

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

**КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ
КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИИ СТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

**к лабораторным работам по курсам :
“Основы строительного производства” для студентов специальности
Т19.06., “Механизация и автоматизация в строительстве” для студентов
специальности Т19.01., “Дорожно-строительные машины” для студентов
специальности Т19.03. “Производство строительных изделий и конструкций”
для студентов специальности Т.19.02., “Мелиоративные и строительные
машины” для студентов специальности С.04.02**

БРЕСТ 2001 г.

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 Т19.01, Т19.02, Т19.03, Т19.06, С.04.02

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

Составители: Ранский В.А. доцент
Чернюк В.П., к.т.н., доцент
Есавкин В.И. старший преподаватель
Ивасюк П.П. доцент
Ивасюк Ю.П. ассистент

Рецензент: главный инженер СУ-158 стройтреста №8
г.Бреста Оськин Н.Г.

© БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ 2001

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы - изучение конструкций механических передач, определение основных параметров.

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

Общие сведения

Механическая энергия, используемая для привода в движение машины-орудия, обычно представляет собой энергию вращательного движения двигателя.

Вращательное движение получило наибольшее распространение в механизмах и машинах, т. к. Обладает следующими преимуществами: обеспечивает непрерывное и равномерное движение при небольших потерях на трение, а также позволяет иметь простую и компактную конструкцию передаточного механизма.

Все современные двигатели для уменьшения габаритов и стоимости выполняют быстроходными с весьма узким диапазоном изменения угловых скоростей. Непосредственно быстроходный вал двигателя соединяют с валом машины редко (вентиляторы, насосы). В абсолютном большинстве случаев режим работы машины-орудия не совпадает с режимом работы двигателя, поэтому передача механической энергии от двигателя к рабочему органу машины осуществляется при помощи различных передач.

Механическими передачами, или просто передачами, называют механизмы, передающие работу двигателя исполнительному органу машины.

Передавая механическую энергию, передачи могут выполнять следующие функции:

- повышать и понижать угловые скорости, соответственно понижая и повышая вращающие моменты;
- преобразовывать один вид энергии в другой (вращательное в возвратно-поступательное, равномерное в прерывистое и т. д.);
- реверсировать движение (изменять прямой ход на обратный);
- распределять работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины;
- регулировать угловые скорости рабочего органа машины.

Основные силовые и кинематические соотношения в передачах.

Основными характеристиками каждой передачи (см. рис 1) являются:

- 1) мощность на ведущем N_1 и ведомом валах N_2 ;
 - 2) Угловая скорость ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов;
- Дополнительными характеристиками являются:

а) механический КПД передачи $\eta = \frac{N_1}{N_2}$. (1)

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач общий КПД:

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n, \quad (2)$$

где $\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$ - КПД каждой кинематической пары;

- б) окружная скорость U ведущего или ведомого звена

$$U = \omega R = \omega D/2 \cdot 1000, \quad \text{м/с}, \quad (3)$$

где D - диаметр колеса, шкива в мм.

Окружные скорости обоих звеньев при отсутствии скольжения равны, т. е. $U_1 = U_2$;

- в) окружное усилие передачи P (см. рис. 1):

$$P = 1000 \cdot N / U = 2M_1 / D_1, \text{ н}, \quad (4)$$

где N - мощность в кВт;

- г) вращающий момент M (см. рис. 1):

$$M = PR = PD/2 = 10^6 N / \omega, \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (5)$$

где N - в кВт; D - в мм.

Вращающий момент ведущего вала M_1 является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент ведомого вала M_2 – момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала;

- д) передаточное число U .

При $U_1 = U_2$, или $\omega_1 D_1/2 \cdot 1000 = \omega_2 D_2/2 \cdot 1000$, имеем

$$\omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1 = U. \quad (6)$$

Передаточным числом называется отношение угловых скоростей ведущего и ведомого звеньев. Как определить передаточное число в зависимости от типа передачи, будет показано ниже.

При $U > 1$ передача будет понижающей (редуцирование). Механизмы, понижающие угловые скорости, называются редукторами (в строительных машинах очень широко распространены).

При $U < 1$ передача будет повышающей. Механизмы, повышающие угловые скорости, называются ускорителями или мультипликаторами (в строительных машинах применяются редко).

При необходимости передаточное число можно определить по вращающим моментам на ведущем и ведомом валах.

По формуле (5) $M_1 = 10^5 N_1 / \omega_1$ и $M_2 = 10^6 N_2 / \omega_2$
или $M_2 / M_1 = N_2 \omega_1 / N_1 \omega_2 = \eta U$.

$$\text{Следовательно, } U = M_2 / \eta M_1 \quad (7)$$

Для многоступенчатой передачи общее передаточное число

$$U_{\text{общ}} = U_1 U_2 \dots U_n, \quad (8)$$

где U_1, U_2, \dots, U_n - передаточные числа каждой ступени.

Классификация передач.

В современном машиностроении применяются механические, гидравлические, пневматические и электрические передачи. В строительных машинах наиболее распространены передачи механические и гидравлические.

По принципу действия различают передачи трением (фрикционные и ременные) и зацеплением (зубчатые, червячные, цепные).

В строительных машинах фрикционные передачи почти не применяют.

В передачах трением движение от ведущих звеньев ведомым передается благодаря возникающим между ними силами трения; в передачах зацеплением - под действием сил нормального давления (нажатия) ведущих звеньев на ведомые.

Особенностью передач трением является возможность проскальзывания звеньев, что приводит к непостоянству передаточного числа. В то же время в таких передачах ограничены передаваемые усилия, благодаря чему машины предохраняются от поломок при перегрузках.

Передачи зацеплением обеспечивают постоянство передаточного числа, но не обладают предохранительными свойствами.

Зубчатые передачи.

Зубчатая передача является механизмом, который с помощью зубчатого зацепления передает или преобразует движение с изменением угловых скоростей и моментов.

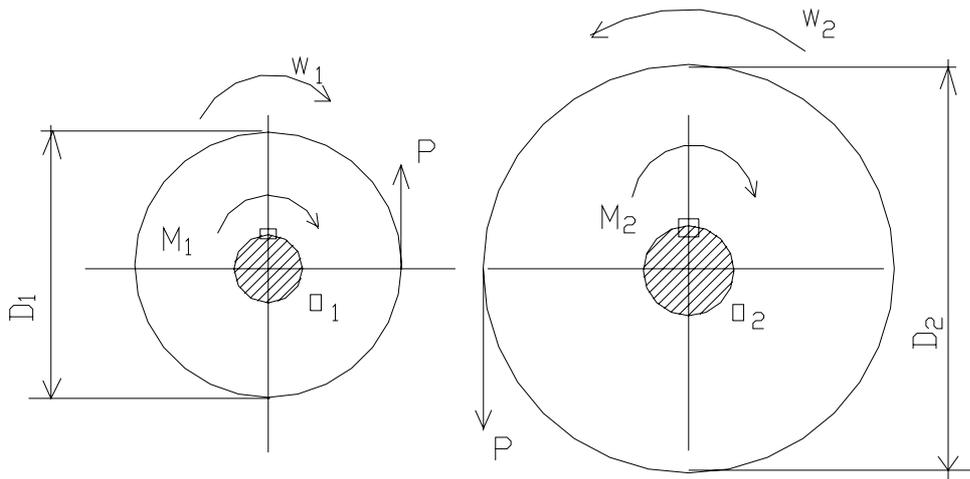


Рис. 1. Расчетная схема (колеса условно раздвинуты)

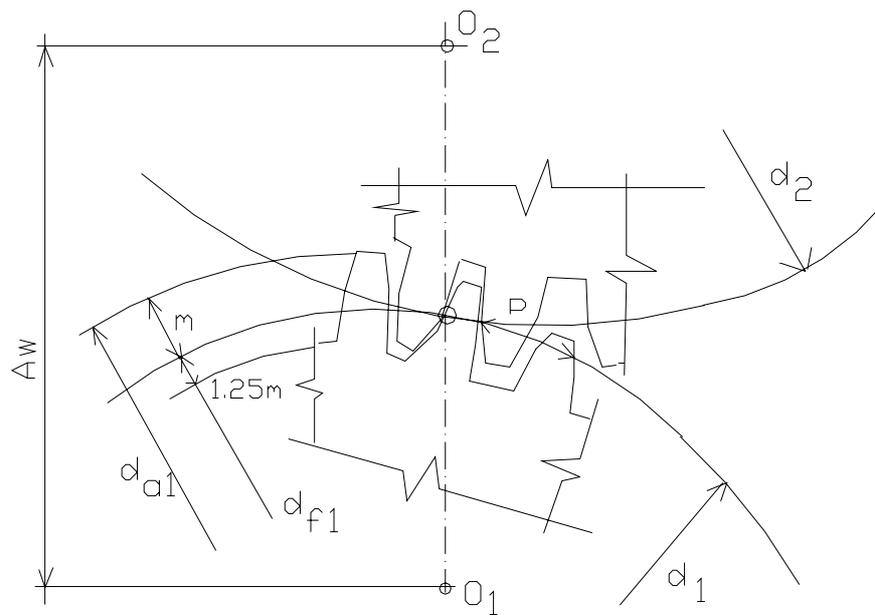


Рис. 2. Основные параметры зубчатого зацепления

Зубчатые передачи применяют для передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатые передачи между параллельными валами осуществляются цилиндрическими колесами с прямыми, шевронными зубьями (см. образцы зубчатых передач на стенде).

Передачи между валами с пересекающимися осями осуществляется обычно коническими колесами с прямыми и косыми зубьями.

Зубчатые передачи составляют наиболее распространенную и важную группу механических передач. Их применяют в широком диапазоне условий работы: от асов и приборов до самых тяжелых машин, для передачи окружных сил от долей грамма до тысячи тонн; для моментов до тысячи тонно-метров и мощностей от ничтожно малых до десятков тысяч киловатт, с диаметром колес от долей миллиметра до десяти и более метров.

Зубчатые передачи в сравнении с другими механическими передачами обладают существенными достоинствами, а именно: малыми габаритами, высоким КПД, большой долговечностью и надежностью в работе, постоянством передаточного числа, возможностью применения в широком диапазоне моментов, скоростей и передаточных чисел.

К недостаткам зубчатых передач может быть отнесен шум при работе со значительными скоростями, высокие требования к точности изготовления и монтажа.

Основные элементы и характеристики зубчатого зацепления.

Боковые профили зубьев выполняют по эвольвенте.

Делительная окружность - это воображаемая окружность, по которой происходит перекачивание зубчатых колес без скольжения (d_1 и d_2 на рис. 2).

Окружность выступов d_{a1} ограничивает высоту зубьев, окружность впадин d_{f1} проходит по впадинам зубчатого колеса.

Шаг зацепления η - это расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности.

Из определения шага следует, что длина делительной окружности зубчатого колеса $\pi d = \eta z$, где z - число зубьев.

Следовательно, $d = \eta z / \pi$. Число η / π обозначают буквой m , измеряют в мм и называют модулем зацепления. Тогда $d = mz$,

$d_a = m(z+2)$; $d_f = m(z-2.5)$; межосевое расстояние $a_o = \frac{d_1 + d_2}{2}$;

шаг зацепления $p = m \pi$.

Таким образом, модуль - важнейший параметр зубчатого зацепления, через который удобно выражать основные геометрические параметры зацепления. Для пары зацепляющихся колес модуль одинаковый. Значения m регламентированы ГОСТом.

Передаточное число зубчатой передачи

$$U = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / d_1 = mz_2 / mz_1 = z_2 / z_1,$$

здесь индекс 1 соответствует шестерне, 2 - зубчатому колесу.

Червячные передачи.

Червячная передача - это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары.

Червячные передачи применяются для передачи вращательного движения между валами, у которых угол скрещивания осей обычно составляет 90° .

Как правило, ведущим является червяк, т.е. короткий винт с трапецеидальной или близкой к ней резьбой.

Преимущества червячных передач: плавность и бесшумность работы, компактность, возможность большого редуцирования, т. е. получения больших передаточных чисел (в силовых передачах - до 40...60, в не силовых - до 1000), возможность получения самотормозящей передачи (допускает передачу только от червяка к колесу). Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства (например, в механизмах подъема груза).

Недостатки: сравнительно низкий КПД вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса; значительное выделение тепла в зоне зацепления; необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных антифрикционных материалов; повышенный износ и склонность к заеданию.

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

Передаточное число червячной передачи

$$U = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1,$$

где z_2 - число зубьев колеса, z_1 - число заходов червяка ($z_1=1\dots4$).

Цепные передачи.

Цепная передача относится к передачам зацепления с гибкой связью. Состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью.

Цепные передачи применяют для передачи движения между параллельными валами, расположенными на значительном расстоянии, когда зубчатые передачи непригодны, а ременные не надежны. Наибольшее применение получили цепные передачи мощностью до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

Преимущества цепных передач:

1. По сравнению с зубчатыми передачами цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м.).

2. По сравнению с ременными передачами более компактны; могут передавать большие мощности; силы, действующие на валы, значительно меньше, т.е. предварительное натяжение цепи - мало; могут передавать движение одной цепью несколькими звездочками.

Недостатки цепных передач:

1. Значительный шум вследствие удара звена цепи при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев звездочек и большом шаге. Этот недостаток ограничивает возможность применения цепных передач при больших скоростях.

2. Сравнительно быстрый износ шарниров цепи вследствие затруднительного подвода масла (смазки).

3. Удлинение цепи из-за износа шарниров, что требует натяжных устройств.

Основными типами приводных цепей являются втулочные, роликовые и зубчатые, которые стандартизированы и изготавливаются специализированными заводами.

Роликовые цепи состоят из двух рядов наружных и внутренних пластин. В наружные пластины запрессованы валики, пропущенные через втулки, на которые запрессованы внутренние пластины. Валики и втулки образуют шарниры.

На втулки свободно надеты закаленные ролики. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который перекачивается по зубу и уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает давление зуба на втулку и предохраняет ее от износа.

Звездочки по конструкции отличаются от зубчатых колес лишь профилем зубьев, размеры и форма которых зависят от типа цепи.

Передаточное число цепной передачи

$$U = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1,$$

где ω_1, ω_2 - угловые скорости ведущей и ведомой звездочек; z_2, z_1 - числа зубьев ведущей и ведомой звездочек.

Ременные передачи

Ременные передачи относятся к передачам трением с гибкой связью. Состоят из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнем. Нагрузка передается силами трения, возникающими между ремнем и шкивом вследствие натяжения ремня.

В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиновые ремни.

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт. Скорость ремня 5-30 м/с.

В сочетании с другими передачами ременную передачу применяют на быстроходных ступенях привода.

Преимущества ременной передачи: простота конструкции и малая стоимость; возможность передачи мощности на большие расстояния (до 15 м.); плавность и бесшумность работы; смягчение вибрации и толчков вследствие упругой вытяжки ремня.

Недостатки: большие габаритные размеры; малая долговечность ремня в быстроходных передачах; большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня; непостоянное передаточное число из-за неизбежного упругого проскальзывания ремня; неприменимость во взрывоопасных местах вследствие электризации ремня.

Передаточное число:

$$U = \omega_1 / \omega_2 = D_2 / D_1 (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0.01 \dots 0.02$ - коэффициент упругого проскальзывания.

Описание лабораторной установки

Лабораторная установка представляет собой лабораторный стол, оборудованный моделями механических передач (зубчатых, червячных, цепных и клиноременных).

Последовательность выполнения работы

- 1) Изучить теоретическую часть данных методических указаний.
- 2) Рассмотреть конструктивные особенности, преимущества и недостатки представленных на стенде различных видов механических передач (зубчатых, червячных, цепных, клиноременных).
- 3) Изобразить представленные на стенде передачи с помощью условных обозначений (см. ГОСТ).
- 4) определить передаточные числа представленных на стенде передач.
- 5) Решить задачу. Лента транспортера имеет максимальное тяговое усилие P и перемещается со скоростью V . Определить требуемую мощность электродвигателя, мощности и моменты на валах передач, если КПД ременной передачи $\eta_p=0.92$; зубчатой $\eta_z=0.97$; цепной - $\eta_c=0.95$; одной пары подшипников качения $\eta_n=0.99$.
Вариант выбрать из таблицы 1.1

Таблица 1.1.

№	Параметр\Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8
1	Тяговое усилие P , кН	2.1	2.5	2.8	3.7	4.5	5.0	6.5	7.8
2	Скорость ленты V , м/с	1.8	1.7	1.6	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1
3	Контрольные вопросы	1, 16	3, 15	2, 14	5, 13	6, 12	4, 11	8, 10	7, 9

- 6) Ответить письменно на 2 контрольных вопроса (согласно своему варианту).
- 7) Оформить отчет. Отчет должен содержать условные изображения моделей передач, их передаточные числа, решение задачи, ответы на контрольные вопросы.

Контрольные вопросы

1. Почему вращательное движение наиболее распространено в технике?
2. Какие функции выполняют передачи в машинах?
3. Почему в передачах трением передаточное число непостоянно?
4. Каковы будут угловые скорости ведомого вала передачи, если угловая скорость ведущего вала ω_1 , а передаточные числа $U=4$ и $U=0.25$?

5. Каким образом изменяется передаваемая мощность при понижающей передаче?
6. Каким образом изменяется передаваемая мощность при $U < 1$?
7. Изменяется ли передаваемая мощность при $U = 1$?
8. Какое усилие в зубчатом зацеплении больше - ведущего или ведомого колеса?
9. Какой вывод для практики следует сделать из рассмотрения формулы для общего КПД?
10. Дайте определение передаточного числа.
11. Почему редукторы более распространены в технике, чем мультипликаторы?
12. Что такое модуль зубчатой передачи?
13. Какие передачи предохраняют машины от перегрузок?
14. В чем Вы видите преимущества прямозубых, косозубых колес и колес с шевронными зубьями?
15. Какая передача обладает свойством самоторможения и почему?
16. В каких случаях следует применять цепную, а в каких ременную передачу?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2

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. 1, а).

Основное распространение имеют двухступенчатые редукторы (их потребность оценивается в 65%). Для них наиболее характерны передаточные числа 8...40 (рис 1, б).

При больших передаточных числах (до 300) применяют трехступенчатые редукторы (рис 1, д), однако имеется тенденция замены их более компактными планетарными редукторами.

Из двухступенчатых редукторов наибольшее распространение имеют трехосные редукторы по развернутой схеме (рис 1, б). 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. 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 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. 1, е).

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).

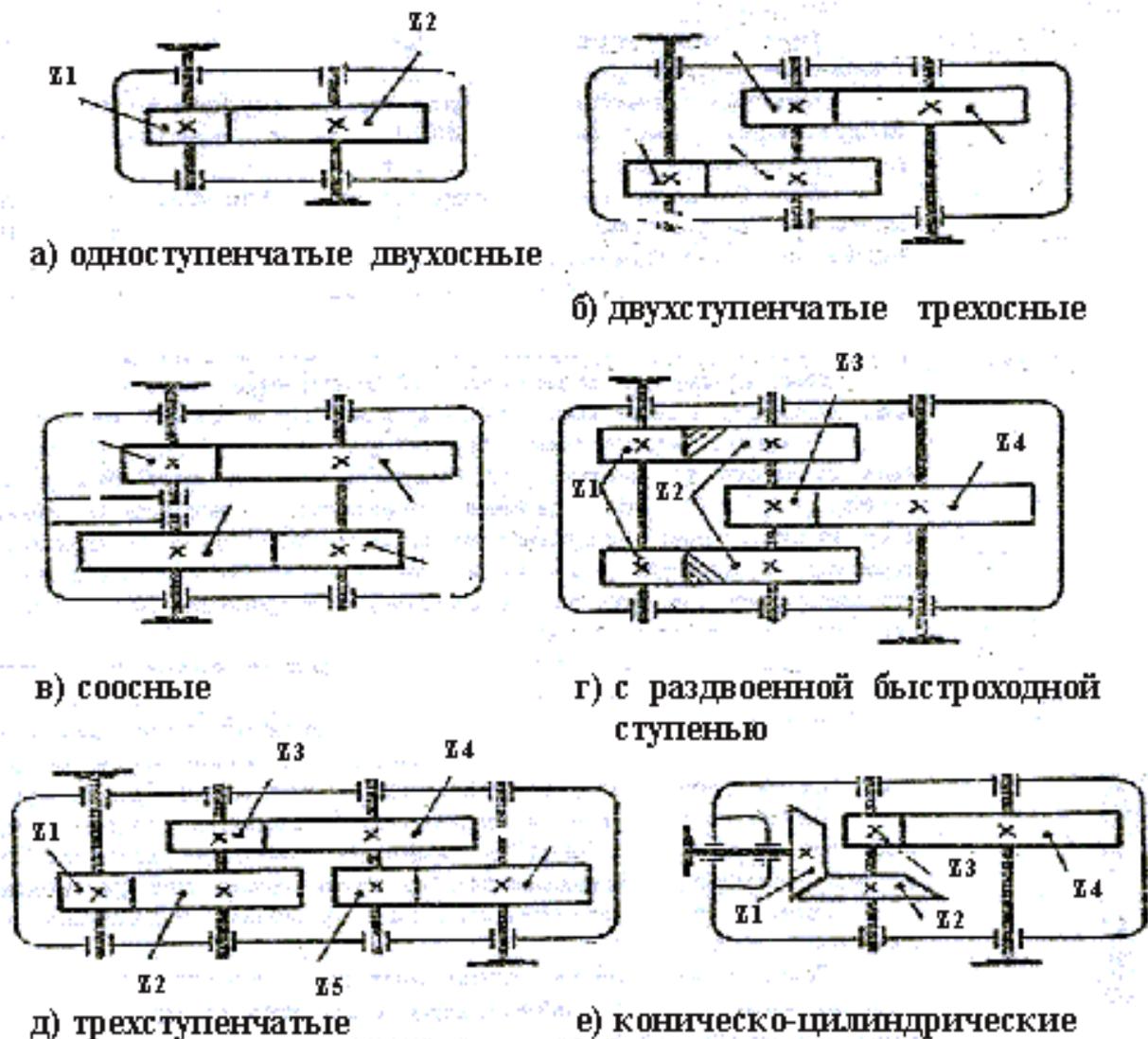


рис. 1. Наиболее распространенные схемы редукторов.

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

$$\eta = N_2/N_1, \quad (1)$$

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

С другой стороны,

$$\eta_{общ} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n \quad (2)$$

где $\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$ - КПД каждой кинематической пары (зубчатых колес, подшипников);

б) передаточное число

$$U = \omega_1 / \omega_2, \quad (3)$$

где ω_1, ω_2 - угловая скорость соответственно ведущего и ведомого валов. Поскольку $\omega = 2\pi n/60$, где n - число оборотов в минуту, то $U = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$, где n_1, n_2 - соответственно числа оборотов ведущего и ведомого валов в минуту.

$$U = U_1 U_2 U_3 \dots U_n, \quad (4)$$

где $U_1; U_2; U_3; \dots U_n$ - передаточные числа каждой ступени. Для первой ступени $U_1 = z_2/z_1$, для второй $U_2 = z_4/z_3$ и т. д.

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

$$M_2 = U \eta M_1 \quad (5)$$

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

4.1. Изучить теоретическую часть работы.

4.2. Изучить устройство зубчатых редукторов по имеющимся плакатам и натурным образцам.

4.3. Определить передаточное число редуктора U .

4.4. Рассчитать теоретический КПД редуктора по формуле (2), приняв для каждой пары зубчатых колес зубчатой $\eta_z=0.95$; подшипников $\eta_n=0.98$.

4.5. Определить КПД опытным путем, используя формулу (5).

Для получения более достоверных результатов необходимо динамометр нагрузить силой 0,4...0,6 кН (40...60 кгс).

ВНИМАНИЕ! При нагружении редуктора вращающим моментом будьте осторожными. Не допускайте соскакивания канатиков со шкивов, падения гирь, попадания пальцев рук, ног в зубчатое зацепление и т. п.!

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

4.6. Заготовьте и заполните таблицу:

№ оп.	$U=z_2/z_1 \cdot z_4/z_3$	$\eta_{\text{теор}}$	$M_1=P_1D_1/2$ Нм	$M_2=P_2D_2/2$ Нм	$\eta = M_2/M_1U$
1					
2					
3					
4					
5					
			$M_{1\text{-ср}}=...$	$M_{2\text{-ср}}=...$	$\eta_{\text{оп-ср}}=...$

4.7. 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 №3

РАСЧЁТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЁМА ГРУЗА

Цель работы - научиться самостоятельно рассчитывать и выбирать основные параметры механизма подъема груза.

Общие сведения

Механизмами, предназначенными для подъема, перемещения грузов, для строительного-монтажных, ремонтных, погрузочно-разгрузочных работ являются строительные лебедки. Они подразделяются: по виду привода –на ручные (с ручным приводом), приводные (с механическим приводом), по назначению - на подъемные, для подъема груза, тяговые - для перемещения груза по горизонтальной или наклонной поверхности, по числу барабанов - на одно, двухбарабанные и безбарабанные - с канатоведущим шкивом и рычажные.

Главным параметром лебедок является тяговое усилие каната(кН).

Ручные лебедки (ТЛ) приводятся в действие мускульной силой рабочего и могут быть однобарабанными или рычажными (безбарабанными). Лебедки в рабочем положении крепятся на горизонтальной площадке и могут работать на открытом воздухе при температуре окружающей среды от –40 до +40 градусов по Цельсию.

Все лебедки типа ТЛ имеют единую конструктивную схему, двухскоростные, оборудованы автоматически действующими грузоупорными дисковыми тормозами и различаются между собой тяговым усилием, канатоемкостью барабана, числом валов, габаритами.

Приводные лебедки приводятся в действие от электродвигателей подключаемых к сети переменного тока напряжением 220/380 вольт.

По числу барабанов лебедки бывают одно или двухбарабанными, по виду кинематической связи между двигателем и барабаном - реверсивными, маневровыми, зубчато-фрикционными.

Реверсивные однобарабанные лебедки имеют жесткую неразмыкаемую кинематическую связь между электродвигателем и барабаном, подъем и опускание груза осуществляется реверсируемым электродвигателем.

Маневровые двухбарабанные лебедки имеют размыкаемую жесткую кинематическую связь между электродвигателем главным и вспомогательными барабанами, что дает возможность подключить к

двигателю с помощью кулачковых муфт попеременно один из барабанов.

Зубчато-фрикционные лебедки между двигателем и барабаном имеют конусную или ленточную фрикционную муфту обеспечивающую плавное размыкание в процессе работы кинематическую связь. Подъем груза производится двигателем при включенной муфте, опускание груза - за счет собственной силы тяжести при выключенной муфте.

Однобарабанные реверсивные лебедки, имеют П образную компоновку, рассчитаны на легкий режим работы. Они могут использоваться как самостоятельно действующее подъемно-транспортные механизмы, так и входить в комплект строительных подъемников и других подъемных устройств.

Дано: схема механизма (рис. 1.), схема подвески груза (рис. 2) и исходные данные в (табл. 1).

таблица 1.

Вариант	Вес поднимаемого груза Q кН	Скорость подъема груза V_r М/мин	Высота подъема груза H_m	Режим работы механизма	Схема подвески груза (рис. 2)
1	50	20	20	Средний	А
2	65	15	10	Средний	Б
3	25	15	15	Легкий	В
4	50	15	20	Легкий	А
5	75	10	30	Тяжелый	В
6	40	20	15	Средний	Б
7	100	15	30	Тяжелый	В
8	75	20	25	Легкий	В
9	50	15	30	Средний	А
10	75	15	25	Тяжелый	В

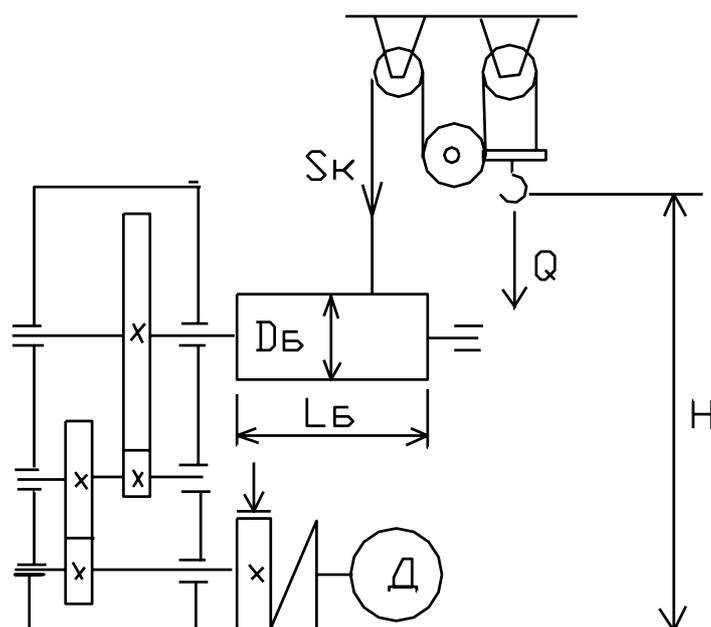


Рис. 1. Схема механизма подъема груза

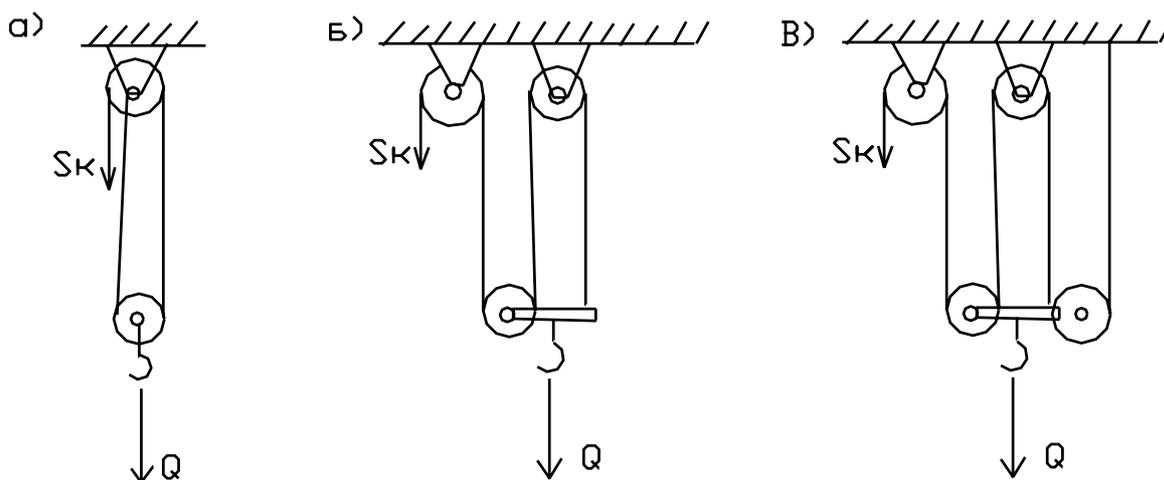


Рис. 3.2. Схема подвески груза

Требуется подобрать канат по ГОСТ, определить диаметр, длину и канатоемкость грузового барабана, определить необходимую мощность двигателя и выбрать его тип, определить передаточное число и подобрать редуктор.

Последовательность расчета

1. Вычертить схему механизма подъема с заданной подвеской груза.
2. Подбираем стальной канат по разрывному усилию

$$S_p = k \cdot S_n$$

где S_n - натяжение в канате;

$$S_n = \frac{Q}{i \cdot \eta_{пол}}$$

i - кратность полиспаста /равно числу ветвей каната, на которых подвешен груз/;

$\eta_{пол} = \eta_1^z$ – общий КПД полиспаста

$\eta_1 = 0,90$ –КПД одного блока;

Z - количество блоков;

K – коэффициент запаса прочности каната/для легкого режима работы – 5; среднего-5,5;тяжелого-6/.

В механизмах подъема крановых и строительных лебедок применяют, как правило, стальные канаты двойной/ крестовой / свивки.

Требуемый диаметр d выбираем по таблице 3.2.

Расчетный предел прочности проволоки каната при растяжении R=1569 Н/мм.

3. Определяем диаметр барабана и блоков

$$D_6 \geq (e-1)d \quad (2)$$

где e-коэффициент, зависящий от режима работы /при легком режиме-16, среднем-18,тяжелом-20/.

Полученное расчетом D_б округляют и по конструктивным соображениям принимают из ряда 200,220,240,260,280,320,400,450.

Таблица 2.

Стальной канат типа ТК-6х19=114 проволок с органическим сердечником ГОСТ 3070-88.

Диаметр каната мм	Разрывное усилие каната кН	Диаметр Каната мм	Разрывное усилие каната кН
3,1	3,4	11,0	58,45
3,4	5,77	12,5	76,39
3,7	5,88	14,0	95,60
4,0	8,07	15,5	119,15
4,4	9,34	17,0	144,16
4,8	11,38	18,5	171,61
5,3	13,73	20,0	201,53
5,7	16,38	22,0	233,40
6,2	19,02	23,5	267,23
7,7	29,71	25,0	305,48
9,3	42,95	26,5	344,70

4. Определяем рабочую длину барабана

$$L_6 = \frac{L_k \cdot d}{\pi \cdot m \cdot (D_6 + m \cdot d)}$$

где $L_n=iH+L_{доп}$ – длина каната, навиваемого на барабан /канатоемкость барабана/;

$L_{доп}=2\pi*mD_б$ – длина дополнительных витков каната для разгрузки места крепления каната;

m -число слоев навивки каната/не более 4/.

Конструктивно соотношение между рабочей длиной барабана и его диаметром должно быть в пределах $L_б/D_б=0.5...3.0$

5. Определяем требуемую мощность двигателя

$$N = \frac{Q * V_r}{\eta} * 10^{-3} \text{ кВт}$$

где Q - вес поднимаемого груза/Н/;

V_r - скорость подъема грузы /м/с/

$\eta=0,75$ –общий КПД привода /механизма подъема груза/

По таблице 3 подбираем подходящий электродвигатель по мощности $N_{дв}$, частоте вращения вала $n_{дв}$

Перегрузка двигателя допускается не более 5%.

Таблица 3.

Тип электродвигателя	Номинальная мощность на валу, кВт $N_{дв}$	Частота вращения ротора электродвигателя, об/мин $N_{дв}$	Масса двигателя, кг
A32-2	1,7	2850	24
A42-2	4,5	2870	42
A51-2	7,0	2890	70
A52-2	10,0	2890	91
A61-2	14,0	2920	130
A62-2	20,0	2920	145
A71-2	28,0	2930	210
A72-2	40,0	2930	235
A42-4	2,8	1420	42
A51-4	4,5	1440	70
A52-4	7,0	1440	91
A61-4	10,0	1450	125
A62-4	14,0	1450	140
A71-4	20,0	1450	205
A72-4	28,0	1450	230
A81-4	40,0	1450	360

A51-6	2,8	950	70
A52-6	4,5	950	91
A61-6	7,0	970	125
A62-6	10,0	970	140
A71-6	14,0	970	205
A72-6	20,0	970	230
A81-6	28,0	975	360
A82-6	40,0	975	400
A91-6	55,0	980	590
A92-6	75,0	980	665

6. Определяем передаточное число механизма подъема груза

$$U = n_{дв} / n,$$

Где $n_{\sigma} = \frac{V_n}{\pi * D_{cp}}$ - частота вращения барабана, об/мин

$V_k = iV_{г}$ - скорость навивки каната на барабан, м/мин

$V_{г}$ - заданная скорость подъема груза, м/мин;

$D_{cp} = D_{б} + md$ - средний диаметр навивки каната.

7. По таблице 4, согласно определенного передаточного числа и требуемой мощности двигателя выбираем двухступенчатый цилиндрический редуктор.

Таблица 4.

Типоразмер редуктора	Передаточное число редуктора Uф
ЦД-2	9,0 10,0 11,2 12,5 14,0 16,0 18,0
	20,0 22,4 25,0 28,0 31,5 35,5 36,8
	40,0 45,0
Ц2	8,32 9,8 12,4 16,3 19,8 24,9 32,4
	41,34

8. Производим перерасчет действительной скорости подъема груза $V_{гф}$.

Поскольку фактическая частота вращения выходного вала редуктора /частота вращения барабана/ равна;

$$n_{\phi} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\phi}}$$

то фактическая скорость каната, навиваемого на барабан, будет $V_{\text{нф}} = \pi D_{\text{ср}} \cdot n_{\phi}$ следовательно, действительная скорость подъема груза будет равна:

$$V_{\text{зф}} = \frac{V_{\text{нф}}}{i}$$

где u_{ϕ} - передаточное число принятого редуктора (табл.4.4).

Отклонение фактической скорости подъема груза $V_{\text{зф}}$ от заданной $V_{\text{г}}$ составит не должно превышать $\pm 5\%$.

Если получится больше, то необходимо указать причину, объяснить ее и сделать перерасчет.

Контрольные вопросы:

1. Назовите области применения механизмов подъема груза.
2. Какие типы канатов применяют в строительных лебедках?
3. Как подбирают диаметр каната?
4. На выбор каких параметров механизма влияет режим работы?
5. По каким признакам подразделяются строительные лебедки?
6. Назовите конструктивные элементы строительных лебедок.
7. Как осуществляется подъем, опускание, перемещение грузов приводимых лебедками?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ВИНТОВОГО КОНВЕЙЕРА

Цель работы - изучение устройства 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 производительность винтового конвейера составляет $20 \div 100 \text{ м}^3/\text{ч}$. Они применяются в качестве самостоятельных установок, а также в виде агрегатов строительных машин, в бетоно-растворителях 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 (мелкокусковые 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 расчетов

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. 1)

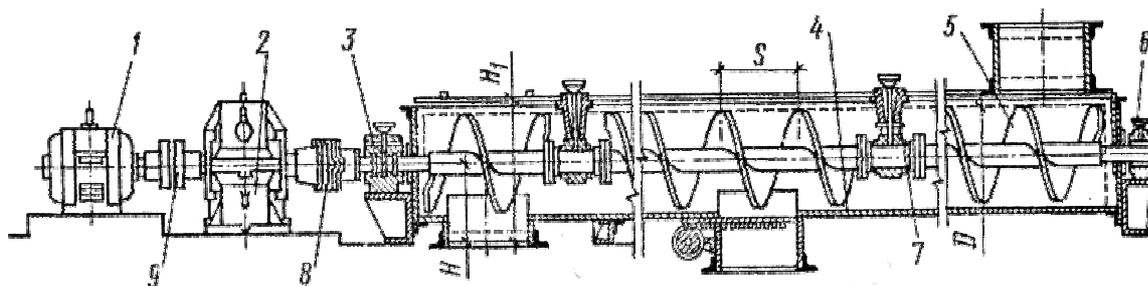


Рис. 1 Винтовой конвейер:

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

3. Выбрать тип винта.

Тип винта выбирают в зависимости от транспортируемого материала.

Сплошной винт (см. рис. 2 (а)) принимают для материалов - цемента, мела, гипса, золы, сухого песка, гранулированного шлака, извести в порошке. Коэффициент наполнения желоба в этом случае составляет $K_H=0.25\div 0.45$ и частота вращения винта $90\div 120$ об/мин.

Ленточный и лопастной винты (см. рис. 2 (б) и (г)) применяют для транспортирования кустовых материалов - крупного гравия, песчаника, известняка, шлака негранулированного, продуктов дробления гипса и мела, при коэффициенте наполнения желоба $K_H=0.25\div 0.4$ и частоте вращения винта $60\div 100$ об/мин.

Фасонный и лопастной винты (см. рис. 2 (в) и (г)) применяют для транспортирования тестообразных, слеживающихся и мокрых материалов - мокрой глины, бетона, цементного раствора, при коэффициенте наполнения желоба $K_H=0.15\div 0.3$ и частоте вращения винта $30-60$ об/мин.

Для винтовых конвейеров используют винты с углом подъема винтовой линии $K_H=14\div 18^\circ$. Вал винта через каждые $2.5\div 3$ 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 $3\div 8$ мм.

4. Определить диаметр винта и скорость движения материала по данным варианта (см. табл. 4.1)

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

$$P_B = 3600 \cdot F \cdot V_H \cdot r \cdot c \quad (1)$$

где: F - площадь сечения потока материала в желобе, m^2 ;

V_H - скорость движения материала в желобе, м/сек;

r - плотность материала, t/m^3

c - коэффициент снижения производительности конвейера

(см. табл. 2)

Площадь потока материала:

$$F = \frac{\pi \cdot D_B^2}{4} \cdot K_H \quad (2)$$

где D_B - диаметр винта, м;

K_H - коэффициент наполнения желоба материалом;

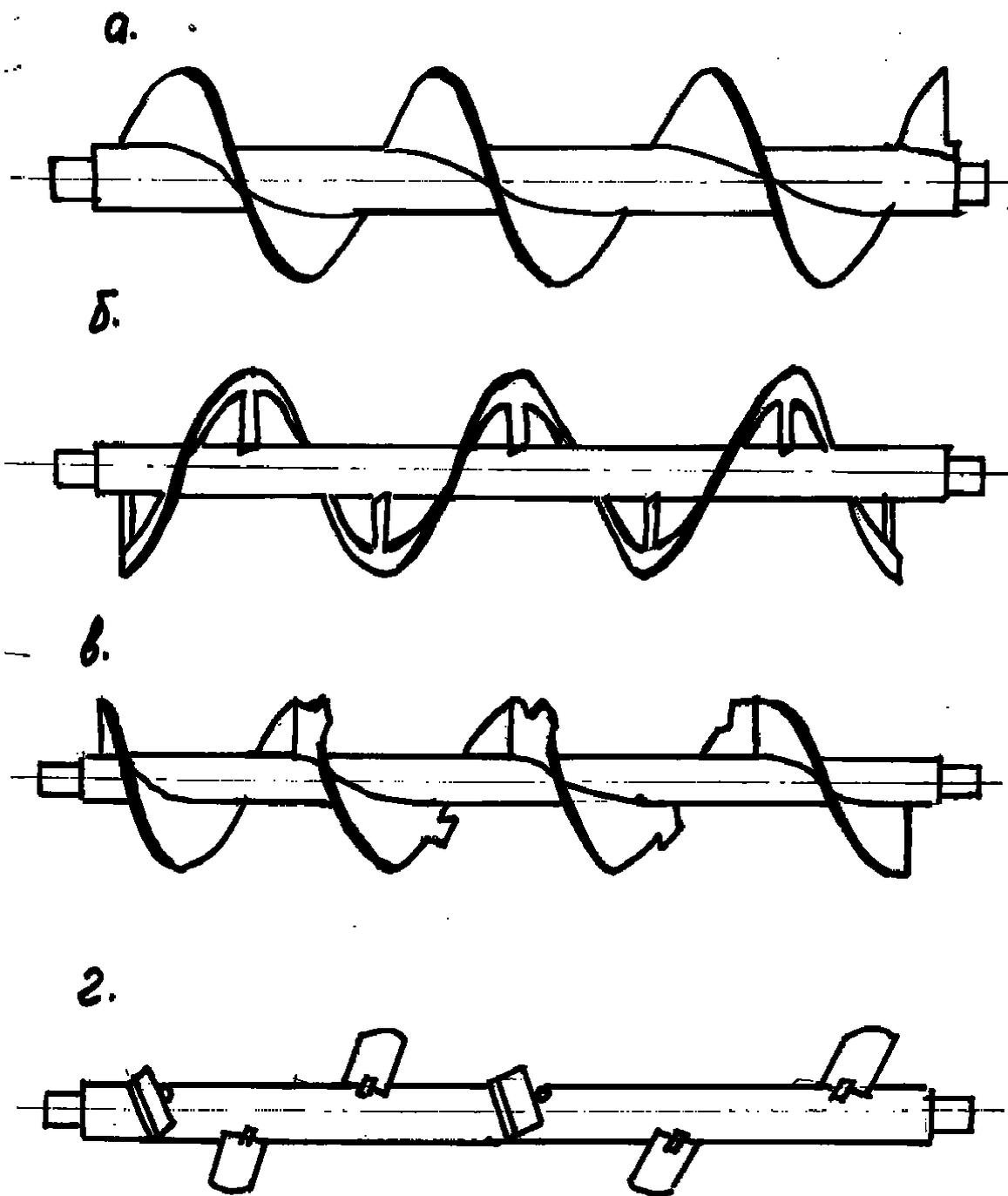


Рис. 2. Типы винта винтового конвейера

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

$$V = \frac{S \cdot n}{60} \quad (3)$$

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

$$E = \frac{S_B}{D_B} = (0.8 \div 1) \quad (4)$$

при $E=1$ $S_B=D_B$, тогда

$$V_H = \frac{D_B \cdot n}{60}, \text{ м/с} \quad (5)$$

Подставляя (3) и (5) в выражение (1), получаем обратную формулу для расчета диаметра винта при $E=1$

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{D_B}{47 \cdot n \cdot \rho \cdot c \cdot K_H}}, \text{ м} \quad (6)$$

где n - число оборотов винта выбираем по данным приведенным в характеристике винтов (см. тип винта);

ρ - плотность материала, т/м^3

K_H - коэффициент пополнения материала желоба (см. выбор типа винта)

c - коэффициент, учитывающий снижение производительности в зависимости от угла наклона конвейера (табл. 2)

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

Для рядового материала

$$D_B = (4 \div 6) a_{\max} \quad (7)$$

Для сортированного материала

$$D_B = (8 \div 10) a_{\max} \quad (8)$$

где: a_{\max} - максимальный размер куска, мм (см. табл. 1)

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

$$N = 0.003 \cdot P_B \cdot L_r \cdot w_s + 0.003 \cdot P_B \cdot H + 0.02 \cdot K_1 \cdot q \cdot L_r \cdot V_H \cdot w_B \quad (9)$$

где: P_B - производительность винта, т/ч;

L_r - длина транспортирования по горизонтали, м;

$$L_r = L_{ш} \cdot \cos \beta \quad (10)$$

H - высота подъема материала, м;

$$H = L_1 \cdot \sin \beta \quad (11)$$

значения L и β принимаются по табл. 1

V_H - скорость движения материала, м/с;

q - погонная масса вращающихся частей, кг/м, определяют по зависимости

$$q = 80 \cdot D_B \quad (12)$$

w_s - коэффициент, учитывающий сопротивления от перемещения материала винтом в желобе (табл. 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

$$N_q = \frac{N}{\eta} \quad (13)$$

где: η - к.п.д. механизма, $\eta = 0.9$; N - мощность на валу винта, кВт.

Таблица 1

Параметры винтового конвейера	Варианты																
	1							1 2 3 4 5 6 7									
Производительность П _в , т/ч	22	0	2	0	8	8	5	2	4	8	0	5	9	0	0	2	3
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	0		0	5	0		5		5	0	0		0		5	0	0
Длина конвейера	15	5	0	8	0	2	2	8	0	8	5	2	5	0	8	5	0

Таблица 2

β	0	5	10	15	20
C	1.0	0.9	0.8	0.7	0.65

Таблица 3

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

Таблица 4

№	Транспортный материал	ω
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)	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 №5

РАСЧЁТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Цель работы - изучение устройства конвейеров, научиться выполнять расчет их основных параметров.

Общие сведения

Ленточные конвейеры предназначены для перемещения непрерывным потоком в горизонтальном или наклонном под углом до 20 градусов направлениях сыпучих (песка, земли, цемента), мелкоштучных (кирпича, блоков, плитки), мелкокусковых (щебня, гравия) и др. материалов, а также растворов, бетонных смесей.

Тяговым и грузонесущим органом ленточных конвейеров служит прорезиненная гладкая бесконечная лента, огибающая два концевых барабана- приводной и натяжной. Строительные конвейеры выполняют передвижными длиной 5...14 м и звеньевыми сборно-разборными длиной 40...80 м. Ширина ленты передвижных конвейеров 400...500 мм, звеньевых – 600 мм. Основой ленты служит хлопчатобумажная или капроновая ткань, образующая прокладки ленты, которые связаны между собой и покрыты вулканизированной резиной. Концы ленты при ее монтаже склеивают с последующей вулканизацией места стыка. Лента приводится в движение силой трения, возникающей между ней и поверхностью приводного барабана. Давление ленты на барабан обеспечивается ее натяжением при перемещении натяжного барабана винтовым натяжным устройством. Рабочая (груженная) ветвь ленты конвейера поддерживается с помощью опор (двухроликовых у передвижных, трехроликовых у стационарных конвейеров), крайние ролики которых установлены под углом 20-30 градусов и придают ленте желобчатую форму. Она обеспечивает возможность транспортирования сыпучих грузов, исключая их потери, способствует повышению производительности конвейера.

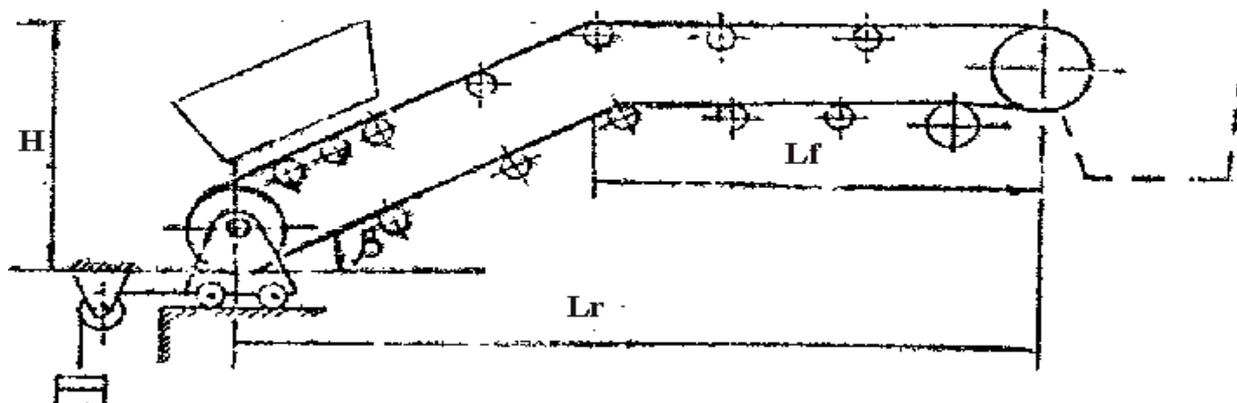


Рис. 1 Схема ленточного конвейера.

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

Дано: схема ленточного конвейера /см. рис. 1/ и исходные данные /см. табл. 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.

Таблица 1.

Показатели	Варианты								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Производительность конвейера P_k т/ч	150	160	170	175	180	185	190	200	210
Длина горизонтального участка конвейера L м	20	30	25	40	50	35	40	20	50
Угол наклона β град.	10	15	12	14	16	10	8	12	15
Высота подъема H м	10	15	10	12	8	5	10	8	10
Перемещаемый материал	Щебень гравий								
Насыпная плотность γ т/м ³	1,8 1,9								
Максимальный размер кусков a мм	40	50	55	45	60	60	65	50	55
Угол обхвата приводного барабана град	220	230	220	210	200	240	215	210	220
Скорость ленты V м/с	1,8	1,6	1,4	1,2	1,7	1,8	1,6	1,5	1,6
Футеровка барабана	Резиновая деревянная								
Атмосфера, в которой работает конвейер	Очень влажная сухая								

Последовательность расчетов:

1. Определяем требуемую ширину ленты

$$B = \sqrt{\frac{P_k}{160V\gamma(c+1)}}, \text{ м}$$

где P_k -производительность конвейера, т/ч;

V -скорость ленты м/с

γ -насыпная плотность материала, т/м³

c - коэффициент, учитывающий снижение производительности при установке конвейера в наклонном положении /см табл 5.2/

таблица 2.

Величина коэффициента С

Угол наклона конвейера град	5...10	11...15	16...18
Коэффициент	0,95	0,7	0,85

При выборе ширины ленты В нужно также учитывать крупность кусков транспортируемого материала.

Для сортированного $B \geq 3,3a + 0,2m$ (2), где а - наибольший размер кусков, м.

Для дальнейших расчетов принимаем большее значение ширины ленты.

Принятую ширину ленты округляем до ближайшего большего значения по стандарту./см. табл 3/

таблица 3.

Размеры 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. Определяем потребную мощность двигателя

При работе конвейера мощность расходуется на перемещение материала и на преодоление холостого хода ленты.

Мощность на валу приводного барабана

$$P_0 = (P_1 + P_2) K_d, \text{ кВт}$$

Где P_1 – мощность расходуемая на перемещение материала

P_2 – мощность расходуемая на холостой ход ленты;

K_d – коэффициент, учитывающий влияние длины конвейера:

$$K_d = 1$$

$$K_d = 1,1$$

$$K_d = 1,25$$

при $L > 40\text{м}$

при $L = 15 \dots 40\text{м}$

при $L < 15\text{м}$

Мощность конвейера для перемещения материала определяем по формуле

$$P_1 = \frac{\Pi_k * H}{367} + \frac{\Pi_k L \omega}{367}, \text{ кВт}$$

Мощность для подъема материала на высоту при его непрерывном потоке H , т/ч;

$$\frac{P_k H}{367}$$

Мощность для перемещения материала по горизонтальному пути,

$$\frac{P_k L_{\Gamma} \omega}{367}$$

длиной L_{Γ} – горизонтальной проекции конвейера, которую определяем по формуле

$$L_{\Gamma} = L_1 + \frac{H}{\operatorname{tg} \beta}, \text{ м}$$

ω -общий коэффициент сопротивления движения груза, равный 0,035/для роликоопор и на подшипниках качения/.

Мощность, расходуемая на холостой ход ленты

$$P_2 = K_1 LV, \text{ кВт}$$

Где K_1 – коэффициент сопротивления, зависящий от ширины ленты /см. табл. 4/.

таблица 5.4.

Ширина ленты, м	0,3	0,4	0,5	0,65	0,8	1,0	1,2
Коэффициент K_1	0,01	0,015	0,02	0,024	0,03	0,035	0,04

V -скорость ленты, м/с

Потребная мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_0}{\eta}, \text{ кВт}$$

где $\eta=0,75$ –КПД привода барабана

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

Тяговое усилие на приводном барабане

$$F_r = \frac{P_{\text{дв}}}{V}$$

Исходя из формулы Эйлера, максимальное натяжение ленты

$$S_{\text{max}} = F_r \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}, \text{кН}$$

где: e – основание натурального логарифма;

α - угол обхвата ленты приводного барабана;

μ – коэффициент трения между барабаном и лентой.

Значение μ и $e^{\mu\alpha}$ выбираем по таблице 5.

таблица 5.

Вид барабана и атмосферные условия	Для углов обхвата α /в числителе-в градусах, в знаменателе в радианах/					
	200/3,4 9	210/3,6 6	215/3,7 5	220/3,8 3	230/4,0 1	240/4,1 9
Барабан с резиновой обшивкой, очен ь влажная атмосфера $\mu=0,15$	1,68	1,73	1,75	1,77	1,82	1,87
Барабан с деревянной обшивкой сухая атмосфера $\mu=0,35$	3,39	3,6	3,71	3,82	4,07	4,33

Количество прокладок в ленте вычисляем по формуле:

$$i = \frac{S_{\text{max}}}{B\rho}$$

где B – ширина ленты, м;

ρ -допускаемая нагрузка на один метр ширины одной прокладки;

Для бельтинга Б-820 допускаемая нагрузка $\rho=5,0$ кН/м.

Подсчитанное количество прокладок должно находиться в пределах, приведенных в табл.5.3.

4. Определяем размеры приводного и натяжного барабанов.

Диаметр приводного барабана

$$D_b = 120 \dots 150 / i, \text{мм};$$

Диаметр натяжного барабана

$$D_{mb} = 100 * i, \text{мм}$$

Длина барабана

$$L_b = B + 100, \text{мм}$$

Где i -количество прокладок в ленте;

B -ширина ленты, мм.

Контрольные вопросы

1. От каких параметров зависит производительность конвейера?
2. За счет чего можно снизить потребную мощность двигателя конвейера?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

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, лежащие в опорах).

При проектном расчете диаметр расчетного сечения вала определяют по формуле :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0.2 \cdot [\tau]_k}}$$

где M_k – крутящий момент в Н*мм; $[\tau]_k$ – допустимое напряжение на кручение $[\tau]_k = 15, \dots, 25 \text{ Н/мм}^2$

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 (воспринимает осевые нагрузки) и радиально-упорные (воспринимает 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 * 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 является тела качения - шарики или ролики.

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 ударным 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.

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

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.

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

Жесткие (глухие) муфты (см. рис.1) соединяют соосные валы в одну жесткую линию. Применяются в тихоходных приводах. Втулочная муфта представляет собой втулку, посаженую 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. 2) несколько сложнее, но допускает некоторое радиальное и угловое смещение осей валов. Основное назначение этих муфт - компенсировать вредное влияние неправильного относительного положения соединяемых валов. Подразделяется на жесткие подвижные и упругие (демпфируемые).

Кулачково-дисковая муфта состоит из двух полумуфт с диаметрными пазами на торцах 1.2 и промежуточного плавающего диска 3 с взаимно перпендикулярными выступами. Через специальное отверстие 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 градуса) смещения валов. Наружная поверхность полумуфт может использоваться в качестве тормозного барабана. Обладают хорошей эластичностью, высокой демпфирующей способностью, просты в изготовлении и надежны в работе.

Сцепные (управляемые) муфты служат для быстрого соединения и разъединения валов при работающем двигателе. Применяются при строгой соосности валов. По принципу работы делятся на кулачковые и фрикционные. Все сцепные 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 торцовых 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. Выключение 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.

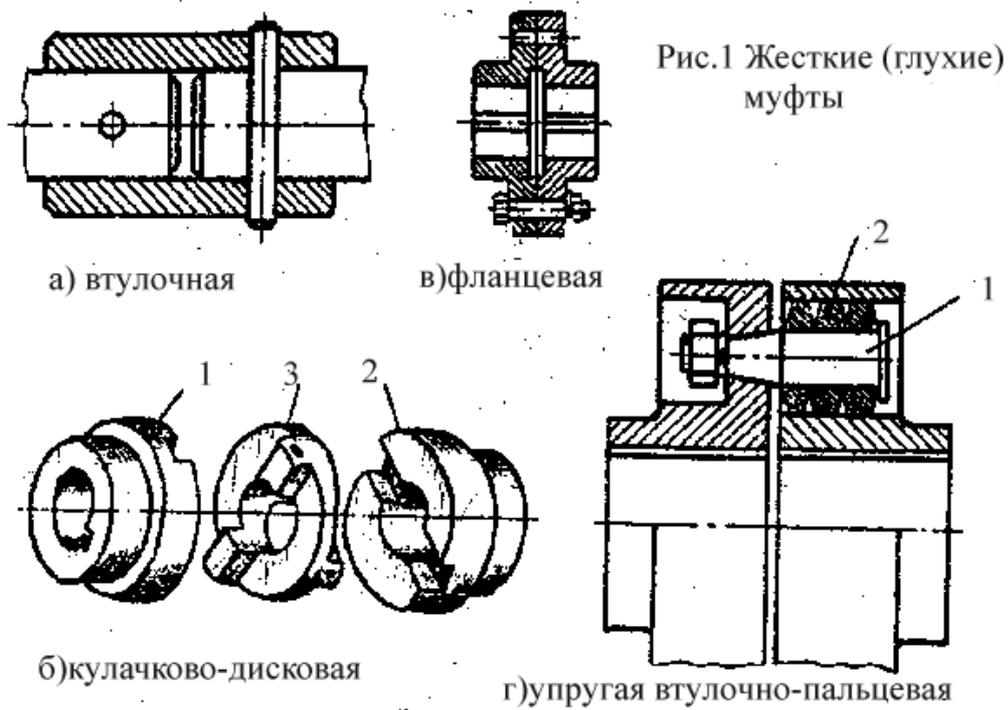


Рис.2 Компенсирующие муфты

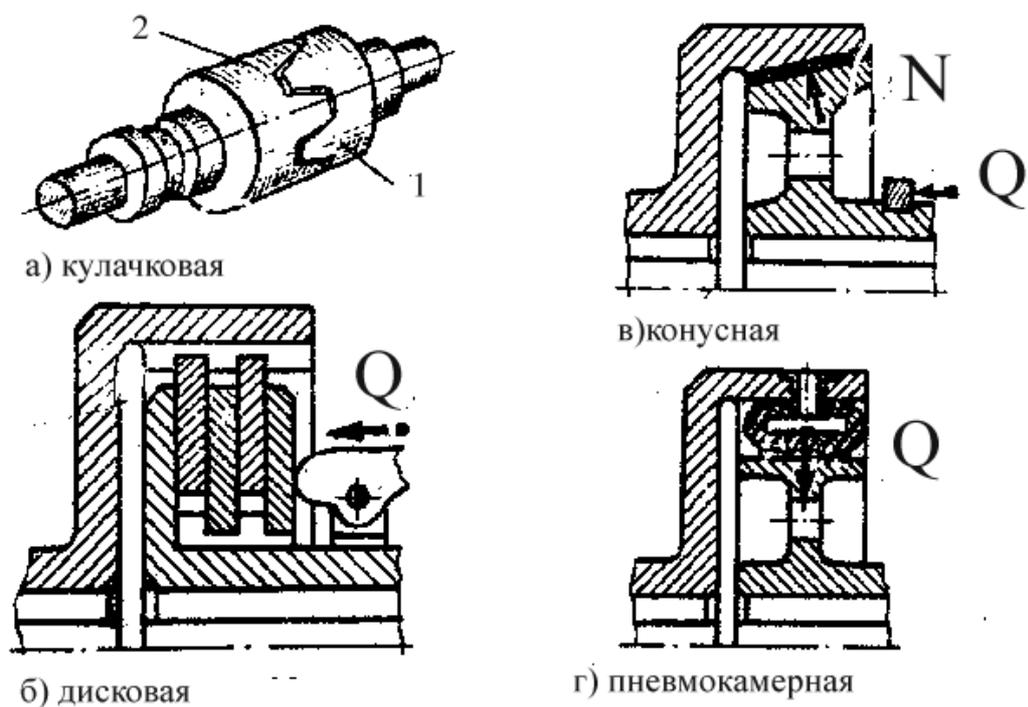


Рис.3 Сцепные муфты

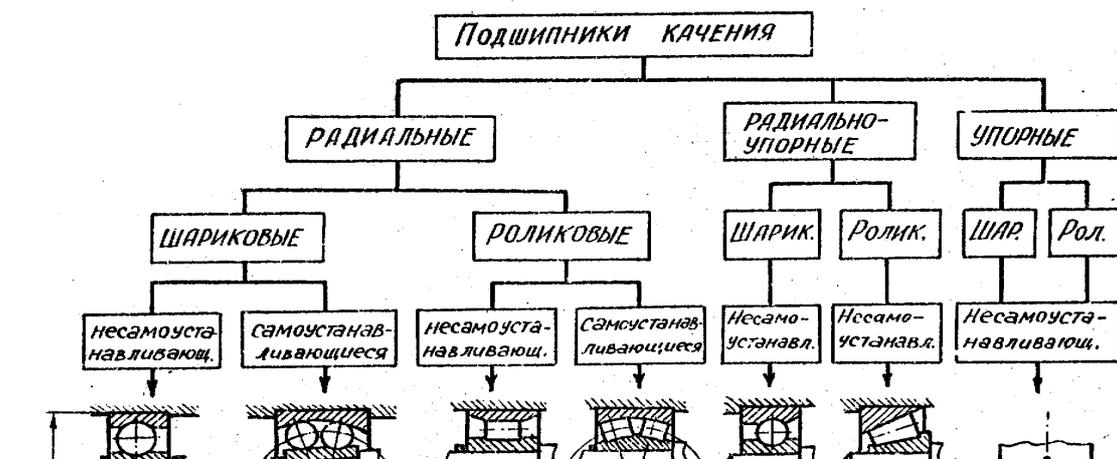


Рис.4 Классификация подшипников качения

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 плакате изображена кинематическая схема одноковшового экскаватора. Требуется:
 - а) расшифровать условные обозначения всех передач, валов, осей, подшипников, муфт с уточнением типа. Запись позиций 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 № 7

ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ГИДРООБЪЁМНЫХ 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; предназ -начен для подъема грузов до 500 тс на высоту до 0,2 м.

Конструктивная схема гидродомкрата с ручным приводом показана на рис. 1.

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

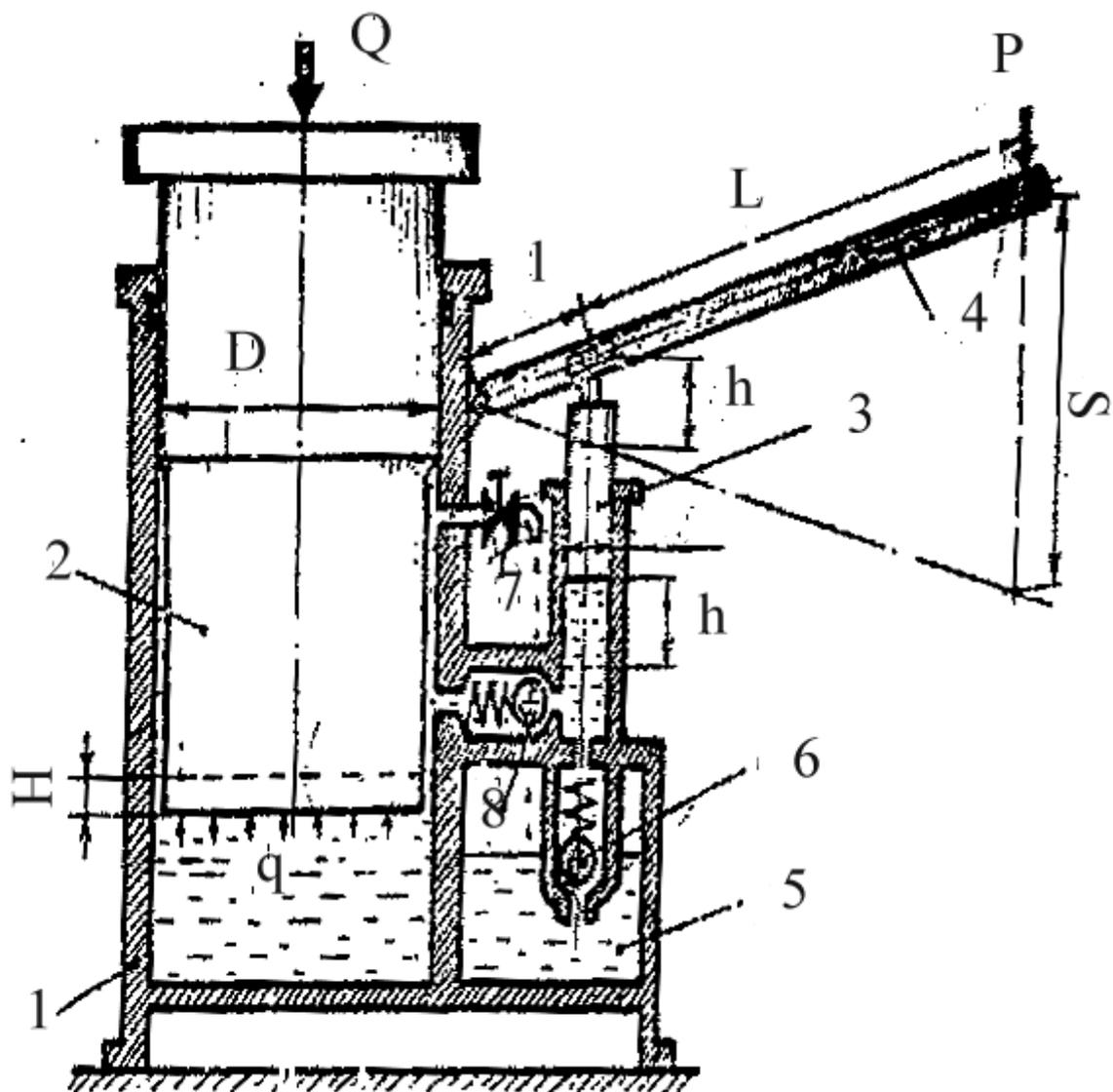


Рис. 1. Гидравлический домкрат

Домкрат состоит из корпуса 1, рабочего органа – поршня 2, плунжера 3, приводной рукоятки 4, резервуара для рабочей жидкости (масла) 5, всасывающего 6 и нагнетательного клапанов 7, вентиля 8. При подъеме плунжера 3 всасывающий клапан 6 открывается, а нагнетательный 7 закрывается (происходит такт всасывания). При движении плунжера 3 вниз клапан 6 закрывает всасывающее отверстие, а клапан 7 открывается, масло перекачивается под поршень 2, осуществляя подъем последнего вместе с грузом (такт нагнетания). Для спуска груза подпоршневую полость вентилем 8 сообщают с резервуаром, и поршень спускается под действием груза. Скорость спуска регулируют степенью открытия вентиля.

$$\eta = \frac{A_{\text{полезн}}}{A_{\text{затрачен}}} = \frac{Q \cdot H}{P \cdot S}$$

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):

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

Отсюда

$$H = \frac{d^2 \cdot h}{D^2} \quad (3)$$

Подставляя значение H в формулу (1), получим

$$\eta = \frac{Q \cdot d^2 \cdot h}{P \cdot S \cdot D^2} = \frac{Q \cdot d^2 \cdot l}{P \cdot D^2 \cdot L} \quad (4)$$

С другой стороны,

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_r \cdot \eta_m, \quad (5)$$

где η_0 - объёмный КПД (учитывает потери на утечку масла из системы, потери перетекания масла из области нагнетания в область всасывания и др.);

η_r - гидравлический КПД (учитывает потери напора);

η_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.2). 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 направляют жидкость к гидродвигателям механизмов машины (например, к гидроцилиндру 5). От гидродвигателей жидкость отводится 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.7.2) 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.

$$P = 2 \cdot \pi \cdot z \cdot m^2 \cdot b \cdot n., \text{см}^3 / \text{мин} \quad (6)$$

Принцип действия шестеренных насосов (рис. 2, а) основан на том, что зубья шестерен 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.

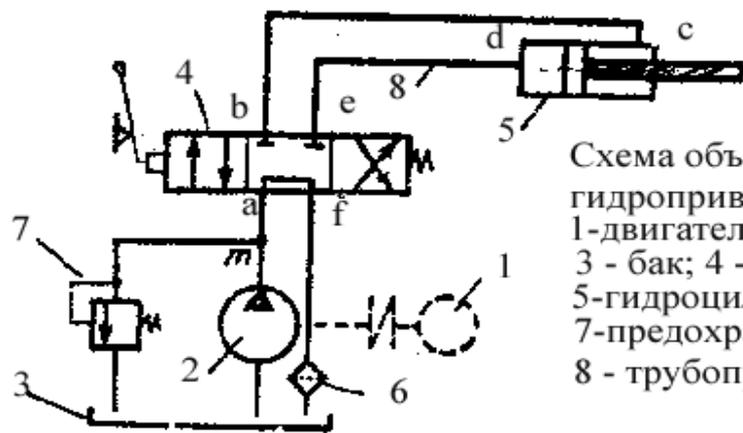
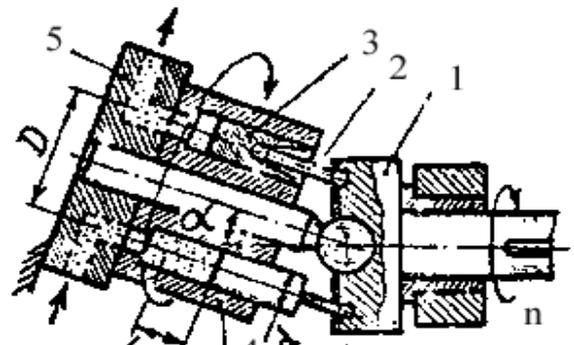
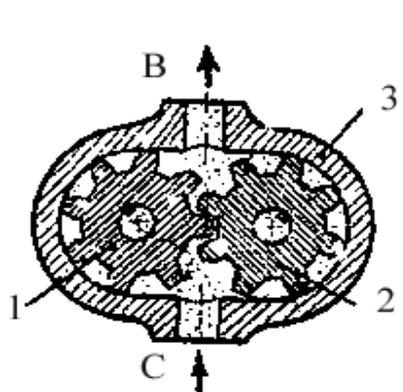


Схема объёмного гидропривода
 1-двигатель; 2-насос
 3 - бак; 4 - распределитель;
 5-гидроцилиндр; 6-фильтр;
 7-предохранительный клапан;
 8 - трубопроводы

Насосы
 а) шестерённый

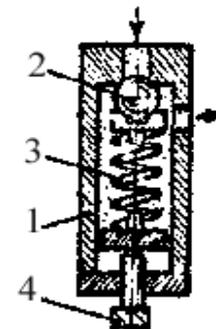
б) аксиально-поршневой



1-ведущий вал; 2-шатуны; 3-поршни;
 4-блок цилиндров; 5-распределитель



Гидроцилиндр
 1-гильза; 2- поршень
 3-шток ;4-уплотнения



Предохранительный клапан

Рис. 2. Подача шестеренных насосов:

$$P = 2 \cdot \pi \cdot z \cdot m^2 \cdot b \cdot n, \text{ см}^3/\text{мин}$$

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

При $n=const$ подача насоса постоянная. Принцип действия регулируемого аксиально-поршневого насоса следующий (рис. 2). 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 возвратнопоступательное 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

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot i \cdot D \cdot n \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (7)$$

где d - диаметр цилиндров;

i - число цилиндров;

D - диаметр окружности по центрам цилиндров;

n - частота вращения вала насоса, об/мин;

α - угол между осью цилиндров и осью ведущего вала.

Из формулы следует, что увеличением угла α (это приводит к увеличению хода поршней) можно соответственно увеличить подачу насоса и, следовательно, скорость движения исполнительного органа механизма. В нерегулируемых насосах угол α изменяется при помощи специальной системы управления. В регулируемых аксиально-поршневых насосах угол α 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 гидроцилиндров являются (см. рис. 2) 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.7.1).
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 ²	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 , кг с/см .
Тогда

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

Остальные параметры, входящие в формулу (4), определяют замераи.

5. Произвести опыты при разных q , . Заполнить таблицу, вычислить среднеарифметическое значениз 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. 7.2, а.
4. Чем достигается регулировка предохранительного клапана?
5. К чему приводит на практике увеличение давления в гидросистемах машин?
6. Сравните между собой устройство домкрата и объемного гидропривода (см. рис. 1 и 2); в чем состоит их сходство и различие?

ЛИТЕРАТУРА:

1. Иванов М.Н. Детали машин : Учебник для студентов втузов/ Под ред. В.А.Финогенова.-6-е изд., перераб.- М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.: ил.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин . Учебное пособие. – 6-е изд., испр. – 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.Н. Детали машин . Учебник для вузов. – М.: Машиностроение, 1975. – 410 с.
6. Домбровский Н.Г., Гальперин М.И. Строительные машины.- М.: Высшая школа. 1985. – 396 с.

Учебное издание

Составители: Владимир Александрович Ранский

Владимир Петрович Чернюк

Вячеслав Иванович Есавкин

Петр Петрович Ивасюк

Юрий Петрович Ивасюк

Методические указания к лабораторным работам по курсам :
“Основы строительного производства” для студентов специальности Т19.06., “Механизация и автоматизация в строительстве” для студентов специальности Т19.01., “Дорожно-строительные машины” для студентов специальности Т19.03. “Производство строительных изделий и конструкций” для студентов специальности Т.19.02., “Мелиоративные и строительные машины” для студентов специальности С.04.02.

Ответственный за выпуск Ивасюк П.П.

Редактор : Строкач Т.В.

Технический редактор: Никитчик А.Д.

Подписано к печати _____ формат 60x80/16. Бумага писч. Гарнитура
Т.Н.Р Усл. Печ. л. _____. Тираж экз. Заказ № Отпечатано на
ризографе Брестского государственного технического университета _____.
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.