

ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
Методические указания

Практикум содержит 12 лабораторных работ по основным разделам курса, в которых излагаются теоретический материал, описание лабораторных установок, порядок выполнения работ, а также требования к оформлению отчетов по лабораторным работам и контрольные вопросы.

ВВЕДЕНИЕ

Научно-технический прогресс во всех отраслях промышленности предъявляет серьезные требования к уровню подготовки инженерных кадров, важное место в которой занимает курс «Детали машин и ПТУ», завершающий цикл общеинженерных дисциплин и позволяет приступить к изучению специальных предметов.

Основными задачами лабораторных работ являются экспериментальное подтверждение теоретических выводов, полученных при изучении лекционного материала; развитие навыков самостоятельного выполнения необходимых действий с приборами и установками; приобретение умения практической оценки результатов опытов; изучение физической сущности работы различных деталей и узлов машин; ознакомление с методиками выполнения работ различного характера; обобщение полученных результатов. Лабораторные работы, в процессе выполнения которых студенты приобретают навыки научных исследований, можно рассматривать как наиболее действенное техническое средство обучения.

В практикуме приведено двенадцать лабораторных работ, охватывающих важнейшие разделы курса «Детали машин». В них содержатся методика и порядок их выполнения, описание и чертежи установок, кратко рассматривается теоретический материал, приведены контрольные вопросы для самоподготовки.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Лабораторные работы выполняются бригадами по 2–3 человека. Все расчеты, замеры и обработка результатов осуществляются студентами самостоятельно с обязательным оформлением индивидуального отчета.

Преподаватель заранее сообщает графики выполнения работ на весь период. Студенты должны самостоятельно готовиться к выполнению очередной лабораторной работы (согласно графику), используя настоящий практикум и рекомендуемую литературу.

К выполнению лабораторной работы допускаются студенты, успешно прошедшие собеседование с преподавателем. После выполнения работы каждый оформляет отчет и представляет его на подпись преподавателю.

Отработка лабораторных работ, пропущенных по уважительной причине, производится в специально установленное кафедрой время.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

До начала выполнения лабораторных работ студенты должны ознакомиться с правилами техники безопасности и получить необходимый инструктаж, о чем расписаться в соответствующем журнале.

Категорически запрещается включать установки в электрическую сеть и начинать выполнение работы без разрешения преподавателя. Перед включением установки необходимо проверить ее заземление; при работе не прикасаться к электрооборудованию и клеммам.

В результате несчастного случая выключить электрооборудование, немедленно оказать первую помощь пострадавшему, известить преподавателя и отправить пострадавшего в медпункт.

После окончания работ установки отключить от электрической сети, убрать рабочее место.

Лабораторная работа № 1

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы: изучение устройства двухступенчатого цилиндрического редуктора; составление кинематической схемы редуктора; анализ конструктивного исполнения отдельных его узлов; ознакомление с основными требованиями, предъявляемыми к его сборке и регулировке; определение параметров зацепления и размеров зубчатых колес, выполнение проверочных расчетов отдельных элементов.

Инструменты: штангенциркуль с пределом измерения до 250 мм; ключ 17х19, набор пластинчатых щупов.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по цилиндрическим зубчатым передачам [1, с. 96–156; 2, с. 112–113, 151–195, 205–218; 3, с. 53–68].

1. Общие сведения

Редуктором называется механическая передача, установленная в закрытом корпусе и служащая для повышения вращающего момента на ведомом валу за счет снижения угловой скорости. Зубчатые редукторы имеют широкое применение, особенно в подъемно-транспортном, химическом машиностроении, машинах лесной промышленности и т. д. При малых передаточных числах (обычно до $U = 6,3$) применяют одноступенчатые редукторы. Наиболее широко используют двухступенчатые (до 65% всех редукторов), изготавливаемые с передаточными числами $U = 8–40$. При больших передаточных числах применяют трехступенчатые или планетарные редукторы.

Номинальные передаточные числа зубчатых редукторов стандартизованы ГОСТ 25301-95 (табл. 1.1).

Таблица 1.1

U	Ряд 1	1,00	1,25	1,60	2,00	2,50	3,15	4,00
	Ряд 2	1,12	1,40	1,80	2,24	2,8	3,55	4,50
U	Ряд 1	5,00	6,30	8,00	10,00	12,50	16,00	20,00
	Ряд 2	5,60	7,10	9,00	11,20	14,00	18,00	22,40

Зубчатые редукторы изготавливаются с прямозубыми, косозубыми и шевронными колесами. Прямозубые цилиндрические редукторы предназначены для работы с более низкими окружными скоростями, чем редукторы с косыми и шевронными зубьями. От окружной

скорости колес зависит степень точности передачи. Наиболее распространены 6-я, 7-я, 8-я и 9-я степени, которые регламентированы стандартами.

Корпусы редукторов обычно выполняются литыми из серого чугуна или сплавов алюминия, а тяжелонагруженных редукторов, работающих при ударной нагрузке, – из высокопрочного чугуна или стального литья.

Смазку зацепления редукторов при окружных скоростях до 15 м/с применяют преимущественно картерную. Вместимость ванны в этом случае – 0,35–0,7 л на 1 кВт мощности. Быстроходные зубчатые колеса погружаются в масло на глубину 3–4 модуля, тихоходные колеса допустимо погружать до 1/3 радиуса. При высоких окружных скоростях применяют циркуляционную систему смазки.

Смазка подшипников качения редукторов в большинстве случаев осуществляется разбрызгиванием масла зубчатыми колесами. Подшипники тихоходных редукторов, работающих при окружных скоростях до 2 м/с, смазываются пластичными смазками, а при больших частотах вращения и нагрузках применяют жидкую смазку.

2. Описание лабораторной установки

Объектом лабораторных исследований является двухступенчатый зубчатый редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами (рис. 1.1).

Редуктор состоит из основания корпуса 7, крышки корпуса 39, ведущего (быстроходного) вала-шестерни 1, промежуточного вала-шестерни 2, выходного (тихоходного) вала 31, зубчатых колес 8 и 24, роликовых конических радиально-упорных 5, 13, 17, 28 и шариковых радиальных подшипников 21, 27; упорных шайб подшипников 4, 9, 16, которые применяются для регулирования радиального зазора в радиально упорных подшипниках и осевого положения ведущего вала-шестерни 1, и упорных шайб 20, 29 для регулирования осевого положения вала 31, с помощью регулировочных резьбовых пробок 11, 14, 26, которые прижимают упорные шайбы к наружному кольцу подшипников; сквозных крышек подшипников 3 и 19, глухих крышек подшипников 10, 15, 25 и 30; распорной втулки 12 для предотвращения осевого перемещения колеса 8; установочных штифтов 6 и 22 для строгого центрирования крышки корпуса 39 относительно основания корпуса 7, винтов 36 (10 шт.) с шайбами для крепления крышки корпуса к его основанию, отдушины 33, таблички технических характе-

ристик редуктора 35, которая крепится винтами 23, резьбовой пробки проверки уровня масла 34 и резьбовой пробки 32 для слива масла; фиксирующей планки с усиком 37 для стопорения резьбовых регулирования пробок 11, 14, 26. Винта 38 прижимает фиксирующую планку 4 к крышке подшипника.

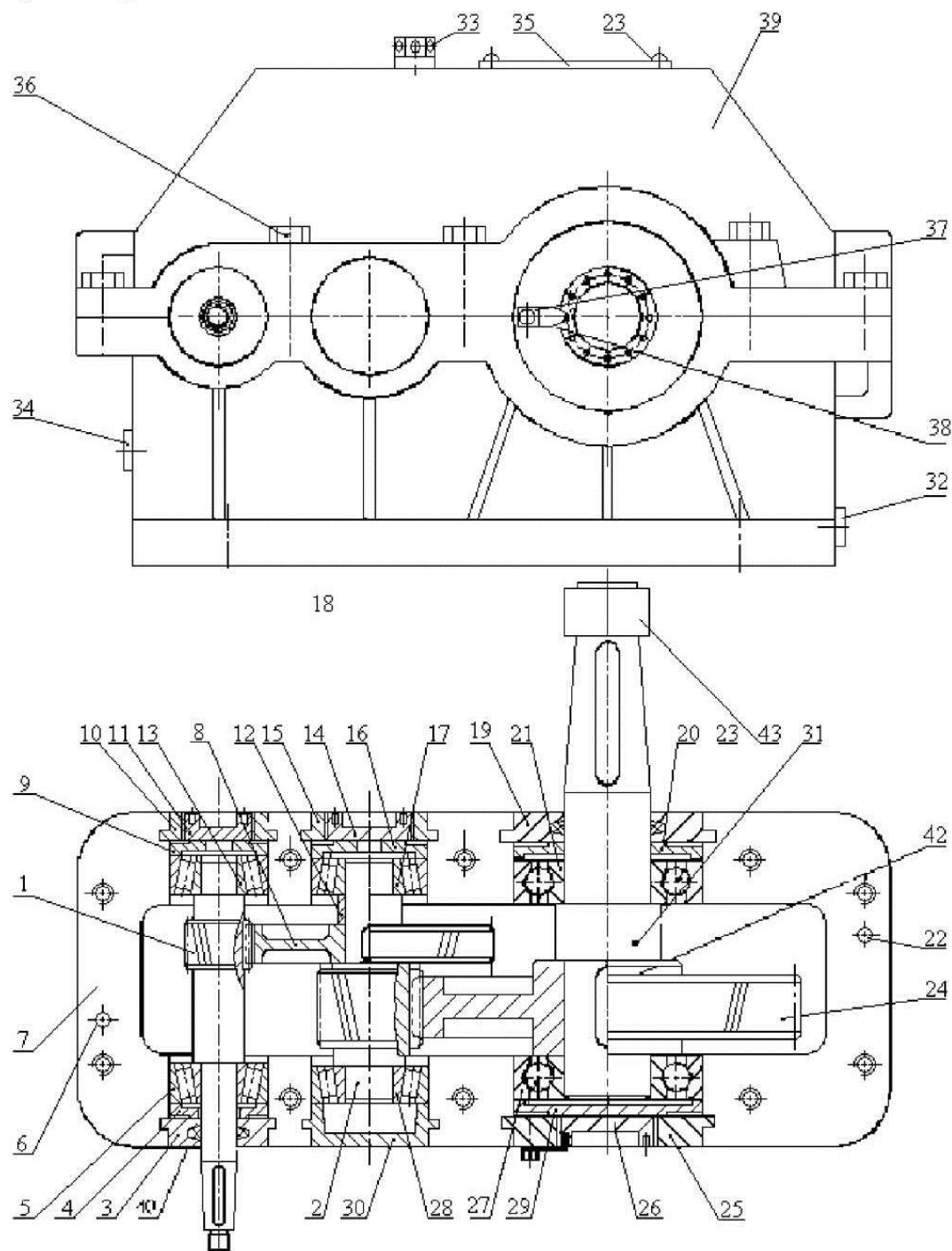


Рис. 1.1. Двухступенчатый зубчатый цилиндрический редуктор

Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в крышках 3 и 19 установлены уплотнительные войлочные

ные кольца 40 и 41.

На всех валах редуктора для передачи крутящего момента установлены четыре призматические шпонки 42. Крепление деталей, устанавливаемых на входной 1 и выходной 31 концы валов, осуществляется с помощью гаек 43.

3. Порядок выполнения работы

3.1. Разборка, определение межосевых расстояний, составление кинематической схемы редуктора

Отвернуть винты 36 (см. рис. 1.1), снять крышку редуктора 39. Сделать визуальный осмотр зубчатого зацепления. Установить тип зубчатых передач, направление подъема линии зуба (на рис. 1.2, в показано левое). Определить число ступеней редуктора. Вынуть глухие крышки подшипников 10, 15, 25, 30. Замерить межосевые расстояния a_{w1} и a_{w2} , между осями центровых отверстий, диаметр выходного конца тихоходного вала d . Данные замеров занести в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Параметры и обозначения	1-я ступ.	2-я ступ.
1. Вид зубчатой передачи		
2. Направление подъема линии зуба		
3. Межосевое расстояние a_w , мм		
4. Количество зубьев, шт		
шестерни Z_1, Z_3		
колеса Z_2, Z_4		
5. Ширина венца зубчатого колеса b_2 и b_4 , мм		
6. Длина зуба колеса l_2 и l_4 , мм		
7. Диаметр вершин зубьев d_a , мм		
шестерни d_{a1}, d_{a3}		
колеса d_{a2}, d_{a4}		
8. Диаметр выходного конца тихоходного вала редуктора d , мм		

Вынуть валы 1 и 2 в сборе с зубчатыми колесами и изучить их конструкции. Снять с валов 1, 31 сквозные крышки с уплотнениями 3, 19 и определить тип уплотнений.

Составить кинематическую схему редуктора в строгом соответствии с требованиями стандартов (приложение 1) с нумерацией зубчатых колес начиная от входного вала.

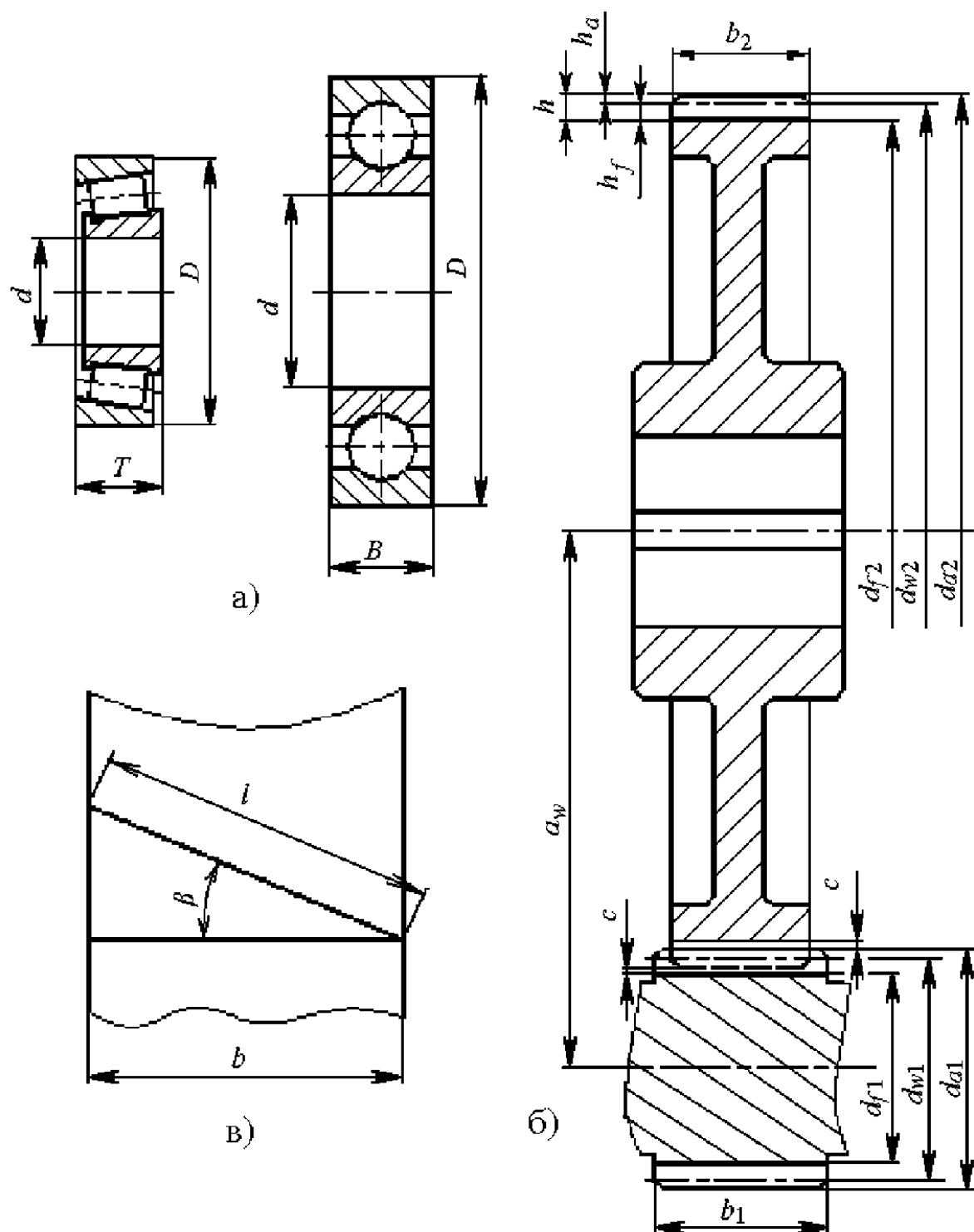


Рис. 1.2. Параметры подшипников и зубчатого зацепления

3.2. Определение параметров зацепления

Параметры зацепления представлены на рис. 1.2, б. Подсчитать число зубьев колес Z_1 , Z_2 , Z_3 , Z_4 .

Замерить ширину венцов зубчатых колес b_2 и b_4 , и длину зуба l_2 , l_4 , а также диаметры окружностей вершин зубьев колес d_{a1} , d_{a2} , d_{a3} , d_{a4} .

Результаты замеров занести в табл. 1.2. На основании выполненных замеров определить основные параметры зубчатого зацепления. Результаты расчета записать в табл. 1.4.

Передаточные числа первой U_I и второй U_{II} ступеней определим по формулам

$$U_I = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{и} \quad U_{II} = \frac{Z_4}{Z_3}. \quad (1.1)$$

Общее передаточное число редуктора будет равно $U_{\text{общ}} = U_I \cdot U_{II}$.

Углы наклона линии зубьев первой β_I и второй β_{II} ступени определим по формулам

$$\beta_I = \arccos \left(\frac{b_2}{l_2} \right) \quad \text{и} \quad \beta_{II} = \arccos \left(\frac{b_4}{l_4} \right). \quad (1.2)$$

Окружные модули зубчатых колес: первой m_{tI} и второй m_{tII} ступеней определим по формулам

$$m_{tI} = \frac{2a_{w1}}{(Z_1 + Z_2)} \quad \text{и} \quad m_{tII} = \frac{2a_{w2}}{(Z_3 + Z_4)}. \quad (1.3)$$

Нормальный модуль первой m_{nI} и второй m_{nII} ступеней рассчитывается по формулам

$$m_{nI} = m_{tI} \cos(\beta_I) \quad \text{и} \quad m_{nII} = m_{tII} \cos(\beta_{II}). \quad (1.4)$$

Полученные значения модуля необходимо округлить до ближайшего стандартного $m_{nI}^{ст}$ и $m_{nII}^{ст}$ (табл. 1.3).

Определить диаметры делительных окружностей колес по формулам

$$d_{1,2} = \frac{m_{nI} Z_{1,2}}{\cos \beta_I} \quad \text{и} \quad d_{3,4} = \frac{m_{nII} Z_{3,4}}{\cos \beta_{II}}. \quad (1.5)$$

Примечание. Для некорригированных зубчатых зацеплений $d_w = d$, где d – рассчитанный по формуле (1.5) диаметр делительной окружности.

По рассчитанным диаметрам делительных окружностей уточнить диаметры вершин зубьев d_a и определить диаметры впадин зубьев d_f колес по формулам

$$d_{a1,2} = d_{w1,2} + 2h_{aI} \quad \text{и} \quad d_{a3,4} = d_{w3,4} + 2h_{aII}; \quad (1.6)$$

$$d_{f1,2} = d_{w1,2} - 2h_{fI} \quad \text{и} \quad d_{f3,4} = d_{w3,4} - 2h_{fII},$$

где $h_{aI,II}$ и $h_{fI,II}$ – соответственно высоты головки и ножки зуба на первой и второй ступенях, которые определяются по формулам

$$h_a = m_n \quad \text{и} \quad h_f = 1,25m_n.$$

Таблица 1.3

Модуль m , мм						
0,3	1,0	(2,75)	4,5	9,0	16,0	30,0
0,4	1,25	3,0	5,0	10,0	18,0	33,0
0,5	1,5	(3,25)	5,5	11,0	20,0	36,0
0,6	1,75	3,5	6,0	12,0	22,0	38,0
0,8	2,25	4,0	7,0	14,0	26,0	45,0
	2,5	(4,25)	8,0	15,0	28,0	50,0

Примечание. Значения без скобок следует предпочитать значениям в скобках

Полная высота зуба h будет равна суммарной высоте ножки и головки зуба

$$h = h_f + h_a = 2,25m_n.$$

Таблица 1.4

Параметры и обозначения	1-я ступ.	2-я ступ.
1. Передаточное число ступени U_1 и U_2		
2. Угол наклона линии зуба β , град.		
3. Расчетные модули m , мм		
окружной m_t ,		
нормальный m_n ,		
4. Стандартный нормальный модуль m_n , мм		
5. Диаметр делительной окружности d , мм		
шестерни d_1, d_3		
колеса d_2, d_4		
6. Диаметр вершин зубьев d_a , мм		
шестерни d_{a1}, d_{a3}		
колеса d_{a2}, d_{a4}		
7. Диаметр впадин колеса d_f , мм		
шестерни d_{f1}, d_{f3}		
колеса d_{f2}, d_{f4}		
8. Коэффициент ширины зуба по межосевому расстоянию ψ_{ba}		
9. Коэффициент ширины зуба по диаметру делительной окружности шестерни ψ_{bd}		
10. Коэффициент ширины зуба по модулю ψ_{bm}		

Межосевые расстояния для первой a_{wI} и второй a_{wII} ступеней

уточним по формулам

$$a_{wI} = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} \quad \text{и} \quad a_{wII} = \frac{d_{w3} + d_{w4}}{2}. \quad (1.7)$$

Рассчитанные значения необходимо сравнить с ранее замеренными и объяснить расхождение, если оно имеется.

Вычислить коэффициенты ширины венцов колес по межосевому расстоянию для первой ψ_{baI} и второй ψ_{baII} ступеней по формуле

$$\psi_{baI,II} = \frac{b_{2,4}}{a_{wI,2}}. \quad (1.8)$$

Вычислить коэффициенты ширины венцов колес по делительному диаметру для первой ψ_{bdI} и второй ψ_{bdII} ступеней по формуле

$$\psi_{bdI,II} = \frac{b_{2,4}}{d_{1,3}}. \quad (1.9)$$

Вычислить коэффициенты ширины венцов колес по модулю для первой ψ_{bmI} и второй ψ_{bmII} ступеней по формуле

$$\psi_{bmI,II} = \frac{b_{2,4}}{m_{n1,2}^{cm}}. \quad (1.10)$$

3.3. Определение основных параметров подшипников

Замерить основные параметры всех подшипников (рис. 1.2, а): внутренний d и наружный D диаметры и ширину подшипника B или T . По измеренным параметрам в каталоге (прил. 2) определить тип подшипника и его грузоподъемность. Результаты занести в табл. 1.5.

Таблица 1.5

Тип подшип- ника	Размеры подшипника, мм			Номер под- шипника по каталогу	Грузоподъемность, кН	
	Диаметр		ширина <i>T (B)</i>		Динами- ческая <i>C</i>	Стати- ческая <i>C₀</i>
	внутренний <i>d</i>	наружный <i>D</i>				

3.4. Сборка редуктора, регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках и осевого положения валов

Сборка редуктора производится в порядке, обратном разборке.

После установки валов в сборе с подшипниковыми узлами в основание корпуса необходимо проверить, чтобы венцы сопряженных зубчатых колес (колесо и шестерня) располагались приблизительно симметрично друг друга (см. рис. 1.2, б). Установка зубчатых колес обеспечивается перемещением валов в осевом направлении вместе с подшипниками с помощью упорных шайб 4, 9, 16, 20, 29 и резьбовых пробок 11, 14, 26, которые фиксируются планками с усиками 37. Для перемещения вала в осевом направлении необходимо освободить винт 38, фиксирующий планки с усиком 37 и, заворачивая и отворачивая специальным ключом резьбовые пробки 11, 14, 26, установить вал в необходимое положение.

Накрыть основание корпуса 7 крышкой 39 и равномерно по всему периметру закрутить все винты динаметрическим ключом с определенным крутящим моментом.

Последней стадией сборки редуктора является регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках 5, 13, 17, 28, который должен составлять 0,08–0,15 мм. Для этого необходимо на один оборот отвернуть резьбовые пробки 11 и 14. Валы 1 и 2 должны свободно вращаться от руки. С небольшим усилием завернуть резьбовые пробки 11 и 14 до тех пор, пока валы 1 и 2 перестанут проворачиваться от руки (отсутствует радиальный зазор в подшипниках). После этого резьбовые пробки отвернуть на 1/6 оборота, что будет соответствовать примерно радиальному 0,08–0,15 мм. Застопорить это положение усиком фиксирующей планки 37 и зажать винт 38. В правильно собранном редукторе валы должны свободно проворачиваться при вращении входного вала от руки и не иметь радиальных и осевых люфтов.

3.5. Определение кинематических и силовых параметров

Максимальную мощность (Вт), подводимую к редуктору при различных частотах вращения быстроходного вала, определим по формуле

$$P_{\delta} = \frac{T_m \omega_{\delta}}{1000 U_o \eta_{ред}}, \quad (1.11)$$

где ω_{δ} – угловая скорость на быстроходном валу, с^{-1} , определяемая как

$$\omega_{\delta} = \frac{\pi n_{\delta}}{30}, \quad (1.12)$$

n_{δ} – частота вращения вала электродвигателя (табл. 1.6); T_m – момент

на тихоходном валу, Н·мм, который определяется из формулы

$$d_m = \sqrt[3]{\frac{T_m}{0,2[\tau]}}. \quad (1.13)$$

Откуда получим

$$T_m = 0,2d_m^3[\tau], \quad (1.14)$$

d_m – диаметр выходного (тихоходного) вала, мм; $[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение для данного вала, МПа (30–45 МПа); $\eta_{ред}$ – КПД редуктора, определяемый как

$$\eta_{ред} = \eta_{з.п.}^n \cdot \eta_{п.п.}^p. \quad (1.15)$$

$\eta_{з.п.} = 0,97$ – КПД одной зубчатой пары; n – число зубчатых пар в редукторе; p – число пар подшипников в редукторе; $\eta_{п.п.} = 0,99$ – КПД одной пары подшипников.

Полученные значения занести в табл. 1.6.

Таблица 1.6

$n_6, \text{мин}^{-1}$	500	750	1000	1500	3000
$\omega_6, \text{с}^{-1}$					
$P, \text{кВт}$					

4. Содержание отчета

В отчете нужно привести: название и цель работы; краткое описание конструкции редуктора и его основных элементов; кинематическую схему редуктора с необходимыми обозначениями; тип и номера подшипников (табл. 1.5); схему зацепления цилиндрической передачи (рис. 1.2, б); табл. 1.2, 1.4; расчетные значения мощности в виде табл. 1.6.

5. Контрольные вопросы

1. Назначение редуктора. 2. Чем отличаются одно- и двухступенчатые редукторы? 3. Преимущества и недостатки косозубой передачи перед прямозубой цилиндрической. 4. Сколько модулей у косозубого цилиндрического колеса и какая между ними существует зависимость? 5. Какой модуль у косозубого колеса является стандартным? 6. Почему прочность косозубого колеса больше, чем колеса с прямыми зубьями? 7. Как влияет угол наклона зуба на плавность работы зубчатой передачи? 8. Как смазываются зацепление и подшипники редуктора? 9. Зачем и как регулируют радиальный зазор в подшипниках?

Лабораторная работа № 2

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы: изучение конструкции конического редуктора; определение параметров зацепления, размеров зубчатых колес и элементов корпуса; регулировка радиального зазора подшипников, установка радиального зазора сопряженных колес.

Инструменты: штангенциркуль с пределом измерения до 250 мм; ключ 17х19, набор плоских щупов.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по коническим зубчатым передачам [1, с. 96–156; 2, с. 112–113, 151–195, 205–21; 3, с. 74–78].

1. Общие сведения

Конические редукторы, кроме увеличения крутящего момента, позволяют передавать его под углом от 10° до 170° . Наиболее широкое распространение получили редукторы с $\Sigma = 90^\circ$, называемые ортогональными (рис. 2.1).

Конические колеса бывают с прямыми, косыми, круговыми и, редко, шевронными зубьями.

Конические прямозубые одноступенчатые редукторы обычно изготавливаются с передаточным числом U до 3–4 и окружными скоростями до 2–3 м/с. Для больших передаточных чисел и окружных скоростей применяют зубчатые колеса с косыми или круговыми зубьями.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Нарезание зубьев производится на специальных станках. При изготовлении конических зубчатых колес необходимо строго выдерживать допуски на зубчатые венцы, межосевой угол и углы начальных конусов шестерни и колеса, а при монтаже обеспечивать совпадение вершин конусов зубчатых колес.

Пересечение осей валов у конических передач затрудняет размещение опор и вызывает, как правило, необходимость консольного расположения шестерни, уменьшая тем самым жесткость вала. Кроме этого, диаметр делительной окружности зубчатого колеса имеет различные значения. В результате перечисленного одним из основных недостатков конической передачи является неравномерное распределение нагрузки по длине зуба, что приводит при высоких скоростях в

прямозубом зацеплении к повышенному шуму. Подшипники вала-шестерни располагаются в стакане для обеспечения возможности регулирования радиального зацепления колес при сборке. Несмотря на это, конические передачи находят широкое применение в машиностроении, так как они позволяют передавать вращение между валами, расположенными под углом.

2. Описание лабораторной установки

Объектом лабораторных исследований является универсальный конический редуктор (рис. 2.1).

Редуктор состоит из корпуса 17, корпусных крышек подшипников 12 и 25, крышки подшипника 7, ведущего вала-шестерни 10, установленного в стакане 2, ведомого вала 16, на котором с помощью шпонки 11 устанавливается зубчатое колесо 19, подшипников качения 9 и 13, маслоотражающих колец 14, регулировочных тонких металлических прокладок 15 и 21, смотровой крышки 4, сливных резьбовых пробок 18 и 23, маслоуказателя 20, регулировочной гайки 22 с лапчатой шайбой 8, крепежных винтов 1, 3, 5, 26. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в корпусной крышке 25 и крышке подшипника 7 устанавливаются уплотнения 24 и 6.

Универсальность редуктора заключается в том, что корпус 17 вместе с ведущим валом 10 и стаканом 2 относительно корпусных крышек подшипников 12 и 25 может принимать два положения: вертикальное и горизонтальное (рис. 2.1).

При сборке конического редуктора такой конструкции предусмотрены три регулировки: радиального зазора в подшипниках ведущего вала, установки корпусных крышек подшипников 12 и 25 и радиального зазора в зубчатом зацеплении.

Регулировка радиального зазора в подшипниках ведущего вала 10 вызвана использованием радиально-упорных конических роликовых подшипников 9 и осуществляется перемещением гайки 22 с последующей фиксацией ее лапчатой шайбой 8.

Регулировка осевого положения ведомого вала 16 осуществляется с помощью набора тонких металлических прокладок 15, расположенных между корпусом редуктора 17 и корпусными крышками подшипников 12 и 25. Подбором металлических прокладок обеспечивается совпадение вершин делительных конусов в точке О (рис. 2.2) после сборки редуктора.

Регулировка радиального зазора в зацеплении осуществляется с помощью набора металлических регулировочных прокладок 21 между стаканом 2 и корпусом редуктора 17.

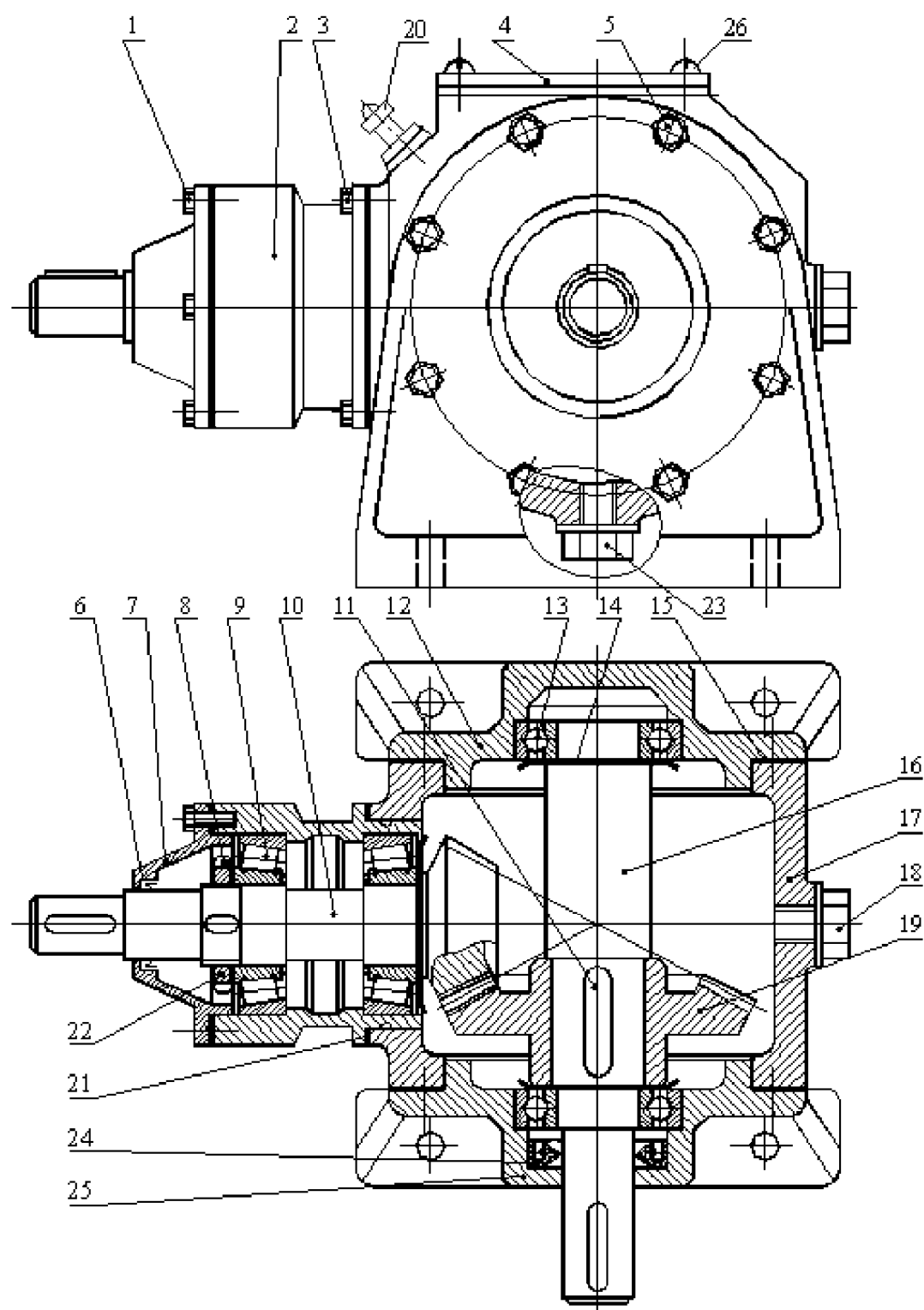


Рис. 2.1. Конический редуктор

Ведомый вал 16 устанавливается на радиальных шариковых

подшипниках 13 в корпусных крышках подшипников 12 и 25.

Правильность сборки редуктора проверяется поворотом ведущего и ведомого валов. В хорошо собранном редукторе валы должны легко проворачиваться рукой и не иметь ощутимых боковых и радиальных люфтов.

3. Порядок выполнения работы

3.1. Разборка редуктора и составление его кинематической схемы

Отвернуть винты 3 и вынуть узел шестерни – стакан 2 в сборе с валом-шестерней 10, подшипниками 9 и крышкой 7.

Разобрать узел шестерни, отвернуть винты 1, снять крышку 7, отвернуть регулировочную гайку 22, предварительно отогнув лапку стопорной шайбы 8, а затем вынуть из стакана 2 вал 10 с шестерней и внутренними кольцами конических подшипников 9.

Отвернуть винты 5 и снять корпусные крышки подшипников 12 и 25. Достать вал 16 в сборе с колесом 19 и подшипниками 13.

Изучить конструкцию корпуса, крышек, стакана, подшипников, валов, зубчатых колес и уплотнений.

Выполнить кинематическую схему редуктора с обозначением быстроходного и тихоходного валов. Условные обозначения представлены в прил. 1. Пронумеровать колеса. Нумерацию начинают с быстроходного вала.

3.2. Определение основных параметров зацепления

Подсчитать число зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 .

Замерить штангенциркулем внешнюю высоту зуба h_e (рис. 2.2) и ширину венца колеса b . Измеренные параметры занести в табл. 2.1.

С учетом того, что $h_e = 2,2m_e$, определим внешний окружной модуль зацепления m_e :

$$m_e = \frac{h_e}{2,2}.$$

Полученное значение необходимо округлить до ближайшего стандартного значения (табл. 1.3).

Найти передаточное число редуктора по формуле

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Таблица 2.1

Наименования параметров и единицы измерения	Значения
1. Число зубьев, шт.:	
шестерни Z_1	
колеса Z_2	
2. Внешняя высота зуба h_e , мм	
3. Ширина венца колеса b , мм	

Вычислить углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :
 $\delta_2 = \arctg(U)$ и $\delta_1 = 90 - \delta_2$.

Внешние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{e1} = m_e Z_1 \text{ и } d_{e2} = m_e Z_2.$$

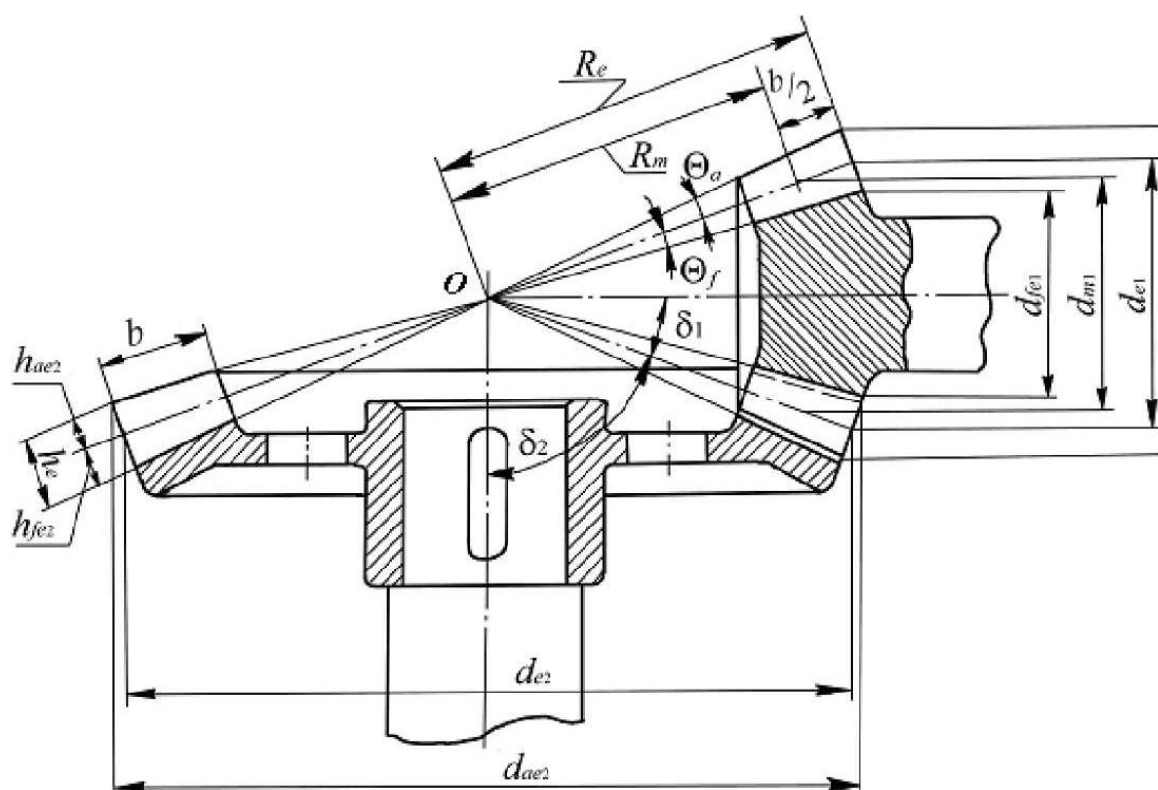


Рис. 2.2. Параметры конического зацепления

Внешние диаметры вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos(\delta_1) \text{ и } d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos(\delta_2).$$

Внешние диаметры впадин зубьев:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cos(\delta_1) \text{ и } d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cos(\delta_2).$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin(\delta_1)} = \frac{d_{e2}}{2 \sin(\delta_2)}.$$

Среднее конусное расстояние:

$$R_m = R_e - \frac{b}{2}.$$

Коэффициент ширины венца колеса:

$$\Psi_{R_e} = \frac{b}{R_e}.$$

Углы головки Θ_{ae} и ножки Θ_{fe} ножки зуба:

$$\Theta_{ae} = \arctg\left(\frac{m_e}{R_e}\right) \quad \text{и} \quad \Theta_{fe} = \arctg\left(\frac{1,2m_e}{R_e}\right).$$

Причем $\Theta_{a1} = \Theta_{f2}$ и $\Theta_{a2} = \Theta_{f1}$.

Средний модуль зубьев будет равен

$$m_m = m_e - b \sin\left(\frac{\delta_1}{Z_1}\right).$$

Все полученные параметры занести в табл. 2.2.

3.3. Определение основных параметров подшипников

Методика выполнения изложена в лабораторной работе 1 п. 3.3.

3.4. Сборка редуктора

Особенность сборки конического редуктора заключается в том, что отдельно собираются узлы ведущего и ведомого валов и после этого производятся их монтаж и регулировки.

Сборка узлов ведущего и ведомого валов выполняется в последовательности, обратной разборке. Перед установкой в корпус ведущего узла необходимо отрегулировать радиальный зазор в подшипниках 9 с помощью гайки 22 и шайбы 8.

Ведомый вал 16 в сборе вставляется в корпус 17 и устанавливается в корпусных крышках подшипников 12 и 25 на предварительно подобранные регулировочные прокладки 15.

Установить ведущий узел в корпус 17 и отрегулировать радиальный зазор в зацеплении с помощью металлических прокладок 21.

Правильность сборки редуктора проверяется поворотом ведущего и ведомого валов. В правильно собранном редукторе валы должны легко проворачиваться рукой и не иметь ощутимых радиальных и осевых люфтов.

Таблица 2.2

Наименования и обозначения	Шестерня	Колесо
1. Внешний модуль m_e , мм		
расчетный		
стандартный		
2. Средний модуль m_m , мм		
3. Передаточное число редуктора U		
4. Угол делительного конуса δ , °		
5. Внешний делительный диаметр d_e , мм		
6. Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} , мм		
7. Внешний диаметр впадин зубьев d_{fe} , мм		
8. Внешнее конусное расстояние R_e , мм		
9. Среднее конусное расстояние R_m , мм		
10. Коэффициент ширины венца ψ_{Re}		
11. Угол головки зуба Θ_a , °		
12. Угол ножки зуба Θ_f , °		

3.5. Определение кинематических и силовых параметров

Методика выполнения изложена в лабораторной работе 1 п. 3.5.

4. Содержание отчета

В отчете нужно привести: название и цель работы; краткое описание конструкции редуктора и его основных элементов; кинематическую схему редуктора с необходимыми обозначениями; параметры зацепления в виде табл. 2.1 и 2.2; схему конического зацепления; тип и номера подшипников в виде табл. 1.5; определение мощности на ведущем валу редуктора.

5. Контрольные вопросы

1. Назначение конического редуктора. 2. Чем объясняется неравномерность нагрузки зуба по его длине и за счет чего она может быть снижена? 3. Какие основные условия характеризуют правильность сборки редуктора? 4. Какой модуль для конического зубчатого колеса является расчетным и какой принят в качестве стандартного? 5. Почему зуб конического колеса имеет переменный модуль? 6. Зачем и как регулируют радиальный зазор в подшипниках и зацеплении?

Лабораторная работа № 3

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы: изучение конструкции редуктора; определение основных параметров червячного зацепления, червяка и червячного колеса; ознакомление с методикой регулировки пятна контакта и радиального зазора в подшипниках.

Инструменты: штангенциркуль с пределом измерения до 250 мм; ключ 17х19, набор плоских щупов.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по червячным передачам [1, с. 172–188; 2, с. 96–156; 2, с. 112–113, 219–244; 3, с. 87–97].

1. Общие сведения

Червячный редуктор применяется в случаях, когда оси ведущего и ведомого валов скрещиваются и необходимо значительно увеличить крутящий момент. Червячная передача – зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары. Основные элементы червячной передачи – червяк и червячное колесо. По сравнению с зубчатыми передачами, они обеспечивают плавность и бесшумность работы, высокую кинематическую точность, большие передаточные числа (от 10 до 60, в слабонагруженных механизмах до 1000), возможность получения самотормозящей передачи.

Передача крутящего момента от червяка к колесу осуществляется посредством трения скольжения, а не трения качения, как в зубчатых передачах, поэтому червячная передача имеет пониженный КПД (табл. 3.1), в результате чего при работе в зацеплении выделяется большое количество тепла. Это приводит к заеданию передачи. Для снижения силы трения применяются дорогие и дефицитные антифрикционные материалы (чаще всего на медной основе), что является недостатком. Для уменьшения температуры иногда следует применять искусственное охлаждение передачи или увеличивать ее до размеров больших, чем необходимо по условиям прочности.

При малой мощности пониженный КПД не играет существенной роли, но уже при средних мощностях применение червячной передачи становится менее экономически выгодным, чем зубчатой. Поэтому мощность червячных передач обычно не превышает 50 кВт и только в редких случаях доходит до 100–150 кВт.

Червячные передачи классифицируют по: расположению червяка относительно червячного колеса с верхним, нижним и боковым (горизонтальным и вертикальным); количеству заходов червяка (одно- и многозаходные (2, 4)); форме червяка (цилиндрические и глобоидные); форме поверхности витка червяка (архимедовы, эвольвентные, конволютные); направлению витков (правое и левое).

Таблица 3.1

Число заходов червяка Z_1	КПД передачи с учетом потерь на трение в подшипниках
1	0,7–0,75
2	0,75–0,82
4	0,82–0,92

Червяк. Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическим червяком, имеющим архимедов профиль витка. Червяки изготавливают из углеродистой или легированной стали. Они могут выполняться за одно с валом или насадными. Для увеличения КПД передачи червяки подвергают термической обработке, шлифуют, а иногда и полируют.

Червячное колесо. Колеса могут быть выполнены как цельными, так и составными. В этом случае, колесо состоит из чугунного или стального центра и закрепленного на нем бронзового (либо другого антифрикционного материала) обода (венца). При малых размерах колеса из антифрикционных материалов и чугунные любых размеров изготавливают цельными.

Опоры валов червяка и червячного колеса. Опоры предназначены для удержания вращающейся детали в нужном для правильной работы положении. Обычно их изготавливают с применением подшипников качения (шариковых радиальных, шариковых радиально-упорных или конических роликовых радиально-упорных). Выбор типа подшипников зависит от величины и соотношения осевой и радиальной сил, действующих в зацеплении.

В редукторах внутренние кольца подшипников устанавливают на вал с натягом, и они вращаются вместе с валом, а наружное кольцо устанавливают в корпус по скользящей посадке. Благодаря этому обеспечивается равномерный износ дорожки нагруженного кольца.

Уплотнение. Уплотнения устанавливают в сквозных крышках, через которые выходят концы валов. Они предназначены для

предотвращения попадания посторонних частиц в подшипники и зацепление через зазор между крышками подшипников и валом, а также предотвращения вытекания смазки из редуктора. Тип уплотнения выбирается в зависимости от скорости валов и вида смазки.

Корпус редуктора. Обычно изготавливают из чугуна. Конструкция должна обеспечить легкую установку в него червяка и вала червячного колеса, а также достаточную прочность и жесткость. Для червячных редукторов с верхним (или нижним) расположением червяка корпус делается разъемным по горизонтальной плоскости, проходящей через ось вала червячного колеса.

2. Описание лабораторной установки

Объектом исследования является червячный редуктор с верхним расположением червяка, конструкция которого представлена на рис. 3.1. Все детали редуктора монтируются в литом чугунном корпусе, состоящем из двух частей: основания корпуса 22 и крышки 16, которые соединяются между собой при помощи болтов 13 с гайками 14. Пружинные шайбы 15 предохраняют болтовое соединение от самораскручивания.

Опорами для валов червяка 17 и червячного колеса 19 служат радиально-упорные роликовые конические однорядные подшипники 18 и 20, установленные враспор. Между крышками подшипников 2, 4, 8, 11 и корпусом устанавливается набор металлических прокладок 3, 5, 9, 12, служащих для регулирования зазора в подшипниках и осевого положения червячного колеса. Крышки подшипников крепятся к корпусу болтами 1 и 7.

Основание корпуса 22 одновременно служит и резервуаром для масла, уровень которого контролируется щупом 23. Пробка 24 предназначена для слива масла, прокладка 25 – уплотнения, смотровая крышка – наблюдения за состоянием червячного зацепления. На смотровой крышке приварена грузовая петля 28, обеспечивающая удобство подъема и переноса редуктора (чаще с этой целью ставят рым-болты или делают проушины).

Взаимное положение основания 22 и крышки 16 корпуса фиксируется двумя штифтами 27.

Для обеспечения жесткости корпус редуктора имеет ребра жесткости. На крышке корпуса отлиты ребра охлаждения, позволяющие снизить температуру нагрева редуктора при работе.

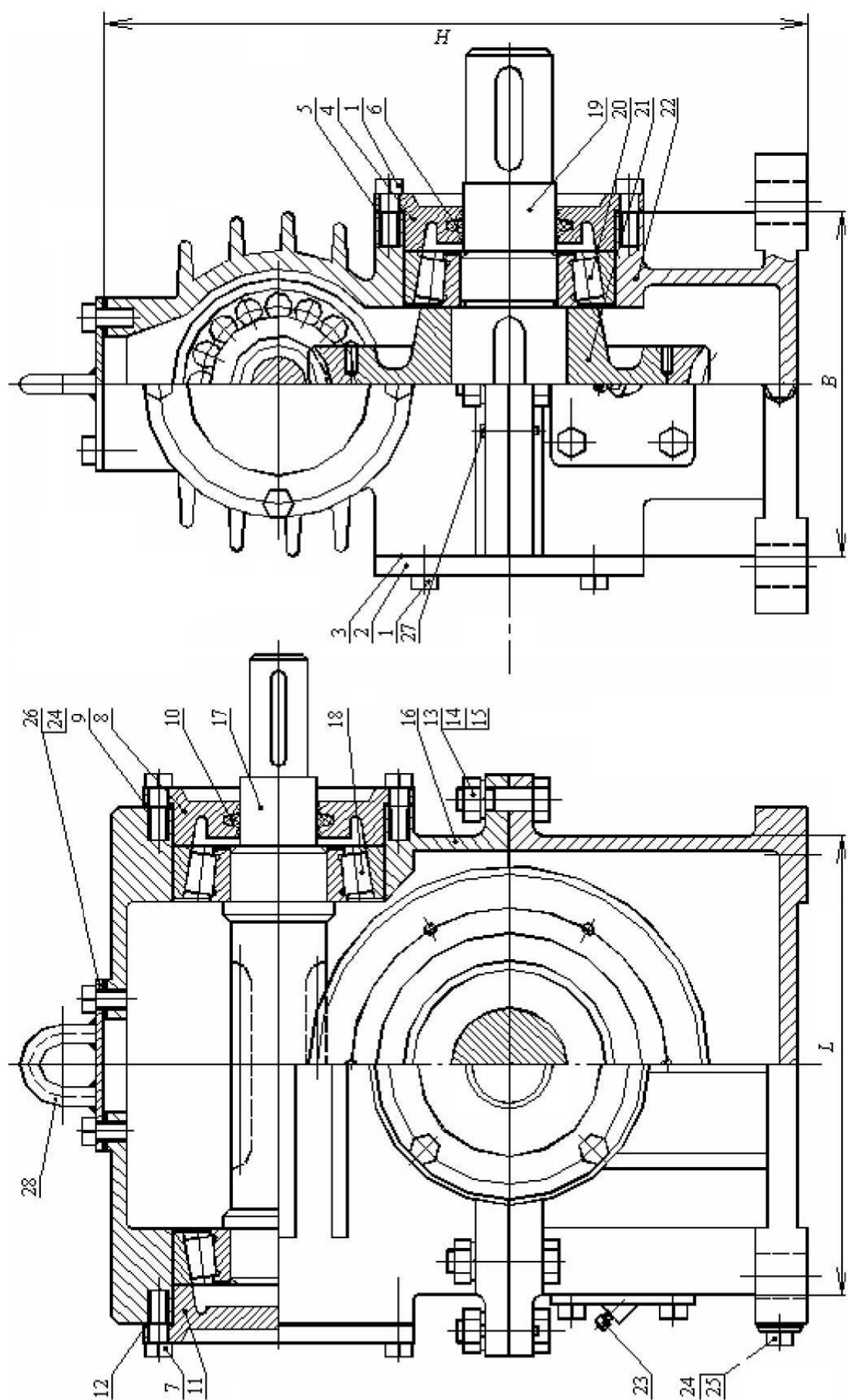


Рис. 3.1. Червячный редуктор

3. Порядок выполнения работы

3.1. Разборка редуктора, составление кинематической схемы и измерение межосевого расстояния

Отвернуть болты крышек подшипников 1, 7; снять сквозные крышки 4, 8 с прокладками 5, 9, глухие крышки 2, 11 с прокладками 3, 12.

Измерить межосевое расстояние a_w , мм, между центровыми отверстиями на валу червяка 17 и линией разъема корпуса редуктора, совпадающей с осью вала червячного колеса.

Отвернуть болты 13 с гайками 14 и пружинными шайбами 15. Снять крышку корпуса 16 в сборе с валом червяка 17. Вынуть вал червяка 17 в сборе с подшипниками 18 и изучить их конструкцию.

Изучить конструкции сквозных крышек 4, 8 и уплотнений 6, 10.

Достать вал 19 с подшипниками 20 и червячным колесом 21 из основания корпуса 22. Изучить конструкцию червячного колеса 21, вала 19, основания корпуса редуктора 22.

Снять маслоуказатель 23, вывернуть сливную пробку 24 с прокладкой 25.

Выполнить кинематическую схему редуктора согласно требованиям. Условные обозначения представлены в прил. 1.

3.2. Определение основных параметров зацепления

Определить число заходов (витков) червяка Z_1 . Для этого необходимо совершить один полный оборот червяка и подсчитать сколько раз начинаются витки. Подсчитать число зубьев колеса Z_2 .

Измерить диаметры окружностей выступов червяка d_{a1} (рис. 3.2) и червячного колеса d_{a2} , наружный диаметр червячного колеса d_{am2} , ширину колеса b_2 и длину нарезанной части червяка b_1 .

Измерить габаритные размеры корпуса редуктора: высоту H , ширину B , длину L (рис. 3.1). Результаты замеров занести в табл. 3.2.

Определить передаточное число редуктора U по формуле

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Определить осевой модуль m , мм, зацепления по формуле

$$m = \frac{d_{a2}}{Z_2 + 2}.$$

Полученное значение округлить до ближайшего стандартного m_{cm} (табл. 3.3).

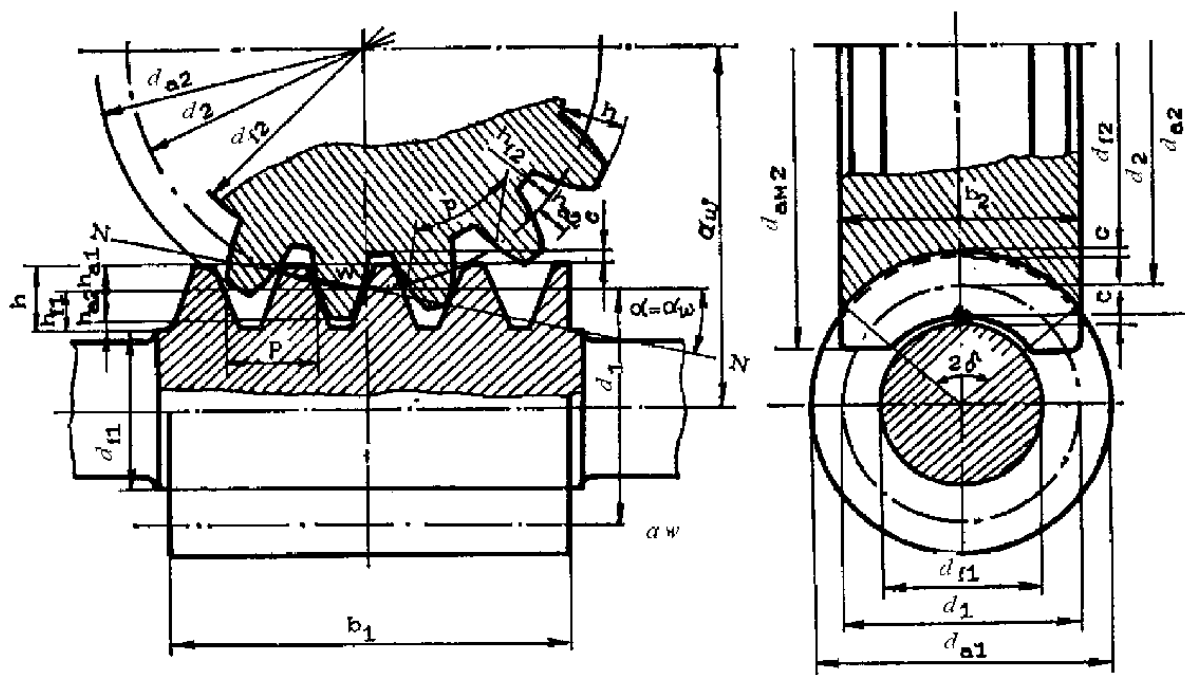


Рис. 3.2. Геометрические параметры червячного зацепления

Таблица 3.2

Названия параметров	Значения
1. Межосевое расстояние a_w , мм	
2. Число заходов червяка Z_1	
3. Число зубьев червячного колеса Z_2	
4. Диаметр окружности выступов d_a , мм	
червяка d_{a1}	
колеса d_{a2}	
5. Наружный диаметр червячного колеса d_{am2} , мм	
6. Длина нарезанной части червяка b_1 , мм	
7. Ширина колеса b_2 , мм	
8. Габаритные размеры корпуса редуктора, мм:	
высота H	
ширина B	
длина L	

Определить делительные диаметры червяка d_1 и колеса d_2 по формулам

$$d_1 = d_{a1} - 2m_{cm} \quad \text{и} \quad d_2 = m_{cm} Z_2. \quad (3.3) \text{ и } (3.4)$$

Определить коэффициент относительной толщины червяка q по формуле

$$q = \frac{d_1}{m_{cm}}.$$

Полученное значение округлить до стандартного q_{cm} для выбранного стандартного модуля (табл. 3.3).

Таблица 3.3

Модуль m , мм	Число заходов червяка Z_1							
	при коэффициенте относительной толщины червяка q							
	8	(9)	10	(12)	12,5	(14)	16	20
1,00							1	1;2;4
1,25					1;2;4		1;2;4	1;2;4
(1,50)						(1;2;4)	(1)	
1,60			1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
2,00	1;2;4		1;2;4	(1;2;4)	1;2;4		1;2;4	1;2;4
2,50	1;2;4		1;2;4	(1;2;4)	1;2;4		1;2;4	1;2;4
(3,00)			(1;2;4)	(1;2;4)				
3,15	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(3,50)			(1;2;4)	(1)		(1)		
4,00	1;2;4	(1;2;4)	1;2;4	(1)	1;2;4		1;2;4	1;2;4
5,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(6,00)		(1;2;4)	(1;2;4)					
6,30	1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4
(7,00)				(1;2;4)				
8,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
10,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(12,00)			(1;2)					
12,50	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(14,00)	(2)							
16,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	
20,00	1;2;4		1;2;4					

Примечание. В скобках приведены допускаемые значения. Следует предпочитать значения, приведенные без скобок.

Уточнить делительный диаметр червяка d_1 по формуле

$$d_1 = m_{cm} q_{cm}.$$

Определить угол подъема винтовой линии червяка γ по формуле

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{Z_1}{q_{cm}}\right). \quad (3.5)$$

Уточнить межосевое расстояние a_w по формуле

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

Сравнить рассчитанное значение a_w с ранее измеренным (табл. 3.2) и объяснить расхождение, если оно имеется.

Уточнить диаметр вершин: витков червяка d_{a1} и зубьев червячного колеса d_{a2} по формулам

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a \quad \text{и} \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a,$$

где h_a – высота головки зуба, мм, $h_a = m_{cm}$.

Уточнить наружный диаметр червячного колеса d_{am2} по формуле

$$d_{am2} = d_{a2} + 2h_a.$$

Сравнить рассчитанные значения d_{a1} , d_{a2} и d_{am2} с ранее измеренными (табл. 3.2).

Диаметр впадин зубьев колеса d_{f2} по формуле

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f,$$

где h_f – высота ножки зуба, мм

$$h_f = 1,2m_{cm}.$$

Определить длину нарезной части червяка b_1 и ширину венца червячного колеса b_2 по формулам.

При числе заходов $Z_1=1, Z_1=2$

$$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m_{cm} + L_K;$$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}.$$

При числе заходов $Z_1=4$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09Z_2)m_{cm} + L_K;$$

$$b_2 \leq 0,67d_{a1},$$

где L_K – технологический припуск, мм, принимаемый по табл. 3.4.

Таблица 3.4

Обработка	Модуль	L_K , мм
Не шлифуется	Любой	0
Шлифование	$m < 10$	25
	$10 \leq m \leq 16$	35–40

Результаты расчетов занести в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Параметры	Значения
1. Число заходов червяка Z_1	
2. Число зубьев червячного колеса Z_2	
3. Передаточное число U	
4. Стандартный модуль m , мм	
5. Коэффициент относительной толщины червяка q	
6. Делительный диаметр d , мм	
червяка d_1	
колеса d_2	
7. Диаметр вершин d_a , мм	
червяка d_{a1}	
колеса d_{a2}	
8. Диаметр впадин d_f , мм	
червяка d_{f1}	
колеса d_{f2}	
9. Наружный диаметр колеса d_{am2} , мм	
10. Межосевое расстояние a_w , мм	
11. Угол подъема винтовой линии червяка γ , град	
12. Длина нарезной части червяка b_1 , мм	
13. Ширина колеса b_2 , мм	

3.3. Определение основных параметров подшипников

Методика выполнения изложена в лабораторной работе 1 п. 3.3.

3.4. Сборка редуктора

Сборка редуктора производится в порядке, обратном разборке. После установки вала червячного колеса в корпус и крышки корпуса в сборе с червяком, прежде чем затягивать болты 1 и 7, нужно провести регулировку радиального зазора подшипников и пятна контакта в зацеплении.

3.4.1. Регулировка радиального зазора подшипников

Регулировка осевого зазора в подшипниках вала червяка осуще-

ствляется при помощи прокладок 9 и 12, установленных между корпусом редуктора и торцом крышек подшипников 8 и 11. Выполняется в следующей последовательности.

Крышку 11 устанавливают в корпус с комплектом прокладок и зажимают винты 7 до отказа. Затем крепят вторую крышку 8 без прокладок и равномерно зажимают винты до тех пор, пока вал червяка не сможет вращаться. После этого отпускают винты на четверть оборота. С помощью комплекта щупов измеряют зазор между корпусом редуктора и фланцем крышки подшипника δ_1 . С учетом того, что величина осевого зазора в подшипниках должна составлять $\delta_2=0,08-0,15$ мм (для вала диаметром 50 мм), суммарная толщина прокладок должна быть равна $\delta_1+\delta_2$. Снимают крышку подшипника и подбирают набор прокладок этой толщины. Устанавливают крышку с прокладками в корпус и закручивают винты до отказа. Проворачивают вал рукой. Если вал вращается туго, то требуется добавить еще одну тонкую прокладку и проверить индикатором величину полученной осевой игры. Окончательный осевой зазор не должен превышать рекомендуемые границы δ_2 .

3.4.2. Регулировка пятна контакта в зацеплении

Сборка червячных передач должна обеспечить правильное зацепление витков червяка с зубьями червячного колеса. Для этого необходимо, чтобы оси червяка 17 и средней плоскости червячного колеса 21 совпадали (рис. 3.3, а). Проверка положения оси червяка относительно средней плоскости червячного колеса производится с помощью отвеса, шаблонов или отпечатка краски. Краску наносят на винтовую поверхность червяка, после чего его вводят в зацепление с червячным колесом и медленным поворотом червяка получают отпечатки на зубьях указанного колеса, по которым и судят о правильности зацепления: правильное – рис. 3.3, а; неправильное – рис. 3.3, б, в.

Регулировка пятна контакта выполняется после регулирования радиального зазора в подшипниках вала червячного колеса.

После установки червячного колеса относительно червяка производят осевую регулировку подшипников вала колеса следующим образом: вставляют крышки 2 и 4 без прокладок в корпус до упора в подшипники и замеряют щупом величины зазоров δ_3 между крышкой 2 и корпусом и δ_4 между крышкой 4 и корпусом. К величине полученных зазоров следует прибавить половину необходимого осевого зазо-

ра в подшипниках $\frac{\delta_2}{2}$, подобрать комплекты прокладок, по толщине равных

$$\delta' = \delta_3 + \frac{\delta_2}{2} \quad \text{и} \quad \delta'' = \delta_4 + \frac{\delta_2}{2},$$

поставить крышки 2 и 4 с соответствующими прокладками в корпус, зажать болт до отказа. Затем провернуть вал рукой: если вал вращается туго, то необходимо добавить с каждой стороны по одной тонкой прокладке, после этого следует проверить индикатором величину полученной осевой игры. Окончательный осевой зазор не должен выходить за пределы рекомендованного δ_2 .

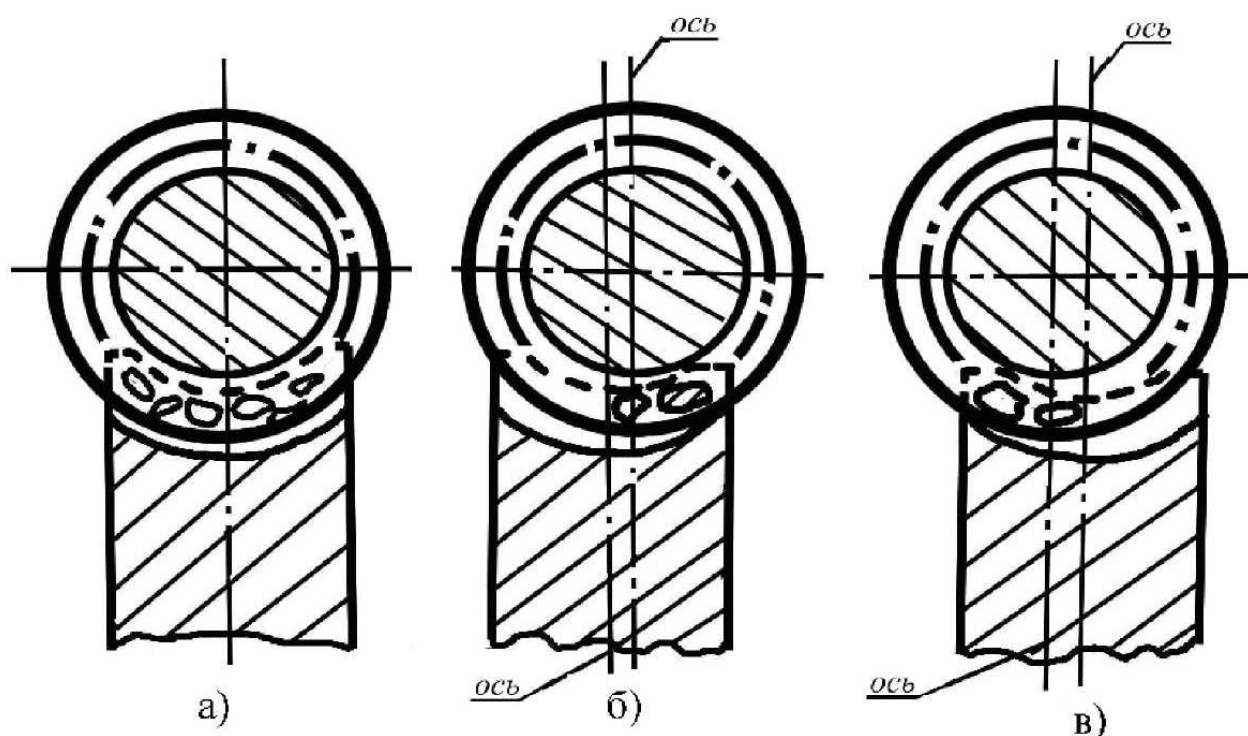


Рис. 3.3. Расположение пятна контакта

3.5. Определение кинематических и силовых параметров

Методика выполнения изложена в лабораторной работе 1 п. 3.5.

3.6. Тепловой расчет червячной передачи

При работе червячной передачи значительная часть мощности расходуется на преодоление трения в зацеплении, в результате чего происходит нагревание редуктора. Выделяемое тепло отводится в окружающую среду через стенки редуктора. В случае недостаточного отвода тепла редуктор перегревается и выходит из строя. Поэтому не-

обходимо производить тепловой расчет с целью определения температуры масла t_m , которая не должна превышать допустимой величины $[t_m]=60-90^\circ\text{C}$. Температуру масла определяют по формуле

$$t_m = \frac{(1 - \eta_{ч.н})P}{KA} + t_a \leq [t_m],$$

где $\eta_{ч.н}$ – КПД червячной передачи; P – мощность на входном валу редуктора, Вт; K – коэффициент теплопередачи (8–12); A – площадь поверхности редуктора, м^2 , определяемая по формуле

$$A = K[2H(B + L) + BL],$$

где H , B , L – соответственно высота, ширина и длина корпуса редуктора, м; K – вспомогательный коэффициент, учитывающий увеличение площади охлаждения за счет ребер жесткости и охлаждения. Для изучаемого редуктора $K=1,27$.

4. Содержание отчета

В отчете нужно привести: название и цель работы; краткое описание конструкции редуктора и его основных элементов; кинематическую схему редуктора с необходимыми обозначениями; параметры зацепления в виде табл. 3.2 и 3.5; схему червячного зацепления (рис. 3.2); тип и номера подшипников (табл. 1.5); определение мощности на ведущем валу редуктора; тепловой расчет редуктора.

5. Контрольные вопросы

1. Какие преимущества и недостатки имеют червячные передачи по сравнению с зубчатыми? 2. В каких случаях целесообразно применение червячной передачи? 3. Чем обусловлено различное расположение червяка относительно червячного колеса? 4. Как определяется передаточное число червячной передачи? 5. Как осуществляется смазка червячного зацепления и подшипников? 6. Зачем необходимо регулировать пятно контакта зацепления? 7. Почему требуется регулирование зазора в подшипниках? 8. Почему венцы червячных колес изготавливаются из антифрикционных материалов? 9. Как связаны диаметры червяка и червячного колеса и модуль зацепления?

Лабораторная работа № 4

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы: изучение конструкции редуктора и ознакомление с основными требованиями, предъявляемыми к его изготовлению и сборке; определение параметров зацепления, зубчатых колес и передаточного отношения редуктора.

Оборудование, приборы и инструменты: цевочный редуктор, гаечный ключ №10, штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по цевочным передачам [5, с. 251–271].

1. Общие сведения

В зубчатых механических передачах наряду с эвольвентным зацеплением используют также и эпициклоидальное. Эпициклоида – плоская линия – траектория фиксированной точки окружности радиуса r , катящейся без скольжения по другой неподвижной окружности радиуса R вне ее (рис. 4.1, где M – вычерчивающая точка; A – ее исходное положение, t – угол поворота окружности, AM – дуга кривой).

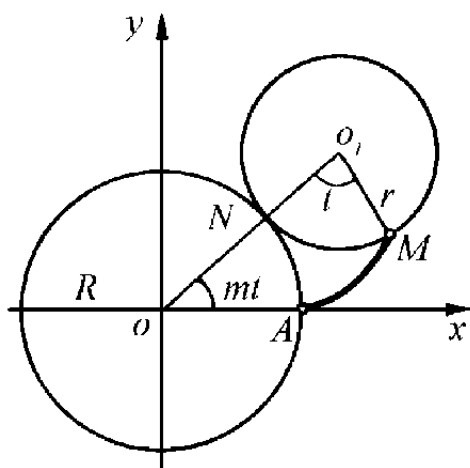


Рис. 4.1. Эпициклоида

Эпициклоидальные редукторы и мотор-редукторы применяют в различных отраслях промышленности, там, где требуется обеспечить максимальный крутящий момент при минимальных габаритах и массе привода, высокую надежность и долговечность. Типичным является использование их в судостроении, машиностроении, пищевой и лесной, горнодобывающей и деревообрабатывающей промышленности, на кирпичных керамических заводах, металлургических комбинатах и в

разнообразном технологическом транспорте.

Эпициклоидальные редукторы эффективно работают при самых различных режимах и условиях нагружения, что и обеспечивает их широкое распространение.

Передача с эпициклоидальным зацеплением имеет следующие преимущества:

- скорость скольжения профилей и удельное скольжение в зацеплении меньше, чем в эвольвентном;
- высокий коэффициент полезного действия (0,85–0,95);
- отсутствует подрезание ножки в зацеплении.

Частным случаем эпициклоидального зацепления является цевочное. Чаще всего при изготовлении циклоидального зацепления вместо изготовления зубьев на втором колесе изготавливают цевки, а головки зубьев первого колеса очерчивают не эпициклоидой, а эквидистантной ей кривой. При внутреннем цевочном зацеплении обеспечивается многопарность зацепления. Теоретически нагрузку могут передавать около половины всех зубьев колеса, а в реальных условиях с учетом погрешности изготовления и сборки – до одной трети от общего количества зубьев.

Высокий коэффициент торцевого перекрытия обеспечивает высокую кинематическую точность и плавность работы передачи, относительно низкий уровень шума и вибрации, высокую нагрузочную способность. При одинаковых размерах передача с цевочным зацеплением способна передавать нагрузку на 75% больше, чем передача с эвольвентным. По массогабаритным характеристикам цевочная передача выгодно отличается от традиционных эвольвентных зубчатых и червячных. Так, по удельным габариту и массе на единицу передаваемой мощности цевочная передача в 2 раза меньше и легче цилиндрической эвольвентной и в 1,5 раза – червячной. Техническая характеристика редуктора представлена в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Передаточное отношение	7–100
Крутящий момент выходного вала, Н·м	до 50 000
Максимальная передаваемая мощность, кВт	225
Коэффициент полезного действия	0,85–0,95
Срок службы, ч	20 000
Уровень вибрации, дБ	70
Удельная материалоемкость, кг/Н·м	0,03

Перечисленные достоинства могут быть реализованы только при высокой точности изготовления и сборки деталей и узлов, использовании высококачественных материалов (основные детали изго-

тавливают из подшипниковой стали ШХ-15). Циклоидальное зацепление очень чувствительно к точности изготовления профиля зуба и изменению межосевого расстояния. Подшипники колес являются высоконагруженными деталями, которые ограничивают работоспособность передачи из-за отсутствия силового замыкания в системе, что является недостатком передачи.

Планетарный цевочный редуктор К-НV принадлежит к тому же классу передач, что и волновые. Общие черты:

- возможность получения в одной ступени большого кинематического эффекта;
- многопарность зацепления;
- одинаковая кинематическая схема и метод определения передаточного отношения.

В волновой передаче движение жестких звеньев в зацеплении заменяется деформацией гибкого элемента. Область применения цевочной передачи – при передаточных отношениях в одной ступени до 100, в то время как волновую передачу целесообразно использовать при $U > 100$.

2. Описание лабораторной установки

Объектом лабораторных исследований является планетарный цевочный редуктор, выполненный по схеме 2К-Н.

Редуктор (рис. 4.2) состоит из следующих основных деталей и узлов: ведущего вала 1 с выполненным на нем эксцентриком 2, сателлита 4, включающего два зубчатых венца 3 и 5. Профиль зубьев каждого из них выполнен по эпициклоидальной кривой. В корпусе 6 на подшипниках 14 размещены подвижное солнечное колесо 9 и фланец с ведомым валом 7. Неподвижное солнечное колесо 11 изготовлено совместно с крышкой-фланцем 15. Каждое солнечное колесо имеет ряд размещенных по окружности цевок 8 и 10, которые состоят из осей и втулок. Ведущий 1 и ведомый 7 валы установлены в радиальных шарикоподшипниках 16, которые закреплены крышками 13 и 17 с манжетными уплотнениями 12.

Передача движения осуществляется в следующей последовательности. Крутящий момент от ведущего вала 1 через эксцентрик 2 передается сателлиту 4, который, перекатываясь зубчатым (эпициклоидальным) венцом по неподвижному солнечному колесу 11, совершает сложное плоскопараллельное (планетарное) движение. Это дви-

жение с помощью второго планетарного ряда, который состоит из венца 5 и солнечного (цевочного) колеса 9, преобразуется в крутящий момент ведомого вала 7.

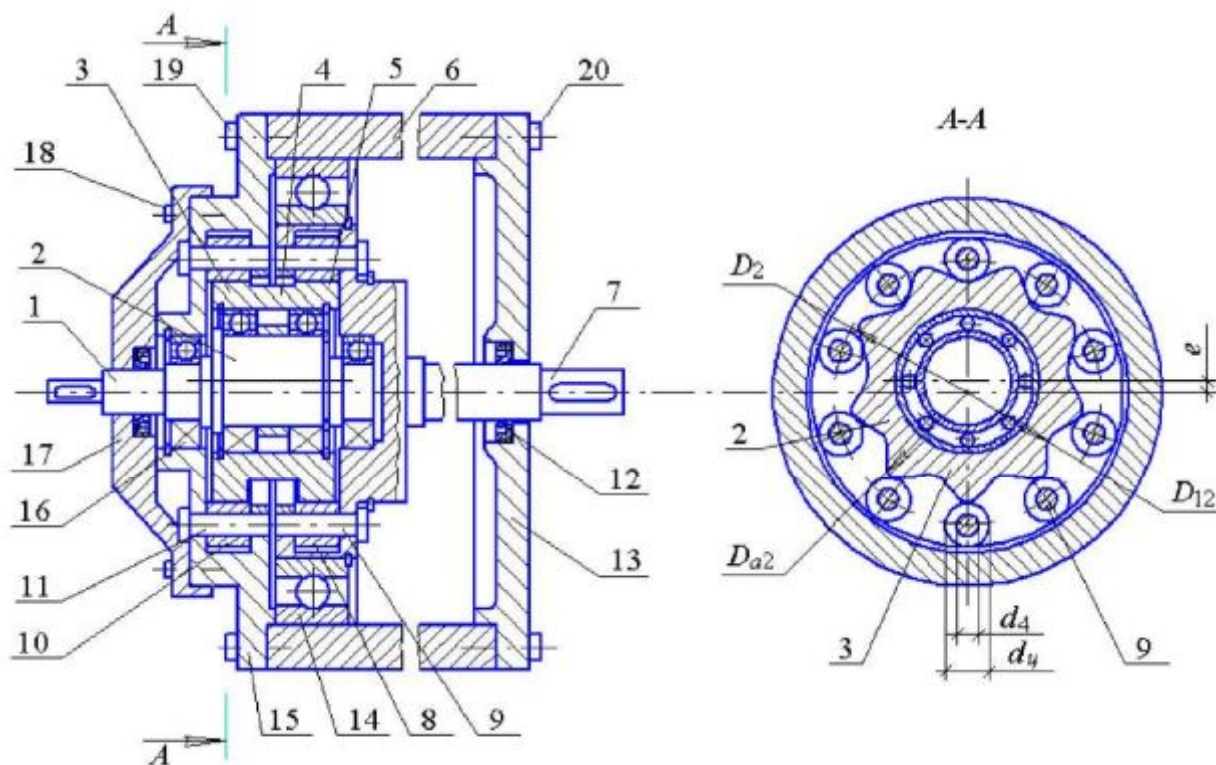


Рис. 4.2. Конструкция цевочного редуктора

3. Порядок выполнения работы

3.1. Разборка редуктора

Открутить винты 18 и 20 и снять крышки подшипников 13 и 17. Открутить винты 19 крышки-фланца 15 неподвижного солнечного колеса 11. Вставить в отверстие крышки-фланца 15 три съемных винта и последовательно, понемногу закручивая их, снять крышку-фланец.

Изучит конструкцию корпуса, солнечного (цевочного) колеса, сателлита и уплотнений.

3.2. Определение параметров редуктора

Определить количество зубьев венцов сателлитов Z_1 , Z_2 и количество цевок неподвижного Z_4 и подвижного Z_3 солнечных колес.

Определить параметры зацепления в соответствии с табл. 4.2.

3.3. Определение основных параметров подшипников

Методика выполнения изложена в лабораторной работе 1 п. 3.3.

Таблица 4.2

Параметры	Обозначения и расчетные формулы	1-я ступ.	2-я ступ.
1. Вид зацепления зубьев		эпициклоида	
2. Количество зубьев (цевок)	сателлита Z_1		
	солнечного колеса Z_2		
3. Передаточное отношение редуктора	$U = \frac{Z_1 \cdot (Z_2 + 1)}{Z_1 - Z_2}$		
4. Коэффициент укорачивания циклоиды	колесо Z_1 : $K_1 = 1,6$ мм		
	колесо Z_2 : $K_2 = 1,6$ мм		
5. Эксцентриситет	$e = 4$ мм		
6. Диаметр начальной окружности сателлита	колесо Z_1 : $D_{O2} = e \cdot Z_1$		
	колесо Z_2 : $D_{O2'} = e \cdot Z_2$		
7. Диаметр начальной окружности солнечного колеса	неподвижного Z_4 : $D_{O1} = D_{O2} + e$		
	подвижного Z_3 : $D_{O1'} = D_{O2'} + e$		
8. Диаметр окружности осей цевок	$D_2 = \frac{2eZ_1}{K_1} = \frac{2eZ_2}{K_2}$		
9. Диаметр втулки цевки	$10 < d_u < \frac{2\pi e}{K}$		
10. Диаметр оси цевки	$d_4 = d_u - 3$		
11. Шаг цевок солнечного колеса	неподвижного Z_4 : $t_1 = \frac{\pi D_2}{Z_4}$		
	подвижного Z_3 : $t_2 = \frac{\pi D_2}{Z_3}$		
12. Диаметр окружности впадин зубьев сателлита	$D_{f2} = D_2 - d_u - 2e$		
13. Диаметр окружности вершин зубьев сателлита	$D_{a2} = D_{f2} + e$		
14. Ширина зубьев, мм: цевок солнечного колеса	b_1		
сателлита	b_2		

3.4. Сборка редуктора

Сборка редуктора производится в обратной последовательности к разборке. В правильно собранном редукторе валы должны свободно проворачиваться при вращении ведущего вала от руки и не иметь радиальных и осевых люфтов.

3.5. Определение кинематических и силовых параметров

Методика выполнения изложена в лабораторной работе 1 п. 3.5.

4. Содержание отчета

Отчет по лабораторной работе должен содержать: название и цель работы; кинематическую схему и краткое описание конструкции цевочного редуктора; табл. 4.2; расчет мощности, подводимой к редуктору.

5. Контрольные вопросы

1. В каких случаях целесообразно применять эпициклоидальные (цевочные) передачи? 2. Перечислите основные достоинства и недостатки цевочных передач. 3. Какие основные требования предъявляются к изготовлению и сборке планетарного цевочного редуктора? 4. Назовите области применения этого редуктора.

Лабораторная работа № 5

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЦЕПНОГО ВАРИАТОРА

Цель работы: изучение конструктивных особенностей вариаторов, применяемых в приводах общего назначения, и определение их основных кинематических и силовых параметров; изучение устройства и определение параметров цепного вариатора.

Оборудование, приборы и инструменты: цепной вариатор ВЦ1А1-101, гаечный ключ №10, штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по вариаторам [1, с. 270–274; 2, с. 336–339; 3, с. 393–419].

1. Общие сведения

В большинстве приводов технологических машин, промышленных конвейеров, манипуляторов, транспортных машин и других необходимо регулировать скорость исполнительных органов в зависимости от изменяющихся свойств обрабатываемого объекта либо условий технологического процесса. В таком случае оптимальным является бесступенчатое регулирование скорости.

Механическое устройство, предназначенное для бесступенчатого (плавного) регулирования на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной скорости ведущего, называется вариатором. В отличие от передач вариаторы, кроме передаточного числа, характеризуются еще и диапазоном регулирования.

Существующие вариаторы по принципу работы и виду контакта рабочих звеньев подразделяют на: а) передачи трением с непосредственным контактом – фрикционные (рис. 5.1, 5.2); б) передачи трением с промежуточным телом качения (рис. 5.3); в) передачи трением с гибкой связью – ремнем (рис. 5.4); г) передачи зацеплением с гибкой связью – цепные (рис. 5.5).

Фрикционные вариаторы нашли применение в приводах с малыми габаритными размерами, станках, приборах. При рациональном конструировании и точном изготовлении они имеют наиболее высокий коэффициент полезного действия ($\eta=0,8 - 0,9$).

Ременные вариаторы (рис. 5.4) менее сложны в производстве и ремонте, надежны в эксплуатации и могут работать при ударной нагрузке. Благодаря этим преимуществам их применяют чаще фрикционных. КПД ременных вариаторов достаточно высок ($\eta=0,8 - 0,85$), но

по габаритным размерам они уступают фрикционным.

Лобовой вариатор (рис. 5.1) состоит из ведущего ролика 1, который приводит в движение ведомый диск 2, и прижимной пружины 3. При перемещении ролика 1 в осевом направлении изменяется рабочий радиус ведомого диска R_2 , что приводит к изменению передаточного числа вариатора и тем самым плавному изменению угловой скорости ведомого вала. Преимуществом конструкции данного вариатора является его простота и возможность плавно изменять не только скорость ведомого вала (ω_2), но и ее направление (реверсирование движения). Однако в лобовых вариаторах происходит интенсивное изнашивание ролика вследствие значительной разности скоростей на площадке касания, поэтому КПД их ниже, чем в других конструкциях вариаторов.

Основной характеристикой вариаторов является диапазон регулирования:

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}.$$

Диапазон регулирования ограничивается $D \leq 3$.

Передаточное отношение вариатора определяется

$$U_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_1(1-\varepsilon)}; \quad U_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{R_{2\min}}{R_1(1-\varepsilon)},$$

где ε – относительное скольжение в передаче.

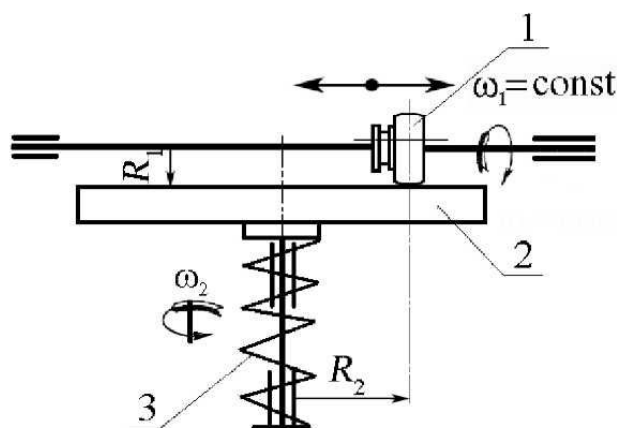


Рис. 5.1. Схема лобового вариатора

Дисковые вариаторы (рис. 5.2). В таких вариаторах крутящий момент передается за счет трения между пакетами дисков. На ведущем валу вариатора размещены отбуртованные диски 1, в промежутки между ними входят конические диски ведомого вала 2, прижимаемые

пружиной 3. Изменение передаточного отношения достигают перемещением ведущего вала относительно ведомого в радиальном направлении. При этом изменяются межосевое расстояние a и рабочий радиус R_2 .

Передаточное отношение и диапазон регулирования

$$U = \frac{R_2}{R_1} = \text{var}; \quad D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}.$$

Вариаторы могут передавать мощность до 40 кВт с диапазоном регулирования $D \leq 4,5$ при КПД 0,8–0,9.

В многодисковых вариаторах мощность от ведущего вала к ведомому может передаваться большим числом контактов (100 и более). Это позволяет значительно снизить контактные напряжения и интенсивность изнашивания дисков, повысить нагрузочную способность. При этом значительно снижается величина потребной силы прижатия $F_{\text{пр}}$, создаваемой пружиной 3.

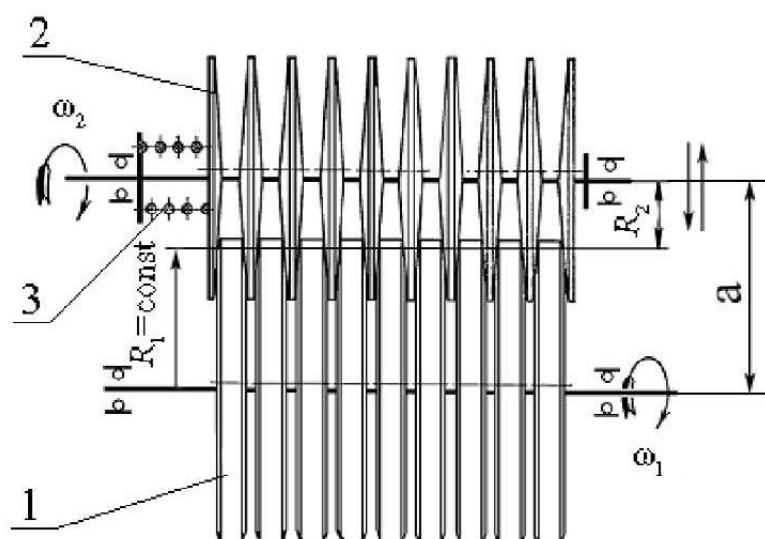


Рис. 5.2. Схема многодискового вариатора

Диски изготавливают из стали и закаливают до твердости $HRC\ 50\text{--}60$. Вариатор работает в масляной ванне, что уменьшает износ дисков. Снижение коэффициента трения при смазывании компенсируется большим числом контактов.

Торовый вариатор (рис. 5.3) состоит из ведущей 1 и ведомой 2 чашек с торовой рабочей поверхностью и двух промежуточных роликов 3. Регулирование угловой скорости осуществляется синхронным поворотом роликов относительно оси OO , в результате чего изменяются радиусы контакта R_1 и R_2 . Оси роликов закреплены в

специальной рамке так, что они всегда располагаются симметрично оси чашек. Ошибки в расположении осей вызывают неравномерную нагрузку роликов, дополнительное скольжение и износ, снижают КПД. У торовых вариаторов при соответствующих соотношениях геометрических параметрах, когда вершины конусов чашек и роликов располагаются в одной точке, практически отсутствует скольжение, а КПД максимально. В этом заключается основное их преимущество.

Схема такого вариатора является наиболее компактной и совершенной. Недостаток – сложность конструкции и высокие требования к точности изготовления.

Диапазон регулирования и передаточное число торового вариатора определяют таким же образом, как и у дискового. Торковые вариаторы стандартизированы для мощностей 1,5–2,0 кВт при диапазоне регулирования до 6,25. Материалы качения: закаленная сталь по закаленной стали при смазке или сталь по текстолиту без смазки.

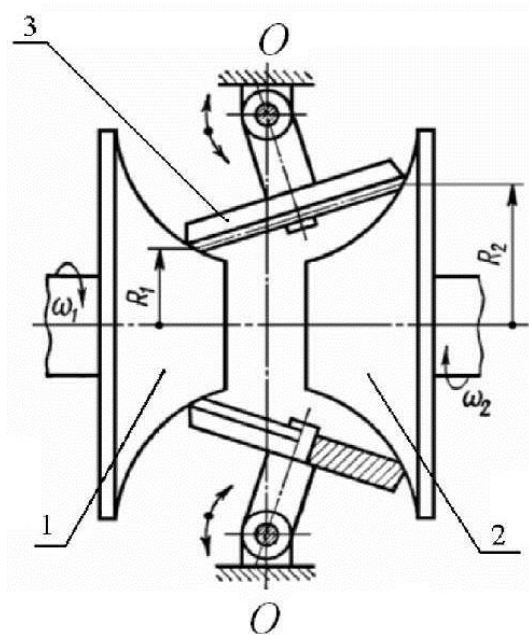


Рис. 5.3. Схема торового вариатора

Вариаторы с раздвижными конусами с ременной гибкой связью (рис. 5.4). Они просты по конструкции, надежны, и поэтому высокая точность их изготовления не требуется, но диапазон регулирования у них мал, а габариты относительно велики.

В вариаторах с клиновым ремнем (рис. 5.4) изменение передаточного отношения достигается одновременным изменением расчетных диаметров ведущего d_1 и ведомого d_2 конусов, что осуществляется сближением или раздвижением конусов с помощью рычагов 1 и 2 и винтовой пары 3 и 4. При вращении маховика 5 ремень перемещается

на другие рабочие диаметры d_1 и d_2 без изменения своей длины. Передаточное отношение и диапазон регулирования

$$U_{\max} = \frac{d_{2\max}}{d_{1\min}}; U_{\min} = \frac{d_{2\min}}{d_{1\max}}; \mathcal{D} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}}.$$

Стандартные приводные ремни позволяют получить $D \leq 1,5$, а специальные широкие до $D \leq 5$.

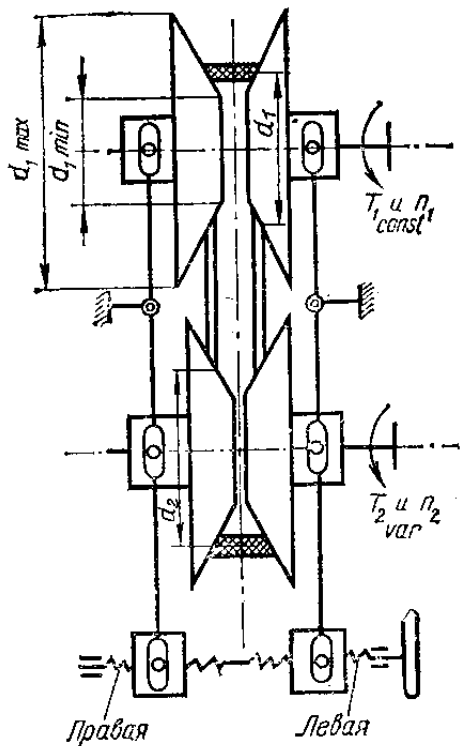


Рис. 5.4. Принципиальная схема
вариатора с гибкой связью

2. Описание лабораторной установки

На рис. 5.5, а приведена конструкция цепного вариатора ВЦ1А1-101 без цепи, а на рис. 5.5, б – цепь к этому вариатору. В качестве гибкой связи используют пластичную цепь 26, которая входит в зацепление пластинами 23 с конусами 6, имеющими радиальные канавки.

В корпусе вариатора расположены входной 1 и выходной 2 валы, которые установлены на радиальных шарикоподшипниках 13 и 14. Подшипники закрыты сквозными 19, 20 и глухими 18, 21 накладными крышками. Для защиты от попадания внутрь корпуса пыли и влаги в сквозных крышках установлены манжетные уплотнения 8 и 12.

Крутящий момент передается в основном за счет зацепления пластин цепи 23 с радиальными канавками конусов 6 и вариатор лишь частично является фрикционным. Пластины цепи клинового сечения смонтированы в специальной обойме и легко перемещаются в поперечном направлении. При работе часть пластин пакета входит во впадину конуса 6, а остальные выталкиваются выступом и входят во впадину противоположного конуса. Конусы посажены на валу так, что против выступа одного конуса находится впадина другого.

Постоянное натяжение цепи создается подпружиненными на рычагах успокоителями 11. В процессе работы пружинное поджатие демпфирует колебания цепи и уменьшает неравномерность хода, присущую всем цепным передачам.

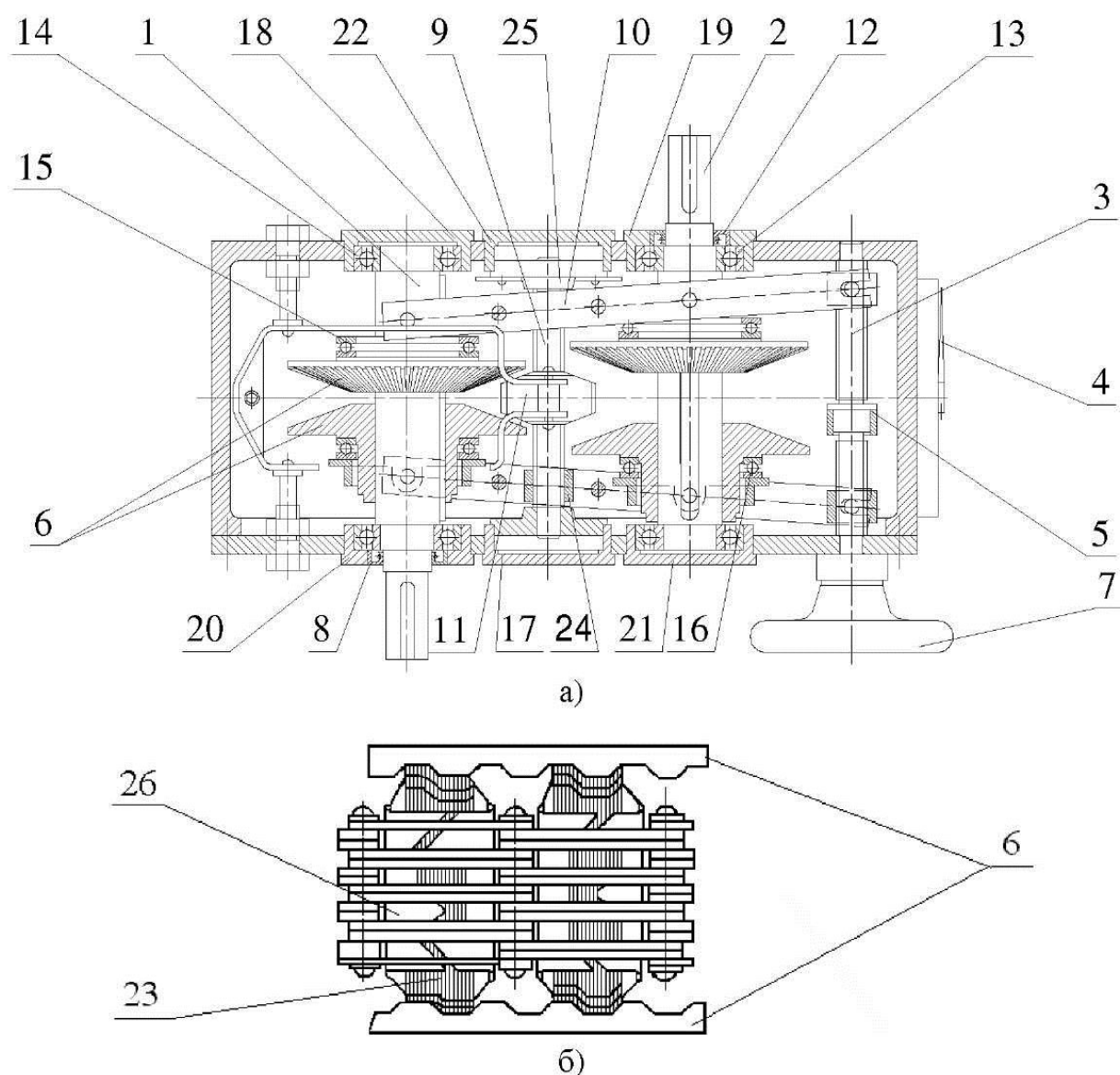


Рис. 5.5. Конструкция цепного вариатора и его цепи

Регулирование угловой скорости на выходном валу производится одновременным изменением на одно и тоже значение радиусов контакта цепи и боковых поверхностей конусов 6 за счет их сближения и раздвижения рычагами 10 (рис. 5.5), шарнирно закрепленными на гайках 24, установленных на винте 9. Положением гаек 24 относительно конусов 6 регулируют натяжение цепи вариатора, что обеспечивается вращением винта 9 храповым колесом 25, которое фиксируется стопорным винтом. Поворот рычагов 10 относительно опор 24 осуществляется вращением винта 3 маховиком 7. Червяк 5, выполненный на винте 3, вращает вал червячного колеса, на конец которого посажена стрелка указателя 4 числа оборотов выходного вала.

Раздвижное усилие конусам 6 от рычагов 10 передается посредством упорных подшипников 15 и 16.

По сравнению с ременным вариатором цепные имеют большую нагрузочную способность, надежнее, долговечнее, но дороже в изготовлении.

Передача работает в масляной ванне, очень чувствительна к перегрузкам и в приводах обязательно применяется с предохранительной муфтой.

3. Порядок выполнения работы

а) Отвернуть винты и снять крышку вариатора. Ознакомиться с устройством вариатора. Составить его кинематическую схему. Условные обозначения представлены в прил. 1.

б) По приведенным данным на крышке вариатора составить техническую характеристику и определить диапазон регулирования по формуле

$$i = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}}.$$

в) Определить крутящий момент $T_{2\max}$ и $T_{2\min}$ (Н·м), создаваемый вариатором при $n_{2\min}$ и $n_{2\max}$ по формулам

$$T_{2\max} = \frac{30P}{\pi n_{2\min}}; T_{2\min} = \frac{30P}{\pi n_{2\max}},$$

где P – мощность на выходном валу вариатора, Вт ($P=0,8; 1,24; 2,0$ кВт).

г) Для вычисленных значений $T_{2\max}$ и $T_{2\min}$ определить шаг цепи по эмпирической зависимости

$$t = 0,071T_2 + 24 \text{ мм.}$$

д) Измерить габаритные и присоединительные размеры вариатора в соответствии с рис. 5.6. Результаты замеров занести в табл. 5.1.

Таблица 5.1

	Размер, мм		Размер, мм		Размер, мм		Размер, мм
L		h		l		p	
B		b		l_1		s	
H		b_1		l_2		d	
a		b_2		c		m	

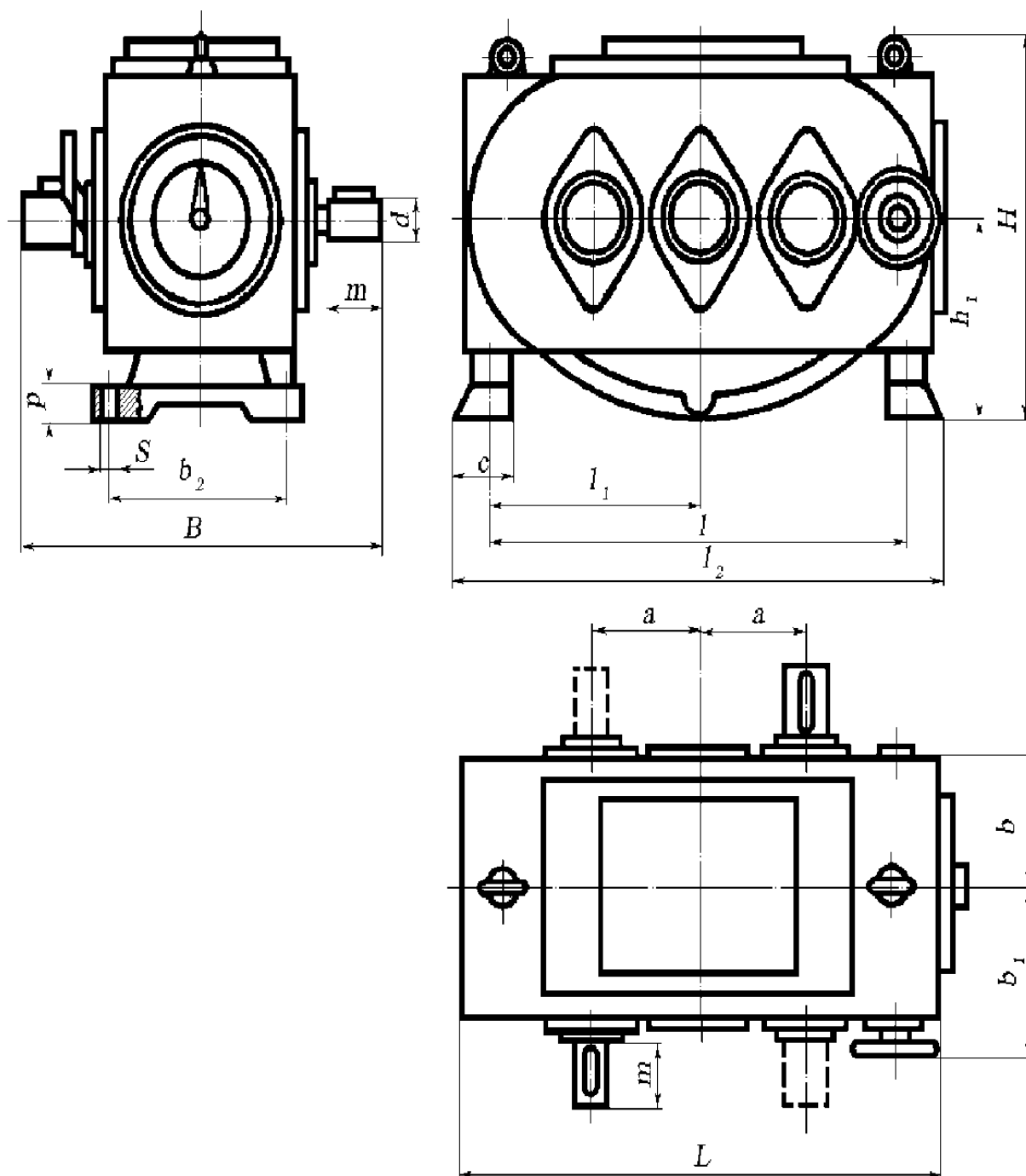


Рис. 5.6. Габаритные и присоединительные размеры цепных пластинчатых вариаторов

4. Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; схемы и краткое описание работы лобового, дискового, торового и ременного вариаторов; кинематическую схему и краткое описание работы цепного вариатора; расчет диапазона регулирования, крутящих моментов и шага цепи в соответствии с пп. а–д; табл. 5.1.

5. Контрольные вопросы

1. Что такое вариатор и в каких случаях он используется? 2. По каким признакам классифицируют вариаторы? 3. Принцип работы, основные достоинства и недостатки лобовых, дисковых и ременных вариаторов. 4. Передаточное число и диапазон регулирования вариаторов. 5. Устройство, принцип работы, достоинства и недостатки цепного вариатора.

Лабораторная работа № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: изучение работы червячного редуктора; определение теоретического КПД, фактического КПД червячной передачи в зависимости от крутящего момента и скорости скольжения; анализ коэффициентов полезного действия червячной передачи, полученных теоретически и экспериментально.

Инструмент: штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическими материалами по червячной передаче [1, с. 172–188; 2, с. 96–156; 2, с. 112–113, 219–244; 3, с. 94–95].

1. Общие сведения

Основным недостатком червячной передачи, ограничивающим область ее применения, являются повышенные потери мощности. Потери мощности обуславливаются главным образом работой сил трения между сопряженными поверхностями колеса и червяка, так как в процессе зацепления последних имеет место скольжение витков червяка вдоль рабочих поверхностей зубьев колеса аналогично тому, как это происходит в передаче винт-гайка. Величина сил трения определяется нормальным давлением и коэффициентом трения. Трение в червячных передачах зависит от материала червяка и колеса, качества (шероховатости) сопряженных поверхностей, вязкости масла, скорости скольжения, формы профилей зубьев и целого ряда других факторов. В лабораторной работе исследуется изменение коэффициента полезного действия в зависимости от нагрузки и скорости скольжения, которые, соответственно, задаются крутящим моментом и частотой вращения.

2. Описание лабораторной установки

Установка ДП-4К (рис. 6.1) смонтирована на литом металлическом основании и состоит из трех ведущих узлов: электродвигателя 2 с тахометром 1, нагрузочного устройства (магнитный порошковый тормоз) 5 и червячного редуктора 4. Тахометр служит для измерения частоты вращения вала электродвигателя; нагрузочное устройство – для плавного регулирования величины крутящего момента на выходном валу редуктора.

В стойках электродвигателя 2 и нагрузочного устройства 5 смонтированы измерительные устройства динамометрического типа 3 и 6, состоящие из плоских пружин 7 и 8 и индикаторов часового типа 21 и 23, упирающихся своими штоками в плоские пружины. Пружины измерительных устройств 7 и 8 предварительно градуируются, что позволяет определить величины крутящих моментов на валу электродвигателя T_d и на ведомом валу редуктора T_m , т. е. величины момента движущих сил и момента сил сопротивления.

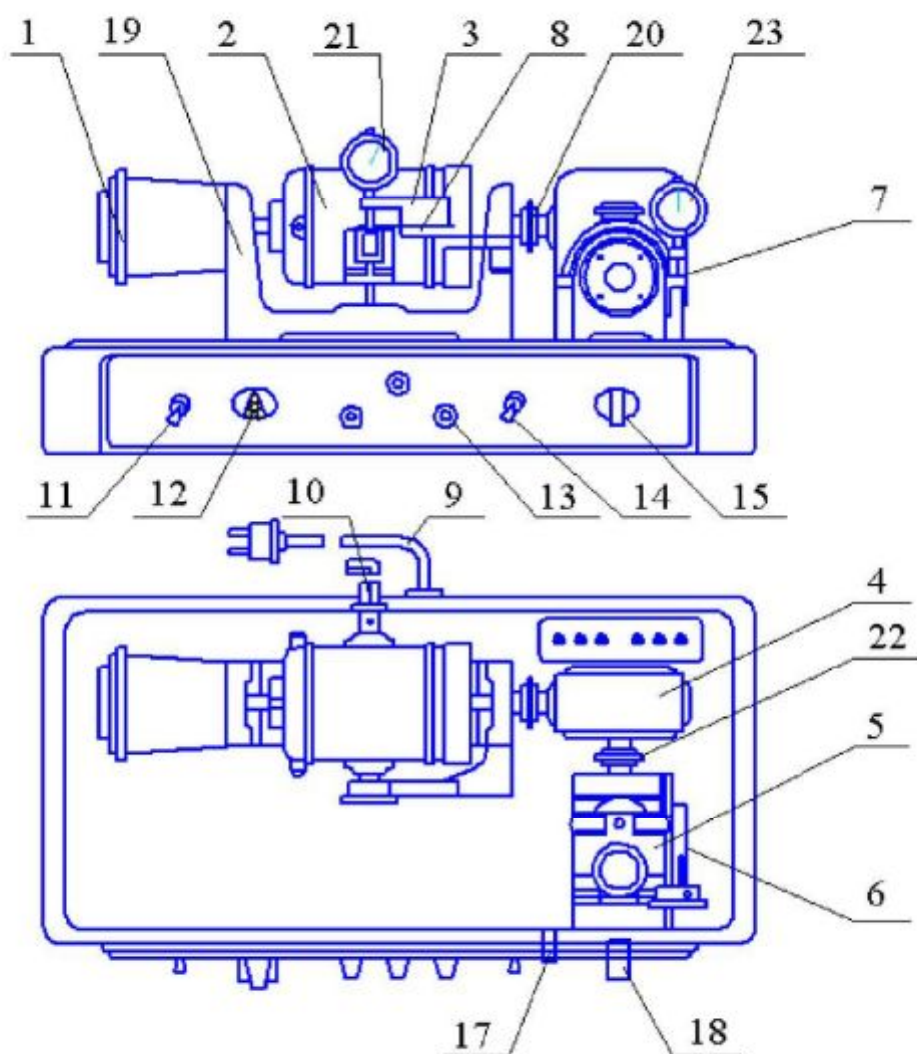


Рис. 6.1. Установка ДП-4К

Статор электродвигателя 2 свободно установлен на двух шарикоподшипниках в кронштейне 19 и может вращаться вокруг общей оси с якорем электродвигателя, что позволяет непосредственным замером определять реактивный крутящий момент на валу электродвигателя. Электродвигатели со свободным статором называют балансирными моторами.

При включенном электродвигателе реактивный момент на валу ротора поворачивает статор, который своим рычагом давит на плоскую пружину динамометра 3, удерживающую статор от поворота. При этом деформация пружины соответствует определенной величине реактивного крутящего момента, создаваемого электродвигателем.

Ротор электродвигателя через муфту 20 соединен с входным валом червячного редуктора. В свою очередь ведомый вал редуктора (вал червячного колеса) через муфту соединен с нагрузочным устройством.

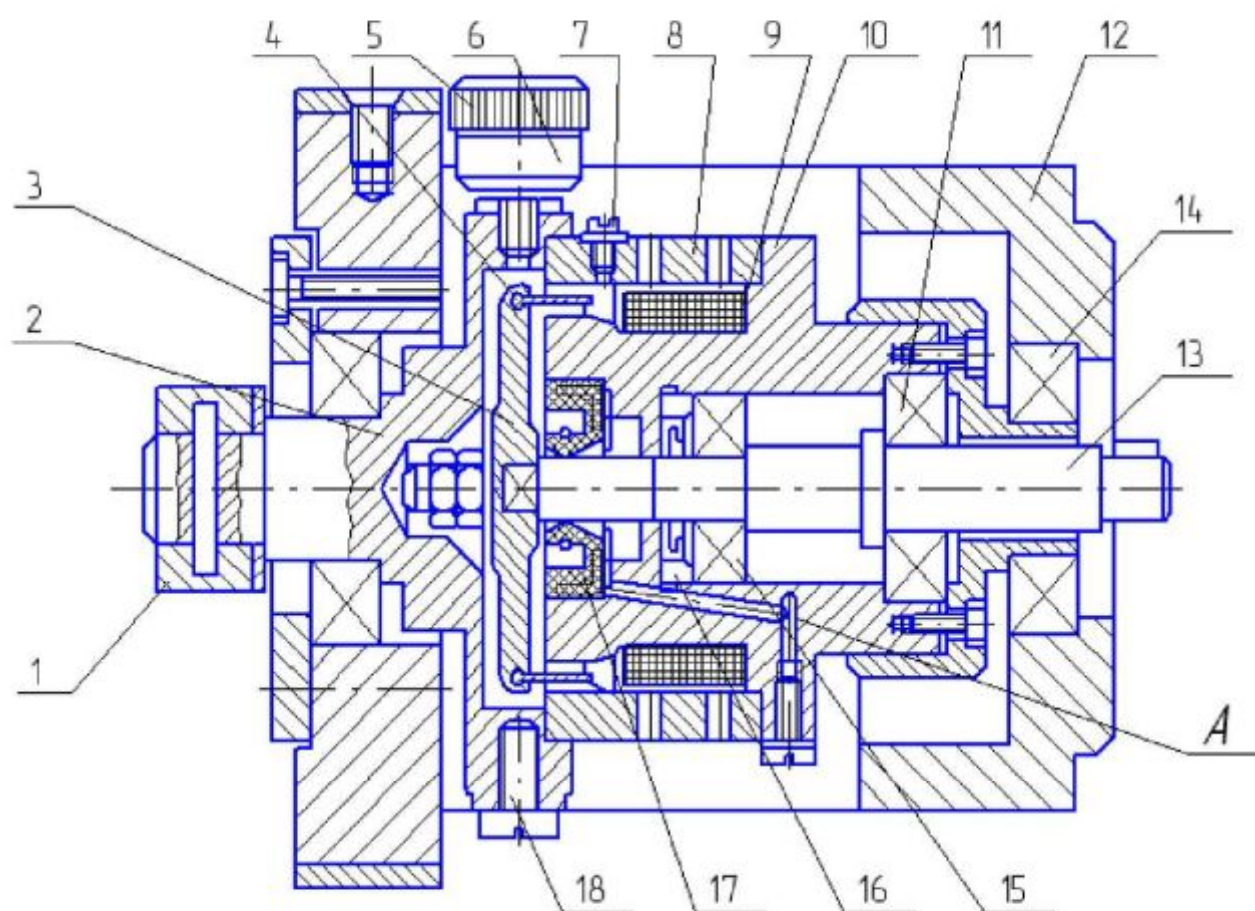


Рис. 6.2. Нагрузочное устройство

Нагрузочное устройство 5 через эластичную муфту соединяется с ведомым валом червячной передачи. Оно представляет собой магнитный порошковый тормоз (рис. 6.2), принцип действия которого основан на способности намагниченной среды оказывать сопротивление перемещению в ней ферромагнитных тел.

В качестве намагниченной среды применена жидкая смесь минерального масла и железного порошка. Основными узлами НУ являются: неподвижная опора 12, в которой на подшипниках 14 и 19 уста-

навливается узел статора, а также узел ротора, вращающийся в подшипниках 11 и 20 внутри узла статора. Узел статора состоит из корпуса 10, который одновременно является сердечником электрообмотки 9; крышки 2 (в нее вкручена масленка 6 для залива магнитной смеси в полость Б), и винтовой пробки 18 для ее слива; ярма 8 электрообмотки 9 с винтовой пробкой 7 для контроля уровня магнитной смеси.

Узел ротора состоит из вала 13, на одном конце которого крепится ротор 3 с барабаном 4, вращающимся в зазоре между ярмом 8, сердечником 10 и электрообмоткой 9, а другой конец вала с помощью эластичной муфты соединяется с выходным валом редуктора. Для предотвращения вытекания магнитной среды из полости Б в корпусе статора 10 установлены манжета 17 и два кольца – маслоотбойное 15 и упорное 16. В корпусе статора 10 выполнены каналы А, предназначенные для сбора магнитной смеси, малые утечки которой возможны в процессе эксплуатации, а винтовая пробка 21 служит для слива этой жидкости. В зависимости от силы тока, подаваемого в обмотку 9, изменяется вязкость магнитной смеси и тем самым изменяется сопротивление вращения ротора с барабаном 4, что приводит к вращению узла статора в подшипниках 14, 19 и повороту рычага 1, воздействующего на плоскую пружину 8 (рис. 6.1) измерительного устройства, прогиб которой пропорционален тормозному моменту.

Характеристика нагрузочного устройства: максимальный тормозной момент на выходном валу редуктора – 3 Н·м; минимальный тормозной момент на выходном валу редуктора – 0,12 Н·м; максимальная частота вращения – 60 мин⁻¹.

На передней панели установки расположены: тумблер 12 и контрольная лампочка 14 включения электродвигателя; ручка потенциометра 13, регулирующего частоту вращения данного электродвигателя; рукоятка 15 потенциометра, регулирующего величину тока в обмотке нагрузочного устройства (величину тормозного момента).

3. Порядок выполнения работы

3.1. Составление кинематической схемы установки ДП-4К и редуктора

Составить кинематическую схему прибора ДП-4К и редуктора с использованием условных изображений в графических схемах. Условные обозначения представлены в прил. 1. Проверить уровень масла в редукторе по отметкам, которые нанесены на правом торце ре-

дуктора. При необходимости долить масло.

3.2. Определение основных параметров червячного зацепления

Определить основные параметры червячного зацепления по следующим исходным данным: окружной шаг червячного колеса $P=3,93$ мм, число заходов червяка $Z_1=2$, число зубьев червячного колеса $Z_2=50$.

Измерить диаметр вершин витков червяка d_{a1} . Модуль червячного зацепления определить по формуле

$$m = \frac{P}{\pi}. \quad (6.1)$$

Полученное значение модуля необходимо округлить до стандартного (табл. 3.3). Для стандартного модуля принять значение относительной толщины червяка q (табл. 3.3) и проверить правильность выбора по замеренному значению диаметра вершин червяка из зависимости

$$d_{a1} = d_1 + 2m. \quad (6.2)$$

Делительный диаметр d_1 червяка определяется по формуле (3.3), червячного колеса d_2 – по формуле (3.4), угол подъема винтовой линии червяка γ – (3.5).

Определить скорость скольжения V_s витков червяка относительно зубьев червячного колеса для трех частот вращения вала электродвигателя (по согласованию с преподавателем) по формуле

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60\,000 \cos(\gamma)}. \quad (6.3)$$

Результаты расчетов занести в табл. 6.1.

3.3. Определение теоретического КПД червячной передачи

Теоретическое определение КПД закрытой червячной передачи производится исходя из того, что потери энергии в ней складываются из потерь на трение в зацеплении, подшипниках и гидродинамических потерь на размешивание и разбрызгивание масла внутри корпуса редуктора. Из них главную часть составляют потери в зацеплении, зависящие от точности изготовления и сборки, жесткости всей системы, способа смазки, материалов червяка и зубьев червячного колеса, шероховатости контактных поверхностей, скорости скольжения, угла подъема винтовой линии (числа заходов червяка) и других факторов.

Таблица 6.1

Наименования параметров	Значения
Шаг червяка P , мм	
Число заходов червяка Z_1	
Число зубьев колеса Z_2	
Передаточное число передачи U	
Модуль m , мм	
Относительная толщина червяка q	
Диаметр делительной окружности червяка d_1 , мм	
Диаметр делительной окружности червячного колеса d_2 , мм	
Угол подъема винтовой линии червяка γ	
Скорость скольжения V_s , м/с при частоте вращения n_1	
$n_1 =$	
$n_1 =$	
$n_1 =$	

Общий теоретический КПД червячного редуктора определим по формуле

$$\eta_{теор} = \eta_{н.п}^n \cdot \eta_{гидр} \cdot \eta_{ч.з}, \quad (6.4)$$

где $\eta_{н.п}=0,99$ – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников качения; n – число пар подшипников в редукторе; $\eta_{гидр}=0,97-0,98$ – КПД, учитывающий гидродинамические потери, связанные с перемешиванием и разбрызгиванием масла в корпусе редуктора; $\eta_{ч.з}$ – КПД, учитывающий потери в зацеплении и определяемый по формуле

$$\eta_{ч.з} = \frac{\operatorname{tg}(\gamma)}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (6.5)$$

где ρ' – приведенный угол трения, зависящий от скорости скольжения, материала червячной пары, качества смазки, твердости и шероховатости рабочих поверхностей червяка. Для практических расчетов значение ρ' можно взять из табл. 6.2. Для промежуточных значений скорости скольжения V_s значение ρ' определяют методом линейной интерполяции.

Таблица 6.2

V_s , м/с	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0
ρ'	4°–5°10'	3°10'–3°40'	2°30'–3°10'	2°20'–2°50'	2°–°30'

Для заданных преподавателем частот вращения определить величину теоретического КПД. Построить график зависимости КПД червячной передачи от скорости скольжения $\eta=f(V_s)$.

3.4. Определение экспериментального КПД червячной передачи

Экспериментальное определение КПД червячной передачи основано на одновременном и независимом измерении реактивных крутящих моментов на ведущем и ведомом валах редуктора. Оно определяется по формуле

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{T_{\text{II}}}{T_{\text{I}}U}, \quad (6.6)$$

где T_{I} – крутящий момент на валу электродвигателя, Н·мм; T_{II} – крутящий момент на выходном валу, Н·мм.

Опытные значения реактивных крутящих моментов определяются по формулам

$$T_{\text{I}} = i_{\text{I}}k_{\text{I}} \quad \text{и} \quad T_{\text{II}} = i_{\text{II}}k_{\text{II}}, \quad (6.7)$$

где i_{I} – число делений индикатора электродвигателя; i_{II} – число делений индикатора нагрузочного устройства; k_{I} и k_{II} – торировочные коэффициенты индикатора электродвигателя и тормозного устройства соответственно ($k_{\text{I}} = 4,5 \text{ Н·мм}$, $k_{\text{II}} = 24 \text{ Н·мм}$).

Внимание! Установку подключать только через понижающий трансформатор с выпрямителем к сети постоянного тока напряжением 110 В. Запрещается включать в электросеть напряжением 220 В.

а) Для заданных преподавателем значений крутящего момента (T_{III1} , T_{III2} , T_{III3}) на валу нагрузочного устройства по формуле (6.7) определить число делений на индикаторе нагрузочного устройства i_{II} .

б) Ручки потенциометров для регулирования частоты вращения вала электродвигателя 12 и крутящего момента нагрузочного устройства 15 поворотом против часовой стрелки установить в крайнее левое положение.

в) Включить электродвигатель тумблером 11 и нагрузочное устройство тумблером 14.

г) Поворотом ручки потенциометра 12 по часовой стрелке установить минимальную заданную преподавателем частоту вращения n вала электродвигателя, контролируя ее на тахометре 1.

д) Выставить на ноль стрелки индикаторов 21 и 23.

е) Поддерживая ручкой 12 заданную частоту вращения, ручкой потенциометра 15 нагрузочного устройства установить минимальный

заданный преподавателем тормозной момент T_{II} , контролируя его величину по числу делений i_{II} индикатора 23. Снять показания с индикатора 21 и занести их в табл. 6.3.

ж) Повторить п. г, д для других заданных крутящих моментов T_{II} на тихоходном вале редуктора.

з) Повторить п. г–ж для других заданных частот вращения n .

Таблица 6.3

Крутящий момент на ведомом валу T_{II} , Н·мм	Число делений ин- дикатора		Крутящий момент на ведущем валу T_I , Н·мм	Значение КПД	
	нагру- зочного устрой- ства i_{II}	электро- двигате- ля i_I		эксперимен- тальное	теоретиче- ское
Частота вращения вала электродвигателя $n_1=$					
Частота вращения вала электродвигателя $n_2=$					
Частота вращения вала электродвигателя $n_3=$					

4. Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; кинематическую схему установки ДП-4К с редуктором; краткое описание устройства и работы ДП-4К; таблицу основных параметров червячной передачи (табл. 6.1); график зависимости теоретически рассчитанного КПД редуктора от частоты вращения; результаты измерений (табл. 6.3); графики зависимости КПД от частоты вращения и крутящего момента; анализ полученных экспериментальных и теоретических значений КПД.

5. Контрольные вопросы

1. Основные достоинства и недостатки червячных передач.
2. Как определить передаточное число червячной передачи?
3. Как определить модуль зацепления?
4. Объяснить принцип работы нагруженного устройства.
5. Принцип определения крутящего и тормозного моментов.
6. Методики определения теоретического и экспериментального КПД.
7. Какие факторы влияют на КПД червячной передачи?
8. Почему с увеличением скорости скольжения увеличивается КПД передачи?

Лабораторная работа № 7

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: изучение устройства и принципа работы планетарного редуктора; определение передаточного отношения и КПД планетарного редуктора.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с планетарными передачами [1, с. 96–164; 2, с. 112–113, 151–195, 200–218; 3, с. 81–83].

1. Общие сведения

1.1. Планетарные передачи

Зубчатые передачи (рис. 7.1), которые имеют зубчатые колеса с перемещающимися в пространстве геометрическими осями, называются планетарными.

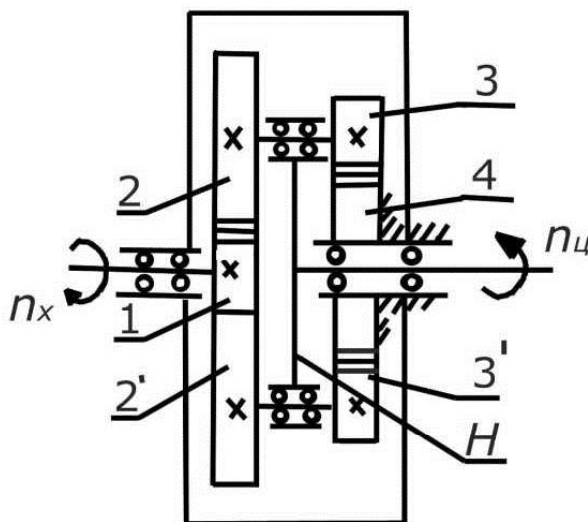


Рис. 7.1 Кинематическая схема планетарного редуктора

Зубчатые колеса (рис. 7.1) с перемещающимися в пространстве геометрическими осями называются сателлитами или планетарными 2, 2', 3 и 3' (по аналогии с движением планет Солнечной системы). Колеса, по которым обкатываются сателлиты – центральные или солнечные 1 и 4. Деталь, в которой закреплены валы сателлитов, называется водилом (H).

Планетарные передачи могут иметь два и более сателлитов. В отличие от цилиндрических передач, где только два вращающихся звена (ведущий и ведомый вал), в планетарной передаче вращательное

движение могут иметь три звена: два центральных колеса 1 и 4 и водило H . Это позволяет значительно расширить кинематические возможности, что является одним из ее достоинств. Планетарную передачу используют как: редуктор с постоянным передаточным числом, когда одно из звеньев неподвижно; коробку перемены скоростей путем поочередного торможения различных звеньев; дифференциал, когда все три звена остаются подвижными.

Достоинства планетарных передач: малые габаритные размеры и масса (это объясняется тем, что мощность передается несколькими потоками, численно равными числу сателлитов, поэтому нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается в несколько раз); вследствие соосности ведущего и ведомого валов эти передачи удобны для компоновки машин; они работают с меньшим шумом, чем обычные зубчатые, что связано с меньшими размерами колес и взаимным уравниванием сил при симметричном расположении сателлитов; малые нагрузки на опоры позволяют упростить конструкцию опор и снизить потери в них; планетарный принцип передачи движения позволяет получить большие передаточные отношения (до 500) при небольшом числе зубчатых колес и малых габаритных размерах.

Недостатками планетарных передач являются повышенные требования к точности изготовления и монтажу, значительное снижение КПД передачи с ростом передаточного отношения.

1.2. Определение передаточного отношения планетарной передачи

При определении передаточного отношения планетарного механизма применяют метод остановки водила H (метод Виллиса). Звеньям планетарной передачи мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью, равной скорости водила H , но направленной в противоположную сторону. В полученном, так называемом приведенном, механизме водило окажется неподвижным. Планетарная передача превращается в обычную зубчатую, у которой все геометрические оси неподвижны и сателлиты превращаются в паразитные зубчатые колеса, которые не влияют на передаточное число, а только изменяют направление вращения ведомого вала.

В планетарной передаче существенное значение имеет знак передаточного числа. Установлено, что при $U > 0$ вращение ведущего и ведомого звеньев происходит в одном направлении, а при $U < 0$ – вра-

щение противоположное.

Принято приписывать угловым скоростям индекс звена (ω_1 , ω_H и т. д), а передаточное число сопровождать индексами в направлении движения и индексом неподвижного звена. Например, U_{1H}^4 – означает передаточное число от центрального колеса 1 к водилу H при неподвижном зубчатом колесе 4.

Применяя метод остановки водила, рассмотрим определение передаточного отношения для исследуемого редуктора (см. табл. 7.1).

Таблица 7.1

Звенья редуктора	Фактические угловые скорости	Угловые скорости после прибавления дополнительной скорости водила
Зубчатые колеса:		
центральное $Z_1=$	$\omega_1=$	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$
сателлит $Z_2=$	$\omega_2=$	$\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$
сателлит $Z_3=$	$\omega_3 = \omega_2$	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$
центральное $Z_4=$	$\omega_4=0$	$\omega_4^H = 0 - \omega_H$
водило H	$\omega_H=$	$\omega_4^H = \omega_H - \omega_H = 0$

Таким образом, мысленно сообщая всем звеньям планетарного редуктора дополнительную скорость $(-\omega_H)$, получаем обыкновенный зубчатый редуктор с неподвижными осями валов. В приведенном механизме передаточное отношение

$$U_{1H}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{-\omega_H} = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}.$$

Числитель и знаменатель левой части полученного равенства разделим на $(-\omega_H)$:

$$\frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}.$$

С учетом того, что $\frac{\omega_1}{\omega_H} = U_{1H}^4$, передаточное число рассматриваемого редуктора будет равно

$$U_{1H}^4 = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}. \quad (7.1)$$

1.3. КПД планетарной передачи

Потери энергии в планетарной передаче складываются из потерь на трение в зацеплении и подшипниках, гидродинамических потерь на разбрызгивание и перемешивание масла.

Основную часть потерь составляют потери в зацеплении, зависящие от схемы, параметров передачи, точности изготовления и монтажа. Это является одной из особенностей планетарных передач. Потери в зацеплении планетарных передач могут быть как меньше, так и больше, чем в обычных передачах.

Потери в подшипниках планетарной передачи меньше, чем в обычной зубчатой, так как при симметричном расположении сателлитов силы в зацеплении уравниваются и не нагружают валы и опоры.

Гидродинамические потери в планетарной передаче при смазке погружением сателлитов в масляную ванну могут быть значительно больше, чем у обычной зубчатой. Вращающиеся сателлиты входят в масляную ванну с ударом и проходят через нее. Поэтому рекомендуется неглубокое погружение колес в масляную ванну, а при больших скоростях – применение циркуляционной смазки разбрызгиванием или струйной.

Общий КПД планетарного редуктора определяется по формуле

$$\eta_{пл.ред} = \eta_{зац} \eta_{п.п}^n \eta_{гидр}, \quad (7.2)$$

где n – число пар подшипников; $\eta_{зац}$ – КПД, учитывающий потери в зацеплении; $\eta_{п.п}$ – КПД, учитывающий потери в подшипниках; $\eta_{гидр}$ – КПД, учитывающий потери на разбрызгивание масла.

В механических передачах между мощностью, вращающим моментом, передаточным отношением и КПД существует следующая зависимость:

$$\eta_{пл.ред} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1 U}, \quad (7.3)$$

где P_1 , T_1 , P_2 , T_2 – мощность и крутящий момент на валу ведущего и ведомого валов редуктора соответственно; U – передаточное отношение редуктора.

2. Описание лабораторной установки

Установка ДП-5К (рис. 7.2) смонтирована на литой металлической станине и состоит из трех основных узлов: электродвигателя 1 с тахометром 2, исследуемого планетарного редуктора 3 и нагрузочного устройства 4.

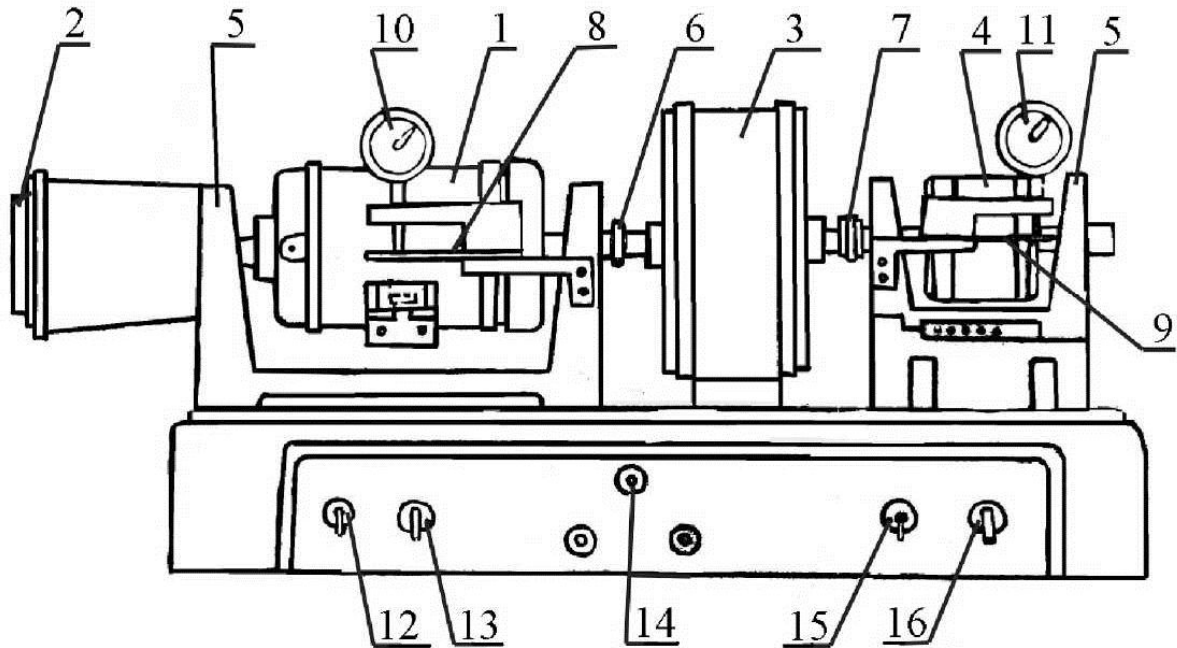


Рис. 7.2. Установка ДП-5К

Узел электродвигателя смонтирован на литом кронштейне 5, установленном на станине. Статор электродвигателя закреплен в двух рамках, оси которых свободно вращаются на двух шарикоподшипниках, установленных в кронштейне, и поэтому могут вращаться вместе со статором вокруг общей оси с якорем (балансирный электродвигатель).

Тахометр 2 соединен с валом ротора электродвигателя 1 эластичной муфтой и показывает частоту вращения вала электродвигателя.

Крутящий момент подается на входной вал редуктора, на котором закреплено центральное колесо 1 (рис. 7.1). Колесо вступает в зацепление с парой сателлитов (планетарных колес) 2 и 2', в результате чего они начинают вращаться вокруг собственной оси. Крутящий момент с сателлитов 2 и 2' посредством валов передается на сателлиты 3 и 3', которые находятся в зацеплении с неподвижным центральным колесом 4. В результате сателлиты обкатывают центральные колеса.

Валы их соединены между собой посредством водила H , которое, в свою очередь, приводит во вращение выходной вал редуктора. Выходной вал соединен упругой муфтой 7 (рис. 7.2) с валом нагрузочного устройства 4.

Краткая характеристика редуктора: число зубьев подвижного центрального колеса 1 – $Z_1=17$, сателлитов 2 и 2' – $Z_2=87$, сателлитов 3 и 3' – $Z_3=17$, неподвижного центрального колеса 4 – $Z_4=87$. Модуль передачи для всех зацеплений – $m=0,8$ мм; номинальный крутящий момент на ведущем валу редуктора (на валу электродвигателя) – $0,2$ Н·м; максимальный крутящий момент на ведущем валу редуктора – $0,5$ Н·м.

Валы всех зубчатых колес и вал водила установлены на шариковых радиальных подшипниках.

Верхняя часть корпуса редуктора имеет съемную крышку, выполненную из органического стекла, и служит для визуального осмотра и периодического смазывания зубчатых зацеплений.

Нагрузочное устройство 4, имитирующее рабочую нагрузку редуктора, представляет собой магнитный порошковый тормоз, служащий для создания тормозного момента на ведомом валу редуктора. Оно смонтировано на литом кронштейне 5, закрепленном на станине. Конструкция и принцип работы нагрузочного устройства представлены в лабораторной работе № 6, п. 2.

В стойках электродвигателя и нагрузочного устройства 5 смонтированы измерительные устройства динамометрического типа, состоящие из плоских пружин 8 и 9 и индикаторов часового типа 10 и 11, упирающихся своими штоками в пружины. Пружины измерительных устройств 8 и 9 предварительно тарируются, что позволяет определить величины реактивных крутящих моментов на валу электродвигателя T_1 и на ведомом валу редуктора T_2 , т. е. величины момента движущих сил и момента сил сопротивления. По результатам проведенной тарировки были получены следующие средние значения коэффициентов: для электродвигателя $k_{эл.двиг.}=5$ Н·мм на одно деление индикатора; для нагрузочного устройства $k_{нагр.}=27,5$ Н·мм на одно деление индикатора.

2.1. Создание крутящих моментов на входном и выходном валах редуктора

При включенном электродвигателе реактивный момент статора

(равный по абсолютному значению моменту на валу ротора электродвигателя) поворачивает его и своим рычагом давит на плоскую пружину 8 измерительного устройства, которая удерживает статор от поворота. При этом деформация пружины передается на шток индикатора 10, а отклонение его стрелки показывает величину деформации пружины, соответствующую реактивному крутящему моменту на валу электродвигателя, равного крутящему моменту на входном валу редуктора.

При подаче тока в обмотку электромагнита статора нагрузочного устройства магнитная смесь оказывает сопротивление вращению ротора нагрузочного устройства, т. е. создает тормозной момент на выходном валу редуктора, одновременно поворачивая статор, который давит на плоскую пружину 9 измерительного устройства, удерживающую статор от поворота. При этом деформация пружины передается на шток индикатора 11, а отклонение стрелки индикатора показывает величину деформации пружины, которая соответствует определенному реактивному крутящему моменту на выходном валу редуктора.

Таким образом, деформации пружин измерительных устройств по отклонению стрелок индикаторов показывают, соответственно, величины крутящих моментов на входном T_1 и выходном T_2 валах редуктора, т. е. величины момента сил движущих и момента сил сопротивления (тормозящих) по следующим формулам:

$$T_1 = i_{\text{эл. двиг}} k_{\text{эл. двиг}} \quad \text{и} \quad T_2 = i_{\text{нагр}} k_{\text{нагр}}, \quad (7.4)$$

где $i_{\text{эл. двиг}}$ и $i_{\text{нагр}}$ — число делений, соответственно, на индикаторах электродвигателя и нагрузочного устройства; $k_{\text{эл. двиг}}$ и $k_{\text{нагр}}$ — торировочные коэффициенты, соответственно, на индикаторах электродвигателя и нагрузочного устройства.

2.2. Панель управления

На лицевой части станины установлена панель, на которой размещены тумблер 12, включающий и выключающий электродвигатель, ручка 13 потенциометра, позволяющего бесступенчато регулировать число оборотов электродвигателя, контрольная лампочка 14, тумблер 15, включающий нагрузочное устройство, и рукоятка 16 потенциометра, позволяющего регулировать ток в электромагните нагрузочного устройства. На задней стороне станины имеется шнур с вилкой для подключения установки к выпрямителю.

3. Порядок выполнения работы

а) Ознакомиться с устройством и работой установки ДП-5К и исследуемого планетарного редуктора. Выполнить их кинематические схемы. Условные обозначения представлены в прил. 1.

б) Проверить уровень масла в редукторе.

в) Определить передаточное отношение редуктора по формуле (7.1).

Внимание! Установку подключать только через понижающий трансформатор с выпрямителем к сети постоянного тока напряжением 110 В. Запрещается включать в электросеть напряжением 220 В.

г) Для заданных преподавателем значений крутящего момента (T_{2-1} , T_{2-2} , T_{2-3}) на валу нагрузочного устройства по формуле (7.4) определить число делений на индикаторе нагрузочного устройства $i_{нагр}$.

д) Ручки потенциометров для регулирования частоты вращения вала электродвигателя 13 и крутящего момента нагрузочного устройства 16 поворотом против часовой стрелки установить в крайнее левое положение.

е) Включить электродвигатель тумблером 12 и нагрузочное устройство тумблером 15.

ж) Поворотом ручки потенциометра 13 по часовой стрелке установить минимальную заданную преподавателем частоту вращения n_{1-1} вала электродвигателя, контролируя ее на тахометре 2.

з) Вращением внешних колец выставить на ноль стрелки индикаторов 10 и 11.

и) Поддерживая ручкой 13 заданную частоту вращения, ручкой потенциометра 16 нагрузочного устройства установить минимальный заданный преподавателем тормозной момент T_{2-1} , контролируя его величину по числу делений i_{2-1} индикатора 11. Снять показание с индикатора 10 и занести его в табл. 7.2.

к) Повторить п. з, и для других заданных значений крутящих моментов T_{2-2} , T_{2-3} на тихоходном валу редуктора.

л) Повторить п. ж–к для других заданных частот вращения n_{1-2} , n_{1-3} .

м) По формуле (7.4) рассчитать значение крутящего момента на ведущем валу редуктора T_1 .

н) По формуле (7.3) определить значение КПД планетарного редуктора $\eta_{ред}$.

Результаты расчетов занести в табл. 7.2.

Таблица 7.2

Крутящий момент на ведомом валу T_2 , Н·мм	Число делений индикатора		Крутящий момент на ведущем валу T_1 , Н·мм	Значение КПД
	нагрузочного устройства $i_{нагр}$	электро-двигателя $i_{эл. двиг}$		
Частота вращения вала электродвигателя $n_1=$ мин ⁻¹				
550	20			
1100	40			
1650	60			
Частота вращения вала электродвигателя $n_2=$ мин ⁻¹				
550	20			
1100	40			
1650	60			
Частота вращения вала электродвигателя $n_3=$ мин ⁻¹				
550	20			
1100	40			
1650	60			

о) Построить график зависимости КПД исследуемого планетарного редуктора от крутящих моментов T_2 на выходном валу редуктора при заданных частотах вращения входного редуктора.

п) Построить график зависимости КПД исследуемого планетарного редуктора от частоты вращения входного вала редуктора n_1 при заданных крутящих моментах на выходном валу редуктора.

4. Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; кинематическую схему установки ДП-5К; краткое описание устройства и принципа работы установки ДП-5К; кинематическую схему и описание устройства исследуемого планетарного редуктора; расчет передаточного числа исследуемого планетарного редуктора; таблицу опытных и расчетных результатов (табл. 7.2); график зависимости КПД от крутящего момента на ведомом валу T_2 при постоянной частоте вращения n_1 ; график зависимости КПД от частоты вращения вала электродвигателя n_1 при постоянном крутящем моменте на ведомом валу T_2 ; анализ

полученных экспериментальных и теоретических значения КПД.

5. Контрольные вопросы

1. Какие передачи называются планетарными? 2. Перечислите достоинства и недостатки планетарной передачи. 3. Принцип работы установки ДП-5К. 4. Методика определения крутящих моментов на ведущем и ведомом валах редуктора. 5. Методика определения КПД передачи. 6. Перечислите потери, имеющиеся в планетарной передаче и какие из них наиболее существенны. 7. Укажите наиболее эффективные меры по снижению потерь в планетарных передачах. 8. Чем объяснить меньшие потери в подшипниках планетарной передачи по сравнению с обычными зубчатыми передачами? 9. Как изменяется КПД планетарных передач в зависимости от передаточного отношения и передаваемой мощности?

Лабораторная работа № 8

ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, КОТОРОЕ РАБОТАЕТ НА СДВИГ

Цель работы: определение теоретических и экспериментальных зависимостей сдвигающей силы (F_c) от момента закручивания (T_3) болта в напряженном болтовом соединении; сопоставление теоретических и экспериментальных зависимостей $F_c=f(T_3)$.

Оборудование, приборы и инструменты: ручной пресс, динамометрический ключ со сменными головками, штангенциркуль, болты с соответствующими шайбами и гайками, сменные вставки различной шероховатости.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с резьбовыми соединениями [1, с. 16–49; 2, с. 62–97; 3, с. 166–173].

1. Общие сведения

При приложении к пластинам сдвигающей силы F_c (рис. 8.1) последние могут удерживаться от сдвига, сохраняя зазоры между стержнем болта и отверстием в пластине за счет сил трения (F_f), которые возникают на поверхности стыка.

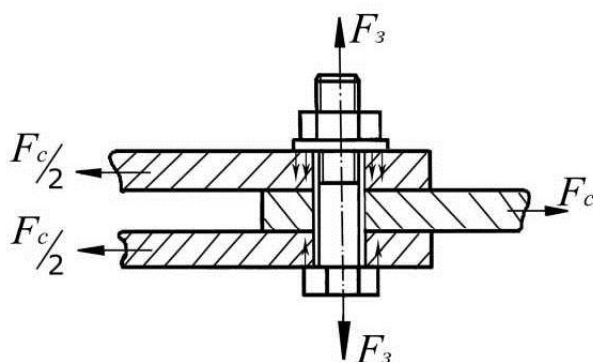


Рис. 8.1. Схема нагружения соединения

$$F_c = F_f i, \quad (8.1)$$

где i – количество стыков (в нашем случае $i=2$). Болт в данном случае работает на растяжение от силы затяжки (F_3). Сила сдвига (F_c), при которой пластины сдвигаются, является максимальной для данной затяжки (F_3). В свою очередь, сила трения

$$F_f = F_n f_c, \quad (8.2)$$

где F_n – нормальная сила в стыке; f_c – коэффициент трения в стыке. Поскольку нормальная сила F_n вызвана силой затяжки F_3 и направлена в одну и ту же сторону, можно сделать заключение, что $F_n = F_3$. Изменив силу F_n на F_3 , из выражений (8.1) и (8.2) получим зависимость для определения силы сдвига от силы затяжки:

$$F_c = F_3 f_c i. \quad (8.3)$$

Известно, что сила затяжки F_3 связана с моментом закручива-

ния (T_3) следующей зависимостью:

$$T_3 = T_p + T_T = 0,5F_3 d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + 0,25F_3 f_T (D_0 + d_0), \quad (8.4)$$

где T_p – момент сил трения в резьбе, Н·мм; T_T – момент сил трения на опорном торце гайки, Н·мм; d_2 – средний диаметр резьбы, мм; γ – угол подъема по среднему диаметру, определяется по уравнению

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{p}{\pi d_2}, \quad (8.5)$$

где p – шаг резьбы; ρ' – приведенный угол трения, определяется по уравнению

$$\rho' = \operatorname{arctg} f' \quad (f' \text{ – приведенный коэффициент трения в резьбе}). \quad (8.6)$$

$$f' = \frac{f_p}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

где f_p – коэффициент трения в резьбе; α – угол профиля резьбы, для метрической $\alpha=60^\circ$; f_T – коэффициент трения на торце гайки; D_0 – внешний диаметр опорной поверхности гайки; d_0 – внутренний диаметр опорной поверхности гайки.

Подставив в уравнение (8.3) значение F_3 , найденное из зависимости (8.4), получим

$$F_c = \frac{T_3 f_c i}{[0,5d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + 0,25f_T (D_0 + d_0)]} \quad (8.7)$$

или $F_c = KT_3$,

где $K = \frac{f_c i}{[0,5d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + 0,25f_T (D_0 + d_0)]}$ – постоянная величина для

данных условий эксперимента. Таким образом, зависимость $F_c=f(T_3)$ является линейной. Поскольку при эксперименте F_c и T_3 определяются по индикаторам динамометрического ключа и динамометрической пружины достаточно точно, то положение теоретической кривой зависимости $F_c=f(T_3)$ на графике во многом будет зависеть от правильного выбора коэффициента трения в резьбе f_p , на торце гайки f_T и поверхности стыка f_c . Поэтому теоретическое значение T_3 не всегда соответствует его действительной величине, определяемой экспериментальным путем.

Для предупреждения остаточных деформаций болта, которые могут возникать в стержне болта при чрезмерном закручивании гайки,

необходимо определить допускаемую силу затяжки $[F_z]$, которая из условия прочности болта определяется по уравнению

$$[F_z] = \frac{\pi d_1^2 [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3}, \quad (8.8)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала болта. В нашем случае болт выполнен из стали Ст3, имея $\sigma_m = 220$ МПа. Принимаем коэффициент безопасности $n = 2,0$, тогда допускаемое напряжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{220}{2} = 110 \text{ МПа.}$$

Если полученное $[F_z]$ из зависимости (8.8) подставим в формулу (8.4), то получим соответствующий момент закручивания $[T_z]$, который не должен быть превышен при закручивании гайки, чтобы избежать возникновения остаточных деформаций в стержне болта.

2. Описание установки

2.1. Устройство и работа ручного винтового пресса

Винтовой пресс (рис. 8.2) имеет две стойки 2, неподвижно закрепленные в основании 1 и траверсе 12. Винт 8 жестко закреплен с маховиком 11 и зафиксирован от осевого перемещения в траверсе упорным подшипником 10. При вращении маховика 11 винт 8 вкручивается или выкручивается в ползун 9, который удерживается от вращения шпонкой и тем самым перемещается в траверсе 12.

Ползун 9 через динамометрическую пружину 13 соединен с верхней колодкой 7 исследуемого болтового соединения. Пластины 4, прижатые к верхней колодке 7 болтом 6 с гайкой 15, шайбой 14 и втулкой 16, закреплены на оси 3, которая неподвижно установлена в нижней колодке 17. Пластины 4 на оси от перемещения в осевом направлении удерживаются пружинным упорным кольцом 18. Колодка 7 выполняет функции средней пластины на рис. 8.1.

Перемещение верхней колодки 7 относительно пластин 4 осуществляется вращением маховика 11. На внутренних поверхностях пластин 4 с одной стороны, а на верхней колодке 7 с двух сторон находятся пазы, в которые устанавливаются сменные вставки 5 и фиксируются шурупами. Сменные вставки представляют собой пластины прямоугольной формы, изготовленные из стали 40Х, термообработанные.

ные до твердости HRC 32–36 единиц, которые имеют определенную шероховатость рабочих контактных поверхностей.

Для контроля положения верхней колодки 7 относительно пластины 4 на них нанесены метки. Расстояние между крайними метками на пластине 4 соответствует максимальному зазору между стержнем болта 6 и краем отверстия в верхней колодке 7.

В начальном положении колодка 7 при помощи маховика 11 укрепляется так, чтобы ее метка совмещалась с верхней меткой на пластине 4. Снижение колодки 7 за нижнюю метку на пластине недопустимо, т. к. при этом выбирается зазор и стержень болта станет работать на срез.

2.2. Устройство и принцип работы динамометрического ключа

В динамометрическом ключе (рис. 8.3) находится упругий стержень 2 с рукояткой 1 и индикатором 3, закрепленным в колодке 4, на квадратный выступ которой надевается головка ключа 5 для соответствующей гайки. При закручивании гайки к рукоятке 1 прикладывается сила, которая изгибает упругий стержень 2 (как консольную балку). Величина деформации стержня, которая фиксируется индикатором 3, пропорциональна моменту закручивания.

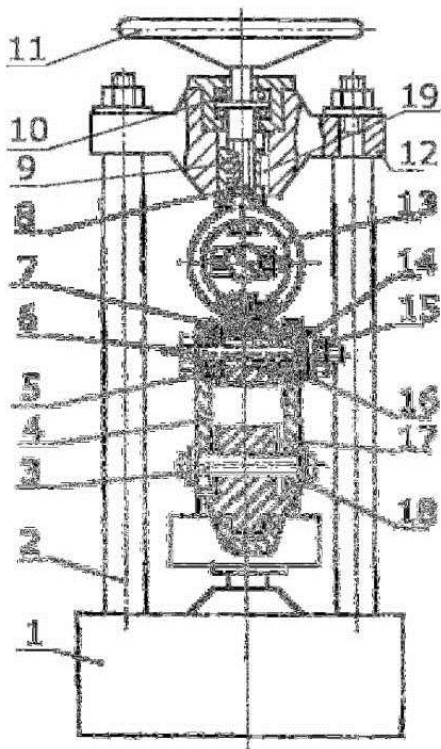


Рис. 8.2. Ручной винтовой пресс

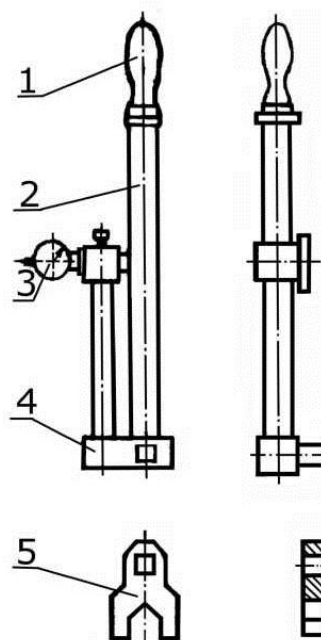


Рис. 8.3. Динамометрический ключ

Для получения действительных результатов сила должна прикладываться только к ручке 1 динамометрического ключа.

В результате тарировки динамометрического ключа и динамометрической пружины 13 (рис. 8.2) получены следующие тарировочные коэффициенты: $\mu_1=3900 \text{ Н}\cdot\text{мм}$ (1-деление индикатора для динамометрического ключа); $\mu_2=305 \text{ Н}$ (1-деление индикатора для динамометрической пружины).

3. Порядок выполнения работы

3.1. Подготовка установки к работе

Выбрать четыре сменные вставки с определенной шероховатостью поверхности, болт с соответствующей шайбой и гайкой (по согласованию с преподавателем), динамометрический ключ с соответствующей головкой под гайку.

3.2. Определение теоретического значения силы сдвига F_c

а) Измерить штангенциркулем наружный диаметр резьбы болта d и шаг резьбы p (рис. 8.4). Результаты измерений согласовать со стандартными значениями (ГОСТ 9150–59, табл. 8.1), выбрать остальные необходимые параметры из стандарта, записать их в табл. 8.2.

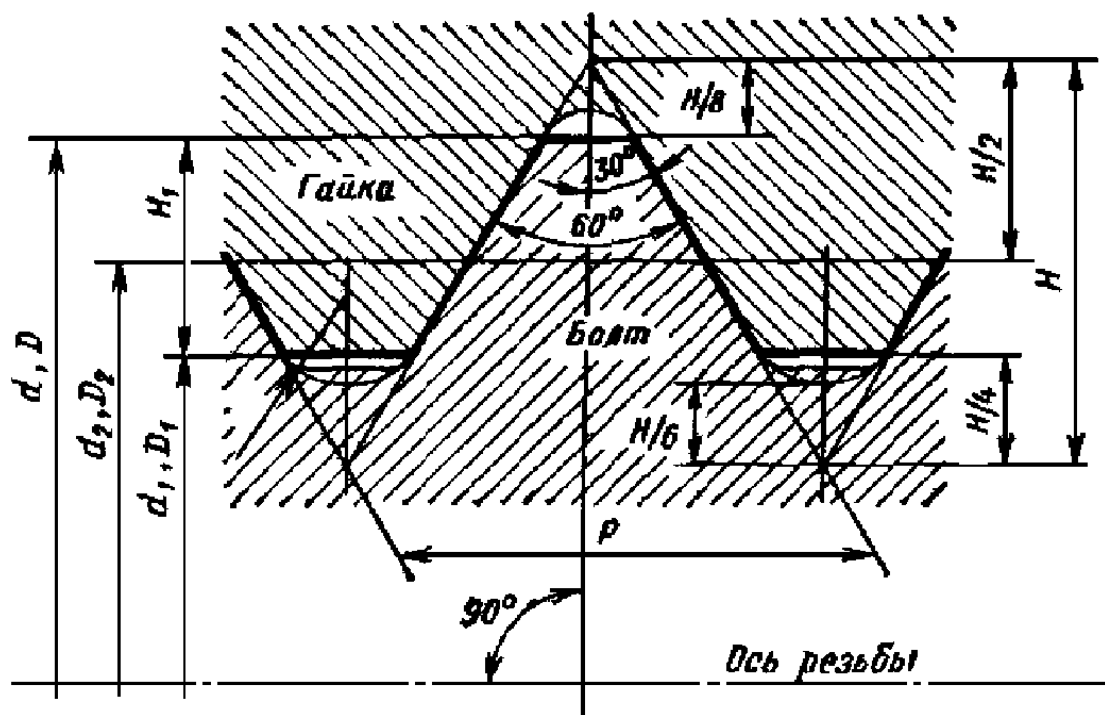


Рис. 8.4. Параметры метрической резьбы

Таблица 8.1

Шаг резьбы P	Диаметр резьбы			Высота профиля H_1
	наружный $d=D$	средний $d_2=D_2$	внутренний $d_1=D_1$	
С крупным шагом				
2	(14)	12,701	11,835	1,082
2	16	14,701	13,835	1,082
2,5	(18)	16,376	15,294	1,353
2,5	20	18,376	17,294	1,353
С мелким шагом				
0,5	(14)	13,675	13,459	0,270
	16	15,675	15,459	
	(18)	17,675	17,459	
	20	19,675	19,459	
0,75	(14)	13,513	13,188	0,406
	16	15,513	15,188	
	(18)	17,513	17,188	
	20	19,513	19,188	
1.0	(14)	13,350	12,918	0,541
	16	15,350	14,918	
	(18)	17,350	16,918	
	20	19,350	18,918	
1,25	(14)	13,188	12,647	0,676
1,5	(14)	13,026	12,376	0,812
	16	15,026	14,376	
	(18)	17,026	16,376	
	20	19,026	18,376	
2,0	(18)	16,701	15,835	1,082
	20	18,701	17,835	

б) Измерить внешний D_0 и внутренний d_0 диаметры опорной поверхности торца гайки.

в) Определить: угол подъема винтовой линии резьбы γ по среднему диаметру d_2 по формуле (8.5); допускаемое напряжение на растяжение материала болта $[\sigma_p]$; приведенный угол трения ρ' по формуле (8.6); допускаемую силу затяжки $[F_z]$ по формуле (8.8).

г) Все найденные значения занести в табл. 8.4.

Таблица 8.2

Параметры		Условные обозначения	Значения
1. Внешний диаметр болта, мм		d	
2. Шаг резьбы, мм		p	
3. Внутренний диаметр резьбы, мм		d_1	
4. Средний диаметр резьбы, мм		d_2	
5. Угол подъема винтовой линии резьбы, град		γ	
6. Угол профиля резьбы, град		α	
7. Материал болта		Сталь Ст3	
8. Допускаемое напряжение растяжения материала болта, МПа		$[\sigma_p]$	
9. Допускаемая сила затяжки, Н		$[F_3]$	
10. Диаметры опорной поверхности гайки, мм:	внешний	D_0	
	внутренний	d_0	
11. Коэффициент трения:	в резьбе	f_p	
	в стыке	f_c	
	на торце гайки	f_T	
12. Приведенный угол трения для резьбы		ρ'	
13. Шероховатость поверхностей сменных вставок		R_a	
14. Состояние поверхностей стыка соединения (со смазкой, без смазки)		—	

д) Определить по формуле (8.4) допускаемое значение момента закручивания $[T_3]$, которое соответствует допускаемой силе затяжки $[F_3]$, а также значения $[T_3]$, которые соответствуют $0,75[F_3]$; $0,5[F_3]$; $0,25[F_3]$, приняв значения коэффициентов трения в резьбе f_p и на торце гайки f_T по табл. 8.3 (по согласованию с преподавателем). Для полученных значений моментов определить соответствующие им количество делений индикатора по формуле

$$n_1 = \frac{[T_3]}{\mu_1},$$

где μ_1 – тарировочный коэффициент для динамометрического ключа.

Результаты расчетов занести в табл. 8.4.

е) По формуле (8.3) определить значения силы сдвига F_c при $0,25[F_3]$; $0,5[F_3]$; $0,75[F_3]$; $[F_3]$, взяв соответствующее значение коэф-

коэффициента трения в стыке f_c в табл. 8.3 (по согласованию с преподавателем). Результаты занести в табл. 8.4.

Таблица 8.3

Шероховатость поверхностей, R_a	Коэффициент трения в стыке f_c	
	Без смазки	Со смазкой
5,0 × 5,0	0,32	0,14
5,0 × 2,5	0,30	0,13
2,5 × 2,5	0,26	0,08
2,5 × 1,25	0,25	0,06
1,25 × 1,25	0,19	0,04
1,25 × 0,63	0,18	0,03
0,63 × 0,63	0,13	0,02
0,63 × 0,32	0,12	0,02
0,32 × 0,32	0,11	0,01

Таблица 8.4

Параметры	0,25[T_3]	0,5[T_3]	0,75[T_3]	[T_3]
Допускаемое теоретическое значение момента закручивания [T_3], найденное по формуле (8.4) Н·мм				
Теоретическая сила сдвига F_c , найденная по формуле (8.3), Н				
Показания индикатора динамометрического ключа, n_1				
Показания индикатора динамометрической пружины, n_2				
Значения силы сдвига F_c , найденные экспериментальным путем, Н				

ж) Построить график зависимости теоретических значений силы сдвига F_c от момента закручивания T_3 .

3.3. Определение экспериментальных значений силы сдвига F_c

а) Вставить в пазы и прикрутить шурупами выбранные сменные вставки 5 (см. рис. 8.2) к боковым поверхностям пластин 4 и верхней колодки 7. Обеспечить соответствующее положение поверхностей сдвига (без смазки, со смазкой).

б) Одеть пластины 4 на ось 3; совместить отверстия в пластинах 4 и верхней колодке 7 вращением маховика 11 и вставить болт 6, установить шайбу 14 и закрутить рукой гайку 15 на 1,5–2 оборота. Прижать фиксирующую от поворота болта планку к грани головки болта и закрепить ее шурупами.

в) Вращая маховик 11 против часовой стрелки, добиться крайнего верхнего положения колодки 7 относительно боковых пластин 4. Для этого совместить метку на колодке 7 с верхней меткой на боковой пластине 4. При этом отсутствует зазор между стержнем болта 6 и нижней частью отверстия в колодке 7.

г) Взять динамометрический ключ с соответствующей головкой под гайку и установить индикатор 3 (рис. 8.3) на ноль. Затянуть гайку болта 6 динамометрическим ключом до момента, который соответствует $0,25[T_3]$ (см. табл. 8.4). Момент фиксируется по шкале индикатора ключа. Ключ плавно вращать только за ручку до требуемого показания стрелки индикатора ключа.

д) Установить на ноль индикатор на динамометрической пружине 13. Нагрузить соединение, вращая маховик 11 по часовой стрелке до остановки стрелки индикатора и быстрого перемещения ее на 2–3 деления в обратном направлении. В этот момент сила сдвига F_c и сила трения в стыке F_f уравниваются и соединение не воспринимает нагрузку большую, чем сила трения покоя стыка (смещается вниз относительно боковых пластин). Наибольшее показание индикатора динамометрической пружины n_2 занести в табл. 8.4.

е) Без снятия затяжки повторить действия по пп. г и д, но при $T_3 = 0,5[T_3]; 0,75[T_3]; [T_3]$. Все эксперименты необходимо сделать за одно перемещение метки на колодке 7 от верхней до нижней метки на пластине 4. Только в этом случае между верхней частью отверстия в колодке 7 и стержнем болта 6 сохраняется зазор.

ж) Вычислить значение экспериментальной силы сдвига F_c по формуле

$$F_c = \mu_2 n_2,$$

где μ_2 – тарировочный коэффициент динамометрической пружины; n_2 – показания индикатора динамометрической пружины. Результаты занести в табл. 8.4.

з) На теоретическом графике построить экспериментальную кривую аналогичных зависимостей.

Сравнить полученные экспериментальные и теоретические зависимости F_c от T_3 и сделать выводы.

4. Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; схему исследуемого резьбового соединения (рис. 8.1); устройство и принцип работы динамометрического ключа (рис. 8.3); табл. 8.2 и 8.4; график зависимости F_c от T_z ; выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Устройство и принцип работы ручного винтового пресса. 2. Устройство и принцип работы динамометрического ключа. 3. Как увеличить силу сдвига при одинаковой силе затяжки? 4. Как влияет шероховатость и состояние поверхностей стыка на силу сдвига? 5. Какая существует зависимость изменения силы сдвига при изменении момента закручивания? 6. Чем объяснить возможное несоответствие теоретического и практического значений силы сдвига? 7. Зачем необходимо находить $[F_z]$? 8. Как влияют коэффициенты трения в стыке f_c , на торце гайки f_t и в резьбе f_p на величину силы сдвига F_c ?

Лабораторная работа № 9

ИСПЫТАНИЕ ЗАТЯНУТОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, НАГРУЖЕННОГО ВНЕШНЕЙ СИЛОЙ, КОТОРАЯ РАСКРЫВАЕТ СТЫК ДЕТАЛЕЙ

Цель работы: экспериментально определить силу, которую воспринимает болт после затяжки и приложения внешней нагрузки к соединению.

Оборудование: лабораторная установка, штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по резьбовым соединениям [1, с. 83–85; 2, с. 31–35; 3, с. 170–173].

1. Общие сведения

Болты, которыми крепят кронштейны (рис. 9.1), крышки емкостей (рис. 9.2), соединяют фланцы муфт (рис. 9.3), сначала закручиваются с силой затяжки F_3 . При этом затяжка должна обеспечить как нераскрытие стыка под нагрузкой, так и герметичность соединения. Затем прикладывают внешнюю нагрузку $F_{вн}$, которая дополнительно нагружает болты.

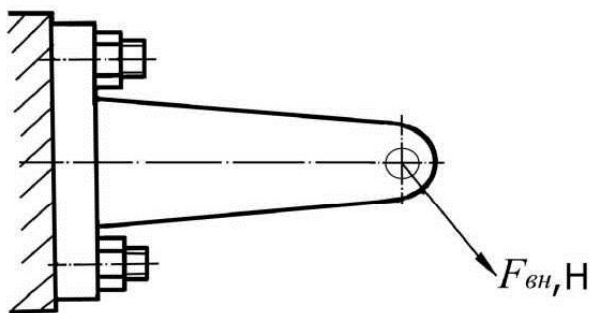


Рис. 9.1. Крепление кронштейна к основанию

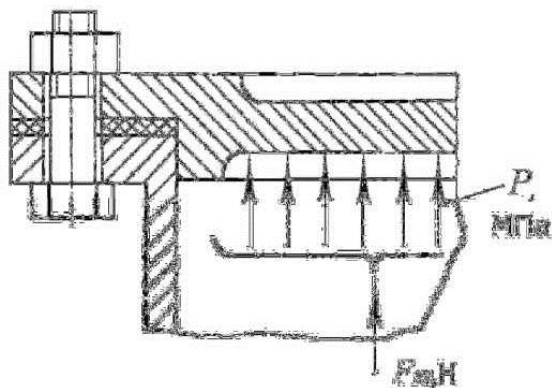


Рис. 9.2. Крепление крышки емкости

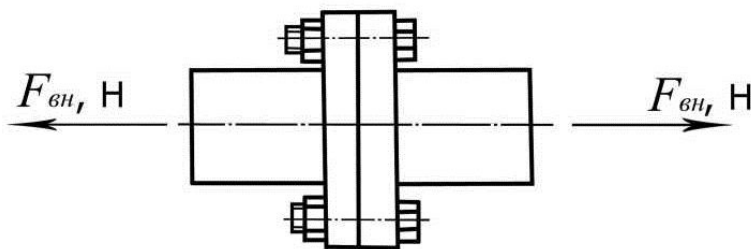


Рис. 9.3. Соединение полумуфт

Необходимо определить, какие силы разрывают болт. Так как задача распределения $F_{вн}$ между болтом и стыком статически не определена, то она решается с учетом деформации болта и соединяемых деталей. С этой целью выделим элемент болтового соединения и рассмотрим его работу под воздействием приложенных сил (рис. 9.4)

В исходном состоянии при отсутствии нагрузок деформации болта и деталей стыка равны нулю (рис. 9.4, а).

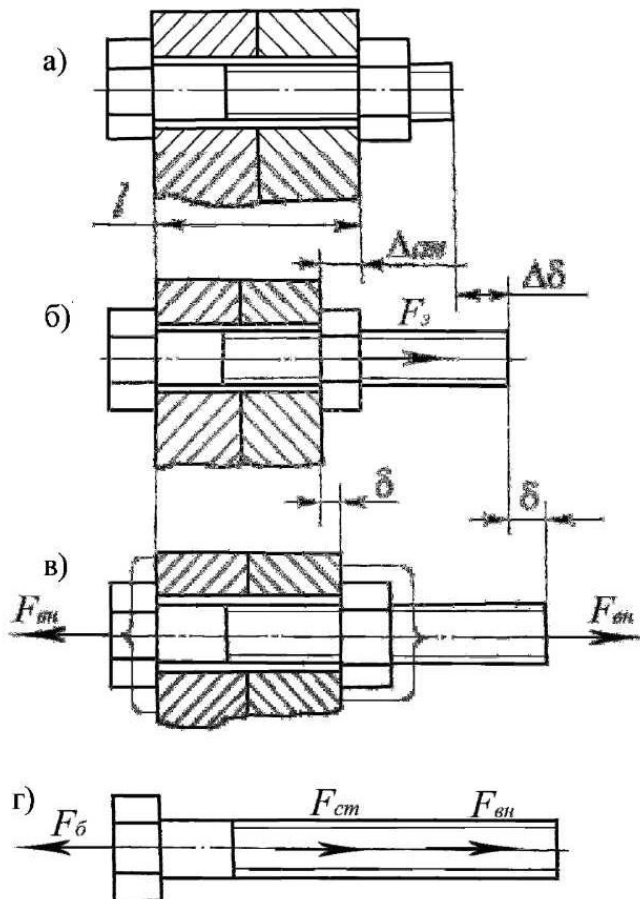


Рис. 9.4. Схема деформаций и сил в болтовом соединении

После приложения силы затяжки F_3 детали стыка сжались на величину $\Delta_{см}$, а болт растянулся на величину $\Delta_б$, мм (рис. 9.4, б).

По закону Гука

$$\Delta_{см} = \frac{F_3}{C_{см}}; \quad (9.1)$$

$$\Delta_б = \frac{F_3}{C_б},$$

где $C_{см}$ и $C_б$ – жесткость деталей стыка и болта, Н/мм.

Таким образом, после затяжки величина растягивающей силы, действующей на болт от детали стыка, будет определяться величиной их деформаций $\Delta_{см}$. После приложения внешней нагрузки $F_{вн}$ на соединение болт дополнительно удлинится на величину δ , а деформация деталей стыка уменьшится на ту же величину δ (рис. 9.4, в) и тем самым уменьшится растягивающая сила от стыка на болт. Болт получит удлинение $\delta_б = \Delta_б + \delta$, а стык уменьшит сжатие $\delta_{см} = \Delta_{см} - \delta$. Таким образом, по закону Гука нагрузка на болт будет

$$F_б = (\Delta_б + \delta)C_б, \quad (9.2)$$

а нагрузка в стыке (так называемая остаточная реакция стыка, или остаточная сила предварительной затяжки) станет

$$F_{cm} = (\Delta_{cm} - \delta)C_{cm}. \quad (9.3)$$

Подставим значения Δ_{δ} и Δ_{cm} из выражения (9.1) соответственно в уравнения (9.2) и (9.3). Получим

$$F_{\delta} = F_z + \delta C_{\delta}; \quad (9.4)$$

$$F_{cm} = F_z - \delta C_{cm}. \quad (9.5)$$

Из условия равновесия болта (рис. 9.4, г) получим

$$F_{\delta} = F_{вн} + F_{cm}. \quad (9.6)$$

Таким образом, можно сказать, что суммарная нагрузка на болт равна сумме внешней нагрузки и остаточной силе затяжки стыка.

Так как определение остаточной силы затяжки (F_{cm}) является сложной задачей, можно решить совместно уравнения (9.1–9.6) и определить силу, действующую на болт с учетом деформаций болта и деталей стыка:

$$F_{\delta} = F_z + \frac{C_{\delta}}{C_{\delta} + C_{cm}} F_{вн}. \quad (9.7)$$

Обозначив коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \frac{C_{\delta}}{(C_{\delta} + C_{cm})}, \quad (9.8)$$

получим растягивающую силу, действующую на болт после приложения внешней силы $F_{вн}$, обеспечивающую прочность соединения:

$$F_{\delta} = F_z + \chi F_{вн}. \quad (9.9)$$

Коэффициент внешней нагрузки χ показывает, какая часть ее действует на болт. Тогда $(1-\chi)$ – часть внешней нагрузки, действующей на детали стыка. Остаточная сила затяжки стыка будет

$$F_{cm} = F_z - (1-\chi)F_{вн}. \quad (9.10)$$

Формулы (9.9) и (9.10) действительны, пока остаточная сила предварительной затяжки не уменьшится до нуля, таким образом, условие нераскрытия стыка будет при $F_{cm} > 0$ и $F_z > (1-\chi)F_{вн}$. Иначе (при $F_{cm} = 0$) начнется раскрытие стыка и плотность соединения нарушится.

Таким образом, для расчета резьбового соединения условие нераскрытия стыка можно записать

$$F_{cm} = k(1-\chi)F_{вн}, \quad (9.11)$$

где k – коэффициент запаса предварительной затяжки, который зависит от вида нагрузки приложенной на соединение.

Если выражение (9.11) подставить в формулу (9.9) и учесть действие скручивающего момента при затяжке, получим расчетную силу, действующую на болт:

$$F_p = [1,3k(1-\chi) + \chi]F_{вн}. \quad (9.12)$$

Графическая интерпретация работы болтового соединения показана на рис. 9.5.

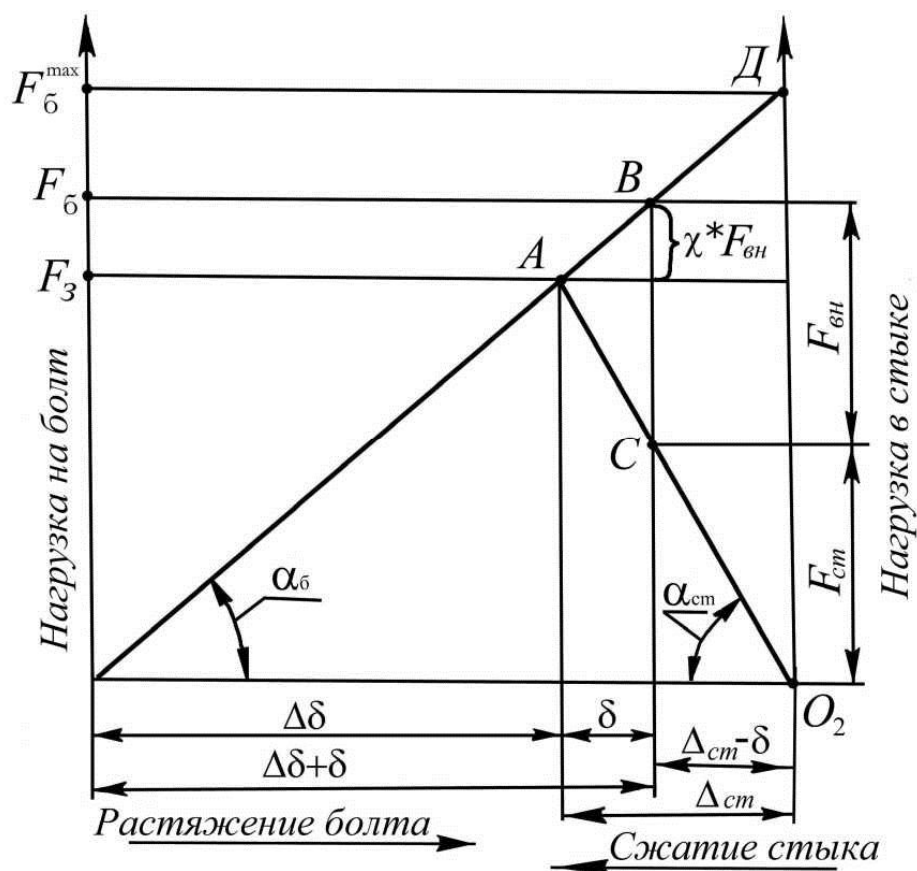


Рис. 9.5. Диаграмма «нагрузка – деформация» для болта и стыка

Жесткости болта и деталей стыка на графике показаны как тангенсы углов наклона прямых к оси абсцисс:

$$C_{\delta} = \operatorname{tg} \alpha_{\delta}, \quad C_{см} = \operatorname{tg} \alpha_{см}.$$

До приложения внешней нагрузки болт и детали стыка воспринимают только силу затяжки (точка А). При воздействии внешней нагрузки болт увеличивается на величину δ и воспринимает силу F_{δ} (точка В), а затяжка стыка в это время уменьшается до величины $F_{см}$ (точка С). При дальнейшем увеличении внешней нагрузки до $F_{вн}^{\max}$ (точки Д) остаточная сила затяжки в стыке будет отсутствовать ($F_{см}=0$) и стык раскроется (точка O_2).

Проанализируем работу соединения с учетом жесткости болта и деталей стыка.

Болт абсолютно жесткий $C_{\delta}=\infty$, детали стыка податливы. Тогда по уравнению (9.8) $\chi=1$ и, как результат, из выражений (9.9) и (9.10) $F_{\delta}=F_3+F_{вн}$, $F_{см}=F_3$. Таким образом, болт воспринимает всю внешнюю

нагрузку, а стык только силу затяжки.

Детали стыка абсолютно жесткие $C_{ст}=\infty$, а болт податливый. Тогда $\chi=0$, $F_б=F_з$, $F_{ст}=F_з-F_{вн}$. Таким образом, болт не воспринимает внешней нагрузки.

Поэтому одной из возможностей уменьшения воздействия внешней нагрузки на болт является увеличение его податливости (уменьшение жесткости). Конструктивно податливые болты можно изготовить, как показано на рис. 9.6. Прочность болта обусловлена величиной внутреннего диаметра резьбы и существованием в ней концентраторов напряжений. Учитывая отсутствие концентраторов напряжений в гладкой части болта, диаметр стержня можно взять меньше d_1 или просверлить в нем отверстие. При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

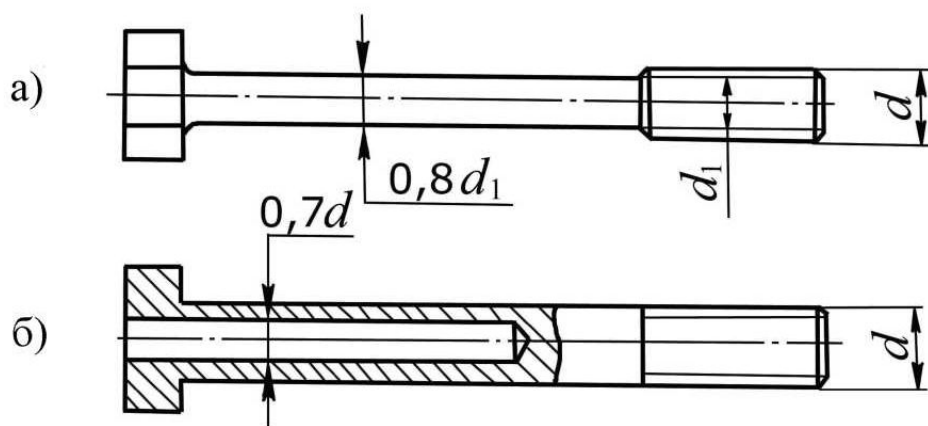


Рис. 9.6. Упругие болты

2. Описание лабораторной установки

Установка (рис. 9.7) моделирует работу болтового соединения. Жесткости болта и деталей стыка условно заменяются жесткостями соответствующих пружин 1 и 2 как более удобными при определении деформаций. Поскольку внешняя нагрузка на болт передается от соединяемых деталей через гайку, то ее можно приложить непосредственно к болту, что и используется в установке с помощью пружины 3. Изменение усилий пружин осуществляется с помощью гаек: 4 – для пружины стыка 2 и 5 – для пружины внешней нагрузки 3. Величина деформации определяется на линейках: 6 – для болта, 7 – для стыка, 8 – для внешней нагрузки. Контроль наличия усилий в стыке осуществляется с помощью флажка 9, который имеет два положения: горизонтальное – наличие затяжки, вертикальное – отсутствие затяжки (стык раскрыт).

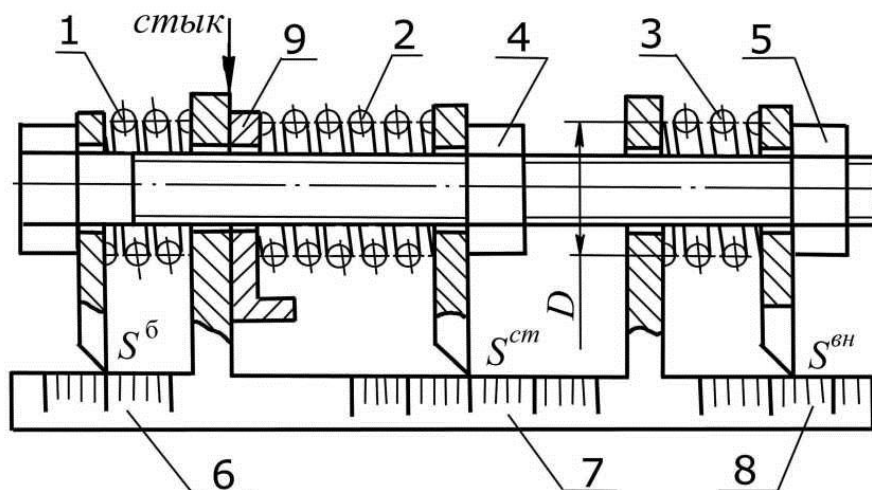


Рис. 9.7. Лабораторная установка

3. Порядок выполнения работы

а) Ознакомиться с устройством лабораторной установки и определить жесткость C , Н/мм, пружин 1, 2, 3 (рис. 9.7) по формуле

$$C = \frac{G d^4}{8 D^3 i},$$

где G – модуль сдвига, в нашем случае равен $7,7 \cdot 10^4$ М/мм²; d – диаметр проволоки пружины, мм; D – средний диаметр пружины, мм: $D = D_{вн} - d$ ($D_{вн}$ – внешний диаметр пружины, рис. 9.7); l – расчетное количество витков; $l = i_0 - 1,5$ (i_0 – полное количество витков пружины). Данные занести в табл. 9.1.

Таблица 9.1.

Пружины	d , мм	$D_{вн}$, мм	D , мм	i_0	i	C , $\frac{Н}{мм}$
болта						
стыка						
внешней нагрузки						

б) Установить пружины в исходное положение, при котором нагрузки равны нулю, деформации всех пружин и зазоров между пружинами и гайками отсутствуют.

Занести в табл. 9.2 значения точек начала отсчета S_0 на линейках болта, стыка и внешней нагрузки.

в) Затянуть гайку 4 с расчетной силой F_3 , которая соответствует

деформации пружины стыка 2, равной $\Delta_{cm}=8-12$ мм (по согласованию с преподавателем). Таким образом, $F_3=\Delta_{cm}C_{cm}$ (Н). При этом флажок 9 установить в горизонтальное положение (стык затянут). Занести в табл. 9.2 точки отсчета S_1 с линейек стыка 7 и болта 6. Найти величину деформации болта и стыка, как абсолютную разницу показаний $|S_1 - S_0| = \Delta$ (рис. 9.8).

г) Нагрузить зацепление внешней нагрузкой на величину $F_{вн} \approx 0,8 F_3$, для этого пружину 3 сжать гайкой 5 до того, пока на линейке стыка 7 указатель не переместится вправо на 5–9 мм (по согласованию с преподавателем).

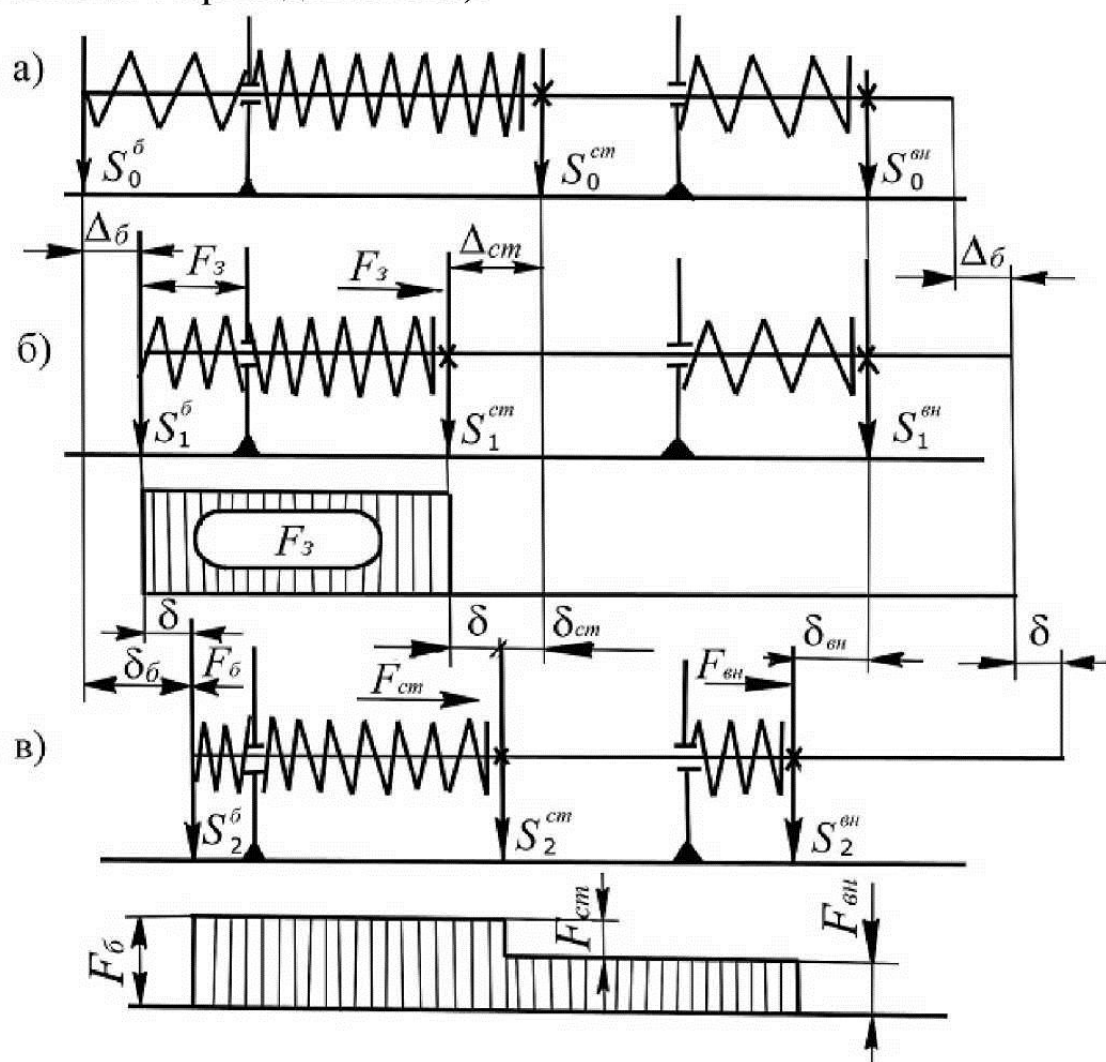


Рис. 9.8. Схема сил и деформаций

Занести в табл. 9.2 точки S_2 на всех линейках и найти деформации пружины болта, стыка и внешней нагрузки:

$$\delta_{\text{б}} = |S_2^{\text{б}} - S_0^{\text{б}}|; \delta_{\text{cm}} = |S_2^{\text{cm}} - S_0^{\text{cm}}|; \delta_{\text{вн}} = |S_2^{\text{вн}} - S_0^{\text{вн}}|, \text{ мм}$$

д) Найти нагрузки на болт, стык и значение внешней силы:

$$F_{\delta} = \delta_{\delta} C_{\delta}; F_{cm} = \delta_{cm} C_{cm}; F_{вн} = \delta_{вн} C_{вн}, \text{ Н.}$$

е) Найти коэффициент внешней нагрузки по экспериментальным данным:

$$\chi_3 = \frac{F_{\delta} - F_3}{F_{вн}}.$$

Таблица 9.2.

Силовые и геометрические условия эксперимента	Точки отсчета	Единица измерения	Величина деформаций и сил, действующих в соединении		
			Болт	Стык	Внешняя нагрузка
$F_3=0$	S_0	мм			
$F_3 > 0$	S_1	мм			
Δ	$S_1 - S_0$	мм			
$F_{вн}=0,8F_3$	S_2	мм			
δ	$S_2 - S_0$	мм			
F		Н			
$F_{вн}$ – стык раскрыт	S_3	мм			
$\delta^{\max}$	$S_3 - S_0$	мм			
$F^{\max}$		Н			

ж) Вычислить теоретический коэффициент внешней нагрузки:

$$\chi_T = \frac{C_{\delta}}{C_{\delta} + C_{cm}}.$$

з) Найти погрешность эксперимента по формуле

$$\Delta_{\gamma} = \left| \frac{\chi_T - \chi_3}{\chi_T} \right| 100 \%.$$

и) Вычислить максимальную внешнюю нагрузку, при которой напряжение в стыке отсутствует ($F_{cm}=0$) и стык раскроется. Для этого необходимо увеличить внешнюю нагрузку (закручивая гайку 5) до тех пор, пока не упадет флажок 9 (напряжение в стыке отсутствует).

Занести в табл. 9.2 точки отсчета S_3 на всех линейках и высчитать деформации пружин болта и внешней нагрузки. При этом значе-

ние $S_3^{ст}$ для пружины стыка 7 должно равняться значению $S_0^{ст}$.

Вычислить максимальные нагрузки:

$$F_{вн}^{max} = \delta_{вн}^{max} C_{вн}; F_{б}^{max} = \delta_{б}^{max} C_{б}, \text{ Н.}$$

Результаты занести в табл. 9.2.

к) Разгрузить все пружины и привести установку в исходное положение.

4. Отчет о работе

Отчет должен включать: название и цель работы; рис. 9.4, 9.5, 9.6, 9.7; заполненные табл. 9.1, 9.2; выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Какое напряжение испытывают болт и детали стыка только после приложения F_3 ? 2. Как изменяется напряжение в стыке после приложения внешней нагрузки? 3. Чему равна суммарная нагрузка на болт после приложения внешней нагрузки: а) когда болт абсолютно жесткий, а детали стыка упругие; б) когда детали стыка абсолютно жесткие, а болт упругий; в) в реальных условиях? 4. В чем заключается физический смысл коэффициента внешней нагрузки и от чего он зависит? 5. При каких условиях нарушится герметичность соединения? 6. Какое выражение справедливо: а) суммарная нагрузка на болт равна сумме силы предварительной затяжки и части внешней нагрузки; б) болт воспринимает всю внешнюю нагрузку и остаточную затяжку стыка? 7. Какую нагрузку воспринимает болт, если стык раскрылся? 8. Раскроет ли внешняя нагрузка стык деталей, если болт абсолютно жесткий?

Лабораторная работа № 10

ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: изучение конструкции и принципа работы фрикционных передач; нахождение фактических передаточных отношений, коэффициента скольжения и КПД фрикционной передачи при разных условиях работы.

Приборы и инструменты: установка ДП-1К, секундомер.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по фрикционным передачам и вариаторам [1, с. 114–118; 2, с. 209–215; 3, с. 97–106].

1. Общие сведения

Фрикционные передачи относятся к передачам непосредственного контакта, у которых движение от ведущего звена к ведомому передается за счет сил трения.

Условие работоспособности передачи:

$$F_f > F_t, \quad (10.1)$$

где F_t – передаваемая окружная сила; F_f – сила трения в месте контакта катков.

Нарушение этого условия приводит к буксованию передачи и интенсивному износу рабочих поверхностей катков. Поэтому для создания необходимой силы трения F_f катки прижимают один к одному с силой

$$F_r = \frac{F_f}{f}, \quad (10.2)$$

где f – коэффициент трения между катками.

Прижимная сила определяется как

$$F_r = \frac{k \cdot F_t}{f}, \quad (10.3)$$

где k – коэффициент запаса сцепления, вводимый для предупреждения буксования катков от перегрузок, в особенности в период пуска, и зависит от режима работы.

Фрикционные передачи подразделяются на нерегулируемые (с практически постоянными передаточными отношениями) и регулируемые (вариаторы), у которых передаточные отношения можно изменять плавно при постоянной скорости ведущего вала (бесступенча-

тое регулирование).

Преимущества фрикционных передач: простота конструкции и обслуживания; равномерность и бесшумность работы; возможность бесступенчатого регулирования передаточных отношений, причем на ходу, без остановки передачи; отсутствие аварий при перегрузках на ведомом валу.

Недостатки фрикционных передач: интенсивное и неравномерное изнашивание рабочих поверхностей катков особенно при буксовании; большие нагрузки на валы и подшипники от прижимной силы F_p , что делает передачу громоздкой и ограничивает передаваемую мощность; непостоянное передаточное отношение из-за проскальзывания катков.

В передаче с цилиндрическими катками передаточные отношения определяются как

$$U = \frac{w_1}{w_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1}, \quad (10.4)$$

где w_1 , w_2 – угловые скорости ведущего и ведомого катков; D_1 и D_2 – диаметры катков; ε – коэффициент скольжения ($\varepsilon = 0,005-0,03$).

Главной характеристикой вариатора является диапазон регулирования, равный отношению максимальной угловой скорости $w_{2\max}$ ведущего катка к его минимальной угловой скорости $w_{2\min}$:

$$D = \frac{w_{2\max}}{w_{2\min}} = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}} = U_{\max}^2. \quad (10.5)$$

Как правило, для одноступенчатого вариатора $D=3-8$.

2. Описание установки

Установка ДП-1К (рис. 10.1, а) состоит из литого основания 1, на котором установлены кронштейн 6 электродвигателя 2, кронштейн 4, с закрепленными на нем червячным редуктором 3, фрикционным вариатором (рис. 10.1, б) и рамой 9 ведомого вала вариатора 30 с грузочным устройством 5 и панели управления.

Узел электродвигателя установлен на литом кронштейне 6. Статор (корпус) электродвигателя в подшипниках свободно вращается вокруг якоря электродвигателя 2, который, в свою очередь, установлен в подшипниках, закрепленных в опорах кронштейна 6. Ротор электродвигателя через упругую муфту 7 связан с ведущим валом червячного редуктора 3.

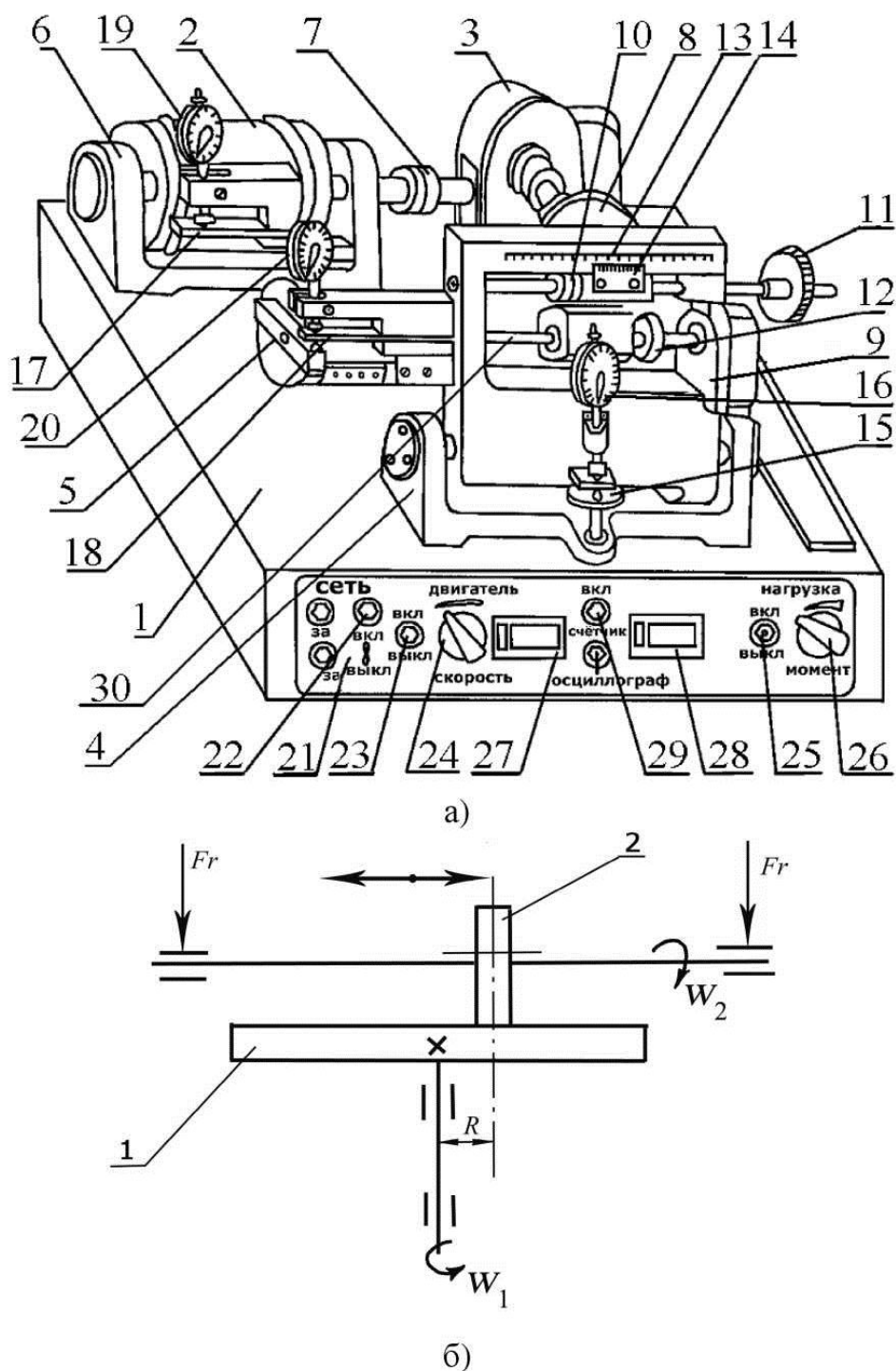


Рис. 10.1 Экспериментальная установка ДП-1К

На ведомом валу редуктора установлен сменный диск фрикционной передачи 8 (рис. 10.1, б). Диск, изготавливаемый из стали, текстолита или твердой резины, передает крутящий момент за счет сил трения ролику 12. Ролик установлен на валу 30. Бесступенчатое регулирование скорости вращения ведомого вала 30 осуществляется за счет изменения положения ролика относительно центра диска 8 (расстояние R). Данная конструкция вариатора позволяет изменять на-

правление (реверсирование) вращения выходного вала.

Ведомый вал фрикционной передачи закреплен на раме 9, установленной в шарикоподшипниковых опорах кронштейна 4. Сверху рамы 9 параллельно ведомому валу 30 расположен ходовой винт 10. При вращении ходового винта маховиком 11 ролик 12, установленный на валу 30, перемещается, изменяя свое положение относительно центра диска 8 фрикционной передачи. Положение ролика определяется по шкале 13 с помощью нониуса 14.

На ведущем валу редуктора 3 и ведомом валу 30 фрикционной передачи установлены коллекторы устройств, предназначенных для подачи управляющих импульсов на счетчики оборотов 27 и 28.

Сила прижима ролика 12 к диску 8 регулируется винтом 15. Значение текущей величины силы определяется по показаниям индикатора 16.

Нагрузочное устройство 5 прикреплено к левой стенке рамы 9, вал которого через эластичную муфту соединяется с ведомым валом 30 фрикционной передачи. Конструкция и принцип работы нагрузочного устройства представлено в лабораторной работе № 6, п. 2.

Измерительные устройства динамометрического типа установлены на кронштейнах электродвигателя 2 и нагрузочного устройства 5. Они состоят из пружин 17, 18 и индикаторов часового типа 19, 20, которые упираются своими штоками в пружины 17, 18. Пружины измерительных устройств первоначально проградуированы, и их деформации относительно стрелок индикатора показывают величину реактивных крутящих моментов, которые определяются по формулам.

На панели управления расположены: тумблер включения и выключения установки 21, сигнальная лампочка включения 22, тумблер двигателя 23, ручка 24 потенциометра, который позволяет бесступенчато регулировать число оборотов электродвигателя; тумблер для включения нагрузочного устройства 25; ручка потенциометра, который позволяет регулировать ток в электромагните нагрузочного устройства 26, счетчик импульсов для измерения числа оборотов диска 27 и ролика 28 фрикционной передачи, тумблер включения цепи измерения числа оборотов 29.

Установка работает от электросети переменного тока напряжением 220 В.

3. Порядок выполнения работы

Установка ДП-1К предназначена для нахождения фактических

передаточных отношений U_{ϕ} , коэффициента скольжения ϵ и КПД звена редуктор – фрикционная передача η при различных условиях работы (различные силы прижатия ролика к диску F , геометрические передаточные отношения U_z , определяемые величиной R , – расстоянием от точки контакта ролика с диском до центра диска, и величины тормозного момента $T_{\text{тор}}$).

а) Составить кинематическую схему установки, используя условные обозначения, представленные в прил. 1.

б) Винтом 15 подвести ролик 12 к диску 8 так, чтобы тонкий лист бумаги, проложенный между ними, был поджат роликом и мог свободно перемещаться при приложении небольшого усилия.

в) Установить стрелки индикаторов 16, 19 и 20 на нулевое положение.

г) По шкале 13 с помощью нониуса 14 установить (по согласованию с преподавателем) положение ролика 12 относительно центра диска 8 (расстояние R , рис. 10.1, б), вращая маховик 11 ходового винта 10.

д) По индикатору 16 с помощью винта 15 установить величину усилия прижима ролика к диску $F=10$ Н. Количество делений индикатора определить по формуле

$$n = 870,7F - 1,9535.$$

е) Тумблером 21 включить установку, при этом загорится сигнальная лампа 22.

ж) Ручки потенциометров регулирования частоты вращения вала электродвигателя 24 и тока нагрузочного устройства 26 установить в крайнее левое положение.

з) Тумблером 23 включить электродвигатель.

и) Поворотом ручки потенциометра 24 вправо установить на индикаторе 19 заданный момент на валу электродвигателя $T_{\text{дв}}$ (по согласованию с преподавателем от 0 до 0,2 Н·м). Количество делений индикатора определить по формуле

$$n = 1000T_{\text{дв}}.$$

к) Тумблером 25 включить нагрузочное устройство.

л) Поворотом ручки потенциометра 26 вправо установить на индикаторе 20 величину крутящего (тормозного) момента $T_{\text{тор}}$ (по согласованию с преподавателем от 0 до 0,05 Н·м). Количество делений индикатора определить по формуле

$$n = 157,68T_{\text{тор}} + 0,1554.$$

м) Включить одновременно секундомер и тумблер 29 для опре-

деления числа оборотов диска 8 и ролика 12 фрикционной передачи.

н) По истечении 5 мин работы выключить тумблер 29.

о) Количество оборотов диска 8 определить по показаниям счетчика 27 и занести в табл. 10.1.

п) Количество оборотов ролика 12 определить по показаниям счетчика 28 и занести в табл. 10.1.

р) Выключить тумблеры 25, 23 и 21. Сбросить показания счетчиков 27 и 28.

с) Повторить пп. д–р, увеличивая последовательно усилие прижима ролика к диску до значения $F = 25, 50, 75$ и 100 Н.

т) Определить фактическое передаточное число U_ϕ фрикционной передачи по формуле

$$U_\phi = \frac{n_{\text{рол}}}{n_{\text{диска}}},$$

где $n_{\text{рол}}$ – частота вращения ролика, мин^{-1} , определяемая по формуле

$$n_{\text{рол}} = \frac{N_{\text{рол}}}{15},$$

где $N_{\text{рол}}$ – количество импульсов по счетчику 28 от контактного устройства на валу ролика за 5 мин работы; $n_{\text{диска}}$ – частота вращения диска, мин^{-1} , определяемая по формуле

$$n_{\text{диска}} = 0,02 N_{\text{диска}},$$

где $N_{\text{рол}}$ – количество импульсов по счетчику 28 от контактного устройства на входном валу редуктора за 5 мин работы.

Полученные значения занести в табл. 10.1. Построить график зависимости фактического передаточного числа U_ϕ от силы прижима F ролика к диску.

у) Определить коэффициент скольжения ε по формуле

$$\varepsilon = 1 - \frac{U_\phi}{U_{\text{геом}}},$$

где $U_{\text{геом}}$ – геометрическое передаточное число фрикционной передачи

$$U_{\text{геом}} = \frac{R}{r},$$

где R – расстояние от точки контакта ролика с диском до центра диска, м; r – радиус ролика, м ($r = 27,5$ мм).

Результаты расчета занести в табл. 10.1. Построить график зависимости коэффициента скольжения ε от силы прижима F ролика к диску.

Таблица 10.1

Наименования определяемых величин	Результаты измерений или расчета при силе F прижатия ролика к диску				
	10 Н	20 Н	30 Н	40 Н	50 Н
Количество импульсов по счетчику за 5 мин работы на валу ролика $N_{рол}$					
Частота вращения ролика $n_{рол}$, мин ⁻¹					
Количество импульсов по счетчику за 5 мин работы на валу диска $N_{диска}$					
Частота вращения диска $n_{диска}$, мин ⁻¹					
Частота вращения ведущего вала редуктора $n_{ред}$, мин ⁻¹					
Крутящий момент на валу электродвигателя $T_{дв}$, Н·м					
Крутящий момент на валу ролика $T_p = T_{тор}$, Н·м					
Фактическое передаточное число фрикционной передачи $U_{ф}$					
Коэффициент проскальзывания фрикционной передачи ε					
КПД звена редуктор – фрикционная передача η					

ф) Определить коэффициент полезного действия η звена редуктор – фрикционная передача по формуле

$$\eta = \frac{T_{тор} n_{рол}}{T_{дв} n_{ред}},$$

где $T_{тор}$ – момент на валу ролика, создаваемый нагрузочным устройством, Н·м; $T_{дв}$ – момент на валу электродвигателя, Н·м; $n_{ред}$ – частота вращения входного вала редуктора, мин⁻¹, определяемая по формуле

$$n_{ред} = \frac{N_{ред}}{5}.$$

Результаты расчета занести в табл. 10.1. Построить график зависимости КПД η от силы прижима F ролика к диску.

4. Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; краткое описание устройства и работы установки ДП-1К; кинематические схемы установки и фрикционной передачи; табл. 10.1; графики зависимостей фактического передаточного числа U_f , коэффициента скольжения ε , КПД звена редуктор – фрикционная передача η от силы прижима ролика к диску F ; выводы.

5. Контрольные вопросы

1. Преимущества и недостатки фрикционных передач. 2. Условия работоспособности фрикционных передач. 3. Какую фрикционную передачу называют вариатором? 4. При каких величинах передаточных отношений ведомый вал вращается: а) с той же скоростью, что и ведущий; б) медленнее; в) быстрее? 5. Какими силами передается крутящий момент и от чего он зависит? 6. Как находятся фактические передаточные отношения передачи? 7. Как влияют величины нагрузки $T_{тор}$, коэффициент скольжения и передаточные отношения на величину КПД передачи?

Лабораторная работа № 11 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

Цель работы: изучение работы подшипников скольжения в режиме жидкостного и граничного трения; экспериментальное определение коэффициента трения в зависимости от удельной нагрузки и скорости скольжения.

Приборы и инструменты: установка ДМ-29, секундомер.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по подшипникам скольжения [1, с. 271–277; 2, с. 279–288; 3, с. 143–147].

1. Общие сведения

Трение скольжения в узлах машин – явление довольно частое, а именно: в подшипниках скольжения, червячной передаче, передаче винт – гайка, шарнирах приводных цепей, направляющих станков и т. д.

В процессе трения происходит износ трущихся поверхностей деталей, а также действует сила трения, препятствующая их перемещению. Интенсивность износа и величина трения зависят от множества факторов: режима трения, удельного давления, скорости скольжения, характера нагрузки, смазки и ее вида, вязкости и способа подачи ее к поверхности трения; материалов и шероховатости трущихся поверхностей.

Одним из основных параметров, определяющих потери на трение в подшипниках скольжения, их износ и нагрев, является коэффициент трения, который определяют по формуле

$$f = \frac{F_f}{F_r},$$

где F_f – сила трения; F_r – радиальная нагрузка в подшипнике.

Коэффициент трения в подшипнике может изменяться в процессе работы в достаточно широких пределах и зависит, в первую очередь, от вязкости смазки η , окружной скорости вала V и удельного давления q .

Обобщенный показатель режима трения λ определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\eta \cdot V}{q}. \quad (11.1)$$

Типичный график зависимости коэффициента трения в подшипнике скольжения от показателя режима трения λ показан на рис. 11.1. Из графика видно, что вначале, например, при трогании с места при очень малой скорости или отсутствии смазки коэффициент трения большой, этому соответствует участок – 1'–1 сухое трение. С возрастанием λ в результате увеличения скорости или уменьшения удельного давления коэффициент трения быстро уменьшается. Эта зона 1–2 соответствует граничному трению (полусухому, полужидкостному), когда между трущимися поверхностями имеется очень тонкий слой смазки (до 0,1 мкм), который не разделяет полностью трущиеся поверхности.

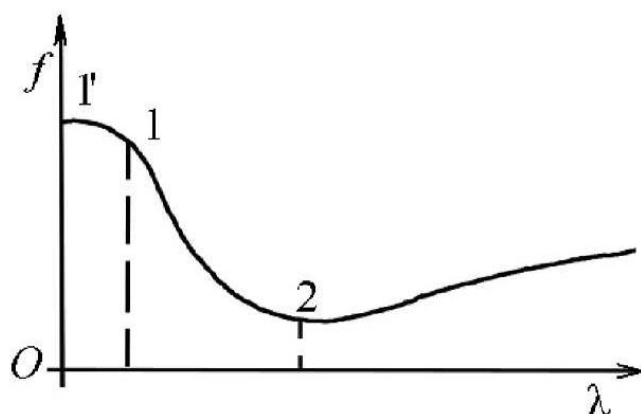


Рис. 11.1. Примерный график изменения коэффициента трения

Правая часть кривой от точки 2 соответствует жидкостному трению, при котором трущиеся поверхности разделены слоем смазки, толщина которого превышает сумму высот их неровностей.

Наиболее благоприятным режимом работы подшипника следует считать не режим в точке 2, соответствующей минимальному коэффициенту трения, а несколько правее. Исследование режима жидкостного трения в подшипниках основано на контактно-гидродинамической теории смазки. Эта теория базируется на решениях дифференциальных уравнений гидродинамики вязкой жидкости с учетом деформаций в контакте. Она позволяет выбрать нужные размеры подшипника и вязкость смазки, обеспечивающие жидкостное трение с оптимальной толщиной смазочного слоя. Однако теоретически решение задачи довольно сложно и не исключает экспериментального исследования подшипников, в частности исследование коэффициента трения.

Особенно важным является экспериментальное исследование граничного и других видов трения, которые возникают при пусковых режимах и режимах, не обеспечивающих жидкостное трение, и на ко-

торые не распространяются законы гидродинамики.

Экспериментальные исследования существенно дополняют теоретические и в комплексе являются базой создания оптимальных конструкций подшипниковых узлов современных машин.

Момент трения в подшипнике определяется по формуле

$$T_f = 0,5 F_f d_2 = 0,5 f F_r d ,$$

где F_f – сила трения; d – диаметр вала; f – коэффициент трения; F_r – радиальная нагрузка в подшипнике.

Этот момент уравнивается усилием F_u , которое действует на пружину 14 динамометром 12 на плече $L = 300$ мм. На основании этого можно записать

$$F_u L = 0,5 f F_r d .$$

Учитывая, что в машине ДМ-29 $d = 60$ мм, $L = 300$ мм, получим выражение для определения коэффициента трения в подшипнике:

$$f = \frac{10 F_u}{F_r} . \quad (11.2)$$

Усилие F_u определяется по показаниям индикатора 13 динамометра 12, цена делений которого устанавливается специальной тарировкой. В установке одно деление индикатора соответствует 3 г.

Зависимость коэффициента трения от режима работы подшипника можно получить, изменяя вязкость смазки, окружную скорость или удельное давление.

В данной работе изменение режима трения осуществляется изменением удельного давления и скорости.

Удельное давление q определяется по формуле

$$q = \frac{F_r}{dl} , \quad (11.3)$$

где d – внутренний диаметр подшипника; l – ширина подшипника.

Экспериментальное определение и анализ обобщенного показателя режима трения λ позволяют определить оптимальную нагрузку на подшипниках, судить об антифрикционных свойствах материала, качестве смазки и т. д.

2. Описание установки

Установка (рис. 11.2) состоит из корпуса, привода, рабочего шпинделя, нагружающего и измерительного устройств.

Все узлы установки смонтированы в корпусе 1. Вращение

шпинделя осуществляется электродвигателем 2 через двухступенчатую клиноременную передачу 3. Натяжение ремней производится натяжным устройством, поворачивающим электродвигатель вокруг оси рамы, на которой он установлен.

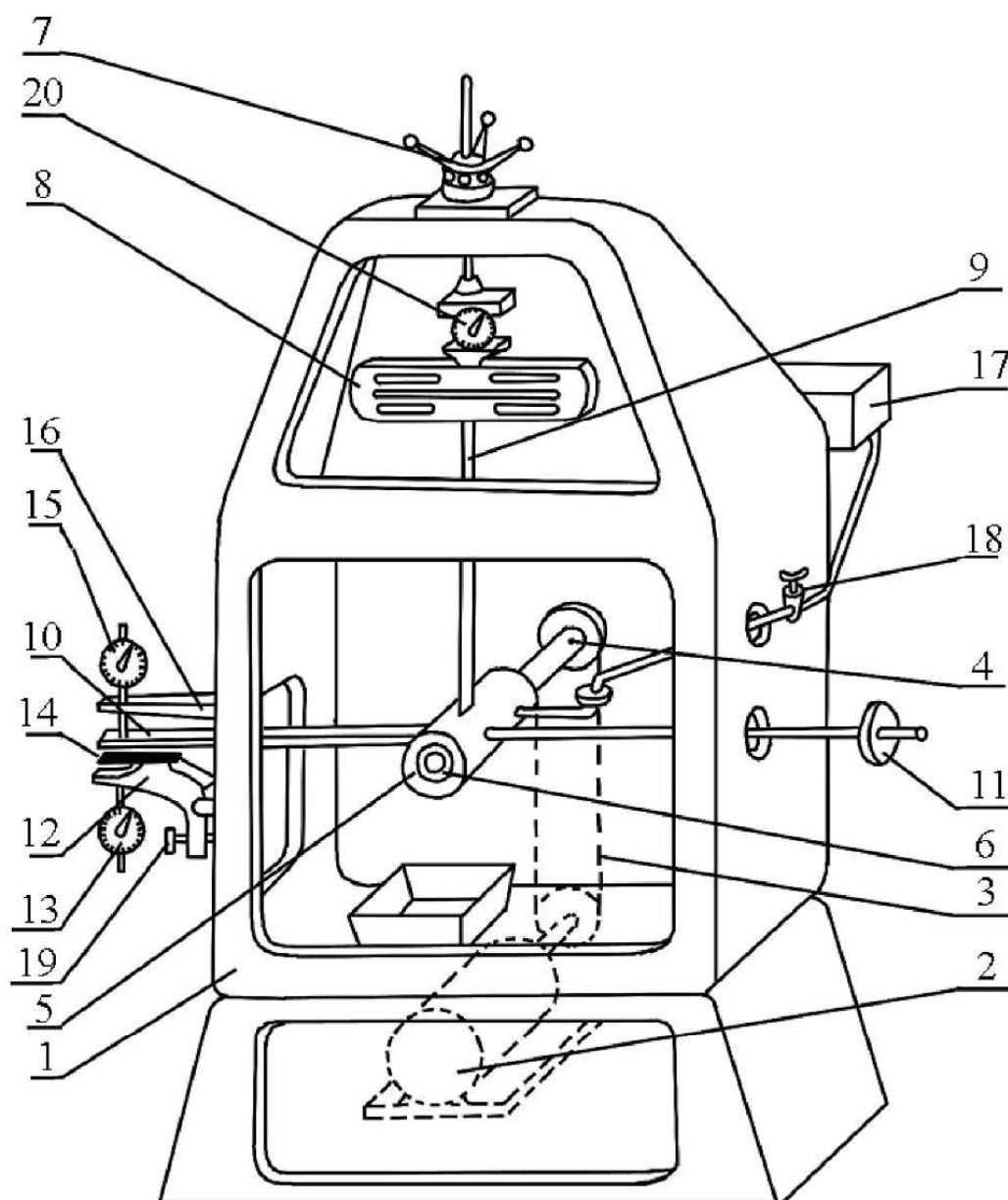


Рис. 11.2 Установка ДМ-29 для определения коэффициента трения

Шпиндель 4 вращается в двух шарикоподшипниковых опорах. Передняя рабочая часть шпинделя служит контртелом, она расположена консольно и несет на себе обойму 5, в которой имеется вкладыш 6. Обойма с вкладышем прижимается к шпинделю винтом 7 через динамометрическую пружину 8 и гибкую ленту 9. Индикатор 20 служит для определения нагрузки на испытываемый подшипник. На обойме 5 закреплены рычаг 10 и противовес 11.

Измерительное устройство момента трения состоит из динамометра 12, шарнирно закрепленного в кронштейне, который имеет индикатор 13 и силовую пружину 14. Индикатор 15 неподвижно установлен в кронштейне 16. К корпусу прикреплен бачок со смазкой 17, и на маслопроводе кран 18. Регулировка динамометра 12 производится винтом 19.

Технические данные установки: диаметр рабочего конца вала шпинделя (контртела) $d=60$ мм; максимальная длина подшипника $l=60$ мм; частота вращения вала $n = 600$ и 1400 об/мин; максимальное усилие нагружения $F_n= 5000$ Н; привод – электродвигатель $P=0,6$ кВт.

3. Порядок выполнения работы

а) Ознакомиться с устройством установки ДМ-29, техническими данными и принципом ее работы. Составить кинематическую схему установки.

б) Установить указанный преподавателем вкладыш 6 в обойму 5.

в) Произвести балансировку обоймы 5. Для этого необходимо установить шкалы индикаторов 13 и 15 на ноль; установить обойму 5 при помощи маховика 7 во взвешенном состоянии; подвести стержень индикатора 15 к рычагу 10, а 13 – к пружине 14; пружину 14 динамометра 12 при помощи маховика 19 привести в контакт с рычагом 10; создать нагрузку маховиком 7, при этом отклонение стрелок индикаторов не должно быть более 2–3 делений.

г) Снять нагрузку, при этом показания индикаторов, если они отключались от нуля, должны быть снова установлены в нулевое положение путем изменения положения груза на противовесе 11. Повторить эту операцию несколько раз, т. е. создать и снять нагрузку; при этом отклонение стрелки индикатора не должно быть более 2–3 делений.

д) При помощи рукоятки винта 7 создать нагрузку на подшипник. Величина ее определяется по индикатору 20 динамометрической пружины 8. Количество делений индикатора соответствует определенной нагрузке (см. табл. 11.1).

По согласованию с преподавателем по шкале индикатора динамометрической пружины 8 установить начальную нагрузку X . Подать в подшипник масло из бачка 17. Для этого нужно открыть кран 18 и включить установку. При помощи маховика 19 подвести стрелку

индикатора 15 к нулю. Определить по показаниям индикатора 13 значение F_u , учитывая при этом, что одно деление индикатора равно усилию 3 г. Данные измерения занести в табл. 11.2. Повторить опыт 3 раза.

Таблица 11.1

Нагрузка, Н	250	500	750	1000	1500	2000	3000	5000
Количество делений индикатора	36,5	73	110	145	217	290	435	726

е) Повторить пункт д для других значений нагрузки на подшипник равный $2x$, $3x$, $4x$ и $5x$ от первоначальной.

Таблица 11.2

Номер замера	Число измерений в опыте	Нагрузка на подшипник F_r	Усилие на измерительном устройстве F_u	Коэффициент трения f_i	Среднее значение коэффициента трения $\bar{f}$	Удельное давление q	Показатель режима трения λ
1	1						
	2						
	3						
2	1						
	2						
	3						
3	1						
	2						
	3						

ж) Повторить пп. д и е для другой частоты вращения вала.

з) Нагрузка, действующая на подшипник F_n (Н), определяется по формуле

$$F_r = 69K_r,$$

где K_r – количество делений на индикаторе 20.

Усилие на измерительном устройстве F_u определим по формуле

$$F_u = 0,03K_u,$$

где K_u – количество делений на индикаторе 13.

Коэффициент трения f_i определим по формуле (11.2).

Среднее значение коэффициента трения определим по формуле

$$\bar{f} = \frac{f_1 + f_2 + f_3}{3}.$$

Удельное давление q определяется по формуле (11.3).

Показатель режима трения λ определим по формуле (11.1)

Результаты расчетов сведем в табл. 11.2.

и) На основании данных табл. 11.2 построить график зависимости коэффициента трения f от показателя режима трения λ (аналогично представленному на рис. 11.1).

4. Содержание отчета

Отчет по работе должен содержать: название и цель работы; краткое описание и кинематическую схему установки ДМ-29; данные экспериментов и результаты расчетов (табл. 11.2); график зависимости коэффициента трения f от удельного давления q ; анализ результатов приведенных опытов.

5. Контрольные вопросы

1. От каких факторов зависит коэффициент трения трущихся пар? 2. Какое влияние оказывает коэффициент трения на КПД и работоспособность машин? 3. Объяснить, почему с увеличением удельного давления в паре трения коэффициент трения увеличивается. 4. Каким образом в установке можно определить момент трения? 5. Каким образом можно изменить скорость скольжения и удельное давление?

Лабораторная работа № 12

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ

Цель работы: изучение основных факторов, влияющих на коэффициенты трения в резьбовых соединениях; определение в различных условиях коэффициентов трения в резьбе f_p и на торце гайки f_m и установление зависимости их от силы затяжки.

Приборы и инструменты: установка, исследуемые болты с гайками и шайбами, динамометрический ключ, штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по резьбовым соединениям [1, с. 78–80; 2, с. 22–25; 3, с. 168–169].

1. Общие сведения

Изменение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки зависит от следующих основных факторов: сочетания материалов деталей резьбового соединения, вида их термической обработки и покрытий; точности изготовления элементов резьбового соединения, шероховатости поверхностей, наличия и сорта смазки, силы затяжки.

В данной работе необходимо определить коэффициенты трения в резьбе f_p и на торце гайки f_m , как для несмазанных (технически сухих), так и для смазанных поверхностей, а также зависимость их от силы затяжки.

При завинчивании гайки резьбового соединения со стороны ключа на гайку передается крутящий момент T_k , преодолевающий моменты в резьбе T_p и на торце гайки T_m :

$$T_k = T_p + T_m. \quad (12.1)$$

В результате затяжки болта возникает осевое усилие (сила затяжки) F_z , связанное с моментами T_p и T_m соотношениями:

$$T_p = \frac{F_z d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{2}; \quad T_T = \frac{F_z f_T (D^3 - d_{\text{отв}}^3)}{3(D^2 - d_{\text{отв}}^2)} \quad (12.2)$$

или приближенно

$$T_p = 0,5 F_z d_{cp} f_T, \quad (12.3)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы; ψ – угол подъема резьбы, определяемый из равенства

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{\pi d_2}, \quad (12.4)$$

где P_z – ход резьбы; φ' – приведенный угол трения в резьбе; D – наружный диаметр опорной поверхности опорной поверхности гайки (размер под ключ); $d_{отв}$ – внутренний диаметр опорной поверхности (равный отверстию под болт); d_{cp} – средний диаметр опорной поверхности гайки:

$$d_{cp} = 0,5(D + d_{отв}), \quad (12.5)$$

f_p – коэффициент трения на торце гайки.

Для резьбы с углом профиля α приведенный коэффициент трения f_p' и действительный коэффициент трения f_p связаны зависимостью

$$f_p' = \frac{f_p}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (12.6)$$

или для приведенного угла трения приближенно

$$\varphi' = \frac{\varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (12.7)$$

Для метрической крепежной резьбы с треугольным профилем $\alpha = 60^\circ$,

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \cos 30^\circ = 0,866.$$

Тогда $f_p \approx 0,87 f_p'$.

При определении коэффициентов трения f_m по величине крутящего момента на торце гайки T_m получаем

$$f_m = \frac{2T_m}{F_3 d_{cp}}. \quad (12.8)$$

Коэффициент трения в резьбе f_p по величине момента завинчивания T_p определяется по формуле

$$f_p = f_p' \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right). \quad (12.9)$$

Приведенный коэффициент трения f_p' соответствует приведенному углу трения

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{2T_p}{F_3 d_2}\right) - \psi; \quad (12.10)$$

$$f_p' = \operatorname{tg} \varphi'. \quad (12.11)$$

Допускаемые усилия затяжки болта вычисляются по формуле

$$[F_3] = \frac{\pi d_1^2 [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3}, \quad (12.12)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала болта.

Среднее значение давления q_p , возникающего от силы затяжки F_3 на витках резьбы, при допущении равномерного распределения его по виткам резьбы определяется по формуле

$$q_p = \frac{4F_3}{\pi(d^2 - d_1^2)z} = \frac{4F_3 P_z}{\pi(d^2 - d_1^2)H}, \quad (12.13)$$

где z – число витков резьбы по высоте гайки; H – высота гайки.

Давление на торце гайки q_m , возникающее от осевой силы F_3 , определяется по формуле

$$q_T = \frac{4F_3}{\pi(D^2 - d_{отс}^2)}. \quad (12.14)$$

2. Описание установки

Коэффициент трения в резьбе определяется на специальной установке (рис. 12.1) на основе измерений момента завинчивания гайки и осевой силы на болте.

Корпус 2 установки выполнен в виде кольцевой пружины и смонтирован на литом металлическом основании со стойками 1. Сила на испытуемом болте 4 с центрирующей шайбой 5 определяется по деформации кольцевой пружины 2, измеряемой с помощью индикатора 6, закрепленного с помощью планки 7. Чтобы иметь возможность исключить трение на торце гайки 10, под ней устанавливается упорный шариковый подшипник 8 с переходной втулкой 9.

Для определения коэффициента трения на торце гайки переходная втулка 9 заменяется сменной втулкой 11, исключаящей работу шарикоподшипника.

Для устранения поворота испытуемого болта его головка фиксируется в сменной колодке 3, которая закрепляется на стойке основания.

Крутящий момент, приложенный к гайке, измеряется динамометрическим ключом (см. лаб. работу № 8).

Испытанию подвергают два одинаковых стандартных болта с гайками и шайбами. Один из них обезжиривают бензином и испыты-

вают в сухом виде, а другой – с одной из смазок (по указанию преподавателя): а) индустриальное масло; б) солидол; в) графитовая смазка.

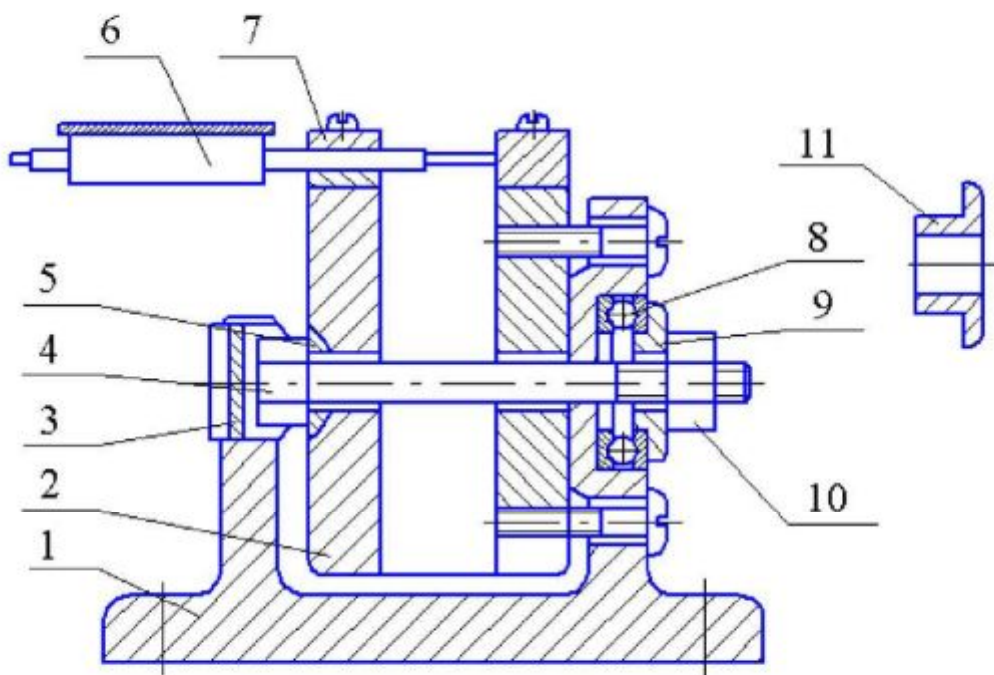


Рис. 12.1. Установка для определения коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки

Каждый болт испытывают два раза. Сначала испытания проводят с установкой под гайку упорного шарикоподшипника для исключения торцового трения скольжения, затем болт испытывают без шарикоподшипника.

3. Порядок выполнения работы

3.1. Подготовка к работе

Ознакомиться с устройством и принципом действия установки. Выбрать по согласованию с преподавателем два одинаковых стандартных болта с гайками, шайбами, сменной втулкой и смазочный материал. Один болт обезжирить бензином.

3.2. Определение значений коэффициентов трения в резьбе f_p и на торце гайки f_m

а) Путем обмера определить наружный диаметр резьбы болта d , шаг резьбы P , высоту гайки H , наружный диаметр опорной поверхности гайки (размер под ключ) D и диаметр отверстия под болт (в шайбе) $d_{отв}$.

б) Результаты замеров согласовать с ГОСТ 9150 (см. табл. 8.1),

выбрать необходимые параметры P , d , d_2 , вычислить угол подъема винтовой линии ψ и занести их в табл. 12.1.

Таблица 12.1

Параметры	Значения
Наружный диаметр болта d , мм	
Шаг резьбы P , мм	
Внутренний диаметр резьбы d_1 , мм	
Средний диаметр резьбы d_2 , мм	
Угол подъема резьбы ψ , град	
Высота гайки H , мм	
Наружный диаметр опорной поверхности гайки D , мм	
Диаметр отверстия под болт $d_{отв}$, мм	
Допускаемая сила затяжки болта $[F_3]$, Н	
Максимально допустимая сила для динамометрической пружины $[F_n]$, Н	
Максимально допустимый момент на динамометрическом ключе $[T_k]$, Н	
Сорт смазки и состояние смазанности поверхности	

в) Определить допускаемую силу затяжки болта $[F_3]$ по формуле (12.11), приняв при этом допускаемое напряжение $[\sigma_p]$:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{[s]},$$

где σ_m – предел текучести (для стали Ст3 $\sigma_m=220$ МПа); $[s]$ – запас прочности ($s=2$).

г) Определить максимальную допускаемую силу затяжки по формуле

$$[F_{\max}] = 0,7[F_3],$$

чтобы не допустить появления остаточных деформаций в кольцевой пружине установке и стержне динамометрического ключа.

д) Используя торировочный коэффициент для кольцевой пружины $\mu_2=500$ Н/м на одно деление шкалы индикатора, определить количество делений на индикаторе b для значений максимальной силы затяжки $0,25[F_{\max}]$, $0,5[F_{\max}]$, $0,75[F_{\max}]$ и $[F_{\max}]$ по формуле

$$n_2 = \frac{[F_{\max}]}{\mu_2}.$$

Результаты расчета занести в табл. 12.2, 12.3.

е) Установить стрелку индикатора кольцевой пружины на ноль.

ж) Установить на упорный подшипник переходную втулку 9 для исключения трения скольжения на торце гайки, т. е. в этом случае принимается $T_m=0$ и тогда $T_k \approx T_p$.

Таблица 12.2

Параметры	$0,25[F_{\max}]$	$0,5[F_{\max}]$	$0,75[F_{\max}]$	$[F_{\max}]$
Сила затяжки $[F_z]$, Н·мм				
Показания индикатора на пружине n , делений				
Показания индикатора на ключе n_1 , делений				
Момент на ключе T_k , Н·мм				
Приведенный угол трения в резьбе φ'				
Приведенный коэффициент трения в резьбе f_p'				
Коэффициент трения в резьбе f_p				
Среднее значение коэффициента трения в резьбе $f_{p.cp}$				
Давление в витках резьбы q_p , МПа,				

з) Закрепить болт в установке, навинтив на него гайку 10 до устранения осевого люфта, что контролируется по стрелке индикатора 6 (показания стрелки остается на нуле). Проследить, чтобы головка была зафиксирована сменной головкой 3.

и) Взять динамометрический ключ с соответствующей головкой под гайку, установив индикатор ключа на ноль. Затянуть гайку болта моментом T_k , который соответствует $0,25[F_{\max}]$, контролируя это значение по числу делений n_2 индикатора 6. Ключ вращать только за ручку, плавно, без перекосов, остановок и рывков, в противном случае показания ключа будут не правильными.

к) Записать в табл. 12.2 показания индикатора динамометрического ключа, соответствующее $0,25[F_{\max}]$, и момента T_k , найденного по формуле

$$T_k = n_1 \mu_1,$$

где μ_1 – торировочный коэффициент динамометрического ключа равный 3900 Н/м на одно деление индикатора.

л) Повторить пп. и, к для значений $0,5[F_{\max}]$, $0,75[F_{\max}]$ и $[F_{\max}]$.

м) Повторить пп. и, к для этого же болта и гайки, заменив переходную втулку 9 на сменную втулку 11 исключаящую действие подшипника, т. е. в этом случае момент на ключе будет равен

$$T_k = T_p + T_m.$$

Результаты занести в табл. 12.3.

Таблица 12.3

Параметры	$0,25[F_{\max}]$	$0,5[F_{\max}]$	$0,75[F_{\max}]$	$[F_{\max}]$
Сила затяжки $[F_z]$, Н·мм				
Показания индикатора на пружине N , делений				
Показания индикатора на ключе n_1 , делений				
Момент на ключе $[T_k]$, Н·мм				
Момент в резьбе $[T_p]$, Н·мм				
Момент на торце гайки $[T_m]$, Н·мм				
Коэффициент трения на торце гайки f_m				
Среднее значение коэффициента трения на торце гайки $f_{m.c.p.}$				
Давление на торце гайки q_m МПа,				

н) В испытаниях без упорного шарикоподшипника п. м момент трения на торце гайки T_m определить вычитанием из полученных значений момента завинчивания T_k значений момента на резьбе $T_m = T_k$, полученных в испытаниях с шарикоподшипником п. ж:

$$T_m = T'_k - T_k.$$

о) По согласованию с преподавателем повторить пп. ж–м при наличии смазки в резьбе или торце гайки, а также различных материалов гайки и сменной втулки 11.

п) По результатам испытаний построить график зависимости допускаемой силы затяжки $[F_{\max}]$ от момента на T_k ключе для всех ус-

ловий испытаний.

р) Для испытаний с установкой подшипника под гайку (п. ж) для всех значений по формуле (12.10) определить приведенный угол трения φ' , приведенный коэффициент трения f_p' , а по формуле (12.9) коэффициент трения f_p в резьбе.

с) В испытаниях без упорного подшипника (п. м) для всех случаев по формуле (12.8) определить коэффициент трения на торце гайки f_m .

т) По формуле (12.13) определить среднее давление на витках резьбы q_p , для всех сил затяжки и построить график зависимости q_p от f_p .

у) По формуле (2.14) определить среднее давление на торце гайки для принятых значений сил затяжки и построить график зависимости q_T от f_T .

4. Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; схему установки для испытаний с кратким описанием ее устройства и принципа работы; характеристику испытуемого болта и условий смазки; опытные и расчетные результаты испытаний; график зависимости силы затяжки от момента на ключе для всех условий испытаний; график зависимости коэффициентов трения от удельного давления для всех условий испытаний; выводы по полученным результатам.

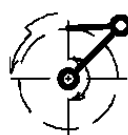
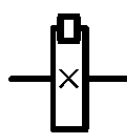
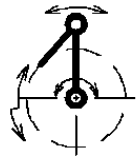
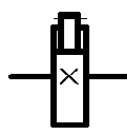
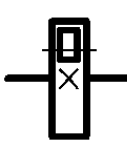
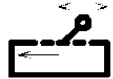
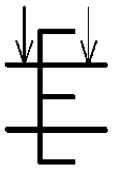
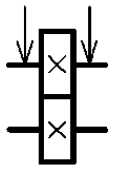
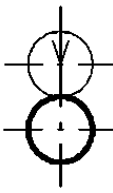
5. Контрольные вопросы

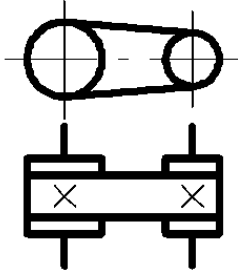
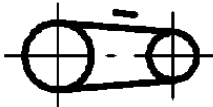
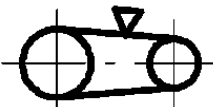
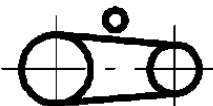
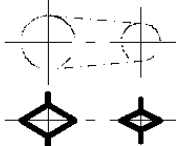
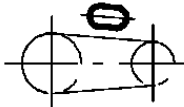
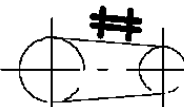
1. Какова зависимость между осевой силой на болте и моментом завинчивания? 2. Как влияют смазка и параметры резьбы на коэффициент трения в резьбе и на торце гайки? 3. Почему для крепежных деталей применяются резьбы с треугольным профилем? 4. Каково условие самоторможения винтовой пары?

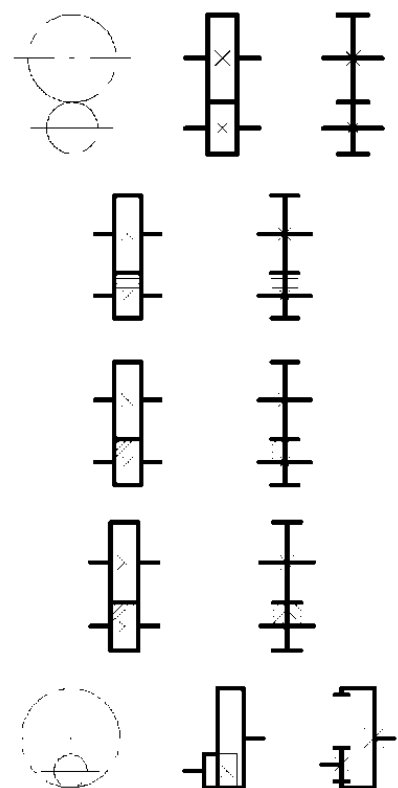
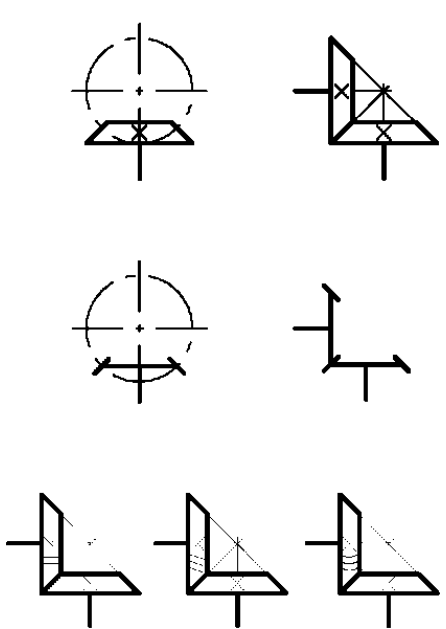
ПРИЛОЖЕНИЕ 1

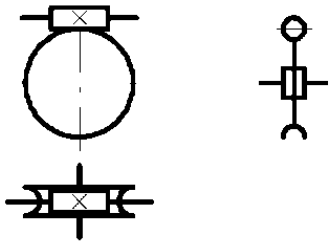
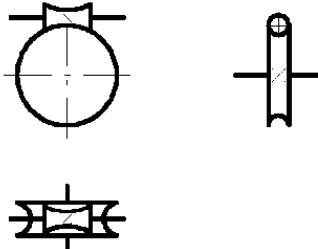
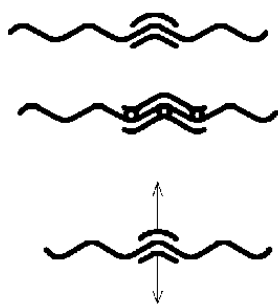
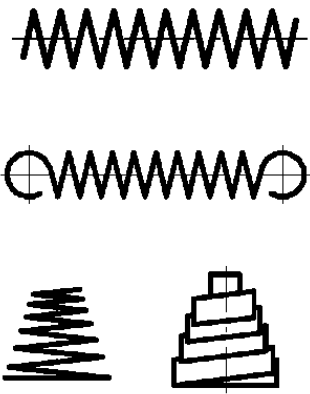
ОБОЗНАЧЕНИЯ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ В СХЕМАХ. ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИКИ (ПО ГОСТ 2.770-80)

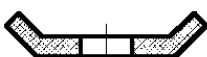
Наименования	Обозначения
Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.	
Гибкий вал для передачи вращающего момента	
Неподвижное звено (стойка). Для указания неподвижности любого звена часть его контура покрывают штриховкой, например	
Кинематическая пара	
а) вращательная	
б) поступательная	
Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа):	
а) радиальные	
б) упорные	
Подшипники скольжения:	
а) радиальные	
б) радиально-упорные одно-сторонние	
в) радиально-упорные двух-сторонние	
г) упорные односторонние	
д) упорные двухсторонние	
Подшипники качения	
а) радиальные	

Наименования	Обозначения
б) радиально-упорные одно- сторонние	
в) радиально-упорные двух- сторонние	
г) упорные односторонние	
д) упорные двухсторонние	
Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	
Муфта нерасцепляемая (неуправ- ляемая):	
а) глухая	
б) упругая	
Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа	
Храповые зубчатые механизмы:	
а) с наружным зацеплением односторонние	 
б) с наружным зацеплением двухсторонние	 
в) с внутренним зацеплением односторонние	 
г) с реечным зацеплением	
Фрикционные передачи с цилинд- рическими роликами	  

Наименования	Обозначения
Маховик на валу	
Передача ремнем без уточнения типа	
Передача плоским ремнем	
Передача клиновидным ремнем	
Передача круглым ремнем	
Передача зубчатым ремнем	
Передача цепью:	
а) общее обозначение без уточнения типа цепи	
б) круглорзвенной	
в) пластинчатой	
г) зубчатой	

Наименования	Обозначения
Передачи зубчатые (цилиндрические): а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев) б) то же с прямыми зубьями косыми зубьями шевронными зубьями в) внутреннее зацепление	
Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические: а) общее обозначение без уточнения типа зубьев б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями	

Наименования	Обозначения
Червячные передачи с цилиндрическим червяком	
Червячные глобоидные передачи	
Передачи зубчатые реечные (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
Винт, передающий движение	
Гайка на винте, передающем движение: а) неразъемная б) неразъемная с шариками в) разъемная	
Пружины: а) цилиндрические сжатия б) цилиндрические растяжения в) конические сжатия	

Наименования	Обозначения
г) цилиндрические, работающие на кручение	
д) рессора	
е) тарельчатые	

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ (ПО ГОСТ 8388-75)

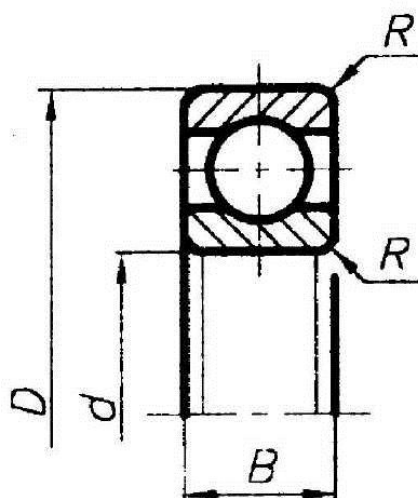


Рис. 1. Габаритные размеры шариковых радиальных однорядных подшипников

Таблица 1

Основные размеры и параметры шариковых радиальных однорядных подшипников

Условное обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	Грузоподъемность, кН	
					динамическая C	статическая C_0
1	2	3	4	5	6	7
<i>Особо легкая серия</i>						
100	10	26	8	0,5	4,62	1,96
101	12	28	8	0,5	5,07	2,24
104	20	42	12	1,0	9,36	4,5
105	25	47	12	1,0	11,2	5,6
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	55	90	18	2,0	28,1	17,0
112	60	95	18	2,0	29,6	18,3
113	65	100	18	2,0	30,7	19,6
114	70	110	20	2,0	37,7	24,5
115	75	115	20	2,0	39,7	26,0

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7
116	80	125	22	2,0	47,7	31,5
117	85	130	22	2,0	49,4	33,5
118	90	140	24	2,50	57,2	39,0
119	95	145	24	2,5	60,5	41,5
120	100	150	24	2,5	60,5	41,5
<i>Легкая серия</i>						
200	10	30	9	1,0	5,9	2,65
201	12	32	10	1,0	6,89	3,1
202	15	35	11	1,0	7,8	3,55
203	17	40	12	1,0	9,56	4,5
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2,0	25,5	13,7
208	40	80	18	2,0	32,0	17,8
209	45	85	19	2,0	33,2	18,6
210	50	90	20	2,0	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3,0	70,2	45,0
217	85	150	28	3,0	89,5	53,0
218	90	160	30	3,0	95,6	62,0
219	95	170	32	3,5	108,0	69,5
220	100	180	34	3,5	124,0	79,0
<i>Средняя серия</i>						
300	10	35	11	1,0	8,06	3,75
301	12	37	12	1,5	9,75	4,65
302	15	42	13	1,5	11,4	5,4
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65
304	20	52	15	2,0	15,9	7,8
305	25	62	17	2,0	22,5	11,4
306	30	72	19	2,0	29,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	100	27	3,0	61,8	36,0
311	55	120	29	3,0	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
317	85	180	41	4,0	133,0	90,0
318	90	190	43	4,0	143,0	99,0
319	95	200	45	4,0	153,0	110,0
320	100	215	47	4,0	174,0	132,0
<i>Тяжелая серия</i>						
403	17	62	17	2,0	22,9	11,8
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

ПОДШИПНИКИ ШАРИКОВЫЕ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫЕ ОДНОРЯДНЫЕ (ПО ГОСТ 831-75)

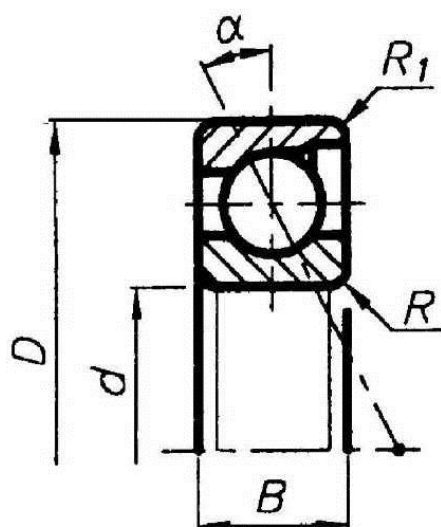


Рис. 2. Габаритные размеры шариковых радиально-упорных подшипников

Таблица 2

Основные размеры и параметры шариковых радиально-упорных подшипников

Условное обозначение подшипника		d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	R_1 , мм	Грузоподъемность, кН			
							динамическая		статическая	
							C типа		C_0 типа	
$\alpha=12^\circ$	$\alpha=26^\circ$						36000	46000	36000	46000
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<i>Легкая серия</i>										
36202	46202	15	35	11	1,0	0,3	8,15	8,25	3,83	3,65
36203	—	17	40	12	1,0	0,3	12	—	6,12	—
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	15,7	9,1	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	41,2	38,7	25,1	23,1
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	43,2	40,6	27,0	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	50,3	34,2	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	60,8	39,3	38,8
36213	46213	65	120	23	2,5	1,2	—	69,4	—	45,9
36214	—	70	125	24	2,5	1,2	80,2	—	54,8	—
36215	46215	75	130	25	2,5	1,2	—	78,4	—	53,8
36216	46216	80	140	26	3,0	1,5	93,6	87,9	65,0	60,0

Окончание табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
36217	46217	85	150	28	3,0	1,5	101,0	94,4	70,8	65,1
36218	46218	90	160	30	3,0	1,5	118,0	111,0	83,0	76,2
36219	46219	95	170	32	3,5	2,0	134,0	—	95,0	—
—	46220	100	180	34	3,5	2,0	—	148,0	—	107,0

ПОДШИПНИКИ РОЛИКОВЫЕ КОНИЧЕСКИЕ ОДНОРЯДНЫЕ (ПО ГОСТ 333-79)

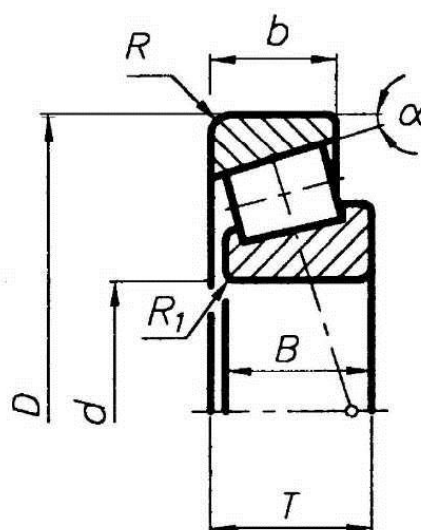


Рис. 3. Габаритные размеры роликовых конических однорядных подшипников

Таблица 3

Основные размеры и параметры роликовых конических однорядных подшипников

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
	d	D	T	B	b	R	R_1	динамическая C	статическая C_0	e	Y	Y_0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
<i>Легкая серия $\alpha=12\div16^\circ$</i>												
7202	15	35	12,0	11	9	1,0	0,3	10,5	6,1	0,451	1,329	0,731
7203	17	40	13,5	12	11	1,5	0,5	14,0	9,0	0,314	1,909	1,050
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,360	1,666	0,916
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,360	1,666	0,916
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,365	1,645	0,905
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,369	1,624	0,893

Продолжение табл. 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7208	40	80	20,0	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,383	1,565	0,861
7209	45	85	21,0	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,414	1,450	0,798
7210	50	90	22,0	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,374	1,604	0,882
7211	55	100	23,0	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,411	1,459	0,802
7212	60	100	24,0	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,351	1,710	0,940
7214	70	125	26,5	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,369	1,624	0,893
7215	75	130	27,5	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,388	1,547	0,851
7216	80	140	28,5	26	22	3,0	1,0	112,0	95,0	0,421	1,426	0,784
7217	85	150	31,0	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,435	1,380	0,759
7218	90	160	33,0	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,383	1,565	0,861
7219	95	170	35,0	32	27	3,5	1,2	168,0	131,0	0,407	1,476	0,812
7220	100	180	37,5	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,402	1,493	0,821
<i>Легкая широкая серия $\alpha=12\div16^\circ$</i>												
7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,365	1,645	0,905
7507	35	72	24,5	23,0	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,346	1,733	0,953
7508	40	80	25,0	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,381	1,575	0,866
7509	45	85	25,0	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,416	1,442	0,793
7510	50	90	25,0	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,421	1,426	0,784
7511	55	100	27,0	25,0	21	2,5	0,8	80,0	61,0	0,360	1,666	0,916
7512	60	110	30,0	28,0	24	2,5	0,8	94,0	75,0	0,392	1,528	0,840
7513	65	120	33,0	31,0	27	2,5	0,8	119,0	98,0	0,369	1,624	0,893
7514	70	125	33,5	31,0	27	2,5	0,8	125,0	101,0	0,388	1,547	0,851
7515	75	130	33,5	31,0	27	2,5	0,8	130,0	108,0	0,407	1,476	0,812
7516	80	140	35,5	33,0	28	3,0	1,0	143,0	126,0	0,402	1,493	0,821
7517	85	150	39,0	36,0	30	3,0	1,0	162,0	141,0	0,388	1,547	0,851
7518	90	160	43,0	40,0	34	3,0	1,0	190,0	171,0	0,388	1,547	0,851
7519	95	170	46,0	45,5	37	3,5	1,2	230,0	225,0	0,383	1,565	0,861
7520	100	180	49,5	46,0	39	3,5	1,2	250,0	236,0	0,402	1,493	0,821
<i>Средняя серия $\alpha=10\div14^\circ$</i>												
7304	20	52	16,5	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,296	2,026	1,114
7305	25	62	18,5	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,360	1,666	0,916
7306	30	72	21,0	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,337	1,780	0,979
7307	35	80	23,0	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,319	1,881	1,035
7308	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,278	2,158	1,187
7309	45	100	27,5	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,287	2,090	1,150
7310	50	110	29,5	29	23	2,5	1,0	100,0	75,5	0,310	1,937	1,065
7311	55	120	32,0	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,332	1,804	0,992
7312	60	130	34,0	31	27	3,0	1,0	128,0	96,5	0,305	1,966	1,081
7313	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,305	1,966	1,081
7314	70	150	38,5	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,310	1,937	1,065
7315	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,328	1,829	1,006

Окончание табл. 3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
7317	85	180	45,0	41	35	4,0	1,5	230,0	195,0	0,314	1,909	1,050
7318	90	190	47,0	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,319	1,881	1,035
<i>Средняя широкая серия $\alpha=11\div15^\circ$</i>												
7604	20	52	22,5	21	18,5	2,0	0,8	31,5	22,0	0,298	2,011	1,106
7605	25	62	25,5	24	21	2,0	0,8	47,5	36,6	0,273	2,194	1,205
7606	30	72	29,0	29	23	2,0	0,8	63,0	51,0	0,319	1,882	1,035
7607	35	80	33,0	31	27	2,5	0,8	76,0	61,5	0,296	2,026	1,114
7608	40	90	35,5	33	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,296	2,026	1,114
7609	45	100	38,5	36	31	2,5	0,8	114,0	90,5	0,291	2,058	1,131
7611	55	120	46,0	44,5	36,5	3,0	1,0	160,0	140,0	0,323	1,855	1,020
7612	60	130	49,0	47,5	39	3,5	1,2	186,0	157,0	0,305	1,966	1,081
7613	65	140	51,5	48	41	3,5	1,2	210,0	168,0	0,328	1,829	1,006
7614	70	150	54,5	51	43	3,5	1,2	240,0	186,0	0,351	1,710	0,940
7615	75	160	58,5	55	46,5	3,5	1,2	280,0	235,0	0,301	1,996	1,198
7616	80	170	62,0	59,5	49	4,0	1,5	310,0	290,0	0,316	1,895	1,042
7618	90	190	68,0	66,5	53,5	4,0	1,5	370,0	365,0	0,301	1,996	1,198
7620	100	215	78,0	73	61,5	4,0	1,5	460,0	460,0	0,314	1,909	1,050
<i>Средняя серия* $\alpha=25\div29^\circ$</i>												
27306	30	72	21,0	19,0	14,0	2,0	0,8	35,0	20,6	0,721	0,833	0,458
27307	35	80	23,0	21,0	15,0	2,5	0,8	45,0	29,0	0,786	0,763	0,420
27308	40	90	25,5	23,0	17,0	2,5	0,8	56,0	37,0	0,786	0,763	0,420
27310	50	110	29,5	29,0	19,0	3,0	1,0	80,0	53,0	0,797	0,752	0,414
27311	55	120	32,0	29,0	21,0	3,0	1,0	92,0	58,0	0,814	0,737	0,504
27312	60	130	34,0	31,0	22,0	3,5	1,2	105,0	61,0	0,699	0,858	0,472
27313	65	140	36,5	33,0	23,0	3,5	1,2	120,0	70,0	0,753	0,796	0,438
27315	75	160	40,5	37,0	26,0	3,5	1,2	150,0	93,5	0,826	0,726	0,400
27317	85	180	45,0	41,0	30,0	4,0	1,5	180,0	146,0	0,764	0,785	0,432
* По ГОСТ 7260-81												

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1984.
2. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1982.
3. Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцов Б.С. и др. Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1984.
4. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1974.
5. Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Агропромиздат, 1987.
6. Детали машин в примерах и задачах / Под общей ред. С.Н. Ничипорчика. – Мн.: Вышэйшая школа, 1981.
7. Довгялло И.Г., Царук Ф.Ф., Дулевич А.Ф. и др. Прикладная механика: детали машин. – Мн.: БГТУ, 2002.
8. Мархель И.И. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1986.
9. Хряпин В.Е. Справочник паяльщика. – М.: Машиностроение, 1981.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
Порядок выполнения лабораторных работ	4
Основные положения по технике безопасности.....	4
Лабораторная работа № 1. Изучение конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора и определение параметров зацепления.....	5
Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции конического редуктора и определение параметров зацепления	15
Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции червячного редуктора и определение параметров зацепления	22
Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции планетарно-цевочного редуктора и определение параметров зацепления.....	34
Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции цепного вариатора.....	40
Лабораторная работа № 6. Определение коэффициента полезного действия червячного редуктора	49
Лабораторная работа № 7. Определение коэффициента полезного действия планетарного редуктора.....	58
Лабораторная работа № 8. Испытание болтового соединения, которое работает на сдвиг	68
Лабораторная работа № 9. Испытание затянутого болтового соединения, нагруженного внешней силой, которая раскрывает стык деталей.....	78
Лабораторная работа № 10. Исследование кинематических и силовых зависимостей фрикционных передач	87
Лабораторная работа № 11. Определение коэффициента трения в подшипниках скольжения	95
Лабораторная работа № 12. Определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки.....	102
Приложение 1	110
Приложение 2	116
Литература.....	123