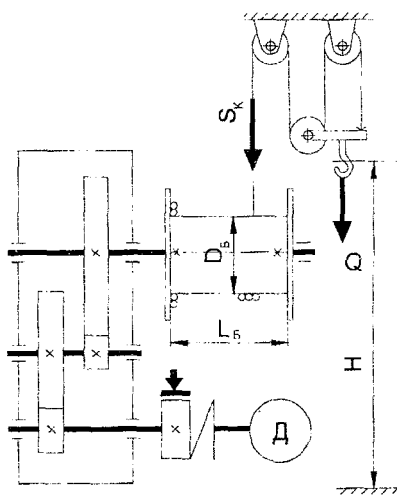


Рисунок 1.1 – Схема механизма подъёма груза

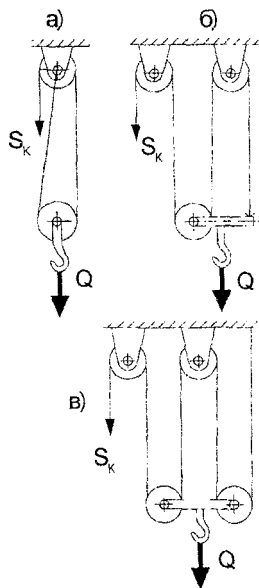


Рисунок 1.2 – Схема подвески груза

Требуется: подобрать канат по ГОСТ; определить диаметр, длину и канатоёмкость грузового барабана; определить необходимую мощность двигателя и выбрать его тип; определить передаточное число и подобрать редуктор. Расчёты выполнять в Международной системе единиц.

### Последовательность выполнения работы

1. Вычерчиваем схему механизма подъёма с заданной подвеской груза.
2. Подбираем стальной канат по разрывному усилию

$$S_p = k \cdot S_k, \quad (1.1)$$

где  $S_k = \frac{Q}{i \cdot \eta_{\text{пол}}}$  – натяжение в канате;  $i$  – кратность полиспаста (равна по числу ветвей каната, на который подвешен груз);  $\eta_{\text{пол}} = \eta_1^z$  – общий КПД полиспаста;  $\eta_1 = 0,96$  – КПД одного блока;  $Z$  – количество блоков;  $k$  – коэффициент запаса прочности каната (для лёгкого режима работы – 5, среднего – 5,5; тяжёлого – 6).

В механизмах подъёма крановых и строительных лебёдок применяют, как правило, стальные канаты двойной (крестовой) свивки. Требуемый диаметр  $d$  и другие параметры каната выбираем по ГОСТ из таблиц [2, с.162-167]

3. Определяем диаметр барабана и блоков

$$D_B \geq (e - 1) \cdot d, \quad (1.2)$$

где  $e$  – коэффициент, зависящий от режима работы (при лёгком режиме – 16, среднем – 18, тяжёлом – 20). Полученное расчётом  $D_B$  округляют и по конструктивным соображениям принимают из ряда 200, 220, 240, 260, ... 400 мм

4. Определяем рабочую длину барабана

$$L_B = \frac{L_k \cdot d}{\pi m (D_B + md)}, \text{ м}, \quad (1.3)$$

где  $L_k = iH \cdot L_{\text{пол}}$  – длина каната, навиваемого на барабан (канатоёмкость барабана);  $L_{\text{пол}} = 2\pi D_B$  – длина дополнительных витков каната для разгрузки места крепления каната;  $m$  – число слоёв навивки каната (не более 4).

Конструктивно соотношение между рабочей длиной барабана и его диаметром должно быть в пределах  $L_B/D_B = 0,5 \dots 3,0$ .

5. Определяем мощность двигателя

$$N_{\text{дв}} = \frac{QV_r}{\eta} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт}, \quad (1.4)$$

где  $Q$  – вес поднимаемого груза, ньютон;  $V_r$  – скорость подъёма груза, м/с;  $\eta = 0,75$  – общий КПД механизма подъёма груза.

По табл. Ш.19[2] подбираем подходящий электродвигатель по мощности  $N_{\text{дв}}$ , частоте вращения вала  $n_{\text{дв}}$ . Перегрузка двигателя допускается не более 5%.

6. Подбираем редуктор по передаточному числу  $U$ , частоте вращения быстроходного вала  $n_{\text{дв}}$  (об/мин), режиму работы и мощности на быстроходном валу

$$n_B = \frac{V_k}{\pi \cdot D_{\text{сп}}} \cdot 10^{-3}, \text{ кВт} \text{ – частота вращения тихоходного вала (выходного), об/мин;}$$

$$V_k = iV_r \text{ – скорость навивки каната на барабан, м/мин;}$$

$$V_r \text{ – заданная скорость подъёма груза, м/мин (см. табл.1);}$$

$$D_{\text{сп}} = D_B + md \text{ – средний диаметр навивки каната.}$$

Редуктор выбираем с характеристикой [2, с.194]:  $U_B = \dots$ ; максимальная мощность, которая может быть передана редуктором при  $n_{\text{дв}} = \dots$  об/мин быстроходного вала, равна  $\dots$  кВт; межосевое расстояние между входным и выходным валами редуктора  $A = \dots$  мм.

7. Произведём перерасчёт действительной скорости подъёма груза  $V_{гф}$ . Поскольку фактическая частота вращения выходного вала (т.е. барабана) равна  $n_{БФ} = \frac{m_{дв}}{U_{Ф}}$ , то фактическая скорость каната, навиваемого на барабан, будет  $V_{кф} = \pi D_{сп} n_{БФ}$ . Следовательно, действительная скорость подъёма груза равна  $V_{гф} = \frac{V_{кф}}{L}$ . Отклонение фактической скорости подъёма груза  $V_{гф}$  от заданной  $V_{г}$  составит  $\Delta V = \frac{V_{гф} - V_{г}}{V_{г}} \cdot 100\%$ , что не должно превышать  $\pm 5\%$ . Если получится  $\Delta V > 5\%$ , то необходимо указать причину, объясняя её и сделать перерасчёт  $V_{гф}$ .

### Контрольные вопросы

1. Назовите области применения механизмов подъёма груза.
2. Какие типы канатов применяют в строительных лебёдках?
3. Как подбирается диаметр каната?
4. Объясните, как получена формула (1.3)?
5. На выбор каких параметров механизма влияет режим работы?

### Литература

1. Гомозов, И.М. Определение основных параметров и расчёт механизма подъёма груза. Методические указания. – Москва, МИСИ, 1988. – 60 с.
2. Вайнсон, А.А. Подъёмно-транспортные машины. – М.: Машиностроен., 1975. – 263 с.

### Лабораторная работа №2

#### РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Цель работы – изучить устройство ленточных конвейеров, научиться выполнять расчёт их основных параметров.

Устройство ленточных конвейеров следует изучать используя плакаты, модели, кинематические схемы их основных узлов и механизмов.

Дано: схема ленточного конвейера (см. рис. 2.1) и исходные данные (см. табл. 2.1).

Требуется: определить требуемую ширину ленты, вычислить мощность двигателя, рассчитать максимальное натяжение ленты и требуемое количество прокладок в ней, определить размеры приводного и натяжного барабанов<sup>1</sup>.

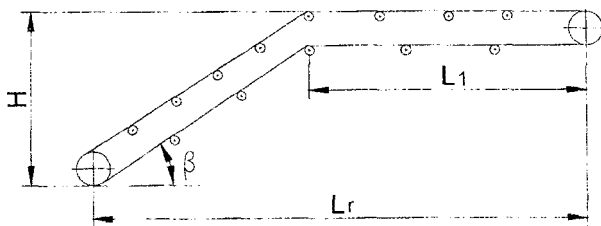


Рисунок 2.1 – Схема ленточного конвейера

<sup>1</sup> Перепечатано из книги – Ветров Ю.А. и др. Строительные машины. Практические упражнения. Изд. объединение «Вища школа», Киев, 1974.

Таблица 2.1 – Варианты заданий

Показатели	Варианты				
	1	2	3	4	5
Производительность конвейера $P_k$ , т/ч	160	175	200	210	185
Длина горизонтального участка конвейера $L_f$ , м	30	40	50	55	70
Угол наклона $\beta$ , град.	16	14	15	12	14
Высота подъема $H$ , м	10	12	15	18	8
Перемещаемый материал	щебень	щебень	гравий	щебень	гранит
Насыпная плотность $\gamma$ , кг/м <sup>3</sup>	1800	1800	1900	1800	1900
Максимальный размер кусков $a$ , мм	50	60	55	65	70
Угол обхвата приводного барабана $\alpha$ , град	210	240	240	210	180
Скорость $V$ , м/с	1,8	1,7	1,6	1,7	1,8
Футеровка барабана	резиновая	деревян.	резиновая	деревян.	резиновая
Атмосфера, в которой работает конвейер	сухая	очень влажная	очень влажная	сухая	очень влажная

### Последовательность выполнения работы

1. Определяем требуемую ширину ленты

$$B = \sqrt{\frac{P_k}{0,16V\gamma(c+1)}}, \text{ м}, \quad (2.1)$$

где  $P_k$  – производительность конвейера, т/ч;  $V$  – скорость ленты, м/с;  $\gamma$  – насыпная плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $c$  – коэффициент, учитывающий снижение производительности при установке конвейера в наклонном положении (см. табл. 2.2);

Таблица 2.2 – Величина коэффициента  $C$

Угол наклона конвейера, град	5...10	11...15	16...18
Коэффициент $C$	0,95	0,9	0,85

При выборе ширины ленты  $B$  надо также учитывать крупность кусков транспортируемого материала. Для сортирования материала

$$B \geq 3,3a + 0,2 \text{ м}, \quad (2.2)$$

где  $a$  – наибольший размер кусков, м.

Для дальнейших расчетов принимаем большее значение ширины ленты из определенных по формулам (2.1) и (2.2).

Вычисленную ширину ленты округляем до ближайшего большего значения по стандарту (см. табл. 2.3):

Таблица 2.3 – Размер прорезиненной ленты

Ширина, м	0,3	0,4	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2
Количество прокладок	3...5	3...8	3...9	3...10	3...11	3...11	3...12

2. Вычисляем мощность двигателя. При работе конвейера мощность расходуется на перемещение материала и на преодоление сопротивления холостого хода ленты.

Мощность на валу приводного барабана

$$N_0 = (N_1 + N_2) \cdot k_d, \text{ кВт}, \quad (2.3)$$

где  $N_1$  – мощность, расходуемая на перемещение материала;

$N_2$  – мощность, расходуемая на холостой ход ленты;

$k_d$  – коэффициент, учитывающий влияние длины конвейера;

$k_d = 1$  при  $L > 40$  м;  $k_d = 1,1$  при  $L = 15...40$  м;  $k_d = 1,25$  при  $L < 15$  м.

Мощность конвейера для перемещения материала определяем по формуле

$$N_1 = \frac{P_k H}{367} + \frac{P_k L_r \omega}{367}, \text{ кВт}, \quad (2.4)$$

где  $\frac{P_k H}{367}$  – мощность для подъёма материала на высоту  $H$  при его непрерывном потоке

$P_k$ , т/ч;  $\frac{P_k L_r \omega}{367}$  – мощность для перемещения материала по горизонтальному пути длиной  $L_r$  – горизонтальной проекции конвейера, которую вычисляют по формуле:

$$L_r = L_1 + \frac{H}{\text{tg} \beta}, \text{ м}, \quad (2.5)$$

$\omega$  – общий коэффициент сопротивления движению груза, равный 0,035 (для роликоопор на подшипниках качения).

Мощность, расходуемая на холостой ход ленты

$$N_2 = k_1 L V, \text{ кВт}, \quad (2.6)$$

где  $k_1$  – коэффициент сопротивления, зависящий от ширины ленты (см. табл. 2.4);

$V$  – скорость ленты, м/с.

Таблица 2.4 – Значения коэффициента сопротивления  $k_1$  для роликов на подшипниках качения

Ширина ленты, м	0,4	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2
Коэффициент $k_1$	0,012	0,015	0,02	0,024	0,03	0,04

Требуемая мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{N_1}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (2.7)$$

где  $\eta = 0,75$  – КПД привода барабана.

3. Рассчитываем максимальное натяжение ленты и требуемое количество прокладок в ней.

Тяговое усилие на приводном барабане

$$P_T = \frac{102 N_{дв}}{V}, \text{ дан* (кгс)} \quad (2.8)$$

\*Примечание: 1 кгс = 9,81 ньютон  $\approx 10 \text{ Н} \approx 1$  деканьютон (дан)

Исходя из формулы Эйлера, максимальное натяжение ленты вычисляем по формуле:

$$S_{max} = P_T \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{ дан (кгс)}, \quad (2.9)$$

где  $e$  – основание натуральных логарифмов;  $\alpha$  – угол обхвата лентой приводного барабана;  $\mu$  – коэффициент трения между барабаном и лентой.

Значения  $\mu$  и  $e^{\mu\alpha}$  выбираем по табл. 2.5.

Количество прокладок в ленте вычисляем по формуле

$$i = \frac{S_{max}}{B_p}, \quad (2.10)$$

где  $B$  – ширина ленты, м;  $p$  – допустимая нагрузка на 1 метр ширины одной прокладки, дан/м (кгс/м).

Для бельтинга Б-820 допускается нагрузка  $p = 500$  дан/м.

Подсчитанное количество прокладок должно находиться в пределах, приведённых в табл. 2.3.

Таблица 2.5 – Значения коэффициента трения ленты о барабан  $\mu$  и  $\epsilon^{10}$

Вид барабана и атмосферные условия	$\mu$	Для углов обхвата $\alpha$ (в числит. – в градусах, в знамен. – в радианах)		
		180°	210°	240°
		3,14	3,66	4,19
Чугунный или стальной барабан; очень влажная атмосфера	0,1	1,37	1,44	1,52
Барабан с деревянной или резиновой обшивкой; очень влажная атмосфера	0,15	1,60	1,73	1,87
Чугунный или стальной барабан; влажная атмосфера	0,2	1,87	2,08	2,37
Чугунная или стальной барабан; сухая атмосфера	0,3	2,56	3,00	3,51
Барабан с деревянной обшивкой; сухая атмосфера	0,35	3,00	3,61	4,33
Барабан с резиновой обшивкой; сухая атмосфера	0,4	3,51	4,33	5,34

4. Определяем размеры приводного и натяжного барабанов по формулам:

$$D_B = (120 \dots 150) \cdot i, \text{ мм}; \quad (2.11)$$

Длина барабана

$$L_B = B + 100, \text{ мм}; \quad (2.12)$$

Результаты расчётов сводим в табл. 2.6.

Таблица 2.6 – Основные параметры конвейера

Параметры	Единица измерения	Числовое значение по расчёту
Требуемая ширина ленты по расчёту	м	
Ширина ленты, выбранной по стандарту	м	
Количество прокладок в ленте	шт.	
Мощность двигателя конвейера	кВт	
Размеры барабанов:		
приводного – диаметр	мм	
длина	мм	
натяжного – диаметр	мм	

### Контрольные вопросы

1. Внимательно рассмотрите устройство конвейеров на плакатах. Не глядя на подрисовочные надписи, назовите основные узлы и механизмы.
2. Поясните смысл формулы (2.2) схемой.
3. За счёт чего можно снизить потребную мощность двигателя конвейера?
4. На что влияет увеличение (уменьшение) диаметра барабана?
5. Приведите примеры применения конвейеров.

### Лабораторная работа №3

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА

Цель работы – изучить устройство винтовых конвейеров, научиться выполнять расчет их основных параметров.

#### Общие сведения

Винтовые конвейеры (шнеки) применяются для перемещения непрерывным потоком сыпучих материалов (цемента, гипса), а также в качестве тестообразных материалов (строительные растворы, бетонные смеси) на расстояние до 40 м, техническая произ-



водительность винтового конвейера составляет 20...100 м<sup>3</sup>/ч. Они применяются в качестве самостоятельных установок, а также в виде агрегатов строительных машин, в бетонорастворителях непрерывного действия, на механизированных складах цемента.

Винтовые конвейеры могут перемещать материал по горизонтали, по наклонной поверхности до 20°, а также по вертикали при транспортировке сыпучих материалов (цемент).

Конвейер состоит из корытообразного или цилиндрического желоба, рабочего органа – шнека, электрического привода.

Перемещение строительного материала происходит внутри желоба при перемещении рабочего органа – шнека, который одновременно их перемешивает.

Под действием центробежной силы, создаваемой вращающимся винтом частицы материала разбрасываются к периферии желоба и за счет сил трения удерживаются на его поверхности.

Сила трения между перемещаемым материалом и стенкой желоба больше, чем между частицами материала и поверхностью винта, поэтому материал под действием вращающегося винта приобретает поступательное движение.

В зависимости от транспортируемого материала изготавливают и применяют шнеки различной конструкции: сплошные (для сухих порошкообразных материалов), ленточные (мелкокусковых материалов), фасонные (для мокрых и тестообразных материалов), лопастные (для бетонных смесей).

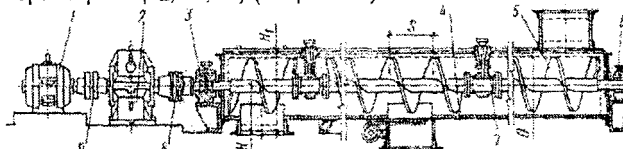
Преимуществом винтовых конвейеров является возможность их герметизации при перемещении сыпучих материалов, использование не только в качестве транспортирующих, но и технологических смесительных установок.

Недостатками винтовых конвейеров являются повышенный расход энергии на перемещение материала, превышающий в 7...8 раз удельный расход энергии ленточным конвейером, сильный износ винта, желоба, а также измельчение мелкокусковых материалов.

### Последовательность выполнения работы

1. Изучить устройство винтовых конвейеров, используя плакаты, кинематические схемы узлов и модели конвейера.

2. Вычертить принципиальную схему винтового конвейера с обозначенными на ней расчетными параметрами ( $L_{ш}$ ,  $S_e$ ,  $d_e$ ) (см. рис. 3.1).



1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3, 6, 7 – подшипники; 4 – желоб; 5 – винт; 8, 9 – муфты

Рисунок 3.1 – Винтовой конвейер

3. Выбрать тип винта.

Тип винта выбирают в зависимости от транспортируемого материала.

**Сплошной винт** (см. рис. 3.2 (а)) принимают для материалов – цемента, мела, гипса, золы, сухого песка, гранулированного шлака, извести в порошке. Коэффициент наполнения желоба в этом случае составляет  $K_n = 0.25...0.45$  и частота вращения винта 90...120 об/мин.

Ленточный и лопастной винты (см. рис. 3.2 (б) и (г)) применяют для транспортирования кустовых материалов – крупного гравия, песчаника, известняка, шлака негранулированного, продуктов дробления гипса и мела, при коэффициенте наполнения желоба  $K_n = 0.25...0.4$  и частоте вращения винта 60...100 об/мин.

Фасонный и лопастной винты (см. рис. 3.2 (в) и (г)) применяют для транспортирования тестообразных, слеживающихся и мокрых материалов – мокрой глины, бетона, цементного раствора, при коэффициенте наполнения желоба  $K_n = 0.15...0.3$  и частоте вращения винта 30-60 об/мин.

Для винтовых конвейеров используют винты с углом подъема винтовой линии  $K_n = 14...18^\circ$ . Вал винта через каждые 2.5-3 м поддерживают подшипники, укрепленные на верхней части желоба или на боковой его стенке. Для восприятия осевых усилий вал снабжен упорным подшипником (подпятником). Для обеспечения работы конвейера с заданной производительностью зазор между внутренней поверхностью желоба и винтом должен составлять 3...8 мм.

4. Определить диаметр винта и скорость движения материала по данным варианта (см. табл. 3.1)

Формулу для определения диаметра винта получают из общей формулы производительности винтового конвейера:

$$P_n = 3600 * F * V_n * \gamma * c \quad (3.1)$$

где  $F$  – площадь сечения потока материала в желобе,  $m^2$ ;  $V_n$  – скорость движения материала в желобе,  $m/сек$ ;  $\gamma$  – плотность материала,  $t/m^3$ ;  $c$  – коэффициент снижения производительности конвейера (см. табл. 3.2).

Площадь потока материала:

$$F = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot K_n, \quad (3.2)$$

где  $D_n$  – диаметр винта,  $m$ ;  $K_n$  – коэффициент наполнения желоба материалом.

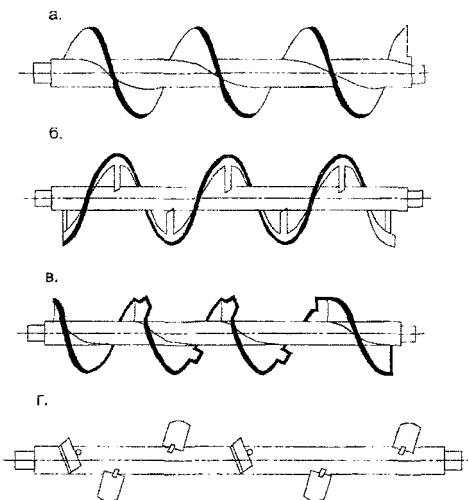


Рисунок 3.2 – Типы винтового конвейера

Скорость движения материала может быть определена через число оборотов винта и его шаг ( $S_в$ ):

$$V = \frac{S \cdot n}{60} \quad (3.3)$$

Для винтовых конвейеров зависимость диаметра винта и его шага определяется через параметр:

$$E = \frac{S_в}{D_в} = (0,8 \div 1) \quad (3.4)$$

При  $E = 1$   $S_в = D_в$ , тогда

$$V_н = \frac{D_в \cdot m}{60} \quad (3.5)$$

Подставляя (3.3) и (3.5) в выражение (3.1), получаем обратную формулу для расчета диаметра винта при  $E = 1$

$$D_в = \sqrt[3]{\frac{D_с}{47 \cdot n \cdot \rho \cdot c \cdot K_n}} \cdot m, \quad (3.6)$$

где  $n$  – число оборотов винта, выбираем по данным, приведенным в характеристике винтов (см. тип винта);  $\rho$  – плотность материала,  $\text{т/м}^3$ ;  $K_n$  – коэффициент пополения материала желоба (см. выбор типа винта);  $c$  – коэффициент, учитывающий снижение производительности в зависимости от угла наклона конвейера (табл. 3.2).

Полученный диаметр винта при транспортировании кусковых материалов проверяют на возможность пропуска материала.

Для рядового материала

$$D_в = (4 + 6) a_{\text{max}} \quad (3.7)$$

Для сортированного материала

$$D_в = (8 + 10) a_{\text{max}}, \quad (3.8)$$

где  $a_{\text{max}}$  – максимальный размер куска, мм (см. табл. 4.1)

Окончательное значение диаметра винта принимают по ГОСТ 2037-73 (см. табл. 3.3.)

5. Вычислить мощность привода винтового конвейера.

Мощность, необходимая для привода наклонного винтового конвейера, складывается из мощности на перемещенные материалы по горизонтали, по вертикали и на вращение рабочего органа.

$$N = 0,003 \cdot P_в \cdot L_r \cdot W_s + 0,003 \cdot P_в \cdot H + 0,02 \cdot K_1 \cdot q \cdot L_r \cdot V_н \cdot W_B, \quad (3.9)$$

где  $P_в$  – производительность винта,  $\text{т/ч}$ ;  $L_r$  – длина транспортирования по горизонтали, м;

$$L_r = L_{\text{ш}} \cdot \cos \beta \quad (3.10)$$

$H$  – высота подъема материала, м;

$$H = L_1 \cdot \sin \beta \quad (3.11)$$

значения  $L$  и  $\beta$  принимаются по табл. 1

$V_н$  – скорость движения материала,  $\text{м/с}$ ;

$q$  – погонная масса вращающихся частей,  $\text{кг/м}$ , определяют по зависимости

$$q = 80 \cdot D_в \quad (3.12)$$

$W_s$  – коэффициент, учитывающий сопротивления от перемещения материала винтом в желобе (табл. 3.4.);  $K_1$  – коэффициент, учитывающий неравномерность вращения винта, принимается равным 0.15;  $W_B$  – коэффициент, учитывающий потери в опорах винта (для подшипников скольжения – 0.16, качения – 0.08).

Мощность электродвигателя можно определить по формуле:

$$N_q = N/\eta, \quad (3.13)$$

где  $\eta$  – к.п.д. механизма,  $\eta = 0,9$ ;  $N$  – мощность на валу винта, кВт.

Таблица 3.1 – Исходные данные

Параметры винтового конвейера	Варианты							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Производительность Пв, т/ч	22	40	18	28	38	60	30	52
Перемещаемый материал	Известь в порошке		Крупный гравий		Бетон		Песок мелкий влажный	
Плотность материала	0,5		1,5-1,9		2,2-2,4		1,9-2,05	
Максимальный размер куска	-		50		55		-	
Угол наклона винтового конвейера	5	15	0	15	10	20	15	10
Длина конвейера	15	30	40	22	10	18	25	18

Таблица 3.2 – Коэффициенты снижения производительности конвейера

$\beta$	0	5	10	15	20
$\epsilon$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,65

Таблица 3.3 – Диаметр винта

дв, мм	100	120	150	200	250	300	400	500	600	
SB	E = 0.8	80	95	120	160	200	240	320	400	480
	E = 1	100	120	150	200	250	300	400	500	600

Таблица 3.4

№	Транспортный материал	$\omega$
1	Неабразивные материалы в сухом состоянии (каменный уголь, гипс)	1,2
2	То же во влажном состоянии	1,6
3	Полуабразивные материалы (мел, известняк, доломит, шлак, зола)	2,5
4	Абразивные материалы (цемент, песок, шлак, зола)	3,2
5	Сильноабразивные материалы и липкие материалы (гипс, строительные растворы)	4,0

### Контрольные вопросы

1. Назовите область применения винтовых конвейеров.
2. Какие конструктивные элементы включает в себя винтовой конвейер?
3. Назовите преимущества и недостатки винтовых конвейеров.
4. Назовите расчетные параметры винтовых конвейеров.
5. Назовите типы винтов (шнеков), факторы, влияющие на их форму.

### Лабораторная работа № 4

#### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РЕДУКТОРА

Цель работы – изучение конструкции и ОСНОВНЫХ параметров зубчатых редукторов. Работа выполняется за 2 часа. Специальных мер безопасности не требуется.

#### Общие сведения

Зубчатые редукторы – это механизмы, служащие для понижения угловых скоростей и одновременно для увеличения крутящих моментов и выполняемые в виде отдельных агрегатов. Широко применяются в технике, в т.ч. в строительных и подъемно-транспортных машинах.

При малых передаточных числах (не более 6) применяют одноступенчатые редукторы (рис. 4.1, а).

Основное распространение имеют двухступенчатые редукторы (их потребность оценивается в 65%). Для них наиболее характерны передаточные числа 8...40 (рис. 4.1, б).

При больших передаточных числах (до 300) применяют трехступенчатые редукторы (рис. 4.1, д), однако имеется тенденция замены их более компактными планетарными редукторами.

Из двухступенчатых редукторов наибольшее распространение имеют трехосные редукторы по развернутой схеме (рис. 4.1, в). Эти редукторы наиболее просты, но несимметричное расположение колес на валах приводит к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба. Поэтому такие конструкции требуют жестких валов.

В целях улучшения условий работы наиболее нагруженной тихоходной ступени применяют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 4.1, г). Для обеспечения равномерной нагрузки обеих зубчатых пар быстроходной ступени их делают косозубыми, причем одну пару – правой, а другую – левой и один вал устанавливают на подшипниках, допускающих осевую самоустановку. Редукторы получаются на 20% легче, чем по развернутой схеме.

Соосные редукторы (рис. 4.1, в) имеют малые габариты по длине, и в них легко достигается одинаковое погружение колес в масло.

При необходимости взаимной перпендикулярности входного и выходного валов применяют коническо-цилиндрические редукторы, причем быстроходной делают коническую передачу (рис. 4.1, е).

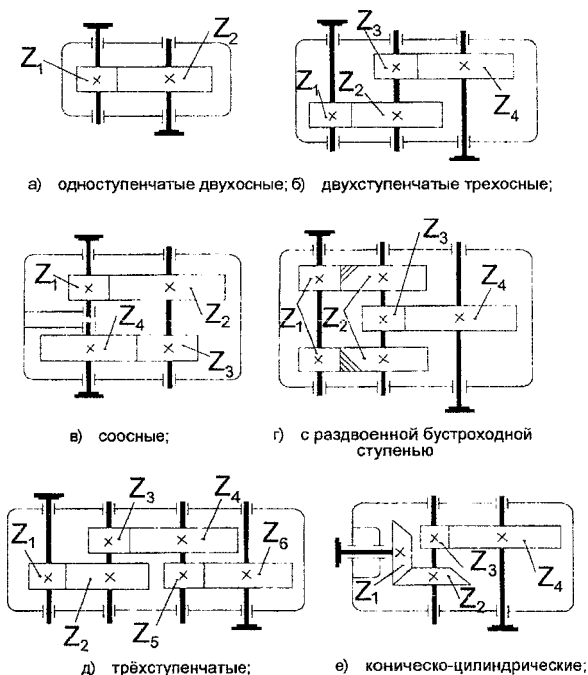


Рисунок 4.1 – Наиболее распространённые схемы редукторов

Корпуса редукторов выполняют литыми из серых чугунов, простых геометрических форм и гладкими снаружи. Для удобства сборки и технического обслуживания корпуса выполняют разъемными.

Опоры валов редукторов, как правило, выполняют в виде подшипников качения.

Смазку зацепления применяют преимущественно картерную: в картер заливают масло, образующее масляную ванну. Смазка подшипников качения редукторов наиболее просто осуществляется разбрызгиванием масла зубчатыми колесами. Уровень масла контролируют с помощью маслоуказателя.

Многоступенчатый механизм, в котором ступенчатое изменение передаточного числа осуществляется при переключении зубчатых передач, размещенных в отдельном корпусе (коробке) или в общем корпусе с другими механизмами, называют коробкой передач (скоростей). Переключение зубчатых передач осуществляется с помощью вспомогательных механизмов (электромагнитных муфт, вилок и др.). Коробки передач (зубчатых) широко применяются в строительных и подъемно-транспортных машинах, в автомобилях, тракторах, тягачах, станках и т.д.

Основными характеристиками при выборе зубчатых редукторов являются: передаваемый тихоходным валом вращающий (крутящий) момент, общее передаточное число редуктора, частота вращения быстроходного вала, КПД и др.

Основные силовые и кинематические соотношения в зубчатых редукторах следующие:

а) механический КПД редуктора

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}, \quad (4.1)$$

где  $N_1$  и  $N_2$  – мощности соответственно на ведущем и на ведомом (тихоходном) валах.

С другой стороны,  $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$ , (4.2)

$\eta_1; \eta_2; \eta_3; \dots; \eta_n$  – КПД каждой кинематической пары (зубчатых колёс, подшипников);

б) передаточное число

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (4.3)$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – угловая скорость соответственно ведущего и ведомого валов.

Поскольку  $\omega = \frac{2\pi n}{60}$ , где  $n$  – число оборотов в минуту, то  $U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$ , где  $n_1$  и  $n_2$  – соответственно числа оборотов ведущего и ведомого валов в минуту.

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n, \quad (4.4)$$

где  $u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots u_n$  – передаточные числа каждой ступени. Для первой ступени  $U_1 = \frac{Z_2}{Z_1}$ , для

второй  $U_2 = \frac{Z_4}{Z_3}$  и т.д.;

в) соотношение между вращающимися моментами на ведущем и на ведомом валах составляет

$$M_2 = u \cdot \eta \cdot M_1 \quad (4.5)$$

### Описание лабораторной установки

Лабораторная установка включает зубчатый двухступенчатый редуктор со снятой крышкой.

Приспособления и принадлежности: динамометр растяжения с пределами измерения до 1 кН (100 кгс); гири – разновесы; линейка 250 мм.

### Последовательность выполнения работы

1. Изучить теоретическую часть работы.
  2. Изучить устройство зубчатых редукторов по имеющимся плакатам и натурным образцам.
  3. Определить передаточное число редуктора  $U$ .
  4. Рассчитать теоретический КПД редуктора по формуле (4.2), приняв для каждой пары зубчатых колёс  $\eta_1 = 0,95$ ; подшипников  $\eta_n = 0,98$
  5. Определить КПД опытным путём, используя формулу (4.5).
- Для получения более достоверных результатов необходимо динамометр нагрузить силой 0,4...0,6 кН(40...60 кгс).

**В Н И М А Н И Е!** При нагружении редуктора вращающим моментом будьте осторожными. Не допускайте соскакивания канатиков со шкивов, падения гирь, попадания пальцев рук в зубчатое зацепление и т.п.!

Опыты проводить не менее 5 раз, подсчитать среднеарифметические значения величин.

6. Заготовьте и заполните таблицу:

№ оп.	$U = \frac{Z_2 \cdot Z_4}{Z_1 \cdot Z_3}$	$\eta_{теор}$	$M_1 = \frac{P_1 \cdot D_1}{2}, Н \cdot м$	$M_2 = \frac{P_2 \cdot D_2}{2}, Н \cdot м$	$\eta_{оп} = \frac{M_2}{M_1 \cdot n}$	$P_1$	$P_2$
1							
2							
3							
4							
5							
			$M_{1, ср} = \dots$	$M_{2, ср} = \dots$	$\eta_{оп-ср} = \dots$		

7. Оформить отчет. Отчет должен содержать:

а) схему лабораторной установки (кинематическую схему редуктора необходимо вычертить с помощью стандартных условных обозначений), со шкивами на валах и приспособлениями; б) объяснение причин расхождения значений теоретического КПД и полученного опытным путем; в) ответы на контрольные вопросы (письменно).

### Контрольные вопросы

1. Почему редукторы выполняют многоступенчатыми?
2. Чем отличается коробка передач от редуктора?
3. Где мощность больше – на ведущем или на ведомом валу редуктора?
4. Как измерить передаточное число зубчатого редуктора, если число зубьев неизвестно (например, при закрытой крышке)?
5. Опытный КПД получен в данной работе при статическом нагружении; в чем недостаток такого способа?

## Лабораторная работа № 5

### ВАЛЫ И ОСИ. ПОДШИПНИКИ. МУФТЫ

Цель работы – изучить назначение, устройство, основные характеристики различных типов валов, осей, подшипников, муфт.

Работа выполняется за 2 часа. Специальных мер безопасности не требуется.

#### Общие сведения

Вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях.

Вал предназначен для поддержания сидящих на нем деталей и для передачи вращающего момента; при работе вал испытывает кручение и изгиб.

Ось предназначена только для поддержания сидящих на ней деталей. В отличие от вала, ось не испытывает кручения.

Различают валы прямые, коленчатые и гибкие; гладкие или ступенчатые; сплошные или полые. Валы и оси обрабатывают на токарных станках с последующим шлифованием цапф и посадочных поверхностей (цапфы – это участки вала или оси, пежащие в опорах).

При проектном расчете диаметр расчетного сечения вала определяют по формуле:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau]_k}}$$

где  $M_k$  – крутящий момент в н·мм;

$[\tau]_k$  – допускаемое напряжение на кручение;  $[\tau]_k = 15...25 \frac{H}{мм^2}$

Подшипники являются опорами валов и осей. Качество подшипников в значительной степени определяет надежность и долговечность машины. Различают подшипники скольжения и качения. Подшипники бывают радиальные (воспринимают радиальные нагрузки, перпендикулярные к оси цапфы); упорные (воспринимают осевые нагрузки) и радиально-упорные (воспринимают радиальные и осевые нагрузки). Конструкции подшипников необходимо рассмотреть на имеющихся натуральных образцах и плакатах.

Преимущества подшипников скольжения: способны воспринимать большие ударные и вибрационные нагрузки вследствие демпфирующего<sup>2</sup> действия масляного слоя, надежно и бесшумно работают в высокоскоростных приводах, имеют малые радиальные размеры, просты по конструкции, допускают установку их на шейки коленчатых валов. Недостатки: требуют постоянного ухода, большой расход смазки, отказы при отсутствии смазки.

Подшипник качения представляет собой сборочную единицу, основным элементом которой являются тела качения – шарики или ролики. Классификация подшипников качения представлена на рис. 5.1.

Преимущества подшипников качения: небольшая стоимость вследствие их массового производства, малые потери на трение и незначительный нагрев, высокая степень взаимозаменяемости, малый расход смазки, не требуют особого внимания и ухода. Недостатки: высокая чувствительность к ударам и вибрационным нагрузкам, малонадежны в высокоскоростных приводах из-за чрезмерного нагрева и опасности разрушения сепаратора от действия центробежных сил, сравнительно большие радиальные размеры, шум при больших скоростях.

<sup>2</sup> \*) Демпфирование – это способность превращать механическую энергию в тепло.



Подшипники качения маркируют нанесением на торец колец ряда цифр и букв, условно обозначающих внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности и др. (см. плакат).

Подшипники качения не конструируют, а подбирают по коэффициенту работоспособности. Выбор типа подшипника зависит от его назначения, направления и величины нагрузки, угловой скорости, режима работы, стоимости подшипника и особенностей монтажа.

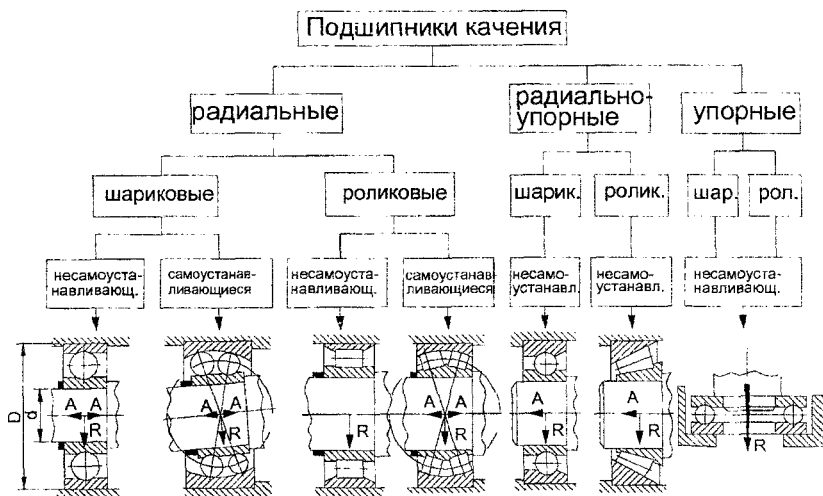


Рисунок 5.1 – Классификация подшипников качения

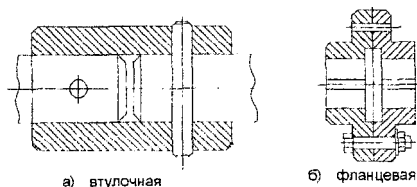


Рисунок 5.2 – Жёсткие (пугие) муфты

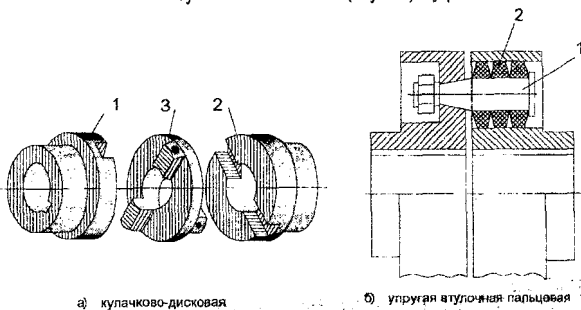


Рисунок 5.3 – Компенсирующие муфты

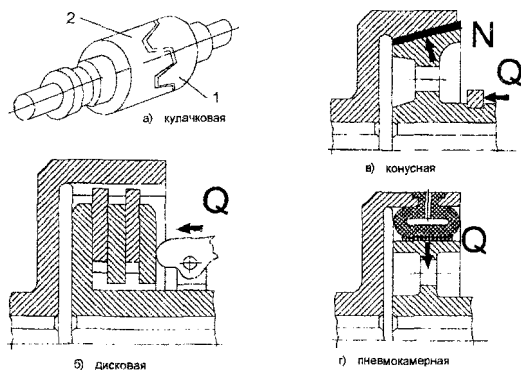


Рисунок 5.4 – Сцелные муфты

**Муфтой** называется устройство для соединения концов валов или для соединения валов со свободно сидящими на них деталями.

Жесткие (глухие) муфты (см. рис. 5.2) соединяют соосные валы в одну жесткую линию. Применяется в тихоходных приводах. Втулочная муфта представляет собой втулку, посаженную с помощью шпонок, штифтов или шлицев на выходные концы валов. Просты по конструкции и малогабаритны. Недостатки: неудобный монтаж и демонтаж, не допускают смещения осей валов.

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт, соединенных болтами. Просты по конструкции, надежны, могут передавать большие моменты, широко распространены в машиностроении. Недостатки такие же, как и у втулочных муфт.

Компенсирующие муфты (рис. 5.3) несколько сложнее, но допускают некоторое радиальное и угловое смещение осей валов. Основное назначение ЭТИХ муфт – компенсировать вредное влияние неправильного относительного положения соединяемых валов. Подразделяются на жесткие подвижные и упругие (деформируемые).

Кулачково-дисковая муфта состоит из двух полумуфт с диаметрными пазами на торцах 1,2 и промежуточного плавающего диска 3 с взаимно перпендикулярными выступами. Через специальные отверстия в диске к трущимся поверхностям подводится смазка не реже одного раза в смену. Недостаток – большой износ пазов.

Упругая втулочно-пальцевая муфта по конструкции аналогична фланцевой, но вместо соединяющих болтов имеются стальные пальцы 1, на которые установлены эластичные (резиновые) втулки 2. Эластичные элементы позволяют компенсировать незначительные осевые (1...10 мм), радиальные (0,2...0,6 мм) и угловые (до 1°) смещения валов. Наружная поверхность полумуфт может использоваться в качестве тормозного барабана. Обладают хорошей эластичностью, высокой демпфирующей способностью, просты в изготовлении и надежны в работе.

Сцелные (управляемые) муфты служат для быстрого соединения и разъединения валов при работающем двигателе (рис. 5.4). Применяются при строгой соосности валов. По принципу работы делятся на кулачковые и фрикционные. Все сцелные муфты должны легко и быстро включаться при незначительном усилии, иметь малый нагрев и износ при частых переключениях.

Кулачковые муфты состоят из двух полумуфт 1,2, имеющих кулачки на торцевых поверхностях. Включение муфты осуществляется за счет полумуфты 2, которая может

передвигаться вдоль вала по направляющей шпонке или шлицам. Во избежание поврежденных кулачков включение муфты допускается без нагрузки при весьма малой разности угловых скоростей валов. Включение допускается на ходу. Просты по конструкции и малогабаритны. Недостаток – невозможность включения на быстром ходу.

Фрикционные муфты допускают плавное включение на ходу под нагрузкой, обладают предохранительной способностью. В качестве накладок применяют фрикционные материалы (ткань-ферродо, пластмассу, металлокерамику). Недостатком дисковых фрикционных муфт является необходимость создания большой прижимающей силы  $Q$ .

У конических муфт одна из полумуфт имеет внутренний конус, другая – наружный. Включение муфты достигается перемещением одной из полумуфт. Благодаря конусной поверхности, в результате действия силы  $Q$  возникает нормальная сила  $N$ , значительно превышающая  $Q$ .

В пневмокамерных муфтах трение создается между колодками камеры (соединенной с одной полумуфтой) и наружной поверхностью обода другой полумуфты. При подаче воздуха в камеру создается давление на колодки, в результате чего последние прижимаются к ободу второй полумуфты. Недостаток – старение резины.

Конструкции муфт необходимо рассмотреть на имеющихся натуральных образцах и плакатах.

### Последовательность выполнения работы

1. Изучить теоретическую часть работы.
2. Изучить конструкции валов, осей, подшипников, муфт, расположенных на стенде и изображенных на плакатах.
3. Выполнить упражнение. На макете изображена кинематическая схема одноковшового экскаватора. Требуется:
  - а) расшифровать условные обозначения всех передач, валов, осей, подшипников, муфт с уточнением типа, используя ГОСТ 2.770-66 «Обозначения условные графические в схемах». Запись позиции должна идти в порядке возрастания, а именно:
    - 1 – двигатель;
    - 2 – муфта сцепления фрикционная двусторонняя;
    - 3 – передачи зубчатые цилиндрические внешнего зацепления;
    - 4 – ..... и т.д. (до последней позиции);
  - б) обосновать выбор того или иного типа подшипника для каждого конкретного узла экскаватора;
  - в) обосновать выбор того или иного типа муфты для каждого конкретного узла экскаватора.
4. Оформить отчет. Отчет должен содержать, выполнение упражнения, ответы на контрольные вопросы (письменно).

### Контрольные вопросы

1. В чем заключается различие между валом и осью?
2. В каких случаях нельзя обойтись без самоустанавливающихся подшипников?
3. Укажите преимущества роликовых подшипников?
4. Изменяют ли муфты передаваемый момент?
5. Какие муфты обладают предохранительными свойствами и чем это достигается?
6. Чем достигается включение (выключение) сцепных муфт?

## Лабораторная работа № 6

### ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ГИДРООБЪЕМНЫХ ПЕРЕДАЧ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛНОГО КПД ГИДРОДОМКРАТА

Цель работы – изучить устройство гидрообъемных передач строительных машин (по плакатам, моделям), понять взаимосвязь основных параметров, научиться читать гидрокинематические схемы, определить опытным путем величину КПД гидродомкрата.

Работа выполняется за 2 часа. Специальных мер по технике безопасности не требуется.

#### Общие сведения

Гидрообъемная (гидростатическая) передача – это совокупность гидравлических механизмов для передачи возвратно-поступательного, возвратно-поворотного или вращательного движения за счет гидростатического напора жидкости. Широко применяется в строительных машинах (бульдозерах, экскаваторах, кранах, погрузчиках и др.). Различают безнасосные и насосные гидросистемы, безнасосные системы применяют для передачи ограниченных мощностей при включении муфт, тормозов, фрикционов.

Насосные системы бывают с ручным или механическим приводом.

Простейшим представителем насосной системы является гидродомкрат; предназначен для подъема грузов до 500 тс на высоту до 0,2 м.

Данная модель предназначена для учебных целей, однако содержит многие элементы настоящего гидродомкрата с приводом от двигателя.

$$\eta = \frac{A_{\text{полезн}}}{A_{\text{затрачен}}} = \frac{Q \cdot H}{P \cdot S}, \quad (6.1)$$

где Q – вес груза; H – высота подъема груза; P – усилие рабочего, приложенное к рукоятке; S – путь, пройденный концом рукоятки.

Объем жидкости, вытесненной плунжером 4 насоса, равен объему жидкости, прошедшему под поршень (при условии, что утечек нет):

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \quad (6.2)$$

отсюда

$$H = \frac{h \cdot d^2}{D^2} \quad (6.3)$$

Подставляя значение H в формулу (6.1), получим

$$\eta = \frac{Q \cdot d^2 \cdot h}{P \cdot S \cdot D^2} = \frac{Q \cdot d^2 \cdot l}{P \cdot D^2 \cdot L} \quad (6.4)$$

С другой стороны,

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_r \cdot \eta_m, \quad (6.5)$$

где  $\eta_0$  – объёмный КПД (учитывает потери на утечку масла из системы, потери перетекания масла из области нагнетания в область всасывания и др.);

$\eta_r$  – гидравлический КПД (учитывает потери напора);

$\eta_m$  – механический КПД (учитывает потери на трение в механических элементах насоса, рукоятки и др.).

Основными элементами широко применяемого на строительных машинах объемного гидропривода являются: источник гидравлической энергии – насос; приемник гидравлической энергии гидродвигатель; органы распределения и регулирования гидравлической энергии; органы защиты – предохранительные клапаны; вспомогательная аппаратура – баки, фильтры, трубопроводы (см. рисунки, натурные образцы, плакаты).

Объемный гидропривод работает следующим образом (рис. 6.1).

Двигатель 1 приводит в действие насос 2. Последний, всасывая рабочую жидкость (минеральное масло) из бака 3, вытесняет ее в нагнетательную (напорную) линию гидросистемы и подает в золотниковый гидрораспределитель 4. Распределитель имеет ручной или автоматический привод и направляет жидкость к гидродвигателям механизмов машины (например, к гидроцилиндру 5). От гидродвигателей жидкость стводится в сливной трубопровод и через фильтр поступает в бак или непосредственно во всасывающую камеру насоса.

При повышении давления в гидросистеме сверх допустимого (например, при встрече исполнительного механизма с непреодолимым препятствием) рабочая жидкость давит на шарик предохранительного клапана 2 (рис. 6.3, б) и, преодолевая сопротивление пружины 3, поступает в бак.

**Насосы и гидродвигатели.** Различают насосы и гидродвигатели с вращательным (гидромоторы), поворотным и поступательным (гидроцилиндры) движениями выходного звена.

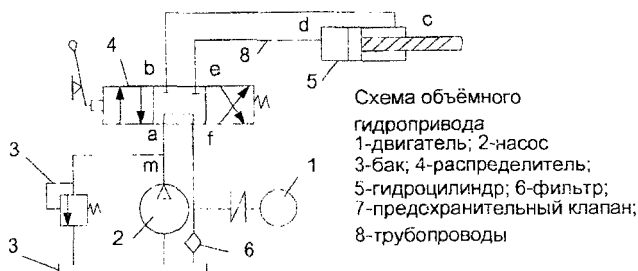


Рисунок 6.1

Насосы

а) шестерённый

б) аксиально-поршневой

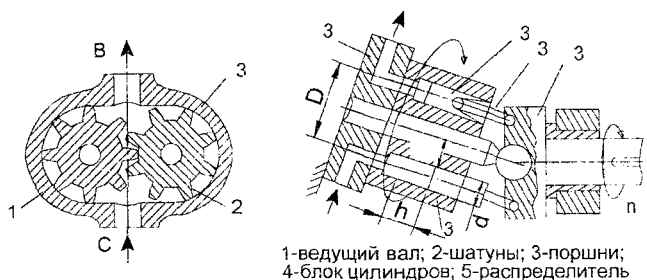


Рисунок 6.2

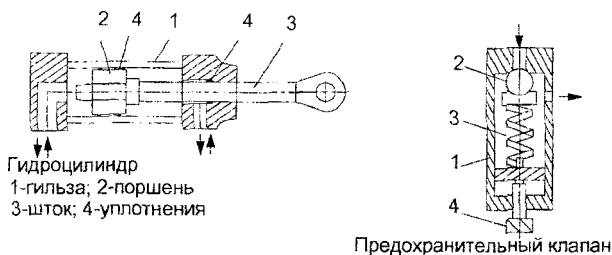


Рисунок 6.3 – Подача шестерённых насосов

Принцип действия шестерённых насосов (рис. 6.2, а) основан на том, что зубья шестерён 1 и 2, входя в зацепление, выталкивают рабочую жидкость из впадин между зубьями в нагнетательную камеру, а с другой стороны, в местах выхода зубьев из зацепления, образуется разрежение, вызывающее всасывание жидкости.

$$\Pi = 2 \cdot \pi \cdot z \cdot m^2 \cdot b \cdot n, \text{ см}^3/\text{мин}, \quad (6.6)$$

где  $Z$  – число зубьев ведущей шестерни;  $m$  – модуль зацепления шестерен;  $b$  – ширина шестерни;  $n$  – частота вращения шестерни, об/мин.

При  $n = \text{const}$  подача насоса постоянная. Принцип действия регулируемого аксиально-поршневого насоса следующий (рис. 6.2, б) От приводного двигателя вращение передается упорному кольцу 1, в котором заделаны головки шатунов 2 поршней 3, перемещающихся в цилиндрах блока 4. Поскольку ось блока цилиндров имеет наклон по отношению к оси ведущего вала, то вращение упорного кольца вызывает возвратно-поступательное перемещение поршней в цилиндрах. При ходе поршня вперед (прямой ход) полость цилиндра сообщается с линией нагнетания гидросистемы, а при обратном ходе – с линией всасывания.

Подача аксиально-поршневых насосов

$$\Pi = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot j \cdot D \cdot n \cdot \text{tg} \alpha, \quad (6.7)$$

где  $d$  – диаметр цилиндров;  $j$  – число цилиндров;  $D$  – диаметр окружности по центрам цилиндров;  $n$  – частота вращения вала насоса, об/мин;  $\alpha$  – угол между осью цилиндров и осью ведущего вала.

Из формулы следует, что увеличением угла  $\alpha$  (это приводит к увеличению хода поршней) можно соответственно увеличить подачу насоса и, следовательно, скорость движения исполнительного органа механизма. В нерегулируемых насосах угол  $\alpha$  изменяется при помощи специальной системы управления. В нерегулируемых аксиально-поршневых насосах угол  $\alpha$  не изменяется.

Аксиально-поршневые насосы способны создавать наиболее высокое давление, поэтому находят все большее применение. С конструктивной точки зрения, насосы и гидромоторы являются обратимыми, т.е. каждый из них можно использовать либо как насос, либо как гидромотор.

Основными элементами гидроцилиндра являются (см. рис. 6.3) гильза цилиндра 1, поршень 2, шток 3 с проушиной, уплотнения 4.

Наглядное представление об устройстве этих и других элементов гидропривода можно получить из рассмотрения натуральных образцов и макетов, расположенных на стенде.

### Последовательность выполнения работы

1. Изучить устройство лабораторной установки (рис. 6.1).
2. Произвести пробный опыт. Динамометры 4 и 5 снять, вентиль 8 закрыть. Воздействуя на рукоятку, убедиться в подъеме поршня.
3. Заготовить таблицу

№ опыта	q, кгс/см <sup>2</sup>	Q, кгс	d, см	l, см	P, кгс	D, см	L, см		

4. Установить динамометр сжатия (вставку) и динамометр растяжения (гири). Воздействуя на рукоятку домкрата, добиться, чтобы манометр показал давление q, кгс/см.

Тогда

$$Q = q \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Остальные параметры, входящие в формулу (6.4), определяют замерами.

5. Произвести опыты при разных q. Заполнить таблицу, вычислить среднеарифметическое значение n.
6. Проанализировать полученные данные, проследить влияние и взаимосвязь основных параметров.
7. Оформить отчет. Отчет должен содержать схему лабораторной установки, заполненную таблицу, выводы, ответы на контрольные вопросы (письменно).

### Контрольные вопросы

1. Каково назначение гидрообъемных передач?
2. В чем заключается физический смысл КПД гидродомкрата?
3. Покажите правильное вращение шестерен на рис 6.1, а.
4. Чем достигается регулировка предохранительного клапана?
5. К чему приводит на практике увеличение давления в гидросистемах машин?

### ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для студентов вузов / Под ред. В.А. Финюгина. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.: ил.
2. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие. – 6-е изд., испр. / П.Ф. Дунаев, О.Л. Леликов. – М.: Высш. шк., 2000. – 447 с.: ил.
3. Гриднев, В.В. Зубчатые и червячные редукторы: учебное пособие. – МГСУ, 1997. – Ч.1: Зубчатые цилиндрические передачи. – 88 с.: ил.
4. Справочник по муфтам / Под общ. ред О.А. Ряховского. – Л.: Политехника, 1991. – 383 с.: ил.
5. Решетов, Д.Е. Детали машин: учеб. для вузов. – М.: Машиностроение, 1975. – 410 с.
6. Домбровский, Н.Г. Строительные машины / Н.Г. Домбровский, М.И. Гальперин. – М.: Высш. шк., 1985. – 396 с.
7. Гальперин, М.И. Строительные машины: учебник для вузов / М.И. Гальперин, Н.Г. Домбровский. – М.: ВШ, 1960.
8. Куклин, Н.Г. Детали машин / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина. – М.: ВШ, 1973.

## УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

### Составители:

Владимир Александрович Ранский

Петр Петрович Ивасюк

Вячеслав Иванович Есавкин

## МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторным работам по курсам:

«Техника и технология строительного-монтажных работ» для студентов специальности 1-70 04 03, «Механизация и автоматизация в строительстве» для студентов специальности 1-70 02 01, «Строительные, дорожные и транспортные машины» для студентов специальности 1-70 03 01, «Мелиоративные и строительные машины» для студентов специальности 1-70 05 01, «Производство строительных изделий и конструкций» для студентов специальности 1-70 01 01, «Техника, технология строительного-монтажных работ» для студентов специальности 1-70 04 03

Часть 2

Ответственный за выпуск: **Ивасюк П.П.**

Редактор: **Строкач Т.В.**

Компьютерная вёрстка: **Кармаш Е.Л.**

Корректор: **Никитчик Е.В.**

---

Подписано к печати 21.10.2010. Формат 60x84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Гарнитура Arial Narrow. Бумага «Снегурочка». Усл п. л. 1,4 Уч. изд. л. 1,5 Тираж 50 экз. Заказ № 992. Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный технический университет», 224017, Брест, ул. Московская, 267.