

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра сопротивления материалов и деталей машин

ДЕТАЛИ МАШИН И ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Практикум

Минск
БГАТУ
2010

УДК 621.81(07)

ББК 34.44я7

Д38

*Рекомендовано методическим советом факультета
«Технический сервис в АПК».*

Протокол № 5 от 10 июня 2010 г.

Составители:

кандидат технических наук, доцент В. А. Агейчик (лаб. раб. 1);

кандидат технических наук, доцент Н. С. Примаков (лаб. раб. 2, 4);

старший преподаватель И. Н. Кононович (лаб. раб. 3);

старший преподаватель Л. С. Жаркова (лаб. раб. 8);

старший преподаватель А. И. Осирко (лаб. раб. 5, 6);

кандидат технических наук, доцент К. В. Сашко (лаб. раб. 7)

Рецензенты:

декан факультета механизации БГАТУ, кандидат технических наук

И. С. Крук;

заведующий кафедрой «Детали машин ПТМ и М» БНТУ,

доктор технических наук, профессор *А. Т. Скойбеда*

Детали машин и подъемно-транспортные механизмы : прак-
Д38 тикум / сост. : В. А. Агейчик [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2010. – 120 с.
ISBN 978-985-519-271-9.

УДК 621.81(07)

ББК 34.44я7

ISBN 978-985-519-271-9

© БГАТУ, 2010

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Лабораторная работа № 1 ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ И РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ.....	5
Лабораторная работа № 2 ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАТЯНУТЫХ БОЛТОВ.....	19
Лабораторная работа № 3 РАБОТА ЗАТЯНУТОГО БОЛТА ПРИ ПРИЛОЖЕНИИ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКИ К СОЕДИНЕНИЮ.....	26
Лабораторная работа № 4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА, РЕГУЛИРОВКА ПОДШИПНИКОВ И ОСЕВОГО ПОЛОЖЕНИЯ ВАЛА.....	43
Лабораторная работа № 5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА.....	59
Лабораторная работа № 6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	67
ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОПОДГОТОВКИ.....	80
Лабораторная работа № 7 ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	82
Лабораторная работа № 8 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	90
ЛИТЕРАТУРА.....	118

ВВЕДЕНИЕ

Изучение курса «Детали машин» тесно связано с выполнением студентами лабораторных работ, которые предусматривают практическое знакомство с типовыми деталями машин и сборочными единицами, условиями их работы и основами расчета, со способами регулирования зацеплений и подшипников, их смазкой, а также с методами испытания соединений и элементов конструкций, обработкой результатов опытов. Они должны способствовать повышению и углублению теоретических знаний, развивать умение анализировать и объяснять полученные результаты. Введение в отдельных работах заданий по исследованию несущей способности деталей, определению действующих усилий даст возможность шире раскрыть особенности прочностных расчетов.

Для успешного и сознательного выполнения лабораторной работы студент обязан самостоятельно проработать по лекциям и учебникам теоретический материал, относящийся к предстоящей работе, выполнить необходимые расчеты, подготовить схемы, таблицы для регистрации данных, ответить на контрольные вопросы. Перед проведением лабораторной работы со студентами проводится собеседование по ее теме. По каждой работе все студенты во время лабораторных занятий составляют индивидуальные отчеты (отчеты оформляются в отдельной тетради) по форме, приведенной в данном практикуме. Прием отчетов проводится непосредственно на занятиях или во время консультаций. Отчет принимается преподавателем, ведущим занятия, который о зачете работы делает отметку в тетради и в журнале. На лабораторных занятиях группа делится на звенья, которые выполняют работы самостоятельно, под постоянным контролем преподавателя. Студенты, не готовые к занятиям, к выполнению лабораторных работ не допускаются.

До начала проведения лабораторных работ все студенты проходят инструктаж по технике безопасности с росписью в специальном журнале. Студенты, не прошедшие инструктаж, к лабораторным занятиям не допускаются. В процессе работы все положения по безопасности должны неукоснительно выполняться. За соблюдение правил безопасности и порядка в лаборатории во время проведения лабораторных работ лично отвечает преподаватель, ведущий занятия.

Лабораторная работа № 1

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ И РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: изучить виды сварных соединений и сварных швов, условия их работы при различных видах нагружения, произвести расчет сварных соединений.

Теоретическое обоснование

Сварка – процесс неразъемного соединения деталей, основанный на использовании сил межмолекулярного взаимодействия. Сварка может происходить при местном нагреве до расплавления соединяемых деталей – сварка плавлением, или при совместном пластическом деформировании предварительно разогретых (или холодных) стыков деталей – сварка давлением. Известно более 60 видов сварки, но на практике чаще всего используют электрические способы: ручную дуговую сварку плавящимся электродом, автоматическую дуговую сварку под слоем флюса, полуавтоматическую сварку под флюсом или в среде защитных газов, стыковую контактную сварку.

В зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей различают следующие виды сварных соединений:

- стыковые (рисунок 1.1, *a* – без разделки кромок, *б* – V-образная разделка, *в* – X-образная разделка, *г* – U-образная разделка);
- нахлесточные (рисунок 1.2, *a* – с нормальной формой сечения шва, *б* – с выпуклой формой, *в* – с вогнутой формой, *г* – со специальной формой сечения шва);
- угловые (рисунок 1.3, *a* и *б* – без скоса кромок, *в* – со скосом кромок);
- тавровые (рисунок 1.4, *a* – без скоса кромок, *б* и *в* – со скосом одной кромки, *г* – со скосом двух кромок).

В области сварного шва в основном металле возникает **зона термического влияния**, в которой появляются остаточные напряжения и возможно коробление. Одним из способов снижения концентрации напряжений является выбор формы сечения шва. Выпуклые швы (рисунок 1.2, *б*) повышают концентрацию напряжений, выпуклость

рекомендуется удалять механической обработкой; вогнутость (рисунок 1.2, *в*) обеспечивает плавный переход к основному металлу и снижает напряженность, но требует механической обработки; специальные швы (рисунок 1.2, *г*) с профилем неравнобедренного треугольника значительно снижают концентрацию напряжений, как и вогнутые, применяются при переменных нагрузках.

По виду напряженного состояния сварные соединения делятся на два типа **сварных швов**:

стыковые швы (рисунок 1.1) – сварные швы стыковых соединений, их расчет ведется по нормальным напряжениям;

угловые швы (рисунки 1.2, 1.3, 1.4) – сварные швы нахлесточных, угловых и тавровых соединений, их расчет ведут по касательным напряжениям.

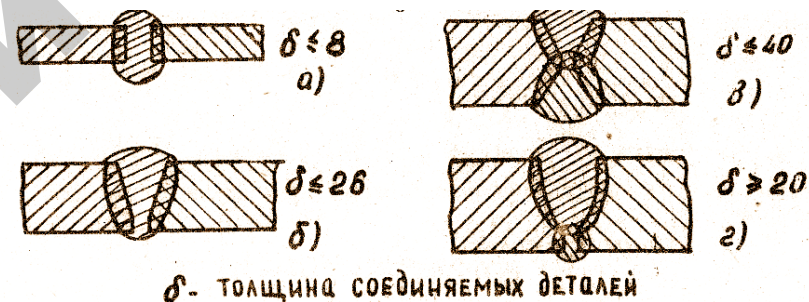


Рисунок 1.1

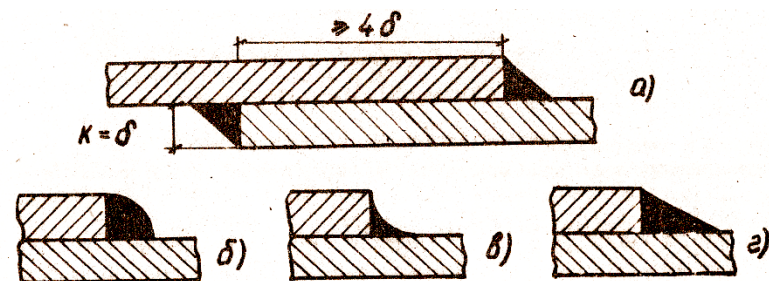


Рисунок 1.2

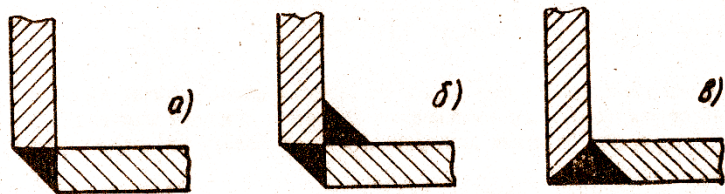


Рисунок 1.3

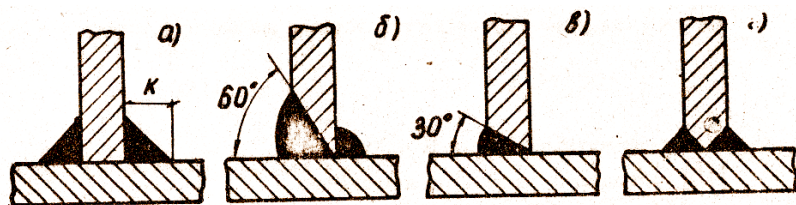


Рисунок 1.4

Расчет стыковых швов проводится по условию прочностной надежности

$$\sigma' \leq [\sigma'], \quad (1.1)$$

где σ' – действующее в шве нормальное напряжение при растяжении (сжатии);

$[\sigma']$ – допускаемое напряжение сварного шва при растяжении (сжатии).

Расчетные уравнения для различных случаев нагружения (рисунок 1.5) имеют следующий вид:

при действии на стыковой сварной шов только растягивающей (сжимающей) силы F

$$\sigma' = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'], \quad (1.2)$$

где δ – толщина самой тонкой из свариваемых деталей;
 l – длина шва;

при действии на шов только изгибающего момента M

$$\sigma' = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma'], \quad (1.3)$$

где W_x – осевой момент сопротивления сечения шва (для прямоугольного сечения).

$$W_x = \frac{\delta l^2}{6};$$

при действии на шов силы F и момента M

$$\sigma' = \frac{F}{\delta l} + \frac{M}{W_x} \leq [\sigma']; \quad (1.4)$$

при действии на шов только поперечной силы F' в нем возникают напряжения сдвига

$$\tau' = \frac{F'}{\delta l}. \quad (1.5)$$

Напряжения изгиба

$$\sigma'_n = \frac{M_n}{W_x} = \frac{6F'h}{\delta l^2}, \quad (1.6)$$

где h – плечо силы F' .

Эквивалентные напряжения определяют по энергетической теории прочности

$$\sigma'_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_n'^2 + 3\tau'^2} \leq [\sigma'_{\text{экв}}]; \quad (1.7)$$

при комбинированном действии на шов продольной и поперечной сил F и F' эквивалентное напряжение от растяжения, изгиба и сдвига

$$\sigma'_{\text{экв}} = \sqrt{(\sigma' + \sigma'_n)^2 + 3\tau'^2} \leq [\sigma']. \quad (1.8)$$

Если для стыкового шва заданы его геометрические размеры, известен способ сварки, материалы соединяемых деталей и сварного электрода, то можно определить значение допускаемой растягивающей или сжимающей силы

$$[F] = [\sigma']\delta. \quad (1.9)$$

В проектном расчете из условий прочности определяют требуемую длину шва l .

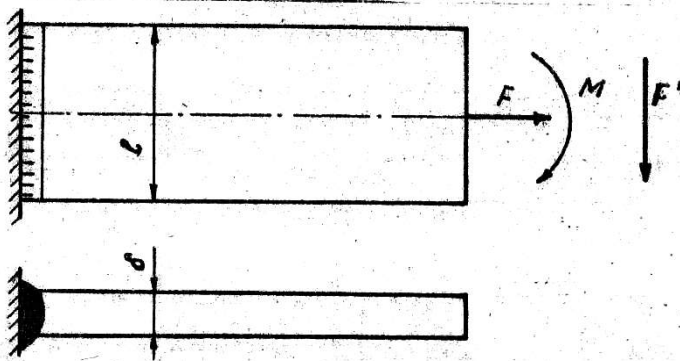


Рисунок 1.5

Расчет угловых швов проводится по условию прочностной надежности:

$$\tau' \leq [\tau'], \quad (1.10)$$

где τ' – действующие касательные напряжения;

$[\tau']$ – допускаемые касательные напряжения.

По отношению к действующей нагрузке угловые швы бывают **лобовыми** (рисунок 1.6, а), **фланговыми** (рисунок 1.6, б) и **комбинированными** (когда детали соединены и лобовым, и фланговым швами). Угловые швы рассчитывают по сечению, проходящему через биссекторную плоскость поперечного сечения шва, площадь которого (рисунок 1.6, а)

$$A = 0,7 kl, \quad (1.11)$$

где k – катет шва. Его часто принимают равным меньшей толщине соединяемых деталей.

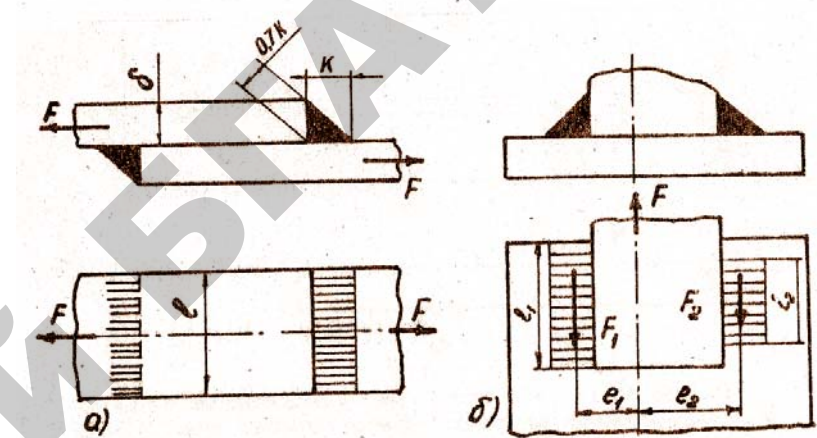


Рисунок 1.6

Для различных случаев нагружения угловых швов (рисунок 1.7) расчетные уравнения имеют вид:

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau'], \quad (1.12)$$

где под длиной шва l понимается суммарная длина шва (например, для $l_{\Sigma} = 2l$).

При действии на угловой шов только изгибающего момента M

$$\tau' = \frac{M}{W_x} = \frac{6M}{0,7kl^2} \leq [\tau']; \quad (1.13)$$

при действии на шов силы F и момента M

$$\tau' = \frac{F}{0,7kl} + \frac{6M}{0,7kl^2} \leq [\tau']; \quad (1.14)$$

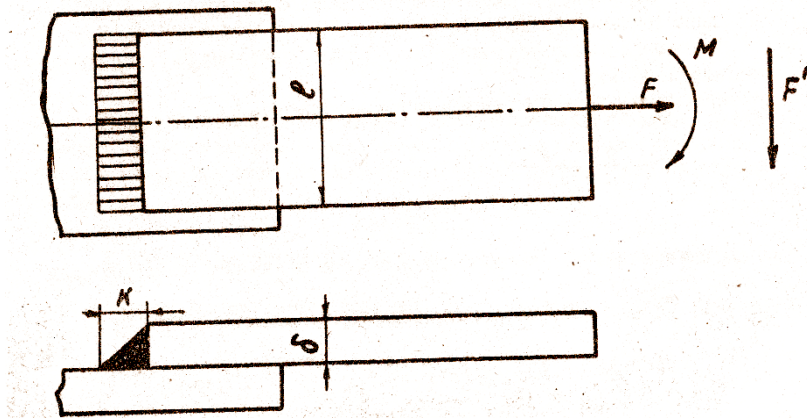


Рисунок 1.7

при действии на угловой шов только поперечной силы F'

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{F'}{0,7kl}\right)^2 + \left(\frac{6F'h}{0,7kl}\right)^2} \leq [\tau']; \quad (1.15)$$

при воздействии на угловой фланговый шов продольной и поперечной сил F и F'

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{F'}{0,7kl} + \frac{6F'h}{0,7kl}\right)^2 + \left(\frac{F}{0,7kl}\right)^2} \leq [\tau']; \quad (1.16)$$

Для угловых фланговых швов при несимметричном приложении нагрузки (или соединении несимметричных деталей) каждый из швов рассчитывают по своей нагрузке (рисунок 1.6, б). Здесь $F = F_1 + F_2$ и $F_1 e_1 = F_2 e_2$,

откуда
$$F_1 = \frac{e_2}{e_1 + e_2} F \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{e_1}{e_1 + e_2} F, \quad (1.17)$$

где e_1 и e_2 – расстояния от центра тяжести сечения соединяемых деталей до центра тяжести сечения швов. Как видно, длины швов пропорциональны действующим на них нагрузкам:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{F_1}{F_2}. \quad (1.18)$$

Комбинированные угловые швы рассчитывают с учетом суммарных длин лобовых l_1 и фланговых l_2 швов. При действии на такой шов продольной силы F

$$\tau' = \frac{F}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau']. \quad (1.19)$$

Для угловых швов из условий прочности могут быть определены допускаемая нагрузка или требуемая длина сварных швов.

Все расчетные формулы получены в результате анализа распределения напряжений, действующих в сварных швах. При этом на основании инженерной практики вводится ряд упрощений. Например, в угловом лобовом шве, показанном на рисунке 1.8 (см. также рисунок 1.6, а), в биссекторной плоскости $m-m$ действуют одновременно касательные напряжения τ в плоскости стыка деталей и нормальные напряжения σ в перпендикулярной плоскости. Но расчет ведут только по касательному напряжению, используя формулу (1.13). Практика подтверждает разрушение швов по сечению $m-m$.

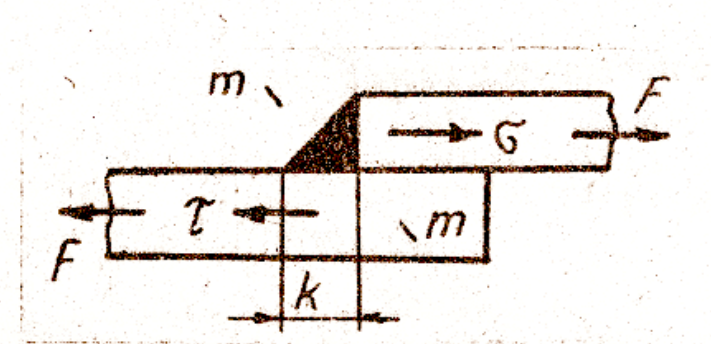


Рисунок 1.8

Если угловой лобовой шов нагружен только моментом M (рисунок 1.5), то условный расчет по формуле (1.13) обусловлен распределением касательных напряжений, показанных на рисунке 1.9.

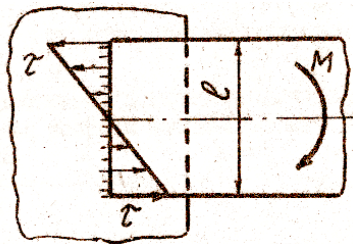


Рисунок 1.9

Для углового флангового шва основными являются также касательные напряжения τ . По длине шва напряжения τ распределены неравномерно (рисунок 1.10). Это обусловлено различной жесткостью деталей 1 и 2, соответственно напряжения τ_1 и τ_2 . При одинаковой жесткости деталей эпюра напряжений равномерна, расчет можно вести по формуле (1.12).

Для комбинированных соединений лобовыми и фланговыми швами при совместном действии продольной силы и момента распределение напряжений для лобового шва будет неравномерным (в соответствии с рисунком 1.9), а для фланговых – равномерным (согласно рисунку 1.10).

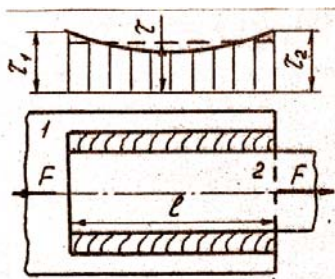


Рисунок 1.10

Тавровые соединения выполняют стыковым швом с разделкой кромок (рисунок 1.4, б, в, г) или угловым швом без разделки кромок (рисунок 1.4, а). Расчет стыкового шва при совместном действии силы F и момента M ведут по формуле (1.4), углового шва – по формуле (1.14).

Распределение напряжения для таврового соединения показано на рисунке 1.11. Напряжения от момента τ_M распределяются по длине шва аналогично напряжениям σ_M в поперечном сечении. Расчетным сечением по-прежнему является биссекторное.

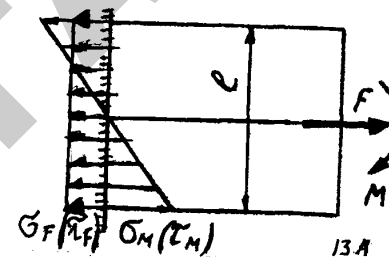


Рисунок 1.11

Необходимые данные для выполнения работы приведены в таблицах 1.1, 1.2, 1.3.

Лабораторное оборудование

Сварные соединения, выполненные стыковыми и угловыми швами, изготовлены из различных сталей. На соединениях указаны действующие силовые факторы, характер нагружения (постоянная или переменная нагрузка), коэффициент асимметрии циклов нагружения, варианты материалов и способов сварки, коэффициенты запаса прочности.

Подготовка к проведению работы

1. Проработать тему сварных соединений по учебнику [2].
2. Проработать методические указания к лабораторной работе.
3. Подготовить таблицы для записи результатов и расчетные формулы.
4. Ответить на контрольные вопросы.

Порядок выполнения работы

1. Выполнить аксонометрический эскиз сварного соединения, произвести измерения необходимых размеров и результаты внести в таблицу 1.4. Значения F взять из таблицы 1.5.

2. Определить условия нагружения и напряженные состояния сварных швов, используя рисунки 1.5, 1.7, подготовить необходимые расчетные формулы.

3. По указанию преподавателя выбрать значения действующих усилий F и F' из таблицы 1.5, приняв $F = 0,6F$.

Обработка результатов

Определить допускаемые напряжения для свариваемых материалов при растяжении и внести в таблицу 1.4.

$$[\sigma]_2 = \frac{\sigma_2}{S}. \quad (1.20)$$

Используя данные таблицы 1.2, определить допускаемые напряжения в сварных швах при постоянной нагрузке, результаты внести в таблицу 1.4. При этом учитывают способ сварки и марку электродов при помощи коэффициентов ϕ и ϕ_1 (в таблице 1.2 они представлены своими численными значениями, рассчитанными по формулам (1.21)):

$$[\sigma']_p = [\sigma']_p \phi; \quad [\tau'] = [\sigma]_p \phi_1. \quad (1.21)$$

По выбранным формулам, в зависимости от вида напряженного состояния, вычислить действующие напряжения в сварных швах и, сравнив их с допускаемыми напряжениями по условиям прочности, сделать вывод о работоспособности сварного соединения в условиях постоянной нагрузки.

Вычислить коэффициент влияния переменности нагрузки на величину допускаемых напряжений по формуле

$$\gamma = \frac{1}{(0,6K_\sigma \mp 0,2) - (0,6K_\sigma \mp 0,2)R} \leq 1, \quad (1.22)$$

где K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. таблицу 1.3);

R – коэффициент асимметрии циклов напряжения.

В формуле (1.22) верхние знаки знаменателя принимают при большем по абсолютной величине растягивающем напряжении, нижние – при сжимающем. В лабораторной работе следует принимать верхние знаки. При $\gamma > 1$ его следует принимать равным единице.

Определить допускаемое напряжение при переменном нагружении по формулам

$$[\sigma']_{\text{пер}} = [\sigma']_{\text{пост}} \gamma \quad \text{или} \quad [\tau']_{\text{пер}} = [\tau'] \gamma. \quad (1.23)$$

Таблица 1.1 – Механическая характеристика сталей

Марка стали	Предел текучести σ_T , МПа	Марка стали	Предел текучести σ_T , МПа
Сталь Ст3	220	Сталь 25Л	250
Сталь 20	240	Сталь 35Л	280
Сталь 25	260	Сталь 15ХА	500
Сталь 30	290	Сталь 15Г	250
Сталь 35	310	Сталь 20Г	280

Таблица 1.2 – Допустимые напряжения в швах

Технология сварки	Допустимые напряжения в швах		
	Растяжения $[\sigma]_p$	Сжатие $(\sigma^1)_c$	Срез $[\tau^1]$
Автоматическая, полуавтоматическая, ручная дуговая электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая	$0,9[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$
Контактная точечная и роликовая	-	-	$0,6[\sigma]_p$

Таблица 1.3 – Коэффициент концентрации K_σ

Характеристика шва	Коэффициент K_σ для стали	
	углеродистой	низколегированной
Стыковой при сварке: автоматической ручной	1	1
	1,2	1,4
Угловые лобовые при сварке: автоматической ручной Угловые фланговые	1,7	2,4
	2,3	3,2
	3,5	4,5

Таблица 1.4 – Результаты измерений и расчетов

Номер шва	1	2
Материал свариваемых деталей		
Марка электрода		
Толщина свариваемых деталей δ , мм		
Катет шва K , мм		
Общая длина швов l_{Σ} , мм		
Плечо h силы F' , мм		
Характер нагрузки		
Предел текучести σ_T , МПа		
Коэффициент запаса прочности S		
Допускаемое напряжение для материала деталей $[\sigma]_p$, МПа		
Коэффициент асимметрии цикла R		
Эффективный коэффициент концентрации напряжений K_{σ}		
Коэффициент влияния переменности нагрузки γ		
Допускаемые напряжения для шва при постоянной нагрузке, МПа		
Допускаемое напряжение для шва при переменной нагрузке, МПа		

Таблица 1.5 – Значения сил по вариантам

Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
F , кН	120	75	48	55	50	67	49	26
Номер варианта	9	10	11	12	13	14	15	16
F , кН	93	88	62	104	101	31	87	26
Номер варианта	17	18	19	20	21	22	23	24
F , кН	170	65	42	110	98	54	71	82

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте процесс сварки и его разновидности.
2. Перечислите и схематично изобразите виды сварных соединений.

3. Как влияет толщина соединяемых деталей на их подготовку к сварке?

4. Объясните понятие зоны термического влияния и ее воздействие на работоспособность сварных соединений.

5. Приведите классификацию сварных швов и действующих в них напряжений.

6. Как зависят условия прочности от вида нагружения?

7. Перечислите и схематично изобразите виды угловых швов в зависимости от действующей нагрузки.

8. Как учитывают при расчете фланговых швов несимметричность приложения нагрузки?

9. Объясните влияние технологии сварки на допускаемые напряжения.

10. Приведите формулы определения допускаемых напряжений в сварных швах при переменной нагрузке.

Темы для УИРС

1. Определение видов напряженных состояний и составление расчетных формул для реальных сварных соединений.

2. Определение критических значений силовых факторов для реальных сварных изделий.

Лабораторная работа № 2

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАТЯНУТЫХ БОЛТОВ

Цель работы: изучить напряженное состояние стержня болта при затяжке гайки, определить напряжение в стержне болта при приложении к гаечному ключу усилия руки человека $F_p = 100$ Н.

Теоретическое обоснование

Самым распространенным видом соединений в машиностроении являются резьбовые соединения.

Резьбовые соединения относятся к разъемным соединениям. Под резьбовыми соединениями понимают соединения с помощью резьбовых деталей (болты, винты, шпильки, скобы).

По принципу и характеру воспринимаемых болтами (винтами, шпильками) нагрузок они подразделяются на статические и динамически нагруженные и с комбинированной нагрузкой.

Резьбовые соединения выполняются одним болтом или группой болтов, которые устанавливаются в отверстия скрепляемых деталей с зазором или без зазора.

Резьбы предназначены для крепления деталей (крепежные) и для передачи движения (ходовые).

Объектом исследования будут крепежные резьбы, которые должны обладать прочностью и способностью самоторможения (предотвращение самоотвинчивания при воздействии внешних нагрузок).

Основная используемая у нас крепежная резьба – это метрическая резьба. Все стандартные болты, винты, гайки, шпильки имеют однозаходную стандартную метрическую резьбу.

Круглые стержни, на которых нарезается резьба, могут растягиваться осевой силой F_a , срезаться поперечной силой F_t , изгибаться моментом M или скручиваться моментом T . Чаще всего на стержень действуют несколько вышеупомянутых силовых факторов.

Если осевая сила создается путем затяжки гайки, обозначим ее $F_{зат}$.

Объектом изучения будет резьбовое соединение, в котором статическая нагрузка на болт создается затяжкой гайки. В этом случае стержень болта работает на растяжение от действия осевой растя-

гивающей силы $F_{зат}$ и кручение моментом T_p , возникающим от окружной силы F_t .

Абсолютное удлинение Δl стержня длиной l и площадью поперечного сечения A , изготовленного из материала с модулем упругости E (для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа), продольной силой $F_{зат}$ определяется зависимостью:

$$\Delta l = \frac{F_{зат} \cdot l}{A \cdot E}. \quad (2.1)$$

Измерив удлинение стержня, можем определить значение силы:

$$F_{зат} = \frac{\Delta l \cdot A \cdot E}{l}. \quad (2.2)$$

Величина $\lambda = \frac{\Delta l}{F_{зат}}$ называется податливостью болта – это удлинение от единичной силы. Тогда $F_{зат} = \frac{\Delta l}{\lambda}$.

При действии осевой силы $F_{зат}$ в стержне болта возникают нормальные напряжения растяжения, наибольшее значение которых σ_p будет в сечении с меньшим диаметром стержня (внутренний диаметр резьбы d_1). Величина напряжений

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_{зат}}{\pi \cdot d_1^2}. \quad (2.3)$$

Так как гайка вращается относительно болта, на поверхности резьбы возникают силы трения $F_{тр}$. Кроме этого, из-за наклона поверхности резьбы в направлении касательной к окружности среднего диаметра резьбы на угол ψ наклона винтовой линии, возникает составляющая $F_c = F_{зат} \cdot \operatorname{tg} \psi$, стремящаяся сдвинуть гайку вдоль поверхности резьбы. Эти силы направлены по касательной окружности среднего диаметра резьбы.

Суммарная окружная сила

$$F_t = F_{зат} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho'), \quad (2.4)$$

где $\rho' = \operatorname{arctg} f'$ – приведенный угол трения;

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \text{ – приведенный коэффициент трения;}$$

f – коэффициент трения между поверхностью гайки и болта;
 α – угол заострения резьбы (для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$).

Так как эта сила действует на среднем диаметре резьбы, она создает момент

$$T_p = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_{\text{зат}} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\psi + \rho'), \quad (2.5)$$

который скручивает стержень болта.

Угол закручивания стержня длиной l определяется по зависимости:

$$\varphi = \frac{T_p \cdot l}{G_1 \cdot I_p}, \quad (2.6)$$

где G_1 – модуль сдвига (для стали $G_1 = 8 \cdot 10^4$ МПа);

$$I_p = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \text{ – полярный момент инерции сечения.}$$

Зная угол закручивания стержня, можем определить скручивающий момент:

$$T_p = \frac{C_1 \cdot I_p \cdot \varphi}{l}. \quad (2.7)$$

Наибольшие касательные напряжения, возникающие от этого момента:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p}, \quad (2.8)$$

где $W_p = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}$ – полярный момент сопротивления сечения.

Таким образом, стержень болта находится в сложном напряженном состоянии и его расчет ведется по эквивалентным напряжениям:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2}. \quad (2.9)$$

Описание экспериментальной установки

Экспериментальная установка (рисунок 2.1) состоит из корпуса 6, в стойках которого располагается исследуемый болт 1. Удлинение Δl стержня болта, возникающее при затяжке гайки 5, измеряется индикатором 2. Для измерения угла φ поворота сечения стержня болта моментом T_p используется рычаг 4 с флажком на конце для упора ножки индикатора 3. При повороте сечения флажок перемещает ножку индикатора на величину b . Для увеличения жесткости конструкции к стойкам прикреплены уголки 7, а на стержень болта между стойками установлена распорная втулка (на рисунке не показана).

Чтобы исключить влияние момента от сил трения на торце гайки, между гайкой и стойкой установлен упорный подшипник (на рисунке не показан).

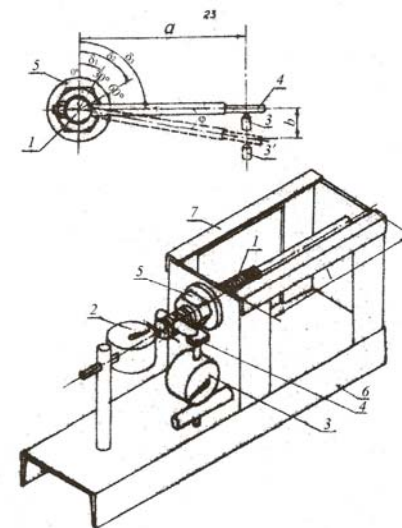


Рисунок 2.1. Установка для исследования работы затянутых болтов:

- 1 – испытуемый болт; 2 – индикатор для замера удлинения болта;
 3 – индикатор для определения угла закручивания болта; 4 – рычаг; 5 – гайка;
 6 – корпус; 7 – уголок

Подготовка к работе

1. Изучить по литературе тему «Резьбовые соединения» [2; 3].
2. Проработать данные методические указания/

3. Подготовить необходимые таблицы для записи показаний приборов и расчетных величин.

4. Ответить на контрольные вопросы.

Порядок выполнения работы

1. Измерить с точностью до 0,1 мм длину l болта, диаметр резьбы d , расстояние a от оси болта до оси ножки индикатора 3 (рисунок 2.1).

2. Завинчивая гайку от руки (ножка индикатора 2 при этом должна упираться в торец болта), создаем небольшой натяг (стрелка индикатора 2 переместится на 2...5 делений). Циферблат индикатора 2 устанавливаем на ноль.

3. Упираем ножку индикатора 3 во флажок рычага 4 и устанавливаем циферблат на ноль.

4. При помощи гаечного ключа затягиваем гайку, прикладывая к ключу усилие 50...70 Н.

5. Устанавливаем ключ на гайке так, чтобы свободный конец ключа был приподнят, а его зев смотрел под наклоном «вверх», и цепляем на ключ (в зев) груз массой $10 \pm 0,2$ кг.

6. Придерживая груз, чтобы он не соскользнул с ключа при повороте гайки и переставляя ключ согласно пункту 5, добиваемся равновесного положения груза при положении ключа, близком к горизонтальному.

7. В таком положении стержня болта фиксируем показания двух индикаторов.

8. Снимаем груз и отжимаем гайку.

9. Повторно затягиваем гайку ключом с усилием руки F_p до показаний индикатора 2, зафиксированных в пункте 7. Не изменяя усилия руки, одновременно фиксируем показания индикатора 3. Опыт повторяем пять раз.

10. Показания индикаторов заносим в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Значения опытных величин

Повторность	Величина					Δl_m	b_m
	1	2	3	4	5		
Δl_i							
b_i							

Обработка опытных данных

1. Вычисляем средние арифметические значения удлинения стержня болта Δl_m и перемещения флажка рычага b_m :

$$\Delta l_m = \frac{\sum \Delta l_i}{n}; \quad b_m = \frac{\sum b_i}{n},$$

где n – число замеров. Результаты заносим в таблицу 2.1.

2. По формуле (2.2) определяем силу:

$$F_{\text{зат}} = \frac{\Delta l_m \cdot A \cdot E}{l}.$$

Значение площади для измеренного диаметра резьбы d берем из таблицы 2.2.

3. По формуле (2.3) определяем величину напряжений растяжения:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi \cdot d_1^2}.$$

Значение диаметра d_1 берем из таблицы 2.2.

4. Определяем угол закручивания стержня болта

$$\varphi = \arctg\left(\frac{b_m}{a}\right).$$

5. По формуле (2.7) определяем скручивающий момент:

$$T_p = \frac{G_1 \cdot I_p \cdot \varphi}{l}.$$

6. По формуле (2.8) определяем наибольшие касательные напряжения в стержне болта:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p}.$$

7. По формуле (2.8) определяем эквивалентные напряжения:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3 \cdot \tau^2}.$$

Лабораторная работа № 3

РАБОТА ЗАТЯНУТОГО БОЛТА ПРИ ПРИЛОЖЕНИИ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКИ К СОЕДИНЕНИЮ

Таблица 2.2 – Параметры резьбы болтов

Наименование параметров	Наружный диаметр						
	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22
Внутренний диаметр резьбы d_1 , мм	8,376	10,106	11,863	13,835	15,294	17,294	19,294
Средний диаметр резьбы d_2 , мм	9,026	10,863	12,701	14,701	16,376	18,374	20,376
Шаг резьбы P , мм	1,5	1,75	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5
Угол ψ подъема резьбы, радиан	0,0528	0,0512	0,0500	0,0432	0,0485	0,0432	0,03
То же, градусы	3,028	3,935	2,869	2,48	2,782	2,48	2,237
Площадь поперечного сечения A , мм ²	55,1	80,173	110,53	150,3	183,7	234,9	2,92

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются резьбы по назначению и профилю резьбы?
2. Какой профиль резьбы наиболее рационален для крепежных резьб и резьб винтовых механизмов?
3. Какие виды разрушения резьб и критерии их расчета Вы знаете?
4. Какие напряжения и от каких силовых факторов возникают в стержнях резьбовых деталей?
5. Как распределяется осевая нагрузка по виткам резьбы?
6. Как зависят условия прочности от вида нагружения?
7. Как определяется высота гайки или глубина завинчивания резьбовой детали?

Цель работы: определить суммарное усилие, воспринимаемое болтом с предварительной затяжкой и нагруженным внешней отрывающей силой, обеспечивающим жесткость и плотность стыка.

Теоретическое обоснование

На практике часто встречаются случаи, когда в резьбовом соединении болты, винты и шпильки нагружаются еще до приложения внешней нагрузки. Предварительная затяжка резьбового соединения обеспечивает герметичность или нераскрытие стыка под нагрузкой. Болты (или шпильки) в таких соединениях являются **напряженными**.

Напряженными бывают (рисунок 3.1) болты крышек резервуаров и гидропневмоцилиндров *a*, нагруженных давлением p жидкости или газа, болты соединения фланцев трубопроводов *б*, крепления кронштейнов *в* и крышек подшипников шатунов двигателя внутреннего сгорания и компрессоров *г* и т.д.

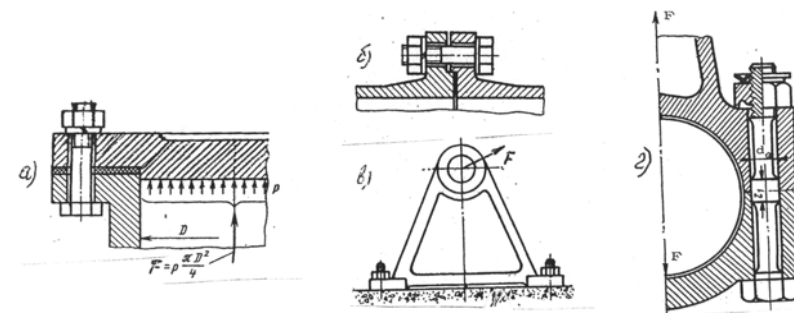


Рисунок 3.1. Резьбовые соединения напряженными болтами

Задача о распределении нагрузки (внешняя отрывающая сила F действует в плоскости, параллельной оси болтов) между элементами соединения (болтом или болтами и деталями стыка) статистиче-

ски неопределима. Для ее решения рассмотрим совместно силы и деформации (перемещения) деталей соединения (рисунок 3.2).

На рисунке 3.2, а изображено положение деталей соединения: цилиндр 1, крышка цилиндра 2, гайка 3, болт 4 перед затяжкой. Стержень болта, фланцы цилиндра и крышки не подвержены деформации. Суммарная толщина деталей стыка l_d равна длине стержня болта l_b , находящейся между головкой и гайкой. Их упругие свойства характеризует условно изображенная для наглядности пружина. Дальнейшие рассуждения осуществим при неизменном положении головки болта, а все деформации отобразим вверху от нее (рисунок 3.2, б, в). Также будем считать, что податливость стержня болта больше этой же характеристики материалов деталей (фланцев) стыка.

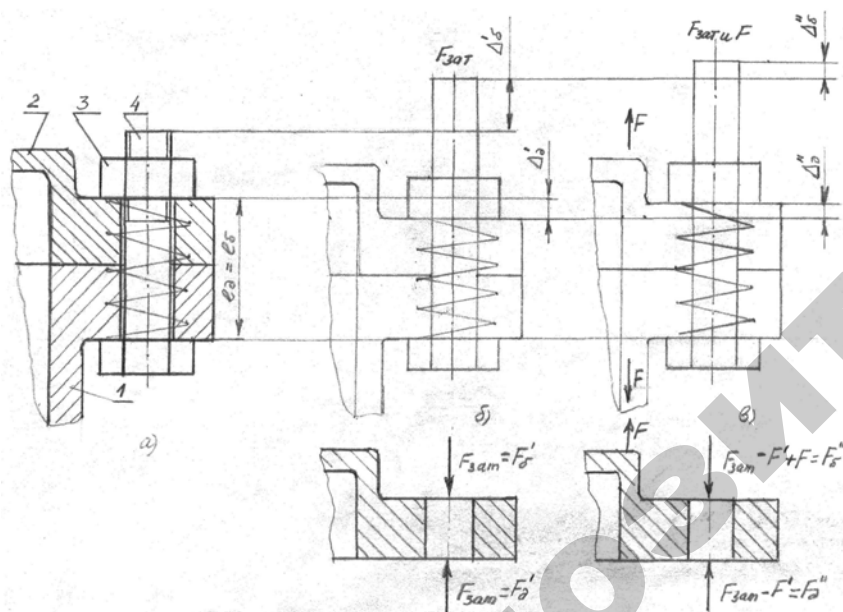


Рисунок 3.2. Силы и деформации в болтовом соединении после затяжки (б) и при действии внешней нагрузки (в)

При сборке соединения и наворачивании гаек на стержни болтов, фланцы крышки и цилиндра сжимаются силами $F'_б$ и $F'_д$, рав-

ными $F_{зат}$. Под ее действием происходят упругие перемещения сжатия деталей стыка на суммарную величину $\Delta'_д$ (условная пружина сжата) и упругие перемещения растяжения стержня болта на $\Delta'_б$ (рисунок 3.2, б). А так как принятая податливость болта больше податливости фланцев крышки и цилиндра, то деформация его больше деформации соединяемых деталей: $\Delta'_б > \Delta'_д$.

С приложением внешней отрывающей силы F (рисунок 3.2, в) к затянутому соединению (см. рисунок 3.1, а), она уменьшает силу $F_{зат}$ на стыке на некоторую величину F' (детали под действием сил упругости частично восстанавливают свое первоначальное положение – условная пружина разжимается, перемещаясь на $\Delta''_д$), но увеличивает действие силы на стержень болта, который дополнительно удлиняется на $\Delta''_б$. То есть часть силы F дополнительно нагружает болт, а другая часть уменьшает затяжку стыка (разгружает стык деталей) или нагрузку на болт со стороны стыка деталей. Работая совместно и соблюдая условие $\Delta''_д < \Delta''_б$ (не раскрытие стыка), деформации разжима фланцев крышки и цилиндра одинаковы с дополнительным удлинением стержня болта: $\Delta''_д < \Delta''_б$. При $\Delta''_д = \Delta''_б$ произойдет раскрытие стыка, что недопустимо.

Переходя к рассмотрению действия сил на элементы соединения, отмечаем следующее. Перераспределение нагружения деталей стыка и стержня болта с приложением внешней отрывающей силы F приводит к тому, что сила на стыке $F''_д = F_{зат} - F'$, а в направлении вертикальной оси со стороны гайки $F''_б = F + F_{зат} - F'$. Из этого следует, что нагрузка на болт после приложения силы F возрастает.

Перемещение Δl , мм, детали длиной l , мм, под действием силы ΔF , Н, находится в прямой зависимости и от значения податливости детали λ , мм/н: $\Delta l = \Delta F \cdot \lambda$. Значение податливости определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{l}{E \cdot A},$$

где l – длина детали, мм;

E – модуль упругости материала, МПа;

A – площадь поперечного сечения детали, мм².

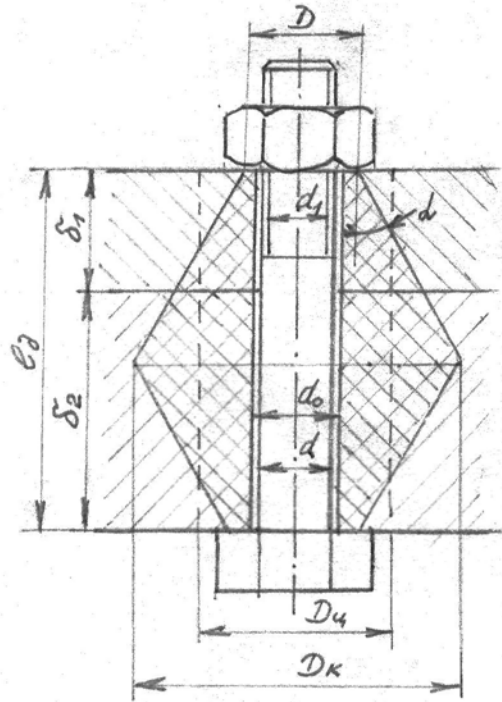


Рисунок 3.3. Конус давления в болтовом соединении

В рассматриваемом случае (рисунок 3.3) податливость стержня болта, постоянного сечения и однородных соединяемых деталей (фланцев)

$$\lambda_b = \frac{l_b}{E_b \cdot A_b}; \quad \lambda_d = \frac{l_d}{E_d \cdot A_d},$$

где l_b и l_d – длина болта, участвующая в деформации и суммарная толщина деталей (принимается $l_b \approx l_d = \delta_1 + \delta_2$).

E_b и E_d , A_b и A_d – модули упругости материалов и площади сечения болта и деталей, при этом $A_b = \frac{\pi d^2}{4}$ на гладком и $A_b = \frac{\pi d_1^2}{4}$ на резьбовом участках. Площадь сечения соединяемых деталей, при-

ходящаяся на один болт, определяется в предположении, что при действии осевой силы в стыке деформация от гайки и головки болта (внешний диаметр их опорной поверхности $D \approx 1,6d$) распространяется вглубь деталей под конусом с углом $\alpha = 30^\circ$ и диаметром основания конуса $D_k = D + l_d \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

В учебниках [1, с. 114] и [4, с. 90] приводится соотношение для определения податливости стягиваемых деталей с одинаковым модулем упругости и диаметром отверстия d_0 под стержень болта:

$$\lambda_d = \frac{4,6}{E_d \cdot \pi \cdot d_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \operatorname{lg} \frac{(D + d_0)(D_k - D_0)}{(D - d_0)(D_k + d_0)}.$$

Для соединяемых деталей с предварительной затяжкой и при $l_d < d$ (d – диаметр стержня болта), конусную модель заменяют полым цилиндром с $D_u = D + \frac{l_d}{4}$ (показан штриховыми линиями на рисунке 3.3).

В этом случае податливость стягиваемых деталей

$$\lambda_d = \frac{4l_d}{E_d \cdot \pi \cdot (D_u^2 - d_0^2)}.$$

Применительно к рисунку 3.2 перемещение (удлинение стержня болта) Δ''_b вызвано разностью сил $\Delta F_b = F''_b - F'_b$ и в соответствии с общей зависимостью $\Delta = \Delta F \cdot \lambda$ может быть определено, учитывая приведенные выше рассуждения по F''_b и F'_b :

$$\begin{aligned} \Delta''_b &= \Delta F_b \cdot \lambda_b = (F''_b - F'_b) \cdot \lambda_b = \\ &= (F + F_{\text{зат}} - F' - F_{\text{зат}}) \lambda_b = (F - F') \cdot \lambda_b, \end{aligned}$$

соответственно перемещение

$$\Delta''_d = \Delta F_d \cdot \lambda_d = (F''_d - F'_d) \cdot \lambda_d = (F_{\text{зат}} - F_{\text{зат}} + F') \cdot \lambda_d = F' \cdot \lambda_d.$$

Исходя из приведенного выше равенства $\Delta''_b = \Delta''_d$, имеем

$$(F - F') \cdot \lambda_b = F' \lambda_d.$$

Отсюда сила F' , разгружающая стык: $F' = F \frac{\lambda_b}{(\lambda_b + \lambda_d)}$.

Тогда наибольшая сила, которую необходимо принимать за основу при расчете болта на прочность:

$$F_6 = F_6'' = F + F_{\text{заг}} - F' = F + F_{\text{заг}} - F \frac{\lambda_6}{\lambda_6 + \lambda_d} =$$

$$= F_{\text{заг}} + \left(F - F \frac{\lambda_6}{\lambda_6 + \lambda_d} \right) = F_{\text{заг}} + F \frac{\lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d}.$$

В этой зависимости $x = \frac{\lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d}$ называют коэффициентом основной (внешней) нагрузки, который показывает, какая часть (доля) внешней отрывающей силы F воспринимается болтом.

Таким образом, после приложения внешней отрывающей силы F на стержень болта будет действовать растягивающая сила

$$F_6 = F_{\text{заг}} + xF,$$

где xF – дополнительная сила, действующая на болт после нагружения стыка резьбового соединения внешней силой F .

Ранее получено выражение для определения силы, разгружающей стык соединяемых деталей:

$$F' = F \frac{\lambda_6}{\lambda_6 + \lambda_d}.$$

В этой зависимости $\frac{\lambda_6}{\lambda_6 + \lambda_d}$ можно представить как $1 - x$, так как эта разница

$$1 - x = 1 - \frac{\lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d} = \frac{\lambda_6 + \lambda_d - \lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d} = \frac{\lambda_6}{\lambda_6 + \lambda_d}.$$

Исходя из этого, получаем уточненную формулу для вычисления F' , разгружающей стык:

$$F' = (1 - x)F.$$

Тогда детали стыка с приложением внешней отрывающей силы F разгрузятся силой F' , напряженное их состояние будет создаваться силой

$$F_d = F_d'' = F_{\text{заг}} - F' = F_{\text{заг}} - (1 - x)F.$$

Возвращаясь к вышеприведенным рассуждениям по упругим перемещениям сжатия деталей стыка и растяжения стержня болта (см. рисунок 3.2), установившим, что при $\Delta''_d = \Delta'_d$ происходит раскрытие стыка, а чтобы этого не происходило должно соблюдаться условие $\Delta''_d < \Delta'_d$. Эти перемещения создаются силами $F''_d = F_{\text{заг}} - (1 - x)F$ и $F'_d = F_{\text{заг}}$. Переходя от перемещений к действию сил следует, что нераскрытие стыка деталей не будет происходить при $F_{\text{заг}} - (1 - x)F < F_{\text{заг}}$, а это значит, что необходимая сила предварительной затяжки $F_{\text{заг}} > (1 - x)F$.

Величина коэффициента x зависит от жесткости стыка. Для обычных стальных винтов и стальных или чугунных деталей (при жестком стыке, без прокладок) $x = 0,2 \dots 0,3$. С упругими прокладками, например, из паронита, резины и картона $x = 0,3 \dots 0,4$. С точки зрения нагруженности болта желательно, чтобы этот коэффициент имел меньшие значения. Податливость болта $\lambda_6 = \frac{l_6}{E_6 \cdot A_6}$

в этом случае должна быть высокой – длинный болт, уменьшенная площадь поперечного сечения (см. рисунок 3.4), применение низко модульного материала (например, титановых болтов, имеющих $E_6 = 1,1 \cdot 10^4$ МПа).

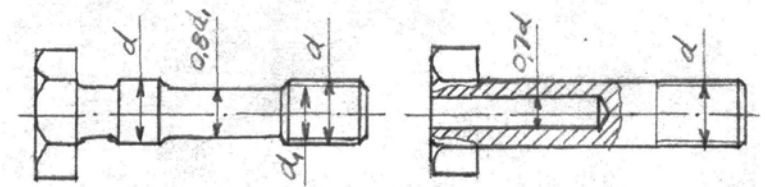


Рисунок 3.4. Конструкция болтов с высокой податливостью

С точки зрения сохранения плотного герметичного стыка коэффициент x должен иметь большие значения. Для этого повышают податливость соединяемых деталей (массивные фланцы) или применяют мягкие (податливые) прокладки из картона, резины.

Из-за трудности конкретного учета выше приведенных факторов, влияющих на нераскрытие стыка, на практике обеспечивают герметичность соединения путем назначения силы затяжки, равной

$$F_{\text{зат}} \geq K_{\text{зат}} \cdot F,$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки, который принимается: при постоянной нагрузке $K_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2,0$, при переменной нагрузке $K_{\text{зат}} = 2,5 \dots 4$, с учетом герметичности при мягкой прокладке $K_{\text{зат}} = 1,3 \dots 2,5$, при металлической прокладке $K_{\text{зат}} = 3,5$.

После определения силы затяжки $F_{\text{зат}}$ и внешней нагрузки F , расчетная сила на болт (с учетом момента сопротивления в резьбе, скручивающего стержень при затяжке) определяется по формуле:

$$F_{\text{б}} = 1,3F_{\text{зат}} + xF.$$

Болты (шпильки) в напряженных соединениях ставят с зазором. Минимально допустимое значение внутреннего диаметра d_1 резьбы определяют из условия статической прочности при растяжении:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{\text{б}}}{\pi[\sigma]_p}},$$

с последующим нахождением по справочной литературе на резьбы стандартного наружного диаметра d резьбы по условию $d_{1\text{станд}} \geq d_1$.

Допускаемое напряжение растяжения $[\sigma]_p$ определяют в зависимости от предела текучести материала σ_T и коэффициента безопасности S .

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S}, \quad S \geq 1,25 \text{ – для контролируемой силы затяжки. В дру}$$

гих случаях коэффициент безопасности S принимают по табличным рекомендациям в зависимости от материала болта и диаметра резьбы, или определяют по зависимости:

$$S = \frac{2200k}{900 - (7 \cdot 10^5 - F_{\text{зат}})^2 \cdot 10^{-7}},$$

где $k = 1$ для болтов из углеродистых сталей и $k = 1,25$ – из легированных сталей.

Совместную работу болта и деталей стыка можно иллюстрировать графически (рисунок 3.5).

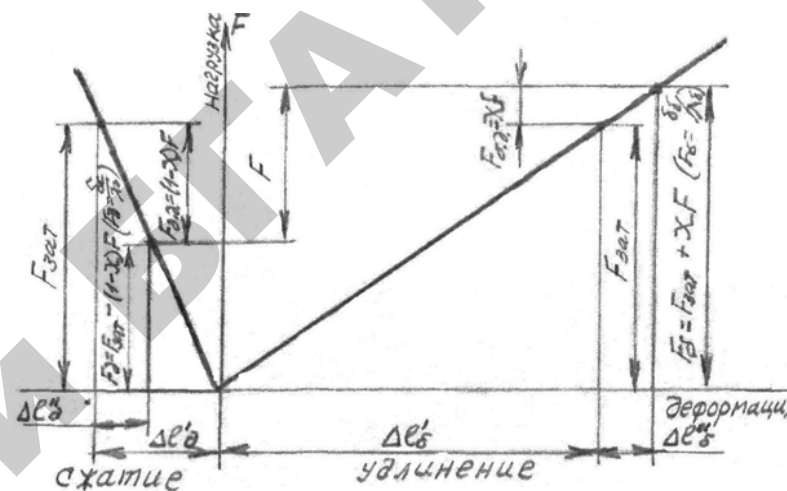


Рисунок 3.5. Изменение нагрузки и деформации в резьбовом соединении с предварительной затяжкой и последующим нагружением внешней осевой силой

По оси абсцисс отложены значения деформации деталей стыка $\Delta l'_d$ (сжатие) и стержня болта $\Delta l'_b$ (растяжение), а по оси ординат – усилия (нагрузки), действующие на детали соединения. Как отмечалось выше, жесткость деталей, участвующих в напряженном резьбовом соединении, неодинакова и, соответственно, деформации их различны. В затянутом резьбовом соединении силой $F_{\text{зат}}$, не нагруженной внешней отрывающей силой F , деформации $\Delta l'_b > \Delta l'_d$ при повышенной податливости λ_b и $\Delta l'_b < \Delta l'_d$ при $\lambda_d > \lambda_b$. В рассматриваемом случае, показанном на рисунке 3.5, $\lambda_d < \lambda_b$.

Болт от действия $F_{\text{зат}}$ удлиняется на $\Delta l'_b$, детали стыка сжимаются на $\Delta l'_d$.

После приложения силы F ее часть $F_{\text{б.д}} = xF$ удлинит болт на величину $\Delta l''_b$, а у деталей стыка деформация сжатия уменьшится на величину $\Delta l''_d = \Delta l''_b$ под действием силы $F_{\text{д.д}} = (1 - x)F$. В этом случае часть внешней нагрузки F пошла на разгрузку стыка, а оставшаяся часть внешней нагрузки догрузила стержень болта, т.е. $F_{\text{д.д}} + F_{\text{б.д}} = F$.

Действие сжатых деталей на болт уменьшается и составит $F_d = F_{зат} - (1 - x)F$ (остаточное усилие затяжки), а на болт будет действовать суммарная растягивающая сила $F_d = F_{зат} + xF$.

Описание установки

Лабораторная установка (рисунок 3.6) состоит из корпуса 1, через отверстие в двух стойках которого проходит стержень винта 2. Установкой моделируется работа напряженного болтового соединения. Упругие перемещения растяжения (удлинения) болта и упругие перемещения сжатия деталей стыка условно представляются осадками (осевыми перемещениями) пружин болта 10, деталей стыка 8 и внешней (отрывающей) силы 5. Вращением гаек 3 и 6 сжимают или разжимают пружины, которые имитируют упругие перемещения сжатия и растяжения деталей, гайка 12 – направляющая пружины 5. Указатели 4, 7 и 11 показывают линейные размеры этих деформаций, а флажок 9 фиксирует нагрузку пружины 8 – сжатие или не сжатие (раскрытие стыка). При нагруженной пружине он располагается вертикально.

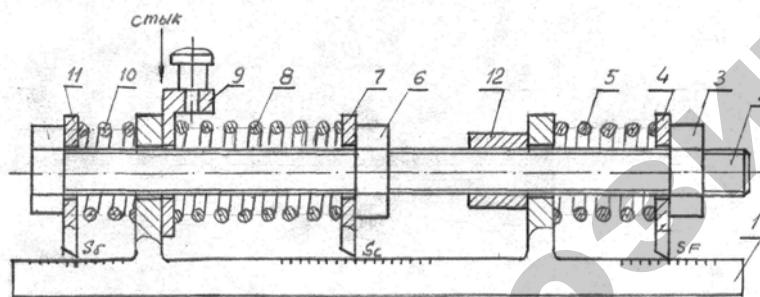


Рисунок 3.6. Лабораторная установка

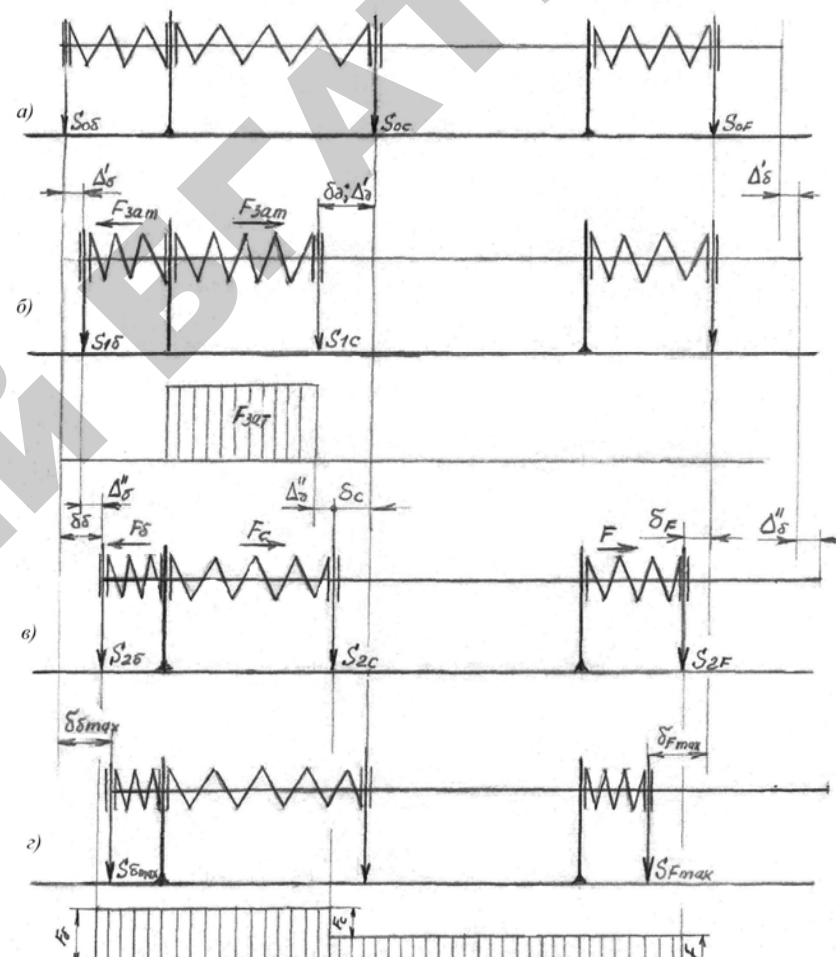


Рисунок 3.7. Силы и осевые перемещения пружин в моделируемом болтовом соединении

Подготовка к проведению работы

1. Изучить соответствующий материал курса [1, с. 113–117]; [2, с. 41–42]; [3, с.131–135]; [4, с. 87–90].
2. Проработать текст настоящих методических указаний.

3. Письменно ответить на контрольные вопросы, приведенные в конце работы.

4. Заготовить таблицы 3.1 и 3.2 для записи показаний и выполнения расчетов.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством лабораторной установки и вычислить для пружин 5, 8 и 10 податливость λ по формуле (D_0 , d , n указаны ниже в таблице 3.1):

$$\lambda = \frac{8D_0^3 n}{Gd^4},$$

где d – диаметр проволоки пружины, мм;

$G = 7,7 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига материала пружин;

n – расчетное число витков пружины. $n = n_0 - 1,5$, здесь n_0 – полное число витков;

D_0 – средний диаметр пружины. $D_0 = D - d$. D – наружный диаметр пружины, мм.

Данные расчета записать в таблице 3.1, в которой приведены сведения о параметрах пружин 5, 8 и 10.

Таблица 3.1 – Данные параметров пружин

Детали и параметры соединения	Обозначения на рисунке 3.6		d , мм	D , мм	D_0 , мм	n_0	n	λ , мм/Н
	пру- жины	указа- теля						
Болт	10	11	3	28	25	7,5	6	$\lambda_6 =$
Детали стыка	8	7	3	28	25	9	7,5	$\lambda_d =$
Внешняя нагрузка	5	4	3	28	25	6,5	5	$\lambda_F =$

2. Вращением гаек 3 и 6 установить пружины в исходное состояние, при котором осадки пружин и зазоры в стыках равны нулю, нагрузки при этом также отсутствуют (рисунок 3.7, а).

Зафиксировать показания S_0 указателей стыка 7 и болта 11 и занести в таблицу 3.2.

3. Приняв внешнюю нагрузку $F = 60$ Н и коэффициент затяжки болта $K_{зат1} = 1,22$, $K_{зат2} = 1,44$, $K_{зат3} = 1,67$ и $K_{зат4} = 1,88$, определить силу затяжки $F_{зат} = K_{зат} \cdot F$. По указанию преподавателя для работы принять одно из значений $K_{зат}$ или полученных значений $F_{зат}$ (занести значения $F_{зат}$ в таблицу 3.2).

4. Вычислить по принятой величине $F_{зат}$ осадку δ_d пружины 8: $\delta_d = F_{зат} \lambda_d$, т.е. действие силы $F_{зат}$ на сжатие деталей стыка Δ'_d и растяжение Δ'_6 болта.

5. Вращением гайки 6 на наворачивание (создание сжатие стыка) продвинуть указатель 7 на полученное значение δ_d пружины 8. Этим имитируется операция приложения $F_{зат}$ на рисунке 3.2, б. Флажок 9 установить в горизонтальном положении. Сжатие пружин 8 и 10 имитирует, что стык сжат на Δ'_d , а болт растянут на Δ'_6 .

6. Зафиксировать новые положения указателей 7 и 11, и значения S_1 (S_{16} и S_{1c}) занести в таблицу 3.2. Вычислить осадки (см. рисунок 3.7, б): пружины 10 – удлинение (растяжение) болта, пружины стыка деталей 8 – сжатие деталей стыка по рисунку 3.2, б: $\Delta'_6 = (S_{16} - S_{06})$; $\Delta'_d = \sigma_d = (S_{1c} - S_{0c})$. Значения Δ'_6 и Δ'_d также занести в таблицу 3.2 и оценить по их значению соотношение податливости стыка и стержня болта.

Таблица 3.2 – Осевые перемещения (осадки) пружин 5, 8 и 10 и нагрузки на детали (параметры) соединения

Детали и параметры соединения	Обозначения на рисунке 3.6		$F_{зат} = 0$	$F_{зат} > 0$ $F_{зат} =$	Δ'	$F > 0$ $F = 60 \text{ Н}$	Δ''	δ	$F_{6(c)}$	S_{max}	δ_{max}	F_{max}
	пружина	указателя	S_5 мм	S_{11} мм	мм	S_{26} мм	мм	$S_2 - S_{02}$ мм	Н	мм	$S_{max} - S_{02}$ мм	Н
Болт	10	11	$S_{06} =$	$S_{16} =$	$\Delta'_6 = S_{16} - S_{06} =$	$S_{26} =$	$\Delta''_6 = S_{26} - S_{16} =$	$\delta_6 =$	$F_6 =$	$S_{6max} =$	$\delta_{6max} =$	$F_{6max} =$
Детали стыка	8	7	$S_{0c} =$	$S_{1c} =$	$\Delta'_d = S_{1c} - S_{0c} =$	$S_{2c} =$	$\Delta''_d = S_{1c} - S_{2c} =$	$\delta_c =$	$F_c = F_d =$			
Внешняя нагрузка	5	4	$S_{0F} =$			$S_{2F} =$				$S_{Fmax} =$	$\delta_{Fmax} =$	$F_{max} =$
Оценка податливости					S_{0c}							

7. Вычислить осадку δ_F пружины 5 внешней силы F :

$$\delta_F = F \cdot \lambda_F.$$

Вращением гайки 3 довести положение пружины 5 до состояния начала ее сжатия: торцы упираются с одной стороны – в указатель 4, а с другой – в стойку корпуса 1. Линейное показание S_{OF} указателя 4 занести в таблицу 3.2. Круглую гайку 12 вывернуть примерно на значение δ_F .

Дальше вращая гайку 3, сжать на размер δ_F по линейке указателя 4 пружину 5, т.е. создать этим (имитация) положение нагруженного резьбового соединения, изображенного на рисунке 3.2, в, когда на него воздействует внешняя сила F .

Занести в таблицу 3.2 новые значения S_2 линейных перемещений указателей 4, 7 и 11, определить дальнейшее растяжение болта $\Delta''_6 = S_{26} - S_{16}$ и разжатие стыка деталей $\Delta''_д = S_{1c} - S_{2c}$, а также осадки пружин болта $\delta_6 = S_{26} - S_{об}$ и стыка $\delta_c = S_{2c} - S_{oc}$. При этом растяжение болта Δ''_6 должно быть равным разжатию стыка деталей $\Delta''_д$.

8. Определить максимальную внешнюю (отрывающую) силу F_{max} , при которой стык раскроется (рисунок 3.7, з).

Для этого следует предусмотреть расположение слева торца круглой гайки 12 на расстоянии не менее полученного значения δ_c от гайки 6. Затем сжимаем пружину 5 путем заворачивания гайки 3, увеличивая этим значение внешней нагрузки F до тех пор, пока не упадет флажок 9. Указатель 7 должен приблизиться или дойти до первоначального положения S_{oc} .

Измерить новое положение указателей 4 и 11 S_{Fmax} и S_{6max} и определить максимальные осадки пружин 5 и 10 (результаты зафиксировать в таблице 3.2):

$$\delta_{Fmax} = S_{Fmax} - S_{OF} \quad \text{и} \quad \delta_{6max} = S_{6max} - S_{об}.$$

Определить максимальные нагрузки и их значения занести в таблицу 3.2:

$$F_{max} = \frac{\delta_{Fmax}}{\lambda_F}; \quad F_{6max} = \frac{\delta_{6max}}{\lambda_6}.$$

9. Разгрузить все пружины и привести установку в исходное состояние.

Обработка опытных данных

1. Вычислить нагрузки на болт F_6 и стык F_c :

$$F_6 = \frac{\delta_6}{\lambda_6}; \quad F_д = F_c = \frac{\delta_c}{\lambda_д}.$$

Эти значения занести в таблицу 3.2.

2. По результатам измерений подсчитать X_3 – экспериментальное значение коэффициента внешней нагрузки:

$$X_3 = \frac{(F_6 - F_{зар})}{F}.$$

3. Определить теоретический коэффициент внешней нагрузки

$$X_T = \frac{\lambda_д}{(\lambda_6 + \lambda_д)}.$$

4. Оценить погрешность эксперимента:

$$\frac{X_T - X_3}{X_T} \cdot 100 \%$$

5. Вычертить диаграмму «нагрузка – деформация» для болта и стыка (см. рисунок 3.5).

Контрольные вопросы

1. Какие напряжения создаются в деталях стыка и в болтах напряженных резьбовых соединений до приложения внешней нагрузки?
2. Какова суммарная нагрузка на болт, по которой рассчитывается болт предварительно затянутый и затем нагруженный внешней отрывающей силой?
3. При каких условиях нарушается герметичность соединения?

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО
ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА, РЕГУЛИРОВКА
ПОДШИПНИКОВ И ОСЕВОГО ПОЛОЖЕНИЯ ВАЛА**

Цель работы: изучить конструкции и кинематические схемы редукторов, порядок разборки, сборки, регулировку зацепления и подшипников; определить габаритные, присоединительные и монтажные размеры редукторов; изучить методики определения экспериментально-расчетным путем основных геометрических размеров и параметров колес и зацепления.

Теоретическое обоснование

Редуктором называется механизм, служащий для снижения угловой скорости и повышения вращающего момента на ведомом валу. Он состоит из зубчатых либо червячных передач, устанавливаемых в одном корпусе.

На рисунке 4.1 показаны схемы наиболее распространенных редукторов. На кинематических схемах буквой Б обозначен быстроходный (ведущий) вал редуктора, буквой П – промежуточный вал, буквой Т – тихоходный (ведомый) вал.

Классификация редукторов проводится по следующим признакам:

- 1) по числу ступеней – одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.;
- 2) по типу передачи – зубчатые, червячные или зубчато-червячные;
- 3) по типу зубчатых колес – цилиндрические, конические;
- 4) по относительному расположению валов редуктора в пространстве – горизонтальные, вертикальные и т.д.;
- 5) особенностям кинематической схемы – развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т.д.

Редукторы могут быть планетарными. Использование планетарных передач дает возможность получить большие передаточные числа при малых габаритах редуктора.

На рисунке 4.1, а показаны схемы одноступенчатых редукторов с цилиндрическими колесами.

4. Почему в предварительно затянутом болтовом соединении, нагруженном внешней отрывающей силой, применяют податливые болты и жесткие детали стыка?

5. Какое влияние оказывают упругие прокладки на нагруженность болта (шпильки) в соединении, описанном в вопросах 3 и 4?

6. Чему равна нагрузка в стыке после приложения внешней нагрузки?

7. От чего зависит значение коэффициента внешней нагрузки?

8. Почему целесообразно создание первоначальной значительной затяжки резьбового соединения?

9. Как обеспечить работоспособность резьбового соединения по условию нераскрытия стыка?

10. Охарактеризуйте податливость болта (шпильки) и соединяемых деталей. Опишите влияние их значений на работоспособность напряженного резьбового соединения.

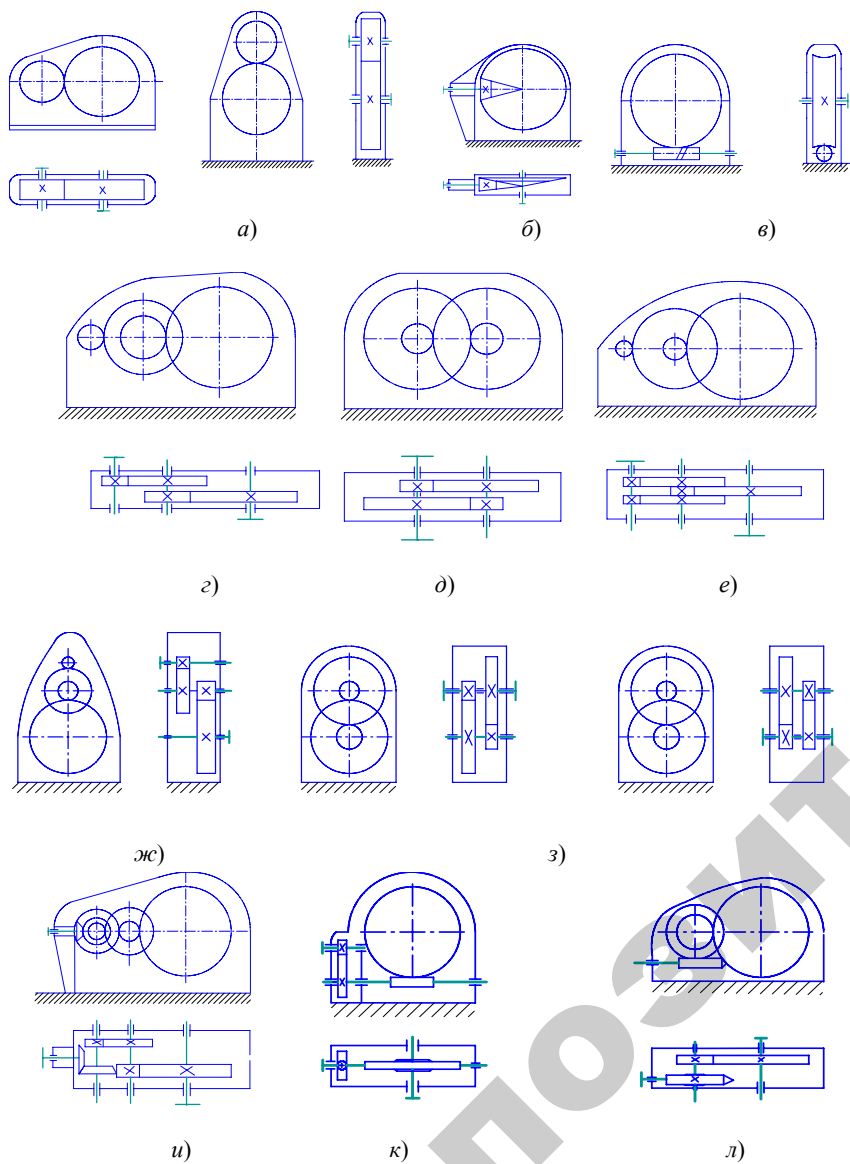


Рисунок 4.1. Схемы редукторов

Передаточное число у редукторов такого типа с прямыми зубьями $U \leq 5$; при косых либо шевронных зубьях – $U \leq 6,3$. В одноступенчатых конических редукторах с прямыми зубьями (рисунок 4.1, б) передаточное число $U = 3 \div 4$; с косыми либо криволинейными зубьями – $U = 5 \dots 6$.

Одноступенчатые червячные редукторы показаны на рисунке 4.1, в; редукторы этого типа могут быть с нижним, верхним и боковым расположением вала червяка. Передаточные числа червячных редукторов находятся в пределах $U = 10 \dots 70$.

Двухступенчатый горизонтальный цилиндрический редуктор, выполненный по развернутой схеме, показан на рисунке 4.1, г; соосный редуктор – на рисунке 4.1, д; горизонтальный редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью – на рисунке 4.1, е; вертикальные двухступенчатые редукторы – на рисунке 4.1, ж (развернутый) и 4.1, з (соосный).

Применение соосной схемы позволяет получить меньшие габаритные размеры редуктора по длине.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы применяют для передаточных чисел $U = 8 \dots 50$.

Трехступенчатый коническо-цилиндрический редуктор показан на схеме 4.1, и.

Схема зубчато-червячного редуктора показана на рисунке 4.1, к, червячно-зубчатого – на рисунке 4.1, л. Передаточные числа редукторов этих типов $U = 30 \div 150$.

Описание конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора

Объектом лабораторных исследований является двухступенчатый зубчатый редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами (рисунок 4.2).

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 21, 27 подшипников; упорных шайб подшипников 4, 9, 16, которые применяются для регулирования радиального зазора в радиально-упорных подшипниках и осевого положения ведущего вала-шестерни 1 с помощью регулировочных винтов 11, 14, и упорных шайб 20, 29 для регулирования осевого положения вала 31, с помощью регулировочного винта 26; 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; болтов или винтов 36 с шайбами – для крепления крышки корпуса к его основанию; отдушины 33, таблички технических характеристик редуктора 35, которая крепится винтами 23; резьбовой пробки 34 проверки уровня масла и резьбовой пробки 32 – для слива масла; фиксирующей планки 37 с усиком для стопорения регулировочных винтов 11, 14, 26. Винт 38 прижимает фиксирующую планку к крышке подшипника. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в крышках 3 и 19 установлены манжеты 40 и 41.

На всех валах редуктора для передачи вращающего момента установлены призматические шпонки 42. Крепление деталей, установленных на выходные концы валов 1 и 31, осуществляется с помощью гаек 43.

Важным параметром редуктора являются его размеры, которые подразделяются на габаритные и присоединительные (рисунок 4.3).

Габаритными называются наибольшие размеры редуктора по длине, ширине и высоте.

Присоединительными являются те размеры, которые позволяют выполнить сопряжение редуктора с другими деталями, и размеры, необходимые для установки редуктора на раме или фундаменте.

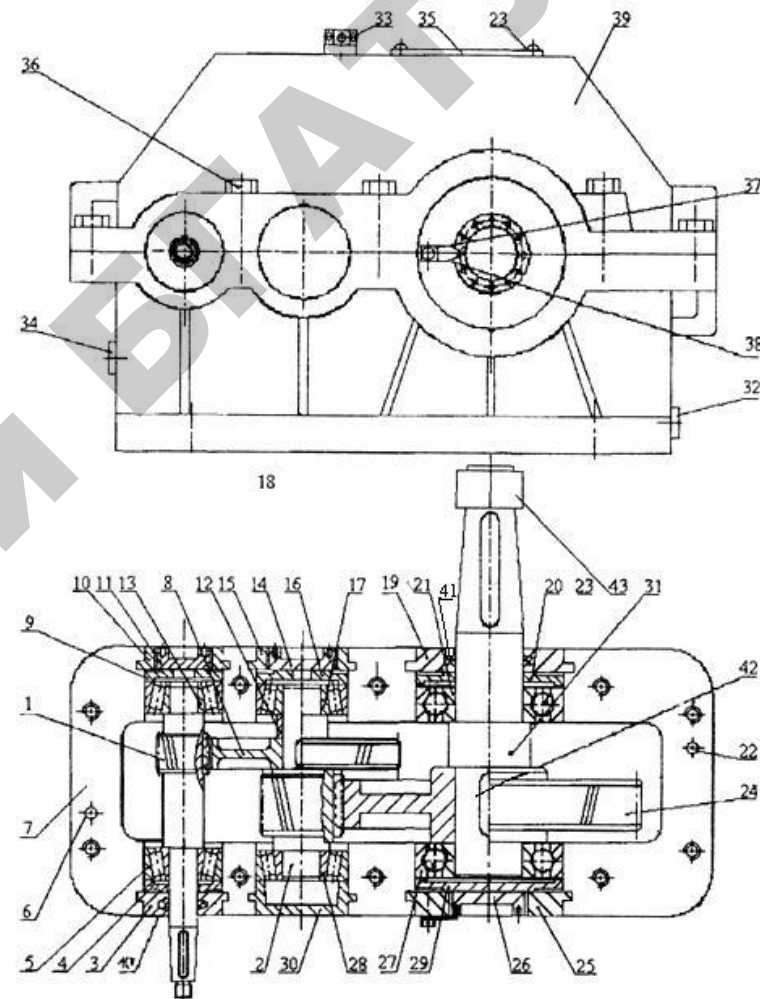


Рисунок 4.2. Двухступенчатый цилиндрический редуктор

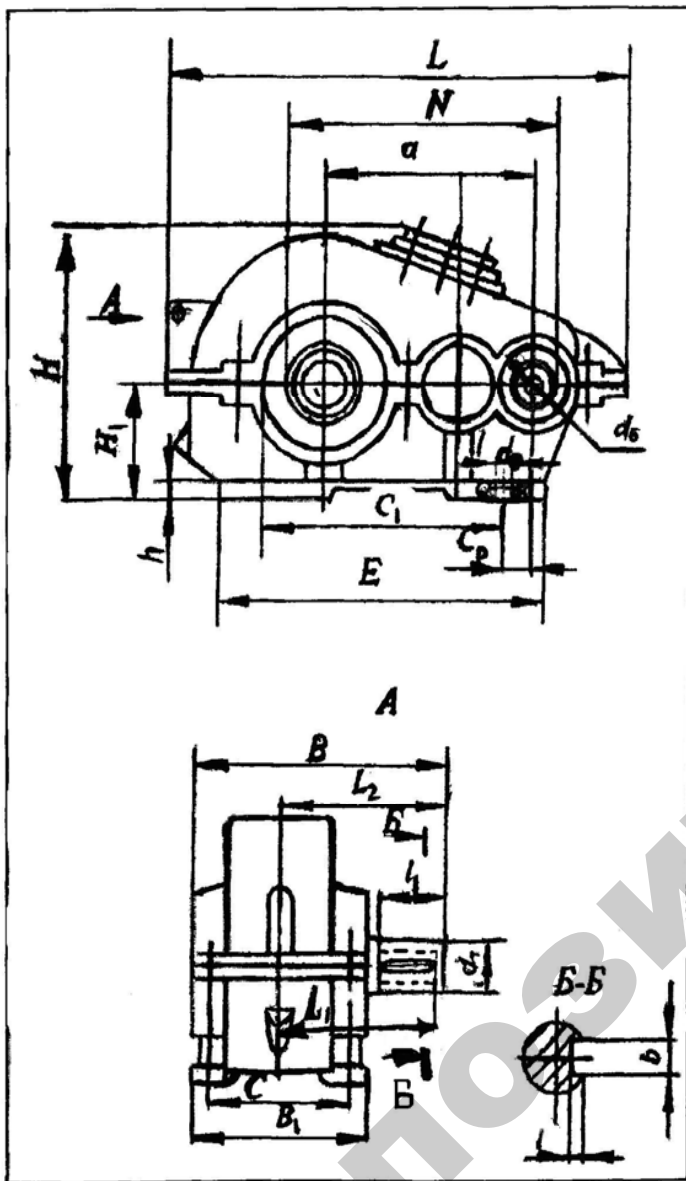


Рисунок 4.3. Основные размеры редуктора

Габаритные размеры:

1) длина L ; 2) ширина B ; 3) высота H .

Присоединительные размеры:

1) быстроходный вал: диаметр d_6 ; длина l_6 ; вылет L_1 ;

2) тихоходный вал: диаметр d_7 ; l_1 ; вылет L_2 ;

3) межосевое расстояние a_6 ; a_7 ; a ;

4) толщина нижнего фланца h ;

5) размеры опорной поверхности нижнего фланца B_1 ; E ;

6) расстояние между осями отверстий под фундаментные болты C , C_1 и от оси отверстия до оси вала C_p ;

7) диаметр отверстия для фундаментного болта d_0 .

Порядок разборки, сборки и регулирования редуктора

Разборка редуктора производится в следующей последовательности.

1. Вывертывают маслоуказатель и (при наличии в редукторе масла) сливают масло, вывернув сливную пробку.
2. Открывают крышки смотрового люка.
3. Снимают привертные крышки подшипников.
4. Отворачивают болты или винты, крепящие крышку корпуса редуктора к его основанию, и снимают крышку.
5. Из корпуса редуктора вынимают валы с находящимися на них изделиями.

Сборка редуктора осуществляется по следующей примерной схеме.

1. Валы вместе с находящимися на них изделиями (подшипниками, зубчатыми либо червячными колесами, втулками, закладными крышками и т.д.) устанавливают в корпус, также устанавливают в пазы корпуса глухие закладные крышки.

2. Монтируют крышку на основании и завинчивают болты или винты, соединяющие крышку с основанием корпуса редуктора.

3. Регулируют подшипники при помощи прокладок, подкладываемых под привертные крышки, следующим образом:

– одну из крышек подшипника устанавливают на корпус и крепят ее болтами (винтами) до отказа;

– вторую крышку подшипника (без прокладок) предварительно ставят на место и, не затягивая винты до отказа, добиваются такого

положения вала, чтобы он проворачивался с небольшим усилием, т.е. в паре качения создается небольшой натяг. Замеряют щупом зазор δ между фланцем крышки и корпусом редуктора. Затем подбирают набор прокладок таким образом, чтобы их суммарная толщина была равна $\delta + \delta_{oc}$, где δ_{oc} – допускаемый осевой люфт вала. Величину δ_{oc} назначают в зависимости от типа и размеров подшипника. Допускаемый осевой люфт представлен в таблице 4.1. После этого крышку без прокладок снимают, устанавливают на нее подобранный набор прокладок, снова ставят ее на место, зажимая болты до отказа.

При необходимости регулировки осевого положения вала набор прокладок распределяют между крышками в соответствии с положением вала. Толщина набора при этом не должна меняться. Винты крепления крышек подшипников должны быть затянуты.

Таблица 4.1 – Значение осевого зазора в подшипниках

Тип подшипника	Внутренний диаметр подшипника d , мм	Размер δ_{oc} , мм
Радиальный роликовый	10...120	0,2...0,5
Радиально-упорный шариковый с углом контакта 12°	10...50	0,03...0,07
	55...120	0,05...0,15
Радиально-упорный роликовый с углом контакта 12°	10...50	0,04...0,1
	55...120	0,08...0,2
Радиальный роликовый	10...120	0,5...1,0

Если вал вращается туго, то необходимо добавить тонкую прокладку, после чего нужно проверить плавность вращения вала, и (при необходимости) замерить индикатором или щупом величину люфта и сравнить ее с допускаемой.

На подшипники конической шестерни и вала червяка действуют значительные осевые силы. Опоры валов в таких случаях могут состоять из двух радиально-упорных подшипников шариковых либо роликовых, которые установлены рядом.

Значения δ_{oc} для таких двойных подшипников приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Значение осевого зазора в двойных подшипниках

Тип подшипника	Внутренний диаметр подшипника d , мм	Размер δ_{oc} , мм
Радиально-упорный шариковый с углом контакта 12°	10...50	0,02...0,05
	55...120	0,04...0,1
То же, роликовый	10...50	0,02...0,07
	55...120	0,05...0,15

На рисунок 4.3 показано крепление подшипника торцами врезных крышек. Регулирование осевого зазора производится компенсаторным (регулирующим) кольцом K . Предварительно комплект собирают без кольца K . После сборки замеряют зазор между торцами подшипника и крышки. По величине зазора δ подбирают толщину кольца K так, чтобы

$$K = \delta - \delta_{oc}. \quad (4.1)$$

На рисунке 4.4 показано осевое фиксирование вала с одновременным регулированием осевого зазора установочными винтами, которые через промежуточные шайбы воздействуют на наружные кольца подшипников. Для регулирования подшипников достаточно винта и шайбы, установленных на одной крышке. Если необходимо регулировать осевое положение вала, винты и шайбы устанавливаются на двух сторонах.

На рисунках 4.5 и 4.6 показано осевое фиксирование вала и регулирование осевого зазора винтом большого диаметра, который воздействует на наружное кольцо подшипника непосредственно или через нажимную шайбу. После регулировки винт стопорят. В случае регулировки осевого положения вала, винты ставят с двух сторон.

Если известен ход резьбы S , то величину зазора δ_{oc} легко увязать с ходом резьбы и необходимым углом поворота винта β° :

$$\beta^\circ = 360^\circ \delta_{oc}/S. \quad (4.2)$$

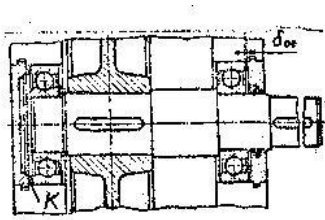


Рис. 4.3 Крепление врезной крышки с установкой регулировочного кольца

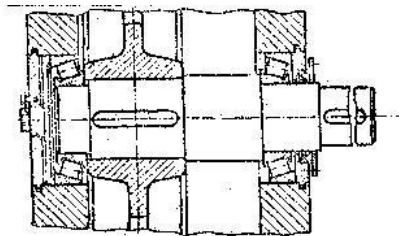


Рис. 4.4 Крепление регулировочным винтом и шайбой

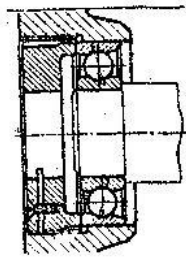


Рис. 4.5 Крепление специальной крышки с резьбой

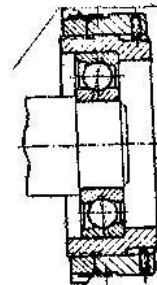


Рис. 4.6 Крепление в специальном втулке с бортом

У конических зубчатых передач требование к совпадению вершин делительных конусов шестерни и колеса в одной точке обеспечивается регулированием осевого положения колес во время сборки передачи.

Точность зацепления конической передачи контролируют по расположению пятен контакта следующим образом:

- 1) на боковую поверхность зубьев конической шестерни в средней части зубьев наносят тонкий слой краски;
- 2) плавно вращая вал шестерни, через смотровой люк наблюдают за появлением на рабочей поверхности зубьев конического колеса пятен контакта.

Если пятна контакта устойчиво расположены в средней части зуба колеса, то зацепление считается отрегулированным. При смещении пятен контакта от средней линии зубьев колеса производят регулировку положения шестерни и колеса (положение шестерни изменяется числом регулировочных прокладок между стаканом подшипников и корпусом редуктора, положение колеса изменяется

путем перестановки прокладок под крышками подшипников). Точность положения конических колес можно контролировать и по совпадению образующих задних (дополнительных) конусов шестерни и колеса.

При отсутствии специальных приборов для измерения угла наклона зубьев значение этого угла определяют расчетом. Предварительно устанавливают значение окружного модуля.

$$m_t = 2aw / (z_1 + z_2). \quad (4.3)$$

Учитывая, что обычно $\beta = 8...20^\circ$, а $\cos \beta = 0,99...0,94$, выбирают значение нормального модуля m как ближайшее меньшее к m_t , согласно таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Значение стандартных модулей

Ряды	Модуль m , мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,175; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 23

В косозубых передачах различают нормальный m_n и окружной m_t модули, которые связаны зависимостью:

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta, \quad (4.4)$$

где β – угол наклона линии зуба на делительном цилиндре.

Нормальный модуль регламентируется по ГОСТ 9563–60. Извлечения из этого стандарта приведены в таблице 4.3.

Принятое значение стандартного модуля обозначается m . Межосевое расстояние:

$$a_w = m \left(\frac{Z_1 + Z_2}{2 \cos \beta} + X_\Sigma - \Delta y \right), \quad (4.5)$$

где Z_1, Z_2 – соответственно числа зубьев шестерни и колеса;

X_Σ – суммарный коэффициент смещения;

Δy – коэффициент уравнивающего смещения.

Для передач с передаточным числом $U \geq 3,5$, что наблюдается у основной массы двухступенчатых редукторов, рекомендуется шестерню выполнять с положительным смещением, а колесо – с таким же отрицательным (таблица 8.5 [2]; таблица 10.2 [2]; [7, с. 21]). В этом случае $X_\Sigma = 0$, следовательно, $\Delta y = 0$, так как делительные диаметры колес совпадают с начальными, а из зависимости 4.1 следует:

$$m_t = \frac{2a_w}{Z_1 + Z_2}.$$

Принимая ближайший меньший стандартный модуль, определяем угол наклона зуба:

$$\beta = \arccos \frac{m}{m_t}.$$

Диаметр окружности выступов зубчатого колеса определяется по зависимости:

$$d_a = d + 2h_a + 2mx,$$

где $d = m_z$ – делительный диаметр зубчатого колеса;

$h_a = m$ – высота головки зуба.

Из данной зависимости следует:

$$x = \frac{d_a}{2m} - \frac{Z}{2 \cos \beta} - 1.$$

Работа выполняется на цилиндрических двухступенчатых редукторах, которые назначаются преподавателем. Классификация, кинематические схемы, конструкции типовых деталей редукторов, порядок их разборки и сборки, регулировки подшипников и осевого положения вала описаны в методических указаниях к данной

работе. Определяются параметры одной ступени редуктора по указанию преподавателя.

Подготовка к проведению работы

1. Изучить классификацию передач, области их применения в общем и сельскохозяйственном машиностроении [7]; [10].
2. Проработать данные методические указания.
3. Подготовить необходимые рисунки, таблицы для записи результатов измерений и выполнения расчетов.

Порядок выполнения работы

1. Разобрать в соответствии с описанной последовательностью редуктор.
2. Подсчитать числа зубьев Z_1 шестерни и Z_2 колеса, измерить диаметры вершин d_{a1} шестерни и d_{a2} колеса, ширину венца b_o колеса, межосевое расстояние a_o .
Результаты измерений занести в таблицу 4.4.
3. Собрать редуктор в соответствии с последовательностью, изложенной в методических указаниях.
4. Выполнить регулировку подшипников и зацепления и представить редуктор для контроля преподавателю.
5. Замерить габаритные, присоединительные и монтажные размеры и указать их на схеме редуктора.
6. Выполнить кинематическую схему редуктора, на которой указать тип и марку редуктора, передаваемую мощность, частоту вращения и передаточное число, представленные в табличке технической характеристики, расположенной на корпусе редуктора.

Таблица 4.4 – Параметры зацепления

Наименование	Обозначения	Расчетная зависимость и пояснения	Шестерня		Колесо	
			расчет	измерен.	расчет	измерен.
1	2	3	5		6	
Угол профиля зуба рейки	α		20°			
Коэффициент высоты головки	h_a^*		1			
Коэффициент радиального зазора	c		0,25			
Степень точности по ГОСТ 1643-81 (СТСЭВ 64-77)			8			
Рабочая ширина зубчатого венца (ширина поля зацепления), мм	b_w					
Число зубьев и их тип (прямые, косые и т.д.)						
Передаточное число	u	z_2/z_1				
Межосевое расстояние, мм	a_w	$m \left(\frac{z_1+z_2}{2 \cos \beta} + x_\Sigma - \Delta y \right)$				
Модуль торцовый, мм	m_t	$2a_w / (z_1 + z_2)$				
Модуль нормальный, мм	m	$m_t \cos \beta$				
Угол наклона зуба, градус	β	$\arccos m / m_t$				
Направление зуба (правое, левое)						
Делительный угол профиля в торцевом сечении	α_t	$\arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} \right)$				

Окончание таблицы 4.4

1	2	3	5	6
Основной угол наклона, град.	β_b	$\arcsin(\sin \beta \cos \alpha)$		
Коэффициент смещения	x	$\frac{d_a}{2m} - \frac{Z}{2 \cos \beta} - 1$	–	–
Диаметр окружностей делительной, мм	d	$m_t Z$		
вершин, мм	d_a	$d + 2m(h_a^* + x - \Delta y)$		
впадин, мм	d_f	$d - 2m(h_a^* + c - x)$		
Коэффициент ширины	ψ_{bd}	b_w / d_{w1}		
	ψ_{ba}	b_w / a_w		
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$b_w \sin \beta / \pi m$		
Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	$\left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta$		

Обработка данных результатов измерений

1. Подсчитать расчетные значения параметров цилиндрической зубчатой передачи. Результаты занести в соответствующие разделы таблицы. При определении расчетных параметров зацепления следует использовать стандартные значения модуля. Если в результате измерений величина модуля отличается от стандартной, то нужно брать ближайшее к стандартному значение.

2. Сравнить измеренные и расчетные значения параметров, оценить величину отклонения и объяснить причину расхождения.

Контрольные вопросы

1. Что такое модуль зубьев? Какие модули различают в зубчатых колесах?

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: определить вращающие моменты на входном и выходном валах редуктора; построить график изменения КПД как функцию момента на выходном валу (при постоянной частоте вращения) и определить угол трения в зависимости от этого момента.

Теоретическое обоснование

Червячная передача состоит из червяка, представляющего винт с резьбой, и червячного колеса, которое является цилиндрическим колесом с зубьями определенной формы (рисунок 6.3). Как правило, ведущим в передаче является червяк. При понижении скорости вращения увеличивается вращающий момент на валу червячного колеса. При ведущем червяке вращающий момент на валу колеса T_2 равен:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta, \quad (5.1)$$

где T_1 – вращающий момент на валу червяка;
 u – передаточное число передачи;
 η – КПД зацепления.

В червячном зацеплении векторы окружных скоростей червяка и колеса направлены друг к другу под углом 90° . Поэтому в относительном движении витки червяка скользят по зубьям колеса, вызывая понижение КПД и износ контактирующих поверхностей.

Потери мощности приводят к нагреву деталей передачи, а если при этом не обеспечивается отвод тепла, то из-за перегрева передача может выйти из строя.

КПД червячного редуктора в общем виде определяется выражением:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{P_n}{P_1}, \quad (5.2)$$

где P_1 – мощность на входном валу редуктора;
 P_2 – мощность на выходном валу редуктора;

2. Приведите определения редуктора и мультипликатора.
3. При каких условиях нарушается герметичность соединения?
4. Чем отличается передаточное отношение от передаточного числа?
5. Как определяется вращающий момент на валу?
6. Чем отличается шестерня от колеса? Что такое вал-шестерня?
7. Как определить диаметры зубчатых колес d , d_a , d_f ?

$P_{\text{тр}}$ – мощность, потерянная в редукторе на трение в зацеплении, на трение в подшипниках, на разбрызгивание и перемешивание масла.

Таким образом, КПД червячного редуктора будет равен:

$$\eta = \eta_{\text{п}}^m \cdot \eta_{\text{з}} \cdot \eta_{\text{г}}, \quad (5.3)$$

где $\eta_{\text{п}}$ – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников;

m – число пар подшипников;

$\eta_{\text{з}}$ – КПД зацепления;

$\eta_{\text{г}}$ – КПД, учитывающий гидравлические потери (разбрызгивание и перемешивание масла).

Потери в зацеплении составляют главную часть потерь передачи. Они зависят от точности изготовления и сборки, жесткости вала червяка, способа смазки, материалов червяка и колеса, шероховатости контактных поверхностей и других факторов.

КПД зацепления при ведущем червяке определяется выражением

$$\eta_{\text{з}} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (5.4)$$

где ρ' – приведенный угол трения, $\rho' = \arctg f'$, а f' – приведенный коэффициент трения.

$$f' = f / \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (5.5)$$

Здесь α – угол заострения витка резьбы червяка, обычно $\alpha = 40^\circ$.

Коэффициент трения f и соответствующий ему угол ρ зависят от скорости скольжения (рисунок 5.1).

Таким образом, скорость скольжения существенно влияет на КПД.

Для предварительных расчетов с учетом потерь в подшипниках величину КПД можно оценить по формуле

$$\eta = 0,95 \div 0,96 \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}. \quad (5.6)$$

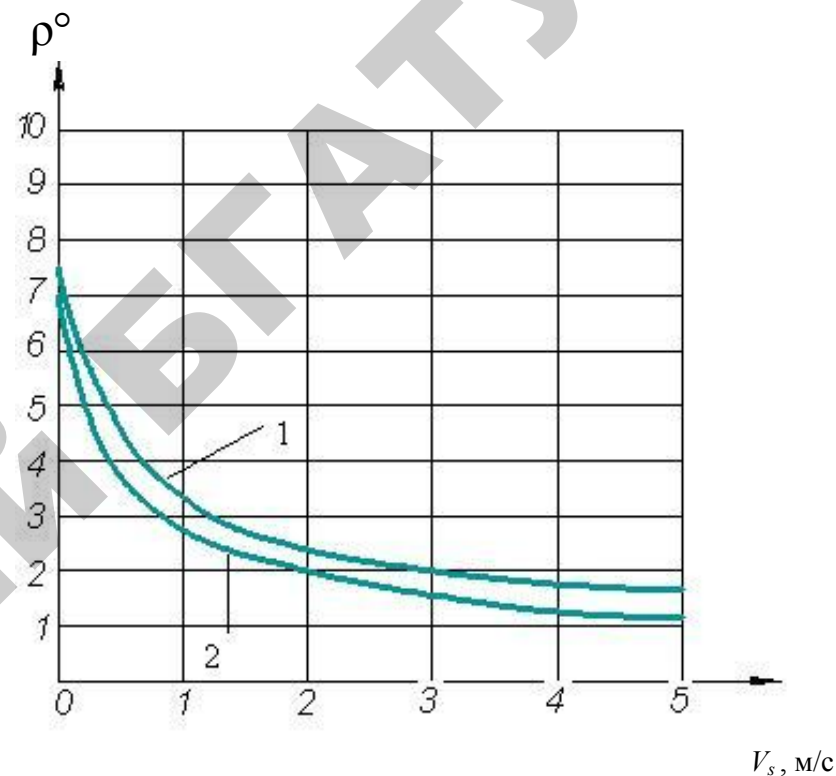


Рисунок 5.1. Зависимость угла трения ρ от скорости скольжения:
1 – оловянистые бронзы, твердость червяка меньше 45 HRC;
2 – оловянистые бронзы, твердость червяка больше или равна 45 HRC

Значение угла трения ρ находят по зависимости

$$\rho = \arctg \left(\text{tg} \rho' \cos \frac{\alpha}{2} \right).$$

При угле заострения резьбы $\alpha = 40^\circ$

$$\rho = \arctg(0,94 \text{tg} \rho'); \quad (5.7)$$

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{(0,096/\eta) - 0,1}{1 + 0,0096/\eta}. \quad (5.8)$$

Число зубьев колеса z_2 определяется передаточным числом и выбранным числом заходов резьбы z_1 . Минимально допустимое $z_2 = 28$, из-за пониженного КПД и подрезания при $z_1 \geq 2$ число зубьев $z_2 > 26$.

При $z_2 > 80$ прочность передачи определяется не контактной выносливостью рабочих поверхностей, а изгибной прочностью зубьев колеса. Для эвольвентных червяков $z_{2\min} = 17$.

Передаточное число передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.9)$$

Здесь z_1, n_1, ω_1, d_1 – число заходов резьбы, частота, вращения, угловая скорость, делительный диаметр червяка соответственно;

z_2, n_2, ω_2, d_2 – число заходов резьбы, частота, вращения, угловая скорость, делительный диаметр колеса соответственно;

γ – делительный угол подъема резьбы.

Описание установки

Лабораторная установка (рисунок 5.2) состоит из червячного редуктора РЧУ-100 8, подвеса для приложения нагрузки, включающего барабан 5 и трос 6, на котором укрепляются грузы 7.

На валу червяка смонтировано приспособление, при помощи которого создается момент $T_r = T_1$, уравновешивающий момент T_k .

Перемещение балансира 2 по направляющей 3 изменяет плечо l_i от оси вращения ступицы 1.

Размер l_i определяется по совпадению риски на балансире с делениями на линейке 4.

Момент T_2 на валу барабана равен

$$T_2 = \frac{d_T + d_6}{2} (G + G_{\Pi}), \quad (5.10)$$

где d_6 – диаметр барабана, мм;

d_T – диаметр троса, мм;

G_{Π} – вес троса с подвесом ($G_{\Pi} = 4,45$ Н);
 G – вес прикладываемого груза, Н.

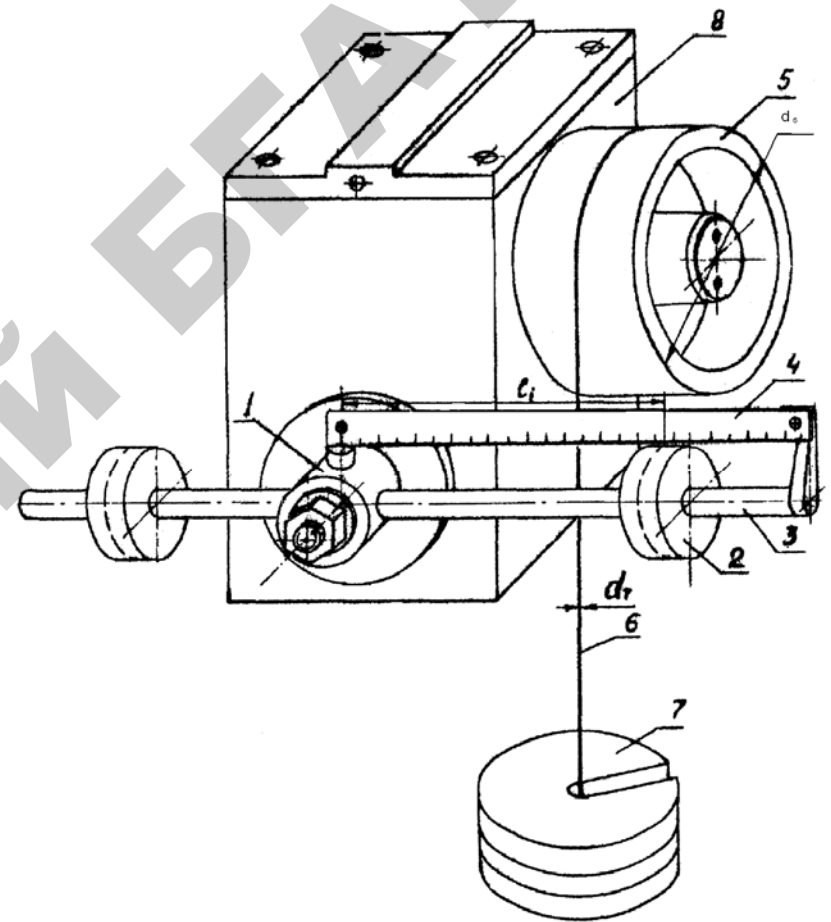


Рисунок 5.2. Лабораторная установка

Вращающий момент на валу червяка будет

$$T_1 = G_6 l_i, \quad (5.11)$$

где G_6 – вес балансира ($G_6 = 9,91$ Н);

l_i – плечо балансира, мм.

Подготовка к проведению работы

1. Проработать по учебникам соответствующие разделы курса [1, с. 224–235]; [2, с. 172–178]; [3, с. 207, 208, 211, 212], а также настоящие методические указания.
2. Подготовить таблицу для записи показаний и выполнения расчетов, график зависимости $\eta = f(T_2)$.

Порядок выполнения работы

1. Измерить с точностью до 1 мм диаметр d_6 барабана 5 и диаметр троса d_T 6.
Результаты измерений занести в таблицу 5.1.
2. Установить на подвесе груз 7 $G_1 = 100$ Н; перемещением балансира 2 найти плечо l_1 , при котором начинается вращение червяка.
Результаты записать в таблицу 5.1.
3. Повторить пункт 2 при $G_2 = 200$ Н; $G_3 = 250$ Н; $G_4 = 300$ Н; $G_5 = 350$ Н; $G_6 = 400$ Н.
Результаты занести в таблицу 5.1.

Обработка опытных данных

1. Вычислить моменты на валу червяка $T_{i1} = G_6 l_i$, на валу червячного колеса $T_{i2} = (G_i + G_{II}) (d_6 + d_T)/2$.
Результаты записать в таблицу 5.1.
2. Используя формулы (5.1), (5.8) и (5.7), найти η , $\text{tg}\rho'$ и ρ для соответствующих значений T_{i1} и T_{i2} . Передаточное число u – принимать $u = 40$.
Результаты записать в таблицу 5.1.
3. Построить график зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n = \text{const}$ (рисунок 5.3).
4. Пользуясь рисунком 5.1, установить, каким значениям скорости V_S соответствуют полученные значения угла ρ .

Таблица 5.1 – Результаты измерений и расчетов
(диаметр барабана $d_6 =$ мм, диаметр троса $d_T =$ мм)

Плечо l_i , мм	Вес G_6 , Н	Момент T_{i1} , Н·мм	Вес G_i , Н	Момент T_{i2} , Н·мм	η	$\text{tg}\rho'$	ρ , град
$l_1 =$							
$l_2 =$							
$l_3 =$							
$l_4 =$							
$l_5 =$							
$l_6 =$							

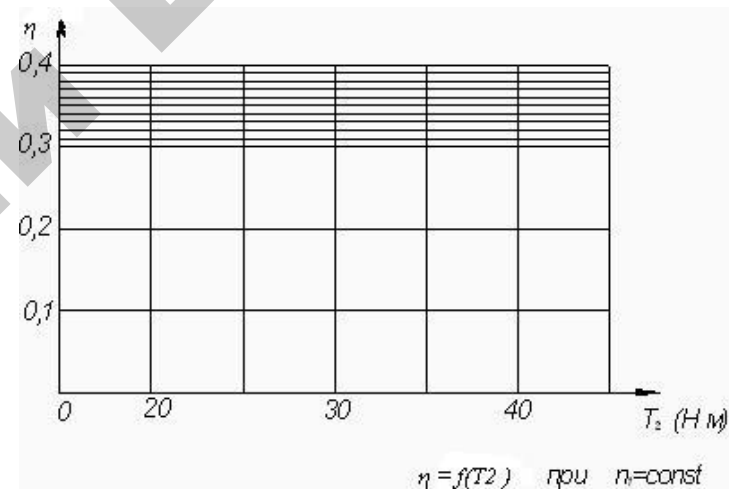


Рисунок 5.3. График зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$

Контрольные вопросы

1. Из каких деталей состоит червячная передача?
2. Почему червячная передача с архимедовым червяком имеет преимущественное распространение?
3. Как определяется КПД червячной передачи?
4. При каком условии червячный редуктор может быть обратимым, то есть ведущим может быть червячное колесо?

Лабораторная работа № 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: изучить устройство и составить кинематическую схему червячного редуктора, определить основные параметры червячной пары, проверить прочность червячной передачи на выносливость по контактным напряжениям и напряжениям изгиба зубьев.

Теоретическое обоснование

Червячные редукторы находят широкое применение в сельскохозяйственном производстве. Они служат для согласования режимов работы приводного двигателя и рабочей машины или отдельных ее рабочих органов. Необходимость понижения (редукции) угловой скорости вызывается тем, что в большинстве случаев частота вращения главного вала машины меньше частоты вращения двигателя. Механизмы для понижения частоты вращения принято называть редукторами, а механизмы для повышения угловой скорости – мультипликаторами. Редукторы выполняются в виде отдельных агрегатов, имеющих два основных вала: входной и выходной или ведущий и ведомый. В зависимости от степени понижения угловой скорости – передаточного отношения между этими валами может располагаться различное количество зубчатых и червячных пар.

Долговечность и КПД червячных передач зависят от правильного расположения элементов зацепления, обеспечиваемого монтажом.

Точность монтажа характеризуется величиной и расположением пятна контакта между зубьями колеса и витками червяка, величиной отклонения от номинального значения межосевого расстояния, определяющего величину радиального зазора. При составлении расчетных схем силы, распределенные по линиям контакта, условно заменяются равнодействующими, приложенными в полюсе зацепления. Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса. Червяк может быть цилиндрическим или глобоидным.

Различают линейчатые (геликоидные) и нелинейчатые червяки.

5. При каком условии червячная передача может быть самотормозящей?
6. Когда применяются самотормозящие червячные передачи?
7. Как изменяется КПД с увеличением частоты вращения вала червяка?
8. Перечислите способы повышения КПД червячных передач?
9. Перечислите основные преимущества червячных передач?
10. Какие силы в зацеплении червячных передач?

Темы для УИРС

1. Построение графика зависимости угла трения в зависимости от скорости скольжения.
2. Построение графика зависимости КПД от скорости скольжения.

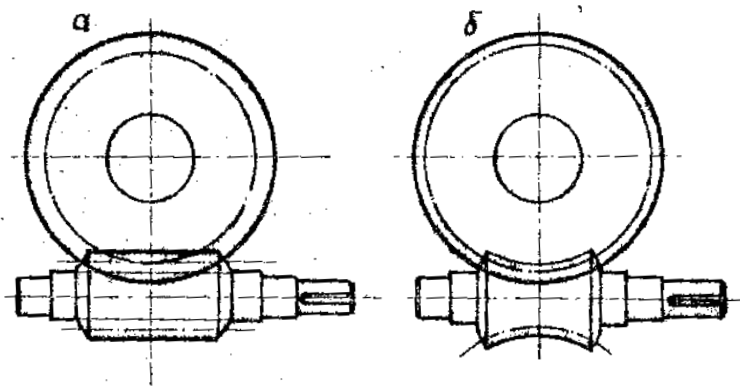


Рисунок 6.1. Червячные передачи: *a* – с цилиндрическим червяком; *б* – с глобoidным червяком

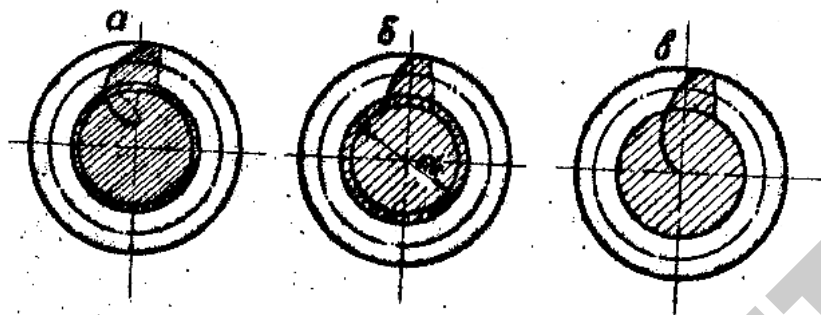


Рисунок 6.2. Сечения линейчатых червяков торцовой плоскостью: *a* – конволютный червяк; *б* – эвольвентный червяк; *в* – архимедов червяк

Линейчатые червяки: архимедовы червяки, у которых в торцовой плоскости (перпендикулярной к оси червяка) профиль витка имеет вид спирали Архимеда (рисунок 6.2, *в*); конволютные червяки, у которых в торцовой плоскости профиль витка имеет вид удлиненной (или укороченной) эвольвенты (рисунок 6.2, *а*); эвольвентные червяки, у которых в торцовой плоскости профиль витка имеет вид эвольвенты окружности d – направляющей основного цилиндра (рисунок 6.2, *б*).

Геометрические и кинематические соотношения в червячной паре с цилиндрическим червяком. Делительный диаметр червяка (рисунок 6.3)

$$d_1 = qm; \quad (6.1)$$

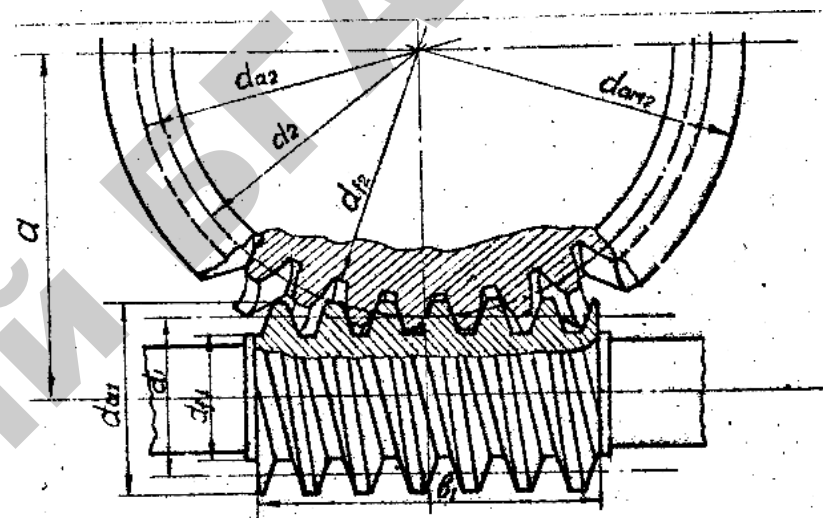


Рисунок 6.3. Основные геометрические параметры передачи

диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m; \quad (6.2)$$

диаметр впадин червяка

$$d_f = d_1 - 2(h_a^* + c^*)m, \quad (6.3)$$

где q – коэффициент диаметра червяка;
 h_a^* – коэффициент высоты головки;
 c^* – коэффициент радиального зазора;
 m – осевой модуль зацепления;
 делительный диаметр колеса

$$d_2 = mz_2; \quad (6.4)$$

средний диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x), \quad (6.5)$$

где x – коэффициент смещения инструмента;

$$x = a_w/m - 0,5(q + z_2); \quad (6.6)$$

межосевое расстояние червячной передачи

$$a_w = 0,5m (q + z_2 + 2x); \quad (6.7)$$

средний диаметр впадин колеса

$$d_{j2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x); \quad (6.8)$$

делительный угол подъема витков червяка (угол наклона зубьев колеса)

$$\gamma = \arctg z_1/q; \quad (6.9)$$

окружная скорость червяка

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \cdot 10^4}; \quad (6.10)$$

скорость скольжения витков червяка по зубьям колеса

$$V_s = V_1/\cos\gamma. \quad (6.11)$$

Силы, действующие в зацеплении, удобно, задавать тремя взаимно перпендикулярными составляющими (рисунок 6.4).

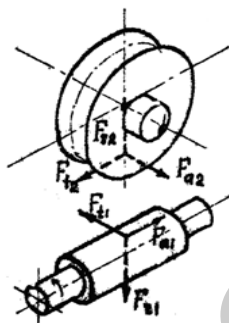


Рисунок 6.4. Силы, действующие в зацеплении

1. Окружная сила F_{t2} на колесе, равная осевой силе F_{a1} на червяке:

$$F_{t2} = 2T_2/d_2. \quad (6.12)$$

2. Окружная сила F_{t1} на червяке, равная осевой силе F_{a2} на колесе:

$$F_{t1} = 2T_2/d_1 = F_{a2} \operatorname{tg}\alpha(\gamma + \rho'). \quad (6.13)$$

3. Радиальная сила:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \cos\gamma, \quad (6.14)$$

где α – угол профиля, $\alpha = 20^\circ$.

4. Контактные напряжения при стальном червяке и бронзовом (чугунном) колесе определяются по формуле:

$$\sigma_H = \frac{15052}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{HV} K_{H\beta}}{d_1}}, \quad (6.15)$$

где d_2, d_1 – диаметры делительных окружностей червячного колеса и червяка соответственно, мм;

T_2 – вращающий момент на червячном колесе, Н·м.

Таблица 6.1 – Значения коэффициента динамической нагрузки K_{HV}

Степень точности	Значения K_{HV} при скоростях скольжения V_s , м/с					
	Свыше 0,1 до 1,5 м/с	Свыше 1,5 до 3 м/с	Свыше 3 до 7,5 м/с	Свыше 7,5 до 12 м/с	Свыше 12 до 16 м/с	Свыше 16 до 25 м/с
6	-	-	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	-	-
8	1,1, 1,2	1,2, 1,3	1,4	-	-	-
9	1,2, 1,3					

При постоянной нагрузке и прирабатывающихся материалах зубьев (бронза) происходит почти полная приработка, поэтому коэффициент неравномерности нагрузки $K_{H\beta}$ принимается равным 1,0.

При переменной нагрузке $K_{H\beta}$ определяют по формуле:

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2/\theta)^3(1 - x), \quad (6.16)$$

где z_2 – число зубьев на колесе.

Таблица 6.2 – Значения коэффициента деформации червяка θ

Z_1	Значение θ при q равном						
	7	8	9	10	11	12	13
1	55	72	89	108	127	147	163
2	44	57	71	86	102	117	134
3	39	51	61	76	89	103	118
4	36	47	56	70	82	94	108

Коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки X , вычисляется по формуле:

$$X = \frac{\sum T_i L_i n_i}{T_{\max} \sum L_i n_i}, \quad (6.17)$$

где T_i , L_i , n_i – вращающий момент, время работы и частота вращения при режиме i ;

T_{\max} – наибольший длительно действующий момент.

Напряжения изгиба определяются по формуле:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\epsilon W_{Ft} / m_n \leq [\sigma_F]. \quad (6.18)$$

Коэффициент формы зуба Y_F выбирается из таблицы 6.3 в зависимости от приведенного числа зубьев z_v .

Таблица 6.3 – Значения коэффициента формы зуба

z_v	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60
Y_F	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40

Коэффициент, учитывающий перекрытие,

$$Y_\epsilon = 1/(\epsilon_a \xi), \quad (6.19)$$

где ϵ_a – торцевой коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса, $\epsilon_a = 1,8 \dots 2,2$;

$\xi = 0,75$ – коэффициент, учитывающий уменьшение длины контактных линий из-за контакта по неполной дуге обхвата;

Y_β – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий $Y_\beta = 1 - \gamma^\circ / 140^\circ$;

W_{Ft} – удельная расчетная окружная сила, Н/мм;

m_n – нормальный модуль средней плоскости червячного колеса.

Описание установки

Работа выполняется с червячным редуктором, который назначается преподавателем. Червячное зацепление размещается, как правило, в чугунном или алюминиевом корпусе 1 (рисунок 6.5). Валы червяка 2 и червячного колеса 3 располагаются на подшипниках 4 качения, которые находятся в специальных приливах корпуса 5 (или корпуса и крышки) редуктора, приливы закрываются крышками подшипников 6. В корпусе редуктора предусматриваются устройства 7 для контроля уровня смазки зацепления, смотровой люк 8 для осмотра зацепления и заливки масла, закрываемый крышкой 9. Спускное отверстие 10 с пробкой-винтом 11 – для слива отработанной смазки.

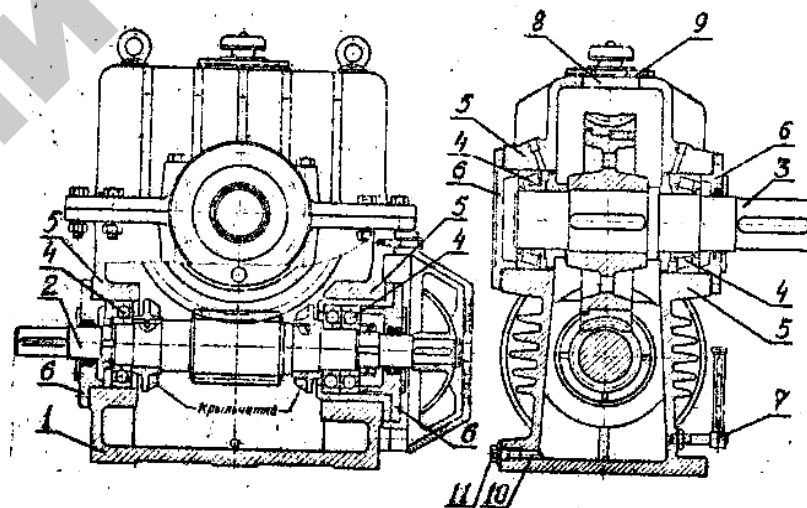


Рисунок 6.5. Редуктор червячный

Подготовка к проведению работы

1. Изучить материал в учебниках [1, с. 224–241]; [2, с. 172, 186]; [3, с. 207–217]; [4, с. 220–236] и проработать настоящие методические указания.

2. Подготовить таблицы для записи результатов измерений и расчетов.

3. Решить задачи для самоподготовки 1, 2 и 3.

Порядок выполнения работы

1. Установить тип и марку редуктора, передаваемую мощность, частоту вращения и передаточное число, которое указывают в заводском формуляре, закрепленном на корпусе редуктора.

2. Разобрать редуктор. Сборку производить строго в обратной последовательности.

3. Вычертить кинематическую схему редуктора, на которой указать данные п. 1.

4. Определить тип червяка, направление витков резьбы (правое или левое). Подсчитать число заходов резьбы на червяке, число зубьев на колесе, измерить диаметр окружности выступов червяка, межосевое расстояние, ширину червячного колеса, длину нарезной части червяка, диаметр червячного колеса.

Данные записать в таблице 6.4.

Таблица 6.4 — Значения параметров зацепления

Наименование	Расчетная зависимость	Размер	
		Расчет	Измерен.
1	2	3	4
Тип червяка			
Направление витков резьбы			
Число заходов резьбы на червяке	z_1		
Коэффициент смещения	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$		
Степень точности по СТ СЭВ 311-76	8		
Диаметр окружности выступов червяка, мм	$d_{a1} = d_1 + 2m$		
Число зубьев червячного колеса	z_2		
Диаметр окружности выступов колеса в среднем сечении, мм	$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2x)m$		
Межосевое расстояние, мм	$a_w = 0,5(q + z_2 + 2x)m$		
Ширина червячного колеса, мм	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$		
Длина нарезанной части червяка, мм	b_1		

Окончание таблицы 6. 4

1	2	3	4
Модуль зацепления, мм	$m = d_{a2} / (z_2 + 2 + 2x)$		
Передаточное число	$u = z_2 / z_1$		
Коэффициент диаметра червяка	$q = (d_{a1} / m) - 2$		
Диаметр делительного цилиндра червяка, мм	$d_1 = qm$		
Диаметр окружности впадин червяка, мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$		
Диаметр делительного окружности колеса, мм	$d_2 = z_2m$		
Диаметр окружности впадин колеса, мм	$d_{f2} = (z_2 - 2.4 + 2x)m$		
Угол подъема витка червяка (наклон зубьев колеса)	$\gamma = \arctg(z_1 / q)$		
Наибольший диаметр червячного колеса, мм			
$z_1 = 1$	$d_{am2} \leq d_{a2} + 2m$		
$z_1 = 2$	$d_{am2} \leq d_{a2} + 1,5m$		

Обработка опытных данных

1. Вычислить передаточное число редуктора, модуль зацепления, коэффициент диаметра червяка. Если после расчета по измеренным параметрам значения модуля и q не соответствуют стандартным, то нужно в качестве расчетных принять ближайшие стандартные значения m и q . Стандартом предусматриваются модули 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0 мм. Кроме того, допускаются модули 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0 мм. В редукторах устаревших конструкций могут встречаться модули 4,5; 9,0; 14,0; 18,0; 24,0; 30,0 мм. Стандартные значения коэффициента диаметра червяка:

1-й ряд ... 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;

2-й ряд ... 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4.

В таблице 6.5 приведены установленные стандартом сочетания модулей m , коэффициента диаметра червяка q и числа заходов резьбы червяка $Z_1 = 1, 2, 4$.

Таблица 6.5 – Сочетания значений m и q или $Z_1 = 1, 2, 4$

m , мм	q	m , мм	q
1.0	16.0* ; 20.0	(6.0)	9.0** ; 10.0**
1.26	12.5; 16.0; 20.0	6.3	8.0; 10.0; 12.5; 14.0; 16.0;
(1.50)	14.0** ; 16.0**	(7.0)	20.0
		8.0	12.0**
1.6	10.0; 12.5; 16.0; 20.0	10.0	8.0; 10.0; 12.5; 16.0; 20.0
2.0	8.0; 12.0; 15.5; 16.0; 20.0		8.0; 10.0; 12.5; 16.0
2.5	8.0; 10.0; 12.0; 15.5;	(12.0)	20.0
	16.0; 20.0	12.5	10.0**
3.15		14.0	8.0; 10.0; 12.5; 16.0; 20.0
(3.50)	8.0; 10.0; 12.5; 16.0; 20.0	16.0	8.0***
4.0	10.0* ; 12.0* ; 14.0*	20	8.0; 10.0; 12.5; 16.0
5.0	8.0; 9.0; 10.0; 12.0; 12.5;		8.0; 10.0
	16.0; 20.0		
	8.0; 10.0; 12.5; 16.0; 20.0		

* применяется только при $Z_1 = 1$;

** применяется только при $Z_1 = 1; Z_1 = 2$;

*** применяется только при $Z_1 = 2$.

Данные записать в таблице 6.4.

Примечание. Колонка «размер расчетный» определяется вычислением, используя стандартные значения модуля и коэффициента диаметра червяка.

2. Вычислить диаметры делительных диаметров червяка и червячного колеса, диаметры окружностей впадин червяка и червячного колеса, угол подъема витка червяка (угол наклона зубьев колеса).

Данные записать в таблице 6.4.

3. Собрать редуктор, отрегулировать подшипники и зацепление. Осевое положение червячного колеса регулируют по пятну контакта.

Плавно вращая червяк, наблюдают через смотровой люк за появлением на работающей поверхности зубьев колеса пятен краски. Если пятна краски расположены симметрично относительно средней плоскости колеса (рисунок 6.6, б), то зацепление считается отрегулированным. При смещении пятен краски вправо (рисунок 6.6, в) или влево (рисунок 6.6, а) от оси симметрии производят регулировку, переставляя часть прокладок из-под одной крышки под другую, не меняя общей суммы толщины прокладок.

Собранный редуктор представить преподавателю для контроля.

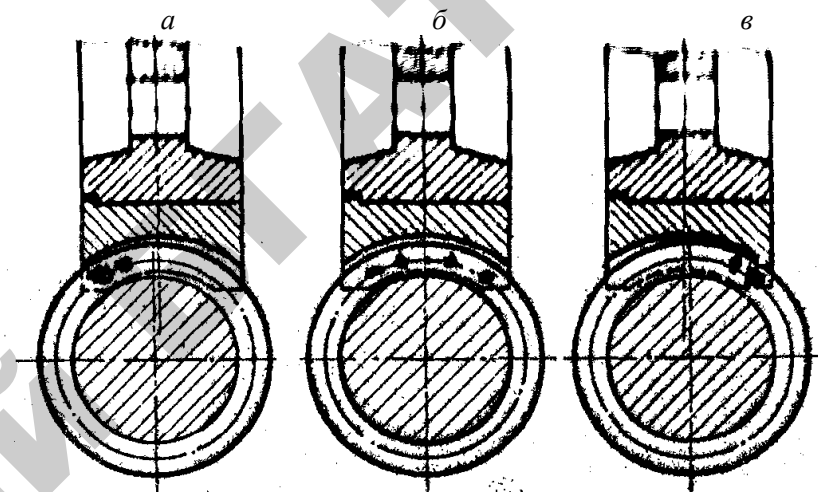


Рисунок 6.6. Положение пятна контакта в червячном зацеплении

4. Получить у преподавателя задание для расчета передачи на прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Данные записать в таблице 6.6.

Таблица 6.6 – Заданные параметры зацепления

Материал зубьев колеса	Мощность P , кВт	Допускаемые напряжения $[\sigma_H]$, МПа	Частота вращения n , об/мин	Угол трения ρ^0	Срок службы L_h , ч	Допускаемые напряжения $[\sigma_F]$, МПа

5. Выполнить расчет передачи. Результаты расчетов и выводы записать в таблице 6.7.

Таблица 6.7 — Прочностной расчет передачи

Окончание таблицы 6.7

Наименование параметра	Расчетная формула	Подсчет параметра	Результат
1	2	3	4
Скорость делительной окружности V_2 , м/с	$\frac{\pi d_2 n_2}{6 \cdot 10^4}$		
Скорость скольжения зацепления V_s , м/с	$V_2 / \sin \gamma$		
Приведенный угол трения ρ'	$\arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \rho}{\cos \alpha}\right)$		
Коэффициент полезного действия η	$\operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \rho')$		
Крутящий момент на валу колеса T_2 , Нм	$9550 P_2 / n_2$		
Коэффициент динамической нагрузки K_{HV}	см. таблицу 6.1		
Коэффициент неравномерности нагрузки $K_{H\beta}$			
Контактные напряжения в зацеплении σ_H , МПа	$\frac{5400}{z_2 / q} \sqrt{\frac{(z_2 + 1)^3}{q} T_2 K_{HV} K_{H\beta}}$		
Заключение о прочности зацепления			
Коэффициент, учитывающий перекрытие	$Y_\varepsilon = 1 / (\varepsilon_\alpha \xi)$	$1 / (1,8 \cdot 0,75)$	0,74
Коэффициент, учитывающий наклон зубьев Y_β	$1 - \gamma^\circ / 140^\circ$		
Приведенное число зубьев Z_V	$z_2 / \cos^3 \gamma$		

1	2	3	4
Коэффициент формы зуба Y_F	см. таблицу 6.3		
Коэффициент расчетной нагрузки K_F	$K_{HV} K_{H\beta}$		
Нормальный модуль в зацеплении, мм	$m_n = m \cos \gamma$		
Окружное усилие на колесе F_{t2} , Н	$2T_2 / d_2$		
Удельная расчетная окружная сила W_{Ft} , Н/мм	$F_{t2} K_F / b_2$		
Расчетные напряжения изгиба σ_F , МПа	$Y_\varepsilon Y_\beta Y_F W_{Ft} / m_n$		
Расчетное число циклов нагружений N_{FE}	$60 n_2 L_h$		
Коэффициент долговечности K_{FL}	$\sqrt[3]{10^8 / N_{FE}}$		
Допускаемые напряжения изгиба для числа циклов $N_{FO} = 10^6$	$[\sigma_F]'$		
Допускаемые напряжения изгиба для расчетного числа циклов $[\sigma_F]$	$[\sigma_F]' K_{FL}$		
Заключение о прочности передачи по напряжениям изгиба зуба			

ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОПОДГОТОВКИ

Задача 1

У червячной передачи без смещения путем измерений установлены: межосевое расстояние a_w , мм; диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении d_{a2} , мм; число зубьев колеса z_2 , диаметр вершин витков червяка d_{a1} , мм; число заходов резьбы червяка z_1 .

Найти модуль передачи m , коэффициент диаметра червяка q и угол наклона зубьев.

Задача 2

Определить КПД червячного зацепления по данным варианта задачи 1, если коэффициент трения $f = 0,1$, а угол профиля резьбы червяка $\alpha = 20^\circ$.

Задача 3

По данным варианта задачи 1 определить, какой момент T_2 может передать червячное колесо из условия прочности зубьев на изгиб.

Принять коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\varepsilon = 1/(\varepsilon_\alpha \xi) = 0,74$; коэффициент нагрузки $K_F = K_\beta K_v = 1,2$, ширину колеса $b = 0,75 d_{a1}$, допускаемые напряжения изгиба для зубьев колеса $[\sigma_F]_2 = 43$ МПа, коэффициент неравномерности нагрузки по ширине $Y_\beta = \cos \gamma$, материал червяка – сталь 45 (HRC 45) (при решении задачи учесть, что $T_2 = F_{t2} d_2 / 2$, а для определения F_{t2} нужно использовать зависимости по определению напряжений σ_F и удельной расчетной окружной силы W_{Ft}).

Таблица 6.8 – Данные для решения задач (вариант задачи выбирается по номеру в журнале)

Номер варианта	Параметры				
	a_w , мм	d_{a2} , мм	d_{a1} , мм	z_2	z_1
1	40	68	20	32	1
2	50	85	26	32	1
3	63	107	31,5	32	2
4	80	128	48	30	2
5	100	160	60	30	2
6	125	210	60	40	2
7	160	256	96	30	1
8	200	352	80	42	2
9	250	420	120	40	2
10	120	210	50	40	2
11	315	554,4	100,8	86	4
12	400	720	120	70	2
13	500	860	180	84	4
14	140	240	60	46	1
15	180	296	96	35	1
16	225	370	120	35	2
17	280	448	144	54	2
18	355	570	180	55	2
19	450	725	225	56	2
20	50	80	30	30	1
21	68	101	37,8	30	1
22	80	140	30	54	2
23	100	160	56	38	1
24	120	192	72	30	1
25	140	248	48	60	2
26	125	208	56	50	2
27	160	280	60	54	2
28	200	330	90	64	1
29	250	430	90	84	4
30	315	490	180	47	2

Лабораторная работа № 7

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы: исследование влияния нагрузки на коэффициент упругого скольжения и построение ременной передачи.

Теоретическое обоснование

Ременная передача (рисунок 7.1) передает вращающий момент T от ведущего вала O_1 к ведомому валу O_2 за счет сил трения, возникающих между ремнем и шкивами, вследствие предварительного натяжения ремня F_0 .

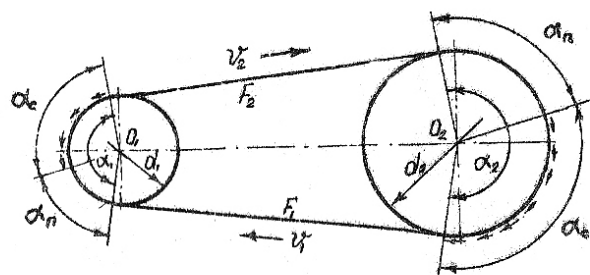


Рисунок 7.1. Схема передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремни подразделяются на плоские, клиновидные, круглые, зубчатые. При передаче вращающего момента T натяжение в ведущей ветви возрастает до значения F_1 , в ведомой же уменьшается до величины F_2 .

Окружная сила на ведущем шкиве

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (7.1)$$

Уравнение моментов относительно оси вращения O_1 будет

$$T_1 = \frac{d_1}{2}(F_1 - F_2). \quad (7.2)$$

Откуда:

$$\frac{2T_1}{d_1} = F_1 - F_2 = F_t. \quad (7.3)$$

Усилия F_1 и F_2 связаны с силой F_0 , предварительным натяжением F_0

$$F_1 + F_2 = 2F_0; \quad (7.4)$$

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad (7.5)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (7.6)$$

Зависимость между F_1 и F_2 на границе буксования устанавливается формулой Эйлера:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (7.7)$$

где f – коэффициент трения;

α – угол обхвата шкива ремнем, рад.

Решая совместно уравнения (7.3, 7.4, 7.7), определим величину предварительного натяжения ремня F_0 , необходимую для передачи заданной нагрузки F_t :

$$F_0 = \frac{F_t(e^{f\alpha} + 1)}{2(e^{f\alpha} - 1)}. \quad (7.8)$$

При меньшем значении F_0 в передаче начнется буксование ремня.

На шкивах центробежные силы, действующие на каждый элемент ремня в пределах угла обхвата, вызывают дополнительное натяжение ветвей ремня равно

$$F_v = \rho A v^2, \quad (7.9)$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³;

A – площадь поперечного сечения ремня, м²;

v – линейная скорость ремня, м/с.

Натяжение F_v уменьшает предварительное натяжение F_0 и величину сил трения, тем самым понижает нагрузочную способность передачи.

Влияние центробежных сил существенно только при больших скоростях $v > 25$ м/с.

Тяговая способность передачи характеризуется максимально допустимой величиной по условию отсутствия буксования, окружной силой F_t или величиной полезного напряжения $\sigma_0 = F_t/A$, которые зависят от величины предварительного натяжения F_0 , угла обхвата α , коэффициент трения f , а также от линейной скорости ремня v_0 , характера нагрузки и режима работы передачи.

Зависимость окружной силы F_t от F_0, f, α , согласно формуле 7.8, имеет вид:

$$F_t = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (7.10)$$

или

$$\sigma_t = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}. \quad (7.11)$$

Разность натяжений ведомой и ведущей ветвей вызывает упругое скольжение ремня по шкиву.

Дуга упругого скольжения α_c всегда располагается со стороны сбегающей ветви. Разность между дугой обхвата α и дугой упругого скольжения α_c определяет дугу покоя α_n (рисунок 7.1), на которой ремень находится в покое без скольжения.

В результате упругого скольжения окружная скорость ведущего шкива v_1 будет больше окружной скорости ведомого шкива v_2 ($v_2 < v_1$).

$$\text{Или } v_2 = v_1 \cdot (1 - \varepsilon), \quad (7.12)$$

где ε – коэффициент упругого скольжения.

$$\text{Из формулы (7.12) следует: } \varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - v_2 / v_1.$$

$$\text{Так как } v_1 = \omega_1 d_1/2, \text{ а } v_2 = \omega_2 d_2/2, \text{ то } \varepsilon = \frac{\omega_2 d_2}{\omega_1 d_1}.$$

$$\text{Если } d_1 = d_2, \text{ то } \varepsilon = 1 - \omega_2/\omega_1 = 1 - n_2/n_1, \quad (7.13)$$

где n_1 и n_2 – соответственно частоты вращения ведущего и ведомого шкивов.

По мере увеличения окружной силы F_t дуга покоя уменьшается до нуля, ремень начинает скользить по поверхности шкива, равной дуге обхвата α . Такое скольжение называется буксованием. При буксовании ведомый шкив останавливается.

Степень загруженности передачи принято характеризовать отношением передаваемой окружной силы к сумме натяжений ветвей $F_1 + F_2$, которое называют коэффициентом тяги.

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{F_t/A}{2F_0/A} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (7.14)$$

Коэффициент тяги показывает, какая часть предварительного натяжения ветвей ремня $2F_0$ используется полезно, т.е. он представляет собой относительную нагрузку передачи.

Работоспособность передачи характеризуется кривой скольжения, представляющей зависимость между коэффициентом скольжения ε (%) и коэффициентом тяги φ . Кривая скольжения строится по результатам испытаний передачи с горизонтальным расположением ремней (угол $\theta = 0$), работающей в одну смену (8 часов), у которой $\sigma_0 = 1,8$ МПа, $\alpha_1 = 180^\circ$, $v = 10$ м/с, $d_1/\delta = 37$.

На начальном участке кривой (рисунок 7.2) от 0 до φ_0 происходит только упругое скольжение. От φ_0 до φ_{\max} происходит частичное буксование, т.е. здесь наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. При φ_{\max} ремень испытывает полное буксование.

Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи значения φ_{\max} и слева от нее. Работу в зоне частичного буксования допускают только при кратковременных перегрузках, при пуске.

Экспериментально определив оптимальное значение коэффициента тяги φ_0 , находят из формулы (7.14) окружную силу $F_t = F_0\varphi_0$ и допускаемое полезное напряжение $[\sigma_t]_0 = 2\varphi_0v$ для данной передачи. Когда у передачи $\alpha_1 \neq 180^\circ$, $v \neq 10$ м/с, $d_1/s \neq 37$, $\theta > 40^\circ$ и работа не односменная, допускаемое полезное напряжение находится с учетом корректирующих коэффициентов.

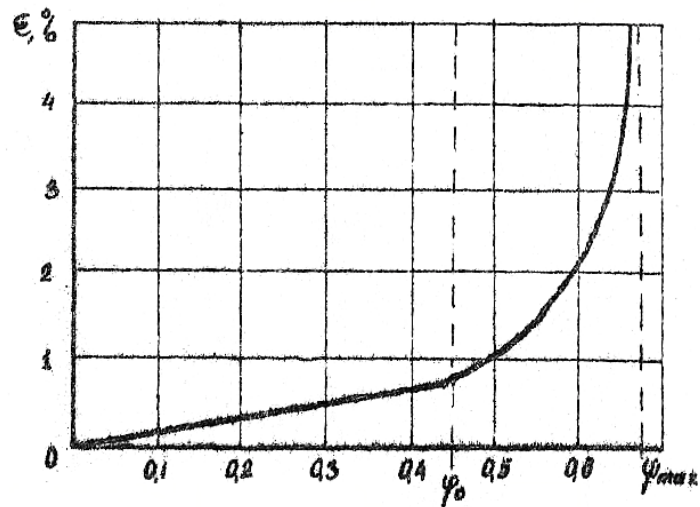


Рисунок 7.2. Кривая скольжения

Описание установки

Лабораторная установка (рисунок 7.3) состоит из ведущего 4, ведомого 2 шкивов и охватывающего их ремня 3.

Вращение ведущего шкива производится рукояткой 7. Предварительное натяжение в ремне создается грузами 5, подвешенными на тросах. Полезную нагрузку передачи имитирует груз, устанавливаемый на платформу 1. Величину этого груза можно менять.

Для предотвращения самопроизвольного обратного вращения шкивов под действием груза с платформой предназначен храповой останов 10.

Величина углового отставания ведомого шкива от ведущего фиксируется по шкале 8 с помощью стрелки 9.

Шкала нанесена на раму, а стрелка вращается совместно с осью ведомого шкива. Число оборотов ведущего вала регистрируется при помощи стрелки 6.

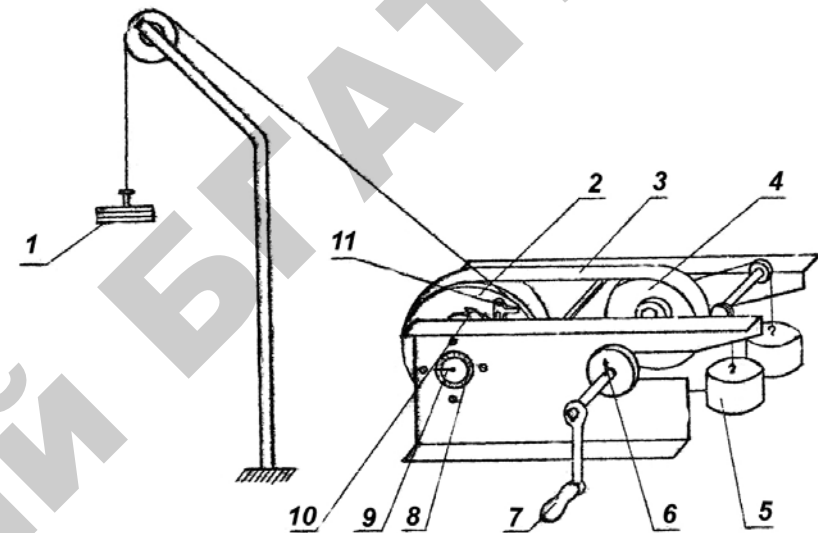


Рисунок 7.3. Схема лабораторной установки

Подготовка к проведению работы

1. Изучить раздел «Ременные передачи» [2, с. 219–241], [3, с. 132–150], [1, с. 124–149].
2. Проработать настоящие методические указания.
3. Подготовить схемы, чертежи, таблицы для записи и обработки результатов исследования.
4. Ответить на контрольные вопросы.

Порядок проведения работы

1. Подготовить установку к работе, для чего, удерживая рукоятку 7, вывести собачку 11 из зацепления с храповым колесом 10 и, вращая за рукоятку, опустить платформу 1 вниз, почти до касания пола.
2. Опустить собачку, установить на платформу груз 1.

3. С помощью шкал 8, 12 и стрелок 9, 6 заметить первоначальное положение шкивов 2 и 4.

4. Провернуть рукоятку 7 на один оборот ($\gamma_1 = 360^\circ$). Определить на какой угол γ_2 повернулась стрелка 9, результат занести в таблицу 7.1.

5. Опыты провести с различными грузами (вплоть до буксования ведущего шкива).

Обработка результатов опытов

1. Определить по формуле (7.14) $\varphi = \frac{F_t}{2F_0}$ коэффициенты тяги

для всех грузов, результаты внести в таблицу 7.1.

2. Коэффициенты упругого скольжения в лабораторной работе удобнее находить по зависимости $\varepsilon = 1 - \gamma_2/\gamma_1$, где $\gamma_1 = 360^\circ$; γ_2 – угол поворота ведомого шкива.

3. Построить график зависимости ε от f (рисунок 7.2).

Таблица 7.1 – Опытные значения исследуемых величин и результаты вычислений

Вес груза с платформой F_0 , Н											
Угол поворота ведомого шкива γ_2 , град											
Среднее значение γ_2											
Коэффициент скольжения ε , %											
Коэффициент тяги φ											

Контрольные вопросы

1. Приведите классификацию ременных передач в зависимости от вида передачи и формы поперечного сечения ремня.

2. Как определяются кинематические и геометрические параметры ременной передачи:

i – передаточное отношение; v – окружная скорость, α – угол обхвата меньшего шкива, β – угла между ветвями шкива, L – расчетной длины ремня.

3. Как связаны между собой усилия предварительного натяжения F_0 , усилия ведущей F_1 и ведомой F_2 в ветвях, окружная сила?

4. Какие наибольшие суммарные напряжения возникают в ременной передаче? Где они возникают?

5. Запишите формулу для определения коэффициента упругого скольжения ε и коэффициента тяги φ .

6. Каковы цель построения кривых скольжения и как определяются допускаемые полезные напряжения

7. Запишите формулу для нахождения равнодействующей нагрузки на вал от сил F_1 и F_2 .

Лабораторная работа № 8

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: изучить конструкции и освоить методику подбора и определения долговечности подшипников качения.

Теоретическое обоснование

Подшипники качения (рисунок 8.1) представляют собой готовый узел, основными элементами которого являются тела качения — шарики 3 или ролики, установленные между кольцами 1 и 2 и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга сепаратором 4. При работе подшипника тела качения катятся по желобам колец – дорожкам качения. Одно из колец подшипника (как правило, наружное) в большинстве случаев неподвижно. Случай вращения внутреннего кольца подшипника является более благоприятным, так как число циклов нагружения при этом в два с лишним раза меньше по сравнению со случаем вращения наружного кольца. Распределение радиальной нагрузки между телами качения, находящимися в нагруженной зоне (ограниченной дугой не более 180°), неравномерно (рисунок 8.2) вследствие неодинаковых контактных деформаций колец и различных тел качения. На размер зоны нагружения и неравномерность распределения нагрузки оказывают влияние величина радиального зазора в подшипнике и жесткость корпуса.

В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипник применяют без колец (рисунок 8.3), тела качения катятся по дорожкам качения, образованным непосредственно на цапфе и в корпусе (в блоке зубчатых колес). Твердость, точность и шероховатость поверхности дорожек качения должны быть такими же, как у подшипниковых колец.

Подшипники качения стандартизированы и широко распространены во всех отраслях машиностроения. Их изготавливают в больших количествах на крупных специализированных заводах.

Достоинства подшипников качения. 1. Сравнительно малая стоимость вследствие массового производства. 2. Небольшие потери на трение и незначительный нагрев при работе (потери на трение при пуске и при установившемся режиме работы практически одинаковы). 3. Высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машин. 4. Небольшой расход дефицитных цветных металлов при изготовлении и смазочного материала при эксплуатации. 5. Малые осевые размеры, простота монтажа и эксплуатации.

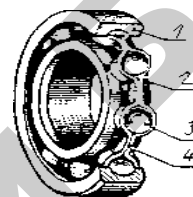


Рисунок 8.1. Шариковый радиальный однорядный подшипник

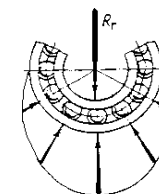


Рисунок 8.2. Схема распределения радиальной нагрузки между телами качения в подшипнике

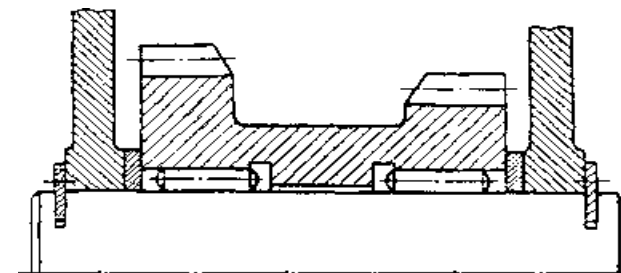


Рисунок 8.3. Блок зубчатых колес на подшипниках с игольчатыми роликами

Недостатки. 1. Большие радиальные размеры. 2. Высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам. 3. Большое сопротивление вращению, шум и низкая долговечность при высоких частотах вращения. 4. Отсутствие разъемных конструкций.

Применение. Подшипники качения являются основным видом опор в машинах (в автомобилях, самолетах, станках и др. В одном автомобиле может быть более 120 типоразмеров подшипников качения).

Классификация и условные обозначения подшипников качения

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

по форме тел качения (рисунок 8.4) — шариковые (*a*) и роликовые, причем последние могут быть с цилиндрическими (*б*), коническими (*в*), бочкообразными (*г*), игольчатыми (*д*) и витыми (*е*) роликами;

по направлению действия воспринимаемой нагрузки — радиальные, радиально-упорные, упорные и упорно-радиальные;

по числу рядов тел качения — однорядные, двухрядные и четырехрядные;

по основным конструктивным признакам — самоустанавливающиеся (например, сферические самоустанавливающиеся при угловом смещении осей вала и отверстия в корпусе) и несамоустанавливающиеся; с цилиндрическим или конусным отверстием внутреннего кольца, сдвоенные и др.

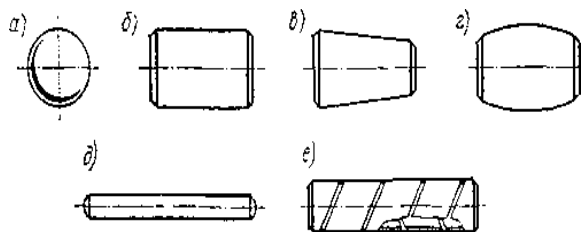


Рисунок 8.4. Тела качения подшипников

Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Например, широко распространенный шариковый радиальный однорядный подшипник успешно применяют для восприятия не только комбинированных (совместно действующих радиальной и осевой нагрузок), но и чисто осевых, а упорно-радиальные подшипники обычно используют только для восприятия осевых нагрузок.

Условное обозначение подшипника наносят на торцы колец. Основное условное обозначение может быть составлено из семи цифр, условно обозначающих внутренний диаметр подшипника, размерную серию, тип, конструктивные особенности и др. Нули,

стоящие левее последней значащей цифры, не проставляют. В этом случае число цифр в условном обозначении меньше семи, например, 7208.

Две первые цифры справа обозначают диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника. Для подшипников с $d = 20 \dots 495$ мм размер внутреннего диаметра определяют умножением указанных двух цифр на 5. Например, подшипник 7208 имеет $d = 40$ мм.

Третья цифра справа обозначает серию диаметров и совместно с седьмой цифрой, обозначающей серию ширин, определяет размерную серию подшипника. В порядке увеличения наружного диаметра подшипника (при одном и том же внутреннем) серии бывают: особо легкая — 1, легкая — 2, средняя — 3, тяжелая — 4 и др. Например, подшипник 7208 — легкой серии диаметров 2.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника

Шариковый радиальный однорядный	0
Шариковый радиальный сферический двухрядный	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный сферический двухрядный	3
Роликовый радиальный игольчатый однорядный	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный однорядный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный	8
Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный	9

Приведенный для примера подшипник 7208 является роликовым коническим.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают отклонение конструкции подшипника от основного типа. Например, подшипник 7208 основной конструкции пятой цифры в обозначении не имеет, а аналогичный подшипник с упорным бортом на наружном кольце имеет обозначение 67208.

Седьмая цифра справа обозначает серию подшипника по ширине. В порядке увеличения ширины подшипника (при одних и тех же наружном и внутреннем диаметрах) серии по ширине бывают: 0, 1, 2, 3 и др.

Кроме цифр основного обозначения слева и справа от него могут быть дополнительные буквенные или цифровые знаки, характеризующие специальные условия изготовления данного подшипника

Класс точности подшипника маркируется цифрой слева через тире от основного обозначения. В порядке повышения классы точности обозначают: 0, 6, 5, 4, 2. Класс точности, обозначаемый цифрой 0 и соответствующий нормальной точности, не проставляют. В общем машиностроении применяются подшипники классов 0 и 6. В изделиях высокой точности или работающих с высокой частотой вращения (шпиндельные узлы скоростных станков, высокооборотные электродвигатели и др.) применяют подшипники классов 5 и 4. Подшипники класса точности 2 используют в гироскопических приборах. В нашем примере подшипник 7208 — класса точности 0.

Кроме указанных выше, имеются дополнительные (более высокие или более низкие) классы точности.

В зависимости от наличия дополнительных требований к уровню вибраций, отклонениям формы и расположения поверхностей качения, моменту трения и др. установлены три категории подшипников: А — повышенные регламентированные нормы; В — регламентированные нормы; С — без дополнительных требований. Знак категории указывают слева от обозначения класса точности.

Возможные знаки справа от основного обозначения: Е — сепаратор выполнен из пластических материалов; Р — детали подшипника из теплопрочных сталей; С — подшипник закрытого типа при заполнении смазочным материалом и др.

Примеры обозначений подшипников: 311 — подшипник шариковый радиальный однорядный, средней серии диаметров 3, серии по ширине 0, с внутренним диаметром $d = 55$ мм, основной конструкции (см. рисунок 8.1), класса точности 0;



6-36209 — подшипник шариковый радиально-упорный однорядный, легкой серии диаметров 2, серии по ширине 0, с внутренним диаметром $d = 45$ мм, с углом контакта $\alpha = 12^\circ$, класса точности 6;

4-12210 — подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами, легкой серии диаметров 2, серии по ширине 0, с внутренним диаметром $d = 50$ мм, с одним бортом на наружном кольце, класса точности 4;

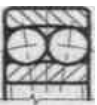

4-3003124Р — подшипник роликовый радиальный сферический двухрядный особо легкой серии диаметров 1, серии по ширине 3, с внутренним диаметром $d = 120$ мм, основной конструкции, класса точности 4, детали подшипника изготовлены из теплостойких сталей.

Основные характеристики и область применения подшипников приведены в таблице 8.1.


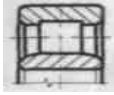


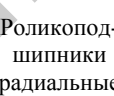



Таблица 8.1 – Характеристика и область применения подшипников


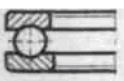
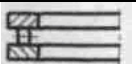
Тип подшипника	ГОСТ	Допустимая радиальная нагрузка	Допустимая осевая нагрузка (в долях от неиспользованной радиальной нагрузки)	Характеристика, область применения
1	2	3	4	5
	ГОСТ 8338–75	1,0	До 0,7 в обе стороны	В основном предназначены, для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать одновременно с радиальной и осевую нагрузку. Угол перекоса внутреннего кольца (вал) по отношению к наружному (корпус) $0,25^\circ \div 0,5^\circ$. Рекомендуются для жестких двухопорных валов, прогиб которых не нарушает нормальной работы подшипника; для валов с малым расстоянием между опорами (отношение расстояния между опорами к диаметру вала меньше 10)
				
				
				
Шарикоподшипники радиальные однорядные	ГОСТ 2893–75	1,4	Для осевых нагрузок не рекомендуется	Применяются в узлах с повышенной радиальной нагрузкой. Применение при осевых нагрузках не рекомендуется
	ГОСТ 2893–75	1,0	До 0,7 в обе стороны	Применяются при необходимости уменьшения продольных габаритов подшипникового узла
	ГОСТ 2893–75	1,0	До 0,7 в обе стороны	Применяются при потребности сокращения ширины опоры и упрощения его конструкции (нет потребности в заплевках корпуса)
Подшипники изготавливаются неразъемными				

Продолжение таблицы 8.1

1	2	3	4	5
	ГОСТ 28428-90	1,0	До 0,2 в обе стороны	В основном предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать одновременно с радиальной и осевую нагрузку. Способность подшипников к самоустанавливанию позволяет им работать при углах перекоса внутреннего кольца (вал) относительно наружного кольца (корпус) до $2^\circ \div 3^\circ$. Рекомендуются для валов, подверженных значительным прогибам; для узлов, где не обеспечена строгая соосность посадочных мест под подшипники (при смонтированных отдельно друг от друга корпусах), при расточке отверстий в корпусах не за один проход. Подшипники с конусным отверстием и на закрепительной втулке применяются для установки на гладких валах без заплечиков, при пониженных требованиях к точности вращения
Шарикоподшипники радиальные двухрядные				
	ГОСТ 2831-75	1,4	До 1,0 в одну сторону	Предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых (в одном направлении) нагрузок. Могут воспринимать чисто осевую нагрузку. Способны работать при повышенном числе оборотов. Подшипники с углом контакта $\beta = 12^\circ$ применяются в узлах с преобладающей радиальной нагрузкой, с углом контакта $\beta = 26^\circ$ – с преобладающей осевой нагрузкой. Сдвоенные подшипники применяются в узлах с большими осевыми нагрузками при больших числах оборотов. Выполняются разъемными и неразъемными. Однорядные подшипники используются в ступицах передних колес автомобилей, в редукторах; сдвоенные – в шпинделях высокоскоростных станков, в червячных редукторах. Рекомендуются для жестких двухопорных валов с незначительным расстоянием между опорами, для узлов, требующих регулирования зазора в подшипниках при их эксплуатации и работающих при повышенных числах оборотов
Шарикоподшипники радиальные однорядные сдвоенные				

Продолжение таблицы 8.1

1	2	3	4	5
	ГОСТ 8328-75	1,7	Не воспринимает	Предназначены для восприятия значительных радиальных нагрузок. В узлах, где действуют осевые нагрузки, применяются только при условии восприятия этих нагрузок подшипником другого типа. Обладают большей грузоподъемностью, чем шариковый радиальный однорядный, при равных габаритных размерах. Типы 2000 и 32000 подшипников – не ограничивают перемещение вала (корпуса). Типы 12000, 42000 и 52000 – ограничивают перемещение только в одном направлении. Типы 92000 и 62000 – ограничивают перемещение в обоих направлениях в пределах осевой иглы подшипника. Перекос внутреннего кольца подшипника (вал) по отношению к наружному (корпус) для всех разновидностей подшипников недопустим. Подшипники с конусным отверстием применяются для установки на валах с конической посадочной шейкой или на гладких валах при помощи конических втулок. Допускают частичную регулировку радиального зазора путем затяжки втулки или самого подшипника на конической шейке вала. Подшипники без внутреннего (наружного) кольца применяются при ограниченных размерах в радиальном направлении. Рекомендуются для жестких (коротких) двухопорных валов. Применяются в шпинделях металлорежущих станков, в барабанах лебедок, опорах редукторов с шевронными колесами
   				
Роликоподшипники радиальные однорядные				
  	ГОСТ 249696-81 ГОСТ 5721-75	0,9	До 0,3 в одну сторону	В основном предназначены для восприятия радиальных нагрузок. Обладают значительно большой грузоподъемностью, чем шариковые двухрядные сферические, при равных с ними габаритах. Могут воспринимать одновременно с радиальной и осевую нагрузку в ту или другую сторону. Способность подшипников к самоустанавливанию позволяет им работать при перекосах внутреннего кольца (вал) относительно наружного кольца (корпус) до $2^\circ \div 3^\circ$. Рекомендуется применять на валах, подверженных значительным прогибам; в узлах, где не обеспечивается соосность посадочных мест при смонтированных отдельно корпусах подшипников,
Роликоподшипники радиальные двухрядные				

1	2	3	4	5
	при расточке в корпусах отверстий не за один проход. Применяются, когда грузоподъемность подшипников других типов недостаточна. Подшипники с коническим отверстием и на закрепительной втулке применяются для установки на валах без запечников, при пониженных требованиях к точности вращения, в узлах, требующих частого монтажа и демонтажа. Применяются в редукторах большой мощности, буксах железнодорожных вагонов, узлах металлургического оборудования			
	ТУ 37.00 6.162 -89	1,9	До 0,7 в одну сторону	Предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых (в I одном направлении) нагрузок. Допускают раздельный монтаж колец, а также осевую регулировку как при установке, так и в процессе эксплуатации. Рекомендуется применять на жестких двухопорных валах. Обычно устанавливается по одному подшипнику в каждой из опор с обратным их расположением. Применяются в редукторах, коробках перемены передач, колесах и задних мостах автомобилей и тракторов, в шпинделях станков
	ГОСТ 7872- 89	Не вос при ни- ма- ет	1,0 в одну сторону	Предназначены для восприятия только осевых нагрузок. Удовлетворительно работают при сравнительно низких оборотах. Для восприятия нагрузки в обоих направлениях служат двойные упорные подшипники
	ГОСТ 23526 -79	Не вос при ни ма- ет	1,6 в одну сторону	
Роликоподшипники радиально-угловые				
Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные				
Роликоподшипники радиальные игольчатые однорядные				

Подбор подшипников качения

Подшипники качения подбирают по диаметру вала и по статической или динамической грузоподъемности. По статической грузоподъемности подбор производится при частоте вращения одного из колец подшипника $n < 1 \text{ мин}^{-1}$. Условие проверки и подбора подшипников:

$$P_0 \leq C_0,$$

где P_0 – эквивалентная статическая нагрузка;

C_0 – базовая статическая грузоподъемность подшипника, значение которой указано в каталогах.

Эквивалентная статическая нагрузка

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \geq F_r, \quad (8.1)$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник;

X_0 и Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок (выбирают по каталогам в зависимости от типа подшипника).

Если $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$, подбор и проверка подшипников осуществляются по динамической грузоподъемности. При $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ расчет выполняют в предположении $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Требуемая динамическая грузоподъемность должна быть

$$C_{\text{тр}} \leq C,$$

где C – паспортная (базовая) динамическая грузоподъемность, которая определяется при 90 % уровне надежности подшипников для обычных условий эксплуатации и применяемых материалов (смазка разбрызгиванием или консистентная и обычные подшипниковые стали).

Требуемая динамическая грузоподъемность определяется по формуле:

$$C_{\text{тр}} = P \sqrt{L / (a_1 a_2)}, \quad (8.2)$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка;

p – показатель степени кривой усталости подшипника ($p = 3$ – для шариковых и $p = 3,333$ – для роликовых подшипников).

L – ресурс подшипника в млн оборотов, связанный с ресурсом L_h в часах или L_s в млн км зависимостями:

$$L = \frac{60nL_h}{10^8}; \quad L = \frac{1000L_s}{\pi D_x}, \quad (8.3)$$

где n – частота вращения одного из колес;

D_x – диаметр ходового колеса транспортного средства, м; a_1 – коэффициент надежности, принимаемый по таблице 8.2; a_2 – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации (таблица 8.3).

Таблица 8.2 – Значение коэффициента надежности a_1

Надежность, %	80	85	90	95	96	97	98	99
a_1	2,0	1,5	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

В таблице 8.3 ν – кинематическая вязкость фактически применяемого в узле масла при температуре эксплуатации узла, $\text{мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$; ν^1 – нормативная кинематическая вязкость масла, минимально необходимая для условий смазки на данной скорости, $\text{мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$.

Значения кинематической вязкости ν масла, т. е. эксплуатационной вязкости, определяют с помощью номограммы (рисунок 8.5). Для определения эксплуатационной вязкости необходимо знать температуру нагрева подшипника и исходную кинематическую вязкость применяемого масла. Например, если в узле подшипник нагревается до 90°C и смазывается маслом И-20А, имеющим при 50°C кинематическую вязкость $21 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$, то кинематическую вязкость при рабочей температуре определяют следующим образом: из точки пересечения линии исходной вязкости $21 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ и температуры 50°C по линии, указанной стрелкой, выходим на линию температуры 90°C и на оси ординат считываем значение эксплуатационной вязкости $\nu = 6,7 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$.

Таблица 8.3 – Значение обобщенного коэффициента a_2

Тип подшипника	Накопированная сталь				
	Значение коэффициента вязкости $x = \nu/\nu^1$				
	0,1-0,2	0,2-0,5	0,5-1	1-2	2-3
Значение коэффициента a_2					
Шариковые радиальные, радиально-упорные	0,1-0,3	0,3-0,7	0,7-1,0	1,0-1,5	1,5-2
Роликоподшипники сферические двухрядные	0,1-0,2	0,2-0,4	0,4-0,7	0,7-1,0	1,0-1,2
Роликоподшипники игольчатые	0,1-0,4	0,4-0,6	0,6-1,0	1,0-1,5	1,5-18
Роликоподшипники упорно-радиальные сферические	0,1-0,2	0,2-0,4	0,4-0,7	0,7-1,0	1,0-1,2
<i>Примечания.</i>					
1. При применении стали электрошлакового переплава и чистой смазке коэффициент a_2 может быть увеличен при $x \geq 2$.					
2. При больших загрязнениях смазки твердыми частицами или плохом доступе смазки a_2 принимают равным 0,1.					

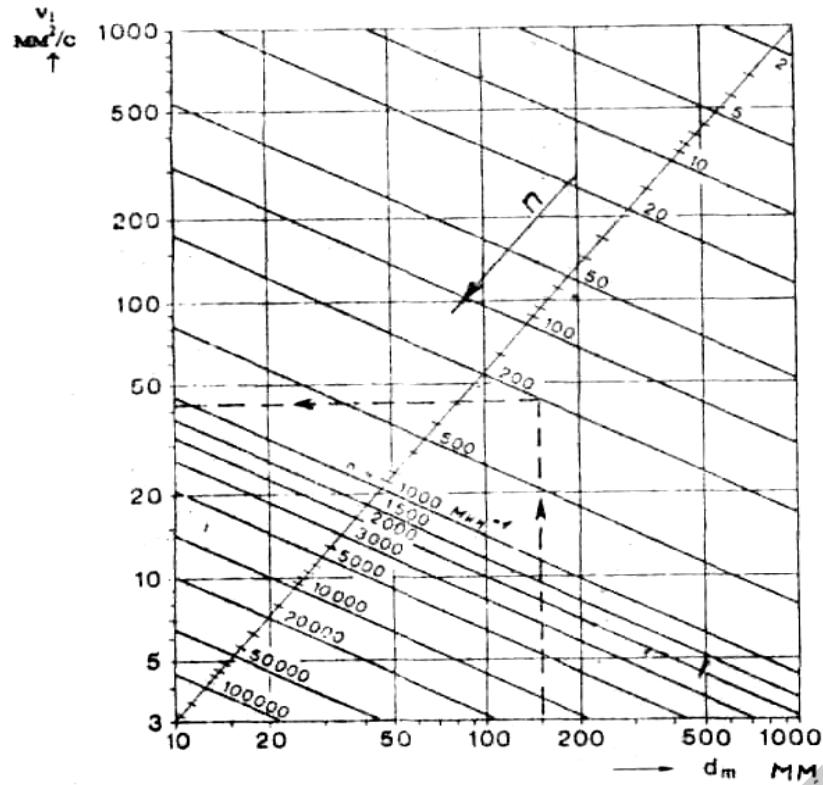


Рисунок 8.5. Номограмма для определения нормативной вязкости v_1

Рекомендуемые значения ресурсов L_h и L_s приведены в таблице 8.3.

Таблица 8.4 – Рекомендуемые значения базового расчетного ресурса для различных типов машин

Типы машины и характер эксплуатации	L_h	L_s
1	2	3
Приборы и механизмы, используемые периодически, сельскохозяйственные машины, бытовые приборы	500-4000	
Механизмы, используемые в течение коротких периодов времени, монтажные краны, строительные машины	4000-8000	

1	2	3
Ответственные механизмы, работающие с перерывами (вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки)	8000-12000	
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой (стационарные электродвигатели, редукторы, дробилки)	12000-20000	
Машины для односменной работы с полной загрузкой (металлорежущие станки, деревообрабатывающие станки, оборудование общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы, сепараторы, центрифуги, полиграфическое оборудование)	20000-30000	
Машины для круглосуточного использования (компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашины, судовые приводы, прокатные станы, текстильные машины)	40000-50000	
Гидроэлектростанции, вращающиеся печи, двигатели морских судов	60000-100000	
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой (оборудование бумагоделательных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, гребные валы морских судов)	100000	
Ступицы легковых автомобилей		0,2-0,3
Ступицы автобусов, промышленных транспортных средств		0,3-0,5
Буксы товарных вагонов		0,8
Буксы пригородных поездов, трамваев		1,5
Буксы пассажирских вагонов		3,0
Буксы локомотивов		3,0-5,0

Определение эквивалентной динамической нагрузки

Эквивалентная динамическая нагрузка P_R для радиальных и радиально-упорных и P_a – для упорных и упорно-радиальных подшипников определяются по зависимостям:

$$P_R = (XVF_R + YF_{a\Sigma})K_B K_T; \quad (8.4)$$

$$P_a = (XF_r + YF_{a\Sigma})K_B K_T, \quad (8.5)$$

где $F_R, F_{a\Sigma}$ – радиальная и суммарная осевая нагрузки, действующие на подшипник; X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок указываются в каталоге на подшипник (см. таблицы 8.5–8.8); V – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного $V = 1, 2$); K_B – коэффициент безопасности (нагружения), учитывающий характер внешней нагрузки (таблица 8.9); K_T – температурный коэффициент (таблица 8.10).

В таблицах 8.5–8.8 – параметр осевой нагрузки, пропорциональный углу контакта α тела качения и кольца подшипника. Для шариковых подшипников угол α изменяется при изменении осевой силы, действующей на подшипник, поэтому изменяется и параметр e . Для роликовых подшипников α не изменяется, поэтому $e = \text{const}$.

При небольших углах давления осевая нагрузка не оказывает отрицательного влияния на долговечность однорядных радиальных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников. В этом случае при определении эквивалентной динамической нагрузки осевой нагрузкой пренебрегают, т.е. принимают $X = 1; Y = 0$.

Для значений $\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R} > e$, X и Y находят по таблицам 8.5–8.8.

Таблица 8.5 – Коэффициенты X и Y для радиально-упорных подшипников (по ГОСТ 18855–78)

Угол контакта	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{iF_a}{C_0}$	Однорядные		Двухрядные				e
			$F_a / vF_R > e$		$F_a / vF_R \leq e$		$F_a / vF_R > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
1	2	2	4	5	6	7	8	9	10

Продолжение таблицы 8.5

1	2	2	4	5	6	7	8	9	10
0	0,014 0,028 0,056 0,110 0,17 0,28 0,42 0,56	-	0,56	2,30 2,09 1,71 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	1	0	0,56	2,30 1,99 1,71 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	0,19 0,22 0,26 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44
5	-	0,014 0,028 0,056 0,085 0,11 0,17 0,28 0,42 0,56	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,51 1,04 1,00	1	2,78 2,40 2,07 1,87 1,75 1,58 1,39 1,26 1,21	0,78	3,74 3,23 2,78 2,52 2,36 2,19 1,78 1,69 1,63	0,22 0,26 0,30 0,34 0,36 0,40 0,45 0,50 0,52
10	-	0,014 0,029 0,057 0,086 0,11 0,17 0,29 0,43 0,57	0,46	1,88 1,71 1,52 1,41 1,34 1,23 1,10 1,01 1,00	1	2,18 1,98 1,76 1,63 1,55 1,42 1,27 1,17 1,16	0,75	3,06 2,78 2,47 2,29 2,18 2,00 1,79 1,64 1,63	0,29 0,32 0,36 0,38 0,40 0,44 0,49 0,54 0,54
12	-	0,014 0,029 0,057 0,086 0,11 0,17 0,29 0,43	0,45	1,81 1,62 1,46 1,34 1,22 1,13 1,04 1,01	1	2,08 1,84 1,69 1,52 1,39 1,30 1,20 1,12	0,74	2,94 2,63 2,37 2,18 1,98 1,84 1,69 1,63	0,30 0,35 0,37 0,41 0,45 0,48 0,52 0,56

Окончание таблицы 8.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
15	-	0,015 0,029 0,058 0,087 0,12 0,17 0,29 0,44 0,58	0,44	1,47 1,40 1,30 1,23 1,19 1,12 1,02 1,00 1,00	1	1,65 1,57 1,46 1,38 1,34 1,26 1,14 1,12 1,12	0,72	2,39 2,28 2,11 2,00 1,93 1,82 1,66 1,63 1,63	0,38 0,40 0,43 0,46 0,47 0,50 0,55 0,56 0,56		
	18,1920 24,25,26 20- 35,36 40	-		0,43 0,41 0,39 0,37 0,35		1,0 0,87 0,76 0,66 0,57		1,09 0,92 0,78 0,66 0,55	0,70 0,67 0,63 0,60 0,57	1,68 1,41 1,24 1,07 0,98	0,57 0,68 0,80 0,95 1,14

Таблица 8.6 – Коэффициенты X и Y для радиально-упорных роликовых подшипников (по ГОСТ 18855–78)

$\frac{F_a}{VF_R} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_R} > e$		e
X	Y	X	Y	
1	Подшипники однорядные 0 0,4		0,4 ctga	1,5 ctga
1	Подшипники двухрядные 0,45 0,67		0,67 ctga	1,5 ctga

Таблица 8.7 – Коэффициенты X и Y для упорно-радиальных шариковых подшипников

Угол контакта	Одinarные подшипники		Двойные подшипники				e
	$F_a/F_R > e$		$F_a/F_R \leq e$		$F_a/F_R > e$		
	X	Y	X	Y	X	Y	
45	0,66		1,18	0,59	0,66		1,25
60	0,92		1,90	0,54	0,92		2,17
75	1,66		3,89	0,52	1,66		4,67

Таблица 8.8 – Коэффициенты X и Y для упорно-радиальных роликовых подшипников

Одinarные подшипники		Двойные подшипники				e
$F_a/F_R > e$		$F_a/F_R \leq e$		$F_a/F_R > e$		
X	Y	X	Y	X	Y	
tgα	1	1,5tgα	0,67	tgα	1	1,5tgα

Таблица 8.9 – Значение коэффициента безопасности K_Б в зависимости от вида нагружения и области применения подшипников

Вид нагружения	K _Б	Область применения
1	2	3
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,0-1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Механизмы подъема кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности. Легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 15 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,2-1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы передвижения крановых тележек. Механизмы поворота, кранов, а также изменения вылета стрелы. Шпиндели шлифовальных станков. Электршпиндели. Колеса легковых автомобилей, автобусов, мотоциклов, мотороллеров. Сельскохозяйственные машины
То же, в условиях повышенной надежности	1,5-1,8	Центрифуги и сепараторы. Буксы и тяговые двигатели электровозов. Механизмы передвижения кранов. Колеса грузовых машин, тракторов, тягачей, локомотивов, кранов и дорожных машин. Мощные электрические машины. Энергетическое оборудование

Окончание таблицы 8.9

1	2	3
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,8-2,5	Зубчатые колеса. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Шаровые и ударные мельницы, балки прокатных станов
Нагрузки с сильными ударами и кратковременные перегрузки до 300 % номинальной (расчетной) нагрузки	2,5-3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Холодильное оборудование. Рабочие роликовые конвейеры крупносортовых станов, блюмингов и слябингов. Молотковые мельницы, дробилки

Таблица 8.10 – Значение температурного коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °C	≤100	125	150	175	200	250	300
Температурный коэффициент K_T	1	1,05	1,1	1,17	1,25	1,40	1,67

Определение суммарной осевой нагрузки $F_{a\Sigma}$, действующей на подшипник

В радиальных подшипниках при действии радиальной нагрузки угол контакта $\alpha = 0$, поэтому сила давления кольца на тело качения совпадает с радиальной нагрузкой (рисунок 8.6, а).

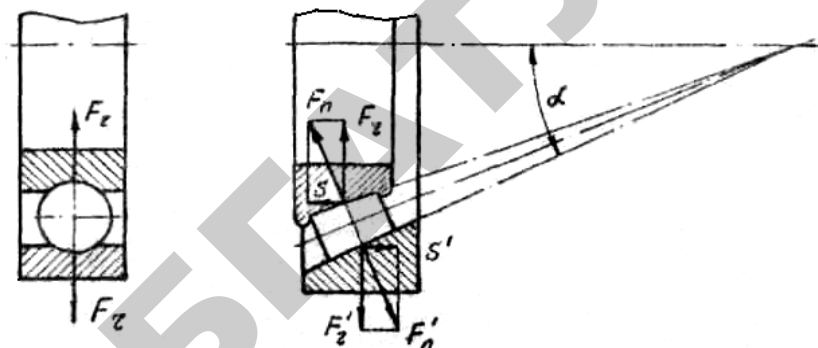


Рисунок 8.6. Схема действия радиальной силы на подшипник

В радиально-упорных подшипниках угол $\alpha > 0$ и сила давления направлена под углом к радиальной силе (рисунок 8.6, б). Внутри подшипника появились внутренние осевые силы S и S^1 , равные по величине и противоположные по направлению. Сила S действует на внутреннее кольцо, следовательно, и на вал, S^1 – на наружное кольцо. Значение силы:

$$S = eFr. \quad (8.6)$$

Для шариковых радиально-упорных подшипников:

$$S = 0,83eFr. \quad (8.7)$$

Таким образом, при установке вала на радиально-упорные подшипники на него, помимо внешних осевых сил от установленных деталей, действуют внутренние реакции S от подшипников.

В общем случае внешние осевые силы, действующие на вал от установленных деталей, могут быть заменены результирующим вектором F_a . Тогда на вал будут действовать три силы: F_a , S_1 – от первого, S_2 – от второго подшипников. Если алгебраическая сумма этих сил не равна 0, вал будет стремиться сместиться в осевом направлении. Один из подшипников будет удерживать вал от смещения. Этот подшипник называется удерживающим.

Для удерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ будет равна алгебраической сумме F_a и внутренней реакции S второго подшипника.

Для второго неудерживающего подшипника суммарная осевая сила $F_{a\Sigma}$ равна по величине его внутренней реакции S .

Пример 1. Вал нагружен осевыми силами, как показано на рисунке 8.7; подшипники установлены «врасстяжку».

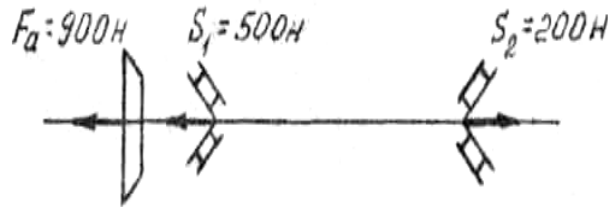


Рисунок 8.7. Схема нагружения вала осевыми силами

Вал стремится сместиться влево, так как результирующий вектор a направлен влево. Удерживать его от смещения будет правый подшипник. Для удерживающего подшипника

$$F_{a\Sigma} = F_a + S_1 = 900 + 500 = 1400 \text{ Н.}$$

Для неудерживающего подшипника $F_{a\Sigma} = F_a + S_1 = 500 \text{ Н.}$

Пример 2. Для вала установим подшипники «враспор». Схема нагружения вала показана на рисунке 8.8.

Вал стремится сместиться влево. Удерживать вал от смещения будет левый подшипник, для которого

$$F_{a\Sigma} = F_a + S_2 = 900 + 200 = 1100 \text{ Н.}$$

Для правого неудерживающего подшипника

$$F_{a\Sigma} = S_2 = 200 \text{ Н.}$$

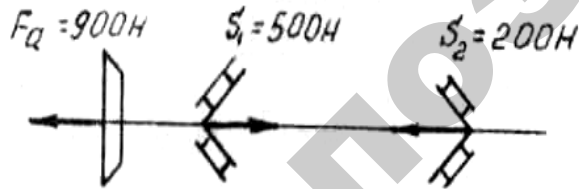


Рисунок 8.8. Схема нагружения вала осевыми силами

Определение ресурса (долговечности) подшипников

Если в зависимость (8.2) вместо требуемой динамической грузоподъемности C_{TP} , подставить паспортную (базовую) C , можно определить ресурс подшипника в млн оборотов:

$$L = a_1 a_2 \left(\frac{C}{P} \right)^p. \quad (8.8)$$

Ресурс в часах

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}, \quad (8.9)$$

или млн км пробега

$$L_s = \frac{\pi D_x L}{1000}. \quad (8.10)$$

Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Подшипники качения» по литературе [7] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить необходимые таблицы, схемы, а также комплект различных подшипников.
4. Ответить на контрольные вопросы.

Порядок проведения лабораторной работы

1. Преподаватель предлагает студенту для изучения конструкции набор различных подшипников. Из этого набора необходимо заэскизировать и занести в протокол обозначения и основные параметры (D , d , B , T , C , C_0 , таблица 8.11) следующих подшипников: радиальный однорядный шариковый, радиальный двухрядный шариковый (сферический), однорядный роликовый с короткими ци-

линдрическими роликами, радиально-упорный роликовый и упорный шариковый.

2. Размеры подшипников определяются измерением, а грузо-подъемности C и C_0 находятся по справочной литературе.

3. Подобрать (рассчитать) подшипники для тихоходного вала червячного редуктора по исходным данным, представленным в таблице 8.11. Номер варианта указывает преподаватель.

Расчет производится в следующей последовательности:

– определить суммарные радиальные F_{r1} и F_{r2} , силы, действующие на левый и правый подшипники. Если вал установлен на шариковых подшипниках, определяется отношение $\frac{F_a}{VF_r}$,

где F_a – осевая сила, действующая на вал;

– определить параметры осевого нагружения e подшипников (по данным таблиц 8.5–8.8);

– по зависимостям (8.6) или (8.7) определить внутренние реакции S подшипников;

– составить расчетную схему нагружения вала силами, действующими на вал в осевом направлении;

– определить суммарные осевые силы $F_{\Sigma a}$, действующие на подшипники;

– по таблицам 8.5–8.8 найти коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок подшипников;

– по таблицам 8.9 и 8.10 определить коэффициенты безопасности K_B и температурный K_T ;

– по зависимости (8.4) определить эквивалентную динамическую нагрузку подшипников;

– определить ресурс L (зависимость 8.8) и L_h (зависимость 8.9) левого и правого подшипников, коэффициенты a_1 и a_2 принимаются равными единице;

– произвести сравнение ресурса подшипников L с заданным ресурсом L_H передачи и сделать заключение о пригодности подшипников.

Отдельные показатели для некоторых подшипников приведены в таблице 8.12, а данные расчетов по подбору подшипников должны быть представлены в табличной форме (таблица 8.13).

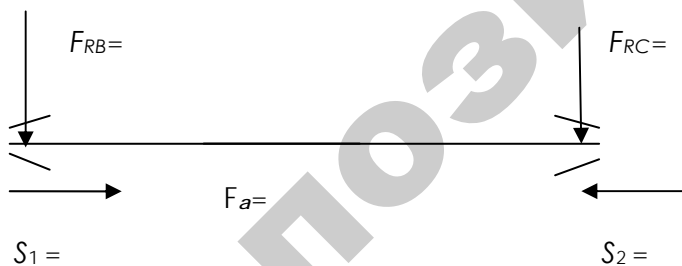
Таблица 8.11 – Исходные данные для расчета подшипников

Номер вариант	d , мм	n , мин ⁻¹	L_h , тыс.ч	F_a , Н	R_{By} , Н	R_{Bz} , Н	R_{Cy} , Н	R_{Cz} , Н
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	30	80	5	290	85	540	490	540
2	35	60	6	460	135	855	780	855
3	40	70	7	685	200	1280	1170	1280
4	45	65	8	975	290	1820	1660	1820
5	50	80	9	1340	395	2500	2280	2500
6	55	50	10	1780	525	3325	3035	3325
7	60	60	11	2315	685	4320	3940	4320
8	40	40	12	685	200	1280	1170	1280
9	45	80	13	975	290	1820	1660	1820
10	50	60	14	1340	395	2500	2280	2500
11	55	65	6	1780	525	3325	3035	3325
12	60	70	7	2315	685	4320	3940	4320
13	45	100	8	975	290	1820	1660	1820
14	50	110	9	1340	395	2500	2280	2500
15	55	120	10	1780	525	3325	3035	3325
16	60	140	5	2315	685	4320	3940	4320
17	40	160	6	685	200	1280	1170	1280
18	45	180	7	975	290	1820	1660	1820
19	50	80	8	1340	395	2500	2280	2500
20	55	90	9	1780	525	3325	2035	3325
21	60	100	6	2315	685	4320	3940	4320
22	40	110	7	685	200	1280	1170	1280
23	45	120	8	975	290	1820	1660	1820
24	50	90	9	1340	395	2500	2280	2500
25	55	100	10	1780	525	3325	2035	3325
26	60	110	8	2315	685	4320	3940	4320
27	45	120	7	975	290	1820	1660	1820
28	50	100	6	1340	395	2500	2280	2500
29	55	110	5	1780	525	3325	2035	3825
30	60	120	7	2315	685	4320	3940	4320

Таблица 8.12 – Показатели некоторых подшипников качения

Эскизы					
Показатели					
Условное обозначение подшипника	104	1203	36106	7202	8100
Внутренний диаметр, мм	20	17	30	15	10
Наружный диаметр, мм	42	40	55	35	24
Динамическая грузоподъемность, кН	7,22	6,013	10,79	8,613	6,455
Статическая грузоподъемность, кН	4,45	2,423	6,887	6,023	11,085

Схема к расчету подшипников номер... вала червяка редуктора РЧ.



Внутренний диаметр	Наружный диаметр	Ширина внутреннего	Ширина подшипника, мм	Динамическая грузоподъемность, Н	Угол давления, градусы	Срок службы, час	Частота вращения, об/мин	Реакции левой опоры, Н	Реакции правой опоры, Н	Осевая сила от внешних усилий на вал, Н	Коэффициент вращения	Коэффициент безопасности	Коэффициент температурный		
d	D	B	T	C	α	L_h	n	R_{BY}	R_{BZ}	R_{CY}	R_{CZ}	F_a	V	K_o	K_T

Таблица 8.13 – Расчетные данные подбора подшипников

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула	Численные значения параметров расчетной формулы	Результат Подсчета
1	2	3	4	5
Параметр осевого нагружения: левого подшипника	e_1	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$		
правого подшипника	e_2	$1,5 \operatorname{tg} \alpha$		

Продолжение таблицы 8.13

1	2	3	4	5
Суммарная радиальная реакция, Н: левого подшипника правого подшипника	F_{RB} F_{Rc}	$\sqrt{R^2_{BY} + R^2_{BZ}}$ $\sqrt{R^2_{CY} + R^2_{CZ}}$		
Дополнительные осевые усилия, Н: левого подшипника правого подшипника	S_B S_c			
Расчетная осевая нагрузка, Н: левого подшипника правого подшипника	$F_{a\Sigma B}$ $F_{a\Sigma c}$			
Отношение $F_0/(VF_2)$: левого подшипника правого подшипника		$F_{a\Sigma B} / (V \cdot F_{RB})$ $F_{a\Sigma c} / (V \cdot F_{Rc})$		
Коэффициент радиальной нагрузки: левого подшипника правого подшипника	X_1 X_2			
Коэффициент осевой нагрузки: левого подшипника правого подшипника	Y_1 Y_2	$0,4 \cdot ctg\alpha$ $0,4 \cdot ctg\alpha$		
Приведенная нагрузка, Н левого подшипника правого подшипника	P_1 P_2	$(X_1 V F_{RB} + Y_1 \cdot F_{a\Sigma B}) K_6 K_T$ $(X_2 V F_{RB} + Y_2 \cdot F_{a\Sigma c}) K_6 K_T$		

Окончание таблицы 8.13

2	3	4	5	6
Номинальная долговечность, час: левого подшипника правого подшипника	L_{h1} L_{h2}	$\left(\frac{C}{P_1}\right)^p \frac{10^6}{60 n}$ $\left(\frac{C}{P_2}\right)^p \frac{10^6}{60 n}$		

На основании данных таблицы 8.13 делается вывод о сроках службы принятых подшипников качения.

Контрольные вопросы

1. Каков порядок обозначения подшипников?
2. Расшифруйте обозначения подшипников: 1205, 206, 180207, 2304, 3208, 4306, 5103, 6205, 7306, 8205, 9106.
3. Что такое статическая и динамическая грузоподъемности подшипников?
4. Объясните порядок подбора подшипников по статической грузоподъемности.
5. Объясните порядок подбора подшипников по динамической грузоподъемности.
6. Как определяется эквивалентная статическая P_0 и динамическая P нагрузки?
7. В каких подшипниках и почему возникают дополнительные внутренние осевые силы S ? Как они определяются?
8. Как определяется суммарная осевая сила, действующая на подшипник?
9. Как определяется требуемая динамическая грузоподъемность подшипника?
10. Как при подборе подшипников учитывается требуемая надежность их работы, условия эксплуатации и качество металла, из которого они изготовлены?

1. *Решетов, Д. Н.* Детали машин: учеб. для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – Москва: Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. *Иванов, М. Н.* Детали машин: учеб. для студентов втузов / М. Р. Иванов. – М.: Высшая школа, 2000. – 383 с.
3. *Скойбеда, А. Т.* Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – 2-е изд., перераб. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.
4. *Иосилевич, Г. Б.* Детали машин: учеб. для студентов машиностроительных специальностей вузов / Г. Б. Иосилевич. – Москва: Машиностроение, 1988. – 368 с.
5. *Гузенков, П. Г.* Детали машин: учеб. для вузов/ П. Г. Гузенков. – М. : Высшая школа, 1986. – 359 с.
6. Детали машин в примерах и задачах: учеб. пособие/ под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – Минск: Вышэйшая школа, 1981. – 482 с.
7. *Дунаев, П. Ф.* Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Высшая школа, 2000. – 447 с.
8. *Мягков, В. Д.* Допуски и посадки. В 2 ч. Ч. 1 / В. Д. Мягков [и др.]. – Ленинград: Машиностроение, 1982. – 543 с.
9. *Мягков, В. Д.* Допуски и посадки. В 2 ч. Ч. 2 / В. Д. Мягков [и др.]. – Ленинград: Машиностроение, 1983. – 446 с.
10. Проектирование механических передач: учеб. пособие для втузов / С. А. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

Учебное издание

ДЕТАЛИ МАШИН
И ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ
МЕХАНИЗМЫ

Практикум

Составители:

Агейчик Валерий Александрович,

Примаков Николай Станиславович,

Кононович Иван Никитич и др.

Ответственный за выпуск *В. И. Основин*

Редактор *Н. А. Антипович*

Компьютерная верстка *А. И. Стебуля*

Подписано в печать 13.09.2010 г. Формат 60×84¹/₁₆.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 6,97. Уч.-изд. л. 5,45. Тираж 300 экз. Заказ 709.

Издатель и полиграфическое исполнение: учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».

ЛИ № 02330/0552841 от 14.04.2010.

ЛП № 02330/0552743 от 02.02.2010.

Пр. Независимости, 99–2, 220023, Минск.