

Министерство образования и науки Российской Федерации  
НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

---

# ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Учебно-методическое пособие для студентов по дисциплинам  
«Прикладная механика» и «Механика»

НОВОСИБИРСК  
2017

УДК 621.8(075.8)  
Д 38

Коллектив авторов:

д-р техн. наук, проф. *В.П. Гилета*,  
ст. преподаватель *Ю.В. Ванаг*,  
канд. техн. наук, доц. *В.И. Капустин*,  
канд. техн. наук, доц. *А.В. Кириллов*,  
канд. техн. наук, доц. *Ю.С. Поляков*,  
канд. техн. наук, доц. *Н.А. Чусовитин*

Рецензенты:

канд. техн. наук, доц. *Б.В. Юдин*  
канд. физ.-мат. наук, доц. *А.И. Родионов*

Работа подготовлена на кафедре проектирования технологических машин и утверждена Редакционно-издательским советом университета в качестве учебно-методического пособия для студентов по дисциплинам «Прикладная механика» и «Механика»

Д 38      **Детали машин и основы конструирования:** учеб.-метод. пособие / коллектив авторов. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2017. – 111 с.

ISBN 978-5-7782-3158-0

Приведенные материалы систематизированы, содержат теоретическое обоснование, описание лабораторных установок, порядок оформления работ, а также контрольные вопросы. Практикум поможет студентам в изучении важнейших разделов: «Детали машин» и «Основы конструирования», а также при выполнении расчетно-графических и курсовых работ.

Пособие рекомендовано студентам МТФ, ФЛА, ФЭН, ЭМФ и ИДО для использования в учебном процессе.

УДК 621.8(075.8)

ISBN 978-5-7782-3158-0

© Коллектив авторов, 2017  
© Новосибирский государственный  
технический университет, 2017

## ВВЕДЕНИЕ

Курсы «Детали машин» и «Основы конструирования машин» являются научной основой проектирования и исследования механизмов и машин, одной из основных дисциплин, обеспечивающих общепрофессиональную подготовку студентов механических направлений и специальностей.

В настоящее время издано достаточно учебников и учебных пособий, в которых изложены методы расчета и проектирования наиболее распространенных деталей машин. Эти учебники обеспечивают теоретическую подготовку студентов, отвечающую современным требованиям, однако слабым местом остается применение полученных знаний на практике.

Практическая подготовка студентов ведется главным образом на практических занятиях и при выполнении лабораторных работ.

Лабораторный практикум по курсам «Детали машин» и «Основы конструирования машин» закрепляет теоретические знания, прививает практические навыки проведения исследовательских работ, способствует пониманию сути физических процессов и явлений, происходящих в деталях и машинах. Цель проводимых работ состоит в том, чтобы научить студентов следующему: использовать основные методы проведения исследований, измерений и испытаний машин и механизмов; оформлять техническую документацию на проведенную работу; обрабатывать результаты исследования; анализировать получаемые результаты и делать по ним заключения и выводы.

Успех проведения каждой лабораторной работы зависит от того, насколько студент теоретически подготовлен. Перед выполнением лабораторной работы нужно изучить соответствующий учебный материал, выполнить необходимые расчеты, подготовить таблицы для записи результатов исследования. Все подготовленные материалы студент обязан представить до начала выполнения лабораторной работы.

Предлагаемый лабораторный практикум предоставляет широкие возможности для использования вычислительной техники.

## ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Отчет по лабораторной работе должен оформляться на стандартных листах бумаги 11 формата (210 × 297 мм).

Первым листом отчета является титульный лист, который оформляется по образцу (рис. 0.1).

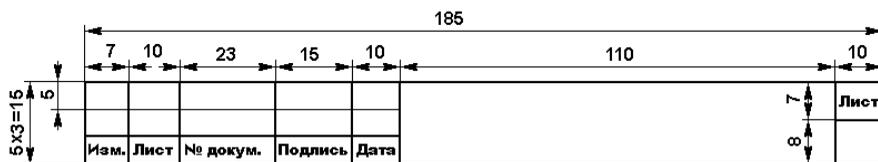
<p>Министерство образования и науки Российской Федерации Федеральное государственное бюджетное учреждение высшего образования <b>НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ</b></p> <hr/> <p>Кафедра проектирования технологических машин</p> <p style="text-align: center;"><b>О Т Ч Е Т</b> По лабораторной работе № _____ (название работы)</p> <p>Бригада № _____ Факультет _____ Группа _____ Студенты _____ (ФИО)</p> <p>Преподаватель _____ (ФИО)</p> <p style="text-align: center;">НОВОСИБИРСК 2017 г.</p>
--

*Рис. 0.1*

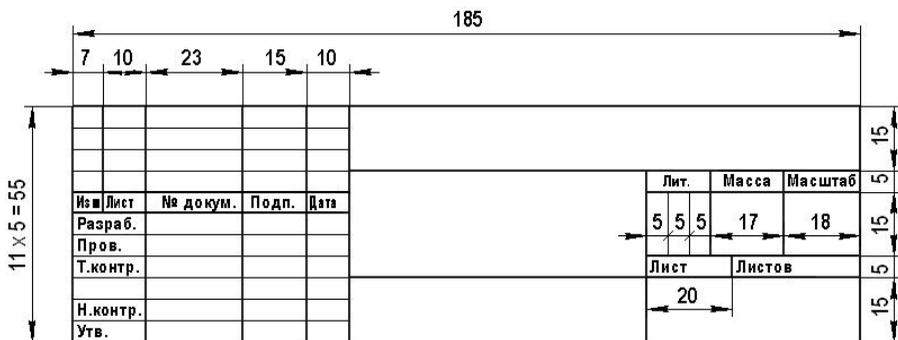
Лист текстовой части после титульного выполняется согласно форме 2 (рис. 0.2), остальные – по форме 2а (рис. 0.2). Основные надписи для чертежей выполнять по форме 2б (рис. 0.2).



Форма 2



Форма 2а



Форма 2б

Рис. 0.2

## **Содержание и общие требования к отчету**

Отчет должен содержать и освещать следующие разделы: название работы, инструменты, приборы и оборудование, применяемые в работе; описание эксперимента; необходимые схемы и рисунки; расчетные данные таблицы с результатами эксперимента; выводы и заключение по работе.

Отчет набирается на компьютере или пишется от руки. Цвет текста и формул – черный, синий или фиолетовый.

При выполнении чертежей (эскизов) или таблиц, вкладываемых в отчет, допускается применение формата А4.

### **Общие требования к тексту**

Разделы отчета нумеруются арабскими цифрами. Номер и название раздела отделяется точкой. Название раздела пишется прописными буквами посередине страницы. Переносы в названии разделов не допускаются.

Разделы могут делиться на подразделы. Подразделы нумеруются арабскими цифрами в пределах раздела. Номер и название подраздела пишется строчными буквами (кроме первой прописной) в следующем порядке: номер раздела, точка, номер подраздела, точка, название подраздела.

Страницы отчета нумеруются по всему тексту, включая титульный лист, иллюстрации и приложения.

Отчет должен быть написан ясно и четко. Сокращения слов следует избегать.

Формулы, приводимые в отчете, сначала должны быть записаны в общем виде с последующей расшифровкой всех символов, а затем – с подставленными цифровыми значениями входящих в них величин и указанием результатов расчета.

### **Иллюстрации**

Схемы, чертежи и эскизы должны выполняться в соответствии с правилами ЕСКД.

На графиках, содержащих опытные кривые, обязательно указывать точки, непосредственно полученные из опыта.

Графики должны иметь размерную сетку. На осях должны быть сделаны надписи и обозначения величин с указанием размерностей, которые на них откладываются.

Допускается построение нескольких графиков на одной сетке. В этом случае на сетку наносятся шкалы соответствующих величин, а кривые обозначаются принятыми для них символами.

Все иллюстрации именуются рисунками и нумеруются в пределах раздела. Под рисунком обязательно подпись.

## Таблицы

Образец оформления цифровых данных приведен в табл. 1.1.  
Высота строк таблиц – не менее 8 мм.

## Формулы

Оформление расчетов проводится в следующей последовательности. Перед результатом расчета приводится формула, под которой дается расшифровка символов с указанием размерности. Далее в формулу подставляют численные значения символов, проставленные в последовательности, соответствующей приведенной в формуле. Результаты расчетов должны быть указаны в размерном виде. Как правило, расчеты выполняются с точностью:  $10^{-2}$  (два знака после запятой).

### Пример

Для многократных вычислений достаточно записать формулу с пояснениями и привести пример одного вычисления, результаты остальных вычислений свести в таблицу:

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

где  $\omega$  – угловая скорость,  $\text{с}^{-1}$ ;  $n$  – частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ , тогда

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,67 \text{ с}^{-1}.$$

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ И КПД ВИНТОВОЙ ПАРЫ

### Цель работы

1. Изучить основные параметры и типы резьб, их достоинства и недостатки, области применения.
2. Определить приведенные коэффициенты трения в резьбе  $f_p$ , коэффициент трения на торце гайки  $f_T$  и коэффициент полезного действия  $\eta$  винтовой пары для разных типов резьб.

### Основные сведения

Соединения деталей с помощью резьбы широко распространены в технике. Основными крепежными деталями резьбовых соединений являются болты, шпильки и гайки.

### Классификация резьб

**По назначению** резьбы делятся на крепежные, крепежно-уплотняющие и резьбы винтовых механизмов (ходовые резьбы) для передачи движения.

К *крепежным* резьбам относят: метрическую, дюймовую и специальную (часовую). *Крепежная* резьба должна обладать высокой прочностью и большим трением, предохраняющим крепежные детали от самоотвинчивания.

*Крепежно-уплотняющие* резьбы используют для соединения деталей, а также для создания герметичности. К ним относятся резьбы: трубная цилиндрическая, трубная коническая, коническая дюймовая и

круглая. К *ходовым* резьбам в передаче винт–гайка относятся: прямоугольная, трапецидальная, упорная. Ходовые резьбы должны быть с малым трением, чтобы повысить КПД и уменьшить износ.

**По форме основной поверхности:** резьбы бывают цилиндрические и конические.

**По расположению** на поверхности детали: наружные и внутренние резьбы.

**По форме профиля** резьбы могут быть: треугольные, прямоугольные, трапецидальные, круглые и специальные.

**По направлению винтовой линии** различают резьбу правую (нитка резьбы нарезается по часовой стрелке) и левую (нитка резьбы нарезается против часовой стрелки).

**По числу заходов** – однозаходные и многозаходные. Число заходов резьбы определяется с торца винта по числу сбегающих витков. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяются преимущественно в винтовых механизмах.

**По величине шага** различают резьбы с крупным и мелким шагом и специальные.

**По единицам измерения** резьбы бывают метрические и дюймовые (1 дюйм = 25,4 мм).

Основными достоинствами резьбовых соединений, обусловившими их широкое применение в машиностроении, являются: высокая несущая способность и надежность; удобство сборки и разборки; относительно низкая стоимость.

Основные недостатки резьбовых соединений – значительное количество концентраторов напряжений на поверхностях резьбовых деталей.

### **Основные геометрические параметры резьб**

Резьба характеризуется следующими основными параметрами (рис. 1.1, а):

$d$  – наружный диаметр резьбы;

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы;

$d_2$  – средний диаметр резьбы (диаметр воображаемого цилиндра, поверхность которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина витка равна ширине впадины);

$H_1$  – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются витки болта и гайки;

$P$  – шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков);

$P_1$  – ход резьбы (величина поступательного перемещения гайки за один оборот). Так, для однозаходной резьбы  $P_1 = P$ , а для многозаходных резьб  $P_1 = nP$ , где  $n$  – число заходов);

$\alpha$  – угол профиля;

$\beta$  – угол подъема резьбы (угол, образованный касательной к винтовой линии в точке на среднем диаметре резьбы и плоскостью, перпендикулярной к оси резьбы), рис. 1.1, б:

$$\operatorname{tg} \beta = P_1 / (\pi d_2).$$

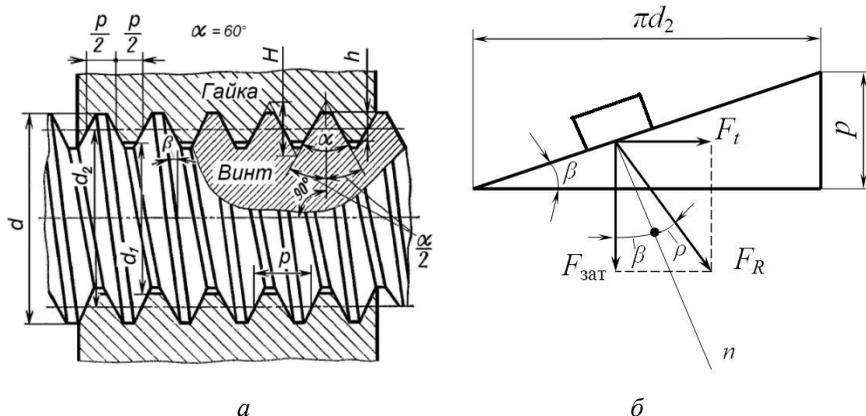


Рис. 1.1

## Типы резьб и области их применения

**Метрическая резьба** (рис. 1.2, а) является крепежной, имеет треугольный профиль  $\alpha = 60^\circ$  и бывает с крупным и мелким шагом. Метрические резьбы с мелким шагом по сравнению с резьбой с крупным шагом при одном и том же наружном диаметре обеспечивают большую прочность (глубина канавок меньше и поэтому внутренний диа-

метр резьбы больше) и надежность от самоотвинчивания (шаг резьбы, а следовательно, и угол подъема резьбы меньше). Поэтому метрические резьбы с мелкими шагами применяют при изготовлении тонкостенных резьбовых деталей и в ответственных соединениях, подверженных воздействию динамических нагрузок. Пример обозначения: *Болт М12–6g × 60.58.016 ГОСТ ...*

**Дюймовая резьба** (рис. 1.2, б), так же как и метрическая, является крепежной, но имеет  $\alpha = 55^\circ$ . Дюймовая резьба отличается от метрической тем, что ее параметры измеряются в дюймах. Различают цилиндрическую дюймовую (рис. 1.2, б) и коническую дюймовую резьбу (рис. 1.2, д). В нашей стране стандарты на них отменены и их не применяют при разработке новых конструкций. Примеры обозначений

дюймовой резьбы:  $\left(\frac{3}{16}\right)''$ ,  $\left(\frac{1}{4}\right)''$ , 2'' и т. п. В России дюймовые резьбы не применяют при проектировании конструкций.

**Трубная резьба** представляет собой мелкую дюймовую крепежно-уплотняющую резьбу, бывает цилиндрической (рис. 1.2, в) и конической (рис. 1.2, з). Эти резьбы применяются для создания герметичных, без специальных уплотнений, соединений.

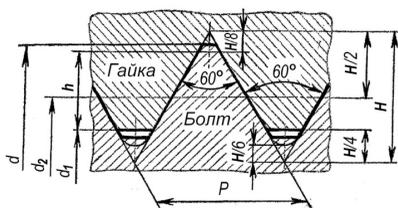
**Круглая резьба** (рис. 1.2, е) применяется для витков, несущих большие динамические нагрузки, работающих в загрязненной среде с частым отвинчиванием и завинчиванием (вагонные сцепки, пожарная арматура), а также в тонкостенных изделиях (на цоколях и патронах электроламп, в противогасах и т. п.).

**Прямоугольная резьба** (рис. 1.2, ж) применяется сравнительно редко из-за невозможности использования высокопроизводительных методов обработки (фрезерование, шлифование и т. п.).

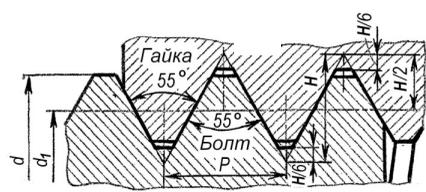
**Трапецидальная резьба** (рис. 1.2, з) является основной резьбой для передач винт – гайка. Она проста в изготовлении, имеет малые потери на трение.

**Упорная резьба** (рис. 1.2, и) имеет несимметричный трапецидальный профиль витков. Применяется в винтовых механизмах, воспринимающих одностороннюю осевую нагрузку.

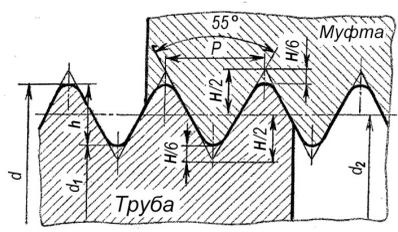
Все резьбы, за исключением прямоугольной, стандартизированы.



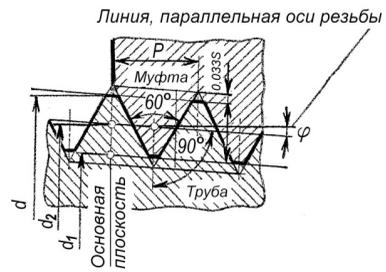
а



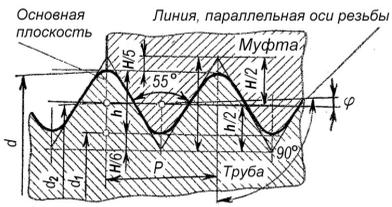
б



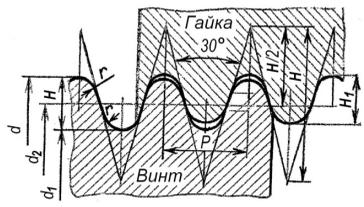
в



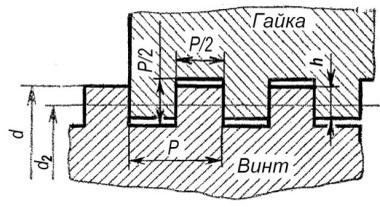
г



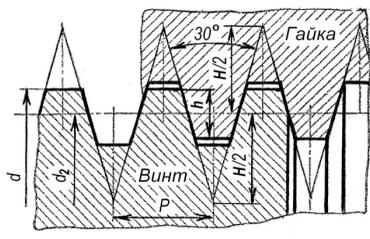
д



е

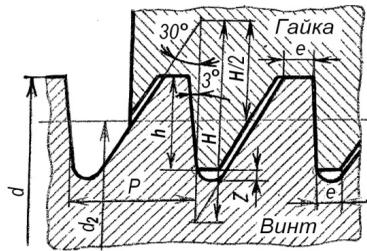


ж



з

Рис. 1.2. (см. также с. 13)

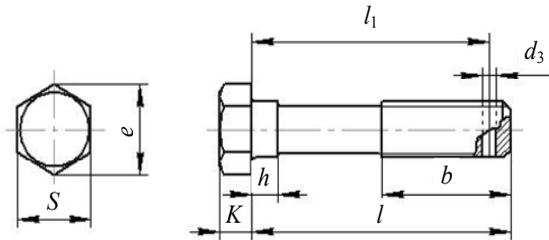


и

Рис. 1.2. Окончание

## Структура условного обозначения крепежных деталей

На рис. 1.3 изображен болт и даны его основные параметры.

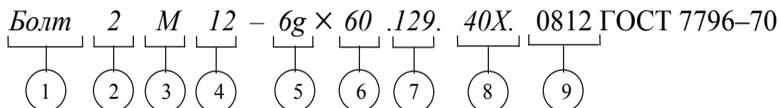


Болт 2 М12-6g x 60.129.40Х.0812 ГОСТ 7795-70

Название параметра	Размер, мм
Номинальный диаметр резьбы, $d$	12
Шаг резьбы – крупный	1,75
Диаметр подголовка $d_1$	12
Высота подголовка $h$ , не менее	6
Размер «под ключ» $S$	17
Высота головки $K$	7
Диаметр описанной окружности $e$ , не менее	18,7
Диаметр отверстия в стержне $d_3$ , не менее	3,2
Расстояние от опорной поверхности до оси отверстия $l_1$	50
Длина болта $l$	60
Длина резьбы $b$	30

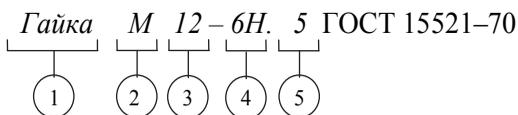
Рис. 1.3

Примеры условного обозначения болта (рис. 1.3):



- 1 – наименование изделия (болт, гайка, винт и т. п.);
  - 2 – исполнение 2 (исполнение 1 не указывается);
  - 3 – тип резьбы (*M* – метрическая, *Tr* – трапецеидальная, *Kp* – круглая и т. п.);
  - 4 – наружный диаметр резьбы, мм ( $d = 12$  мм);
  - 5 – поле допуска;
  - 6 – длина, мм ( $l = 60$  мм), где  $b$  – длина резьбы, мм (зависит от  $d$  и  $l$ , например,  $b = l$  при  $l \leq 30$  мм и  $b = 30$  при  $l > 35$  мм);
  - 7 – класс прочности 12.9;
  - 8 – вид покрытия (08 – медное); толщина покрытия, мкм (12 мкм).
- Форму, размеры и другие характеристики крепежных изделий (материал, характер покрытия, класс прочности и т. д.) определяет ГОСТ 1759 – 70.

В учебных работах допускается сокращение, например:  
*Болт M d x l* ГОСТ.



где 1 – наименование изделия; 2 – тип резьбы; 3 – диаметр резьбы, мм; 4 – поле допуска; 5 – класс прочности; без покрытия.

### Расчетные зависимости винтовой пары

Две детали, сопрягаемые резьбой, называют винтовой парой. Для завинчивания гайки резьбового соединения со стороны ключа на гайку необходимо приложить крутящий момент  $T_K$ , а к стержню болта – реактивный момент  $T_Q$ , который удерживает стержень от вращения. В результате затяжки болт нагружается осевой силой  $F_{зат}$ . Зависимость между  $T_K$  и  $F_{зат}$  можно получить из уравнения работ:

$$A_k = A_T + A_{Tp} + A_F + A_Q, \quad (1.1)$$

где  $A_k$ ,  $A_Q$  – работы моментов, приложенных соответственно к ключу и болту;  $A_T$ ,  $A_{Tp}$ ,  $A_F$  – работы сил трения на опорном торце гайки в резьбе и силы  $F_{зат}$  при осевом перемещении гайки.

Так как стержень болта не вращается, то  $A_Q = 0$ .

Для одного оборота гайки можно записать:

$$\begin{aligned} A_T &= T_T \cdot 2\pi; \\ A_k &= T_k \cdot 2\pi, \end{aligned} \quad (1.2)$$

где  $T_T$  – момент сил трения на опорном торце гайки;

$$T_T = F_{зат} f_T \frac{D_{cp}}{2}, \quad (1.3)$$

где  $f_T$  – коэффициент трения на торце гайки;  $D_{cp} = (D_1 + d_{отв}) / 2$  – средний диаметр опорной поверхности гайки;  $D_1$  – наружный диаметр опорного торца гайки;  $d_{отв}$  – диаметр отверстия под болт.

Сумму работ ( $A_{Tp} + A_F$ ) за один оборот гайки можно определить, если представить движение гайки по резьбе как движение груза под действием силы  $F_{зат}$  по наклонной плоскости с углом наклона, равным углу подъема резьбы  $\beta$  (см. рис. 1.1, б). Из курса ТММ известно, что работа, затраченная на подъем груза по наклонной плоскости с учетом трения, равна работе подъема того же груза по некоторой фиктивной наклонной плоскости без учета сил трения.

При этом угол подъема фиктивной плоскости больше угла подъема действительной на угол трения

$$\rho' = \arctg f_p', \quad (1.4)$$

где  $f_p'$  – приведенный коэффициент трения в резьбе.

Таким образом,

$$A_{Tp} + A_F = F_{зат} S_1' = F_{зат} \pi d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho'). \quad (1.5)$$

Подставив выражение (1.2), (1.3), (1.5) в (1.1), после сокращения на  $2\pi$  найдем зависимость между  $T_k$  и  $F_{зат}$  :

$$T_k = \frac{F_{зат} f_T D_{cp}}{2} + \frac{F_{зат} d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho')}{2}. \quad (1.6)$$

Здесь первый член правой части уравнения (1.6) есть момент сил трения на торце гайки  $T_T$  выражения (1.3), а второй член является моментом сил в резьбе  $T_{тр}$  :

$$T_{тр} = \frac{F_{зат} d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho')}{2}. \quad (1.7)$$

Определив выражение для крутящего момента  $T_k$  на ключе, найдем КПД винтовой пары  $\eta$ . КПД определится как отношение работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения. Или же по отношению  $T'_k / T_k$ , где  $T_k$  определяется по формуле (1.6), а  $T'_k$  по той же формуле, но при  $f_T = 0$  и  $\rho' = 0$ .

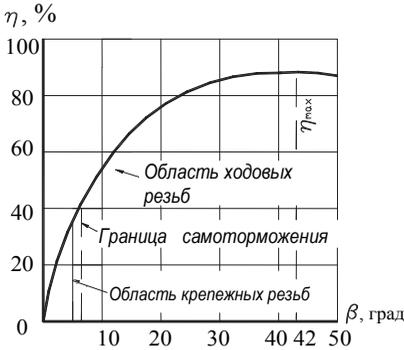


Рис. 1.4

$$\eta = \frac{T'_k}{T_k} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\frac{D_{cp}}{d_2} f_T + \operatorname{tg}(\beta + \rho')}. \quad (1.8)$$

Учитывая потери только в резьбе ( $T_T = 0$ ), найдем КПД собственно винтовой пары

$$\eta_{в.п} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho')}. \quad (1.9)$$

Анализ выражения (1.9) показывает, что  $\eta_{в.п}$  возрастает с увеличением  $\beta$  и с уменьшением  $\rho'$ . График  $\eta_{в.п}$  в зависимости от  $\beta$  при  $\rho' = 6^\circ$  изображен на рис. 1.4. Максимальное значение  $\eta$  будет при  $\beta = 45^\circ - \rho' / 2$ .

Для увеличения угла подъема резьбы  $\beta$  в винтовых механизмах применяют многозаходные винты. Однако резьбы с  $\beta > 25^\circ$  используют редко, так как дальнейший прирост КПД незначителен, а изготовление резьбы затруднено.

Для повышения КПД винтовых механизмов используют антифрикционные материалы, проводят тщательную обработку и смазку трущихся поверхностей, устанавливают подшипники под гайки, применяют шариковые винтовые пары и т. п.

### Описание установки

Установка предназначена для определения приведенного коэффициента трения в резьбе  $f_p$  и коэффициента трения на торце гайки  $f_T$ .

Установка (рис. 1.5) состоит из основания *1*, на котором приварена плита *2* с закрепленной на ней скобой *3*, предназначенной для определения силы  $F_{\text{зат}}$  болта *4* по индикатору *5*. Крутящий момент при завинчивании гайки *6* измеряется динамометрическим ключом. Под гайкой *6* установлен упорный шарикоподшипник *7* для уменьшения трения на торце гайки. При определении трения на торце гайки вместо шарикоподшипника под гайку подкладывается кольцо со стопорными штифтами, предотвращающими поворот кольца относительно скобы *3*.

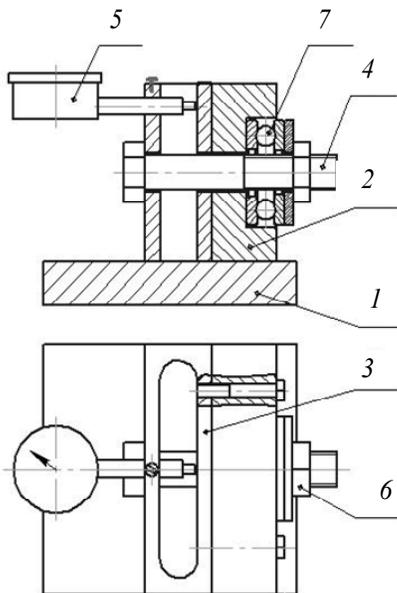


Рис. 1.5

## Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с испытательной установкой.
2. Получить у преподавателя болты для проведения лабораторной работы.
3. Из условия прочности определить максимальную силу затяжки  $F_{\text{зат}}$  болта

$$F_{\text{зат}} = \frac{\pi d_p^2 [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3},$$

где  $d_p = d - 0,9P$ ;  $[\sigma_p] = \sigma_T / n$  – допускаемое напряжение растяжение материала болта;  $\sigma_T = 200$  МПа – предел текучести материала болта;  $n$  – коэффициент запаса прочности,  $n = 1,5 \dots 3$ .

Данные для расчетов см. в приложениях П1.1, П2.1 и П2.2.

4. Определить значение силы затяжки  $F_{\text{зат}}$ , а также значения силы затяжки  $F_{\text{зат}i}$  от нуля с шагом  $0,25 F_{\text{зат}}$ .

5. Найти показания  $\Delta y$  индикатора 5, соответствующие значениям силы  $F_{\text{зат}}$ , определенным в п. 4, по тарировочной зависимости скобы

$$F_{\text{зат}} = 396 \cdot \Delta y, \text{ Н.}$$

6. Результаты расчетов по пп. 4 и 5 занести в табл. 1.1.
7. Собрать установку, как показано на рис. 1.5, подложив упорный шарикоподшипник под гайку и затянув ее от руки.
8. Выставить индикатор на скобе с натягом в два оборота, зафиксировать его винтом и поставить на нуль подвижную шкалу.
9. Установить стрелку динамометрического ключа в нулевое положение.
10. Динамометрическим ключом затянуть болт с силой  $F_{\text{зат}1} = 0,25 F_{\text{зат}}$ , величина которой устанавливается по индикатору 5 скобы (см. рассчитанное значение  $\Delta y$ , соответствующее  $F_{\text{зат}1} = 0,25 F_{\text{зат}}$ ). При достижении  $F_{\text{зат}1} = 0,25 F_{\text{зат}}$  зафиксировать показание динамометрического ключа  $\Delta K$  и записать в табл. 1.1.
11. Повторить работу по п. 10 для других значений  $F_{\text{зат}}$ , рассчитанных в п. 4.

12. Найти значение момента  $T_K^{(1)}$  на ключе по тарифовочной зависимости

$$T_K = K_T \Delta K \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где  $K_T = 0,5977; 0,5715; 0,4981$  – тарифовочные коэффициенты динамометрических ключей № 1, 2, 3.

13. Из формулы (1.6) определить приведенный угол трения в резьбе  $\rho'$  для соответствующих значений  $F_{\text{зат}}$ , принимая  $f_T = 0$ , так как коэффициент трения в подшипнике мал, т. е.

$$\rho' = \arctg \left( \frac{2T_K^{(1)}}{F_{\text{зат}} d_2} \right) - \beta.$$

14. Из формулы (1.4) для найденных значений  $\rho'$  найти приведенные коэффициенты трения в резьбе  $f_p$ .

15. Определить среднее значение коэффициента трения  $f_{\text{ср}}$  в резьбе. Полученные данные занести в табл. 1.1.

16. Установить под гайку кольцо со стопорными штифтами вместо упорного шарикоподшипника.

17. Прodelать работу по пп. 8–12 и занести результаты в табл. 1.2.

18. Определить момент трения  $T_T$  на торце гайки как разность:

$$T_T = T_K^{(2)} - T_K^{(1)},$$

где  $T_K^{(1)}$ ,  $T_K^{(2)}$  – моменты на ключе при установленном подшипнике и без него для соответствующих сил затяжки.

19. Определить значение коэффициентов трения на торце гайки  $f_T$ , используя формулу (1.3) для соответствующих значений  $T_T$ .

20. Найти среднее значение коэффициента трения на торце гайки  $f_{T \text{ ср}}$ .

21. Определить коэффициенты полезного действия винтовой пары и собственно винтовой пары по выражениям (1.8) и (1.9) для средних значений  $\rho' = \arctg f_p'$  и  $f_T'$ .

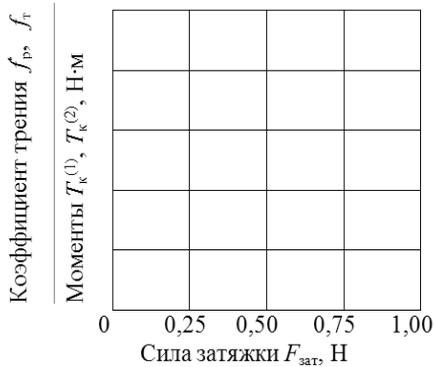


Рис. 1.6

22. Построить графики (рис. 1.6)  $T_k^{(1)} = f(F_{зат})$ ,  $T_k^{(2)} = f(F_{зат})$ ,  
 $f_p' = f(F_{зат})$ ,  $f_T' = f(F_{зат})$ .

23. Повторить работу по пп. 3–23 для других полученных болтов.

### Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цель работы.
3. Схема экспериментального стенда.
4. Таблицы 1.1 и 1.2.

Таблица 1.1

#### Результаты испытания затяжки болта без трения на торце гайки

Сила затяжки, $F_{зат}$	Н	$0,25F_{зат}$	$0,5F_{зат}$	$0,75F_{зат}$	$F_{зат}$
Показания индикатора скобы, $\Delta u$	Деление				
Показания индикатора ключа, $\Delta K$	Деление				
Момент на ключе, $T_k^{(1)}$	Н · м				
Приведенный угол трения в резьбе, $\rho'$	Градусы				
Приведенный коэффициент трения в резьбе, $f_p'$	–				
Среднее значение, $f_{p\text{cp}}'$	–				

**Испытание затяжки болта с трением на торце гайки (с кольцом)**

Сила затяжки, $F_{\text{зат}}$	Н	$0,25 \cdot F_{\text{зат}}$	$0,5 \cdot F_{\text{зат}}$	$0,75 \cdot F_{\text{зат}}$	$F_{\text{зат}}$
Показания индикатора скобы, $\Delta y$	Деление				
Показания индикатора ключа, $\Delta K$	Деление				
Момент на ключе, $T_{\text{к}}^{(2)}$	Н · м				
Момент на торце гайки, $T_{\text{т}}$	Н · м				
Коэффициент трения на торце гайки, $f_{\text{т}}'$	–				
Среднее значение коэффициента трения, $f_{\text{т ср}}'$	–				

## 5. Графики

$$T_{\text{к}}^{(1)} = f(F_{\text{зат}}), \quad T_{\text{к}}^{(2)} = f(F_{\text{зат}}),$$

$$f_{\text{п}}' = f(F_{\text{зат}}), \quad f_{\text{т}}' = f(F_{\text{зат}}).$$

## 6. Анализ результатов и выводы.

**Вопросы к лабораторной работе**

1. Перечислите основные параметры резьбы.
2. Перечислите основные типы резьб и области их применения.
3. Что такое приведенный коэффициент трения в резьбе?
4. Методика определения приведенного коэффициента трения в резьбе.
5. Методика определения коэффициента трения на торце гайки.
6. Что такое приведенный угол трения?
7. Дать анализ результатов эксперимента.
8. Какие параметры резьб входят в их условное обозначение?

Приложение П1.1

Параметры болта и гайки	Типы резьбы							
	метрическая				трапецеидальная			
$d, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	14	16	18	20	14	16	18	20
$P, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	2	2	2,5	2,5	2	2	2	2
$d_1, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	11,84	13,84	15,29	17,29	12	14	16	18
$d_2, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	12,7	14,7	16,38	18,38	13	15	17	19
$\beta$ , град	2°52'	2°28'	2°47'	2°29'	2°48'	2°26'	2°8'	1°55'
$D_1, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	22	24	27	30	22	24	27	30
$d_{\text{отв}}, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	15	17	19	21	15	17	19	21

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2

### ИССЛЕДОВАНИЕ ГРУППОВЫХ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

#### Цель работы

Рассчитать и проверить предварительно затянутые групповые болтовые соединения, нагруженные:

- а) внешней сдвигающей силой,
- б) внешней растягивающей силой.

#### Основные сведения

##### 1. Исследование группового болтового соединения, нагруженного поперечной сдвигающей силой

Болты, работающие в условиях поперечной нагрузки, могут быть вставлены в отверстие без зазора (рис. 2.1, а), с зазором (рис. 2.1, б) или с разгрузочным устройством (втулкой (рис. 2.1, в), штифтом, шпонкой, упором и т. п.).

В первом случае прочность соединения, т. е. отсутствие сдвига деталей, обеспечивается прочностью болта на срез:

$$\tau_c = \frac{4Q}{\pi d_c^2 i} \leq [\tau_c], \quad (2.1)$$

где  $\tau_c$  – расчетное напряжение среза болта;  $Q$  – поперечная внешняя сила, срезающая болт;  $d_c$  – диаметр стержня болта в плоскости среза;  $[\tau_c]$  – допускаемое напряжение на срез для болта;  $i$  – число плоскостей среза.

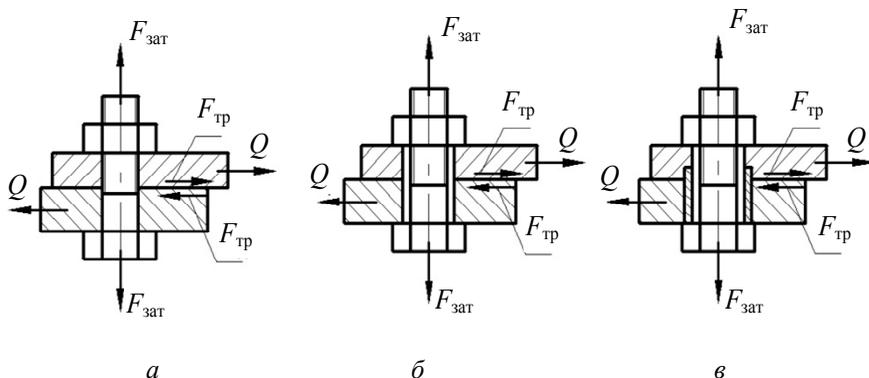


Рис. 2.1

Если болтом соединяют тонкие детали, то болт и детали проверяют по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{dh_{\text{min}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (2.2)$$

где  $h_{\text{min}}$  – длина (обычно равна минимальной толщине одной из пластин) сминаемой части стержня болта;  $\sigma_{\text{см}}$  – напряжение смятия в болтовом соединении;  $[\sigma_{\text{см}}]$  – допускаемое напряжение смятия для болта или деталей.

Во втором случае прочность соединения обеспечивается силами трения, возникающими в стыках вследствие затяжки болтов. При этом болт затягивается такой силой затяжки  $F_{\text{зат}}$ , чтобы сила трения  $F_{\text{т}}$  на поверхности стыка соединяемых деталей была больше, чем внешняя сдвигающая поперечная сила  $Q$ . Необходимую силу затяжки болта или поперечную сдвигающую силу  $Q$  для известного болтового соединения определяют из условия

$$F_{\text{зат}} f i z = k Q, \quad (2.3)$$

где  $f$  – коэффициент трения в стыке;  $f = 0,1 \dots 0,2$ ;  $i$  – число плоскостей сдвига;  $z$  – число болтов;  $k$  – коэффициент запаса (при экспериментальной проверке  $k = 1$ ).

Сила затяжки болта определяется уровнем допускаемых напряжений в болте

$$F_{\text{зат}} = \frac{\pi d_p^2}{1,3 \cdot 4} [\sigma_p], \quad (2.4)$$

где  $d_p = d - 0,9P$  – расчетный диаметр болта;  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение растяжения;  $P$  – шаг резьбы.

Величина допускаемых напряжений растяжения  $[\sigma_p]$  определяется как

$$[\sigma_p] = \sigma_T / n, \quad (2.5)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала болта, для стали 35:  $\sigma_T = 3,20$  мПа;  $n$  – запас прочности, при контролируемой затяжке  $n = 1,3 \dots 3$ .

Для уменьшения диаметра болта, установленного с зазором и нагруженного поперечной силой, применяются различные устройства, разгружающие болт от восприятия поперечных сил, например, разгрузочное кольцо (рис. 2.1, в), шпонка, штифт и т. д. При применении разгрузочного устройства диаметр болта обычно принимается конструктивно.

## **2. Исследование группового болтового соединения, нагруженного растягивающей силой**

Предварительно затянутое групповое болтовое соединение, нагруженное внешней осевой растягивающей силой, является распространенным случаем резьбовых соединений. К таким болтовым соединениям относятся фланцевые, фундаментные соединения и т. д.

На рис. 2.2 в качестве примера болтового соединения, работающего на раскрытие стыка, показано болтовое соединение крышки 1 с корпусом сосуда 2, находящегося под внутренним давлением  $q$ .

Между корпусом и крышкой сосуда обычно помещают прокладку 3 из меди, свинца, резины или других материалов, которая предназначена для обеспечения герметичности стыка.

При монтаже болты должны быть затянуты так, чтобы гарантировать герметичность соединения крышки и корпуса при действии на них внешней нагрузки  $R$ . Число фланцевых болтов выбирается по справочникам конструктора в зависимости от размеров соединения.

Определим силу затяжки болтов, при которой не произойдет раскрытия стыка.

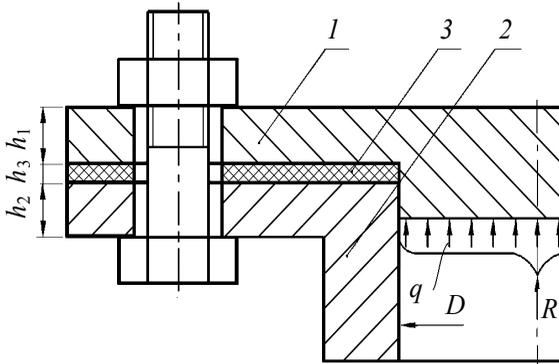


Рис. 2.2

Из рис. 2.2 видно, что в рассматриваемом примере все болты нагружены одной и той же растягивающей силой  $N$ :

$$N = \frac{R}{z} = \frac{\pi D^2 q}{4 z}, \quad (2.6)$$

где  $z$  – число болтов в соединении;  $D$  – внутренний диаметр крышки.

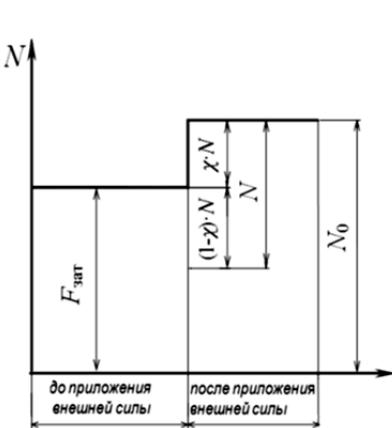


Рис. 2.3

До приложения внешней нагрузки каждый болт соединения будет растягиваться, а детали стыка сжиматься силой  $F_{зат}$ . При действии на предварительно затянутое болтовое соединение внешней силы  $N$  (рис. 2.3) только часть ее  $\chi N$  дополнительно к силе  $F_{зат}$  нагружает болт, а остальная часть  $(1 - \chi)N$  идет на частичную нагрузку деталей стыка. Коэффициент  $\chi \leq 1$  называется коэффициентом внешней нагрузки и учитывает долю внешней нагрузки, приходящуюся дополнительно на болт.

Так как задача о распределении силы  $N$  между болтом и стыком является статически неопределимой, то она решается с помощью условия совместимости деформации болта и деталей до раскрытия стыка: на сколько дополнительно растянется болт, на столько и уменьшится сжатие соединяемых деталей:

$$\chi N \lambda_{\text{б}} = (1 - \chi) N \lambda_{\text{д}},$$

откуда

$$\chi = \lambda_{\text{д}} / (\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}}), \quad (2.7)$$

где  $\lambda_{\text{б}}$  и  $\lambda_{\text{д}}$  – коэффициенты податливости болта и соединяемых деталей, которые в соответствии с законом Гука определяются следующим образом:

$$\lambda_{\text{б}} = \frac{l_{\text{б}}}{E_{\text{б}} F_{\text{б}}}; \quad \lambda_{\text{д}} = \sum_{j=1}^n \frac{h_j}{E_j F_j}, \quad (2.8)$$

где  $l_{\text{б}} = \sum_{j=1}^n h_j + \frac{1}{2} H$  – длина деформируемой части стержня болта;

$H$  – высота гайки;  $F_{\text{б}} = \pi d^2 / 4$  – площадь поперечного сечения стержня болта;  $E_{\text{б}}$  – модуль упругости материала болта;  $n$  – число соединяемых деталей;  $h_j$  – толщина  $j$ -й сжимаемой болтом детали;  $E_j$  – модуль упругости  $j$ -й соединяемой детали;  $F_j$  – расчетная площадь поперечного сечения  $j$ -й детали, которая определяется как площадь условного цилиндра, объем которого равен объему конусов давления, возникающих от головки болта и гайки и распространяющихся в глубь деталей под углом  $\alpha = 30^\circ$  ( $\text{tg } \alpha \approx 0,577$ ).

Так, например, для случая, изображенного на рис. 2.4, будем иметь:

$$F_1 = (V_{\text{к1}} - V_{01}) / h_1, \quad F_2 = (V_{\text{к1}} + V_{\text{к2}} - V_{02}) / h_2,$$

где  $V_{\text{к1}}$  – объем конуса давления в 1-й детали (конус  $ABDC$ );  $V_{01}$ ,  $V_{02}$  – объемы отверстий в 1-й и 2-й деталях;  $V_{\text{к2}}$ ,  $V_{\text{к3}}$  – объемы конусов давления во 2-й детали (конусы  $BEMD$  и  $EFGM$ ).

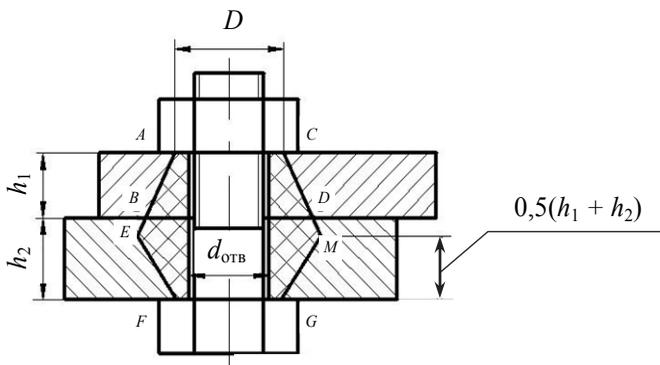


Рис. 2.4

Объем усеченного конуса равен:

$$V_K = \frac{\pi}{3} h(R^2 + r^2 + Rr),$$

где  $R$  – радиус большего основания;  $r$  – радиус меньшего основания;  $h$  – высота усеченного конуса.

Условие невозможности раскрытия стыка (рис. 2.3) определяется формулой

$$F_{\text{зат}} \geq (1 - \chi)N.$$

Практически нераскрытие стыка зависит не только от величины затяжки  $F_{\text{зат}}$ , но и от следующих факторов.

- **Качество обработки поверхности стыка.** При большей шероховатости ее поверхности постепенно сминаются, что приводит к ослаблению затяжки. Для ответственных соединений поверхности стыка деталей рекомендуется тщательно обрабатывать (шлифовать, притирать и т. д.).

- **Число поверхностей стыков.** Чем больше поверхностей, тем хуже сохраняется затяжка.

- **Качество поверхности и точности резьбы.** В ответственных соединениях рекомендуют применять гайки, увеличивающие равномерность распределения нагрузки по виткам резьбы.

- **Надежность способа стопорения резьбы.**

- **Качество прокладок.** Упругие прокладки в стыке лучше сохраняют затяжку.

Ввиду опасности раскрытия стыка деталей из-за перечисленных выше факторов, которые трудно учесть, целесообразно применять силовую затяжку соединений, особенно при переменных нагрузках. Это положение полностью подтверждается практикой эксплуатации резьбовых соединений. Поэтому рекомендуют принимать

$$F_{\text{зат}} = k(1 - \chi)N, \quad (2.9)$$

где  $k$  – коэффициент запаса затяжки болта;  $k = 1,25 \dots 2$  – в соединениях без прокладок при  $N = \text{const}$ ,  $k = 2 \dots 4$  – в соединениях без прокладок при  $N = \text{var}$ ;  $k = 5$  – в герметичных соединениях.

При проведении лабораторной работы принимать  $k = 1$ .

Сила  $N_0$ , растягивающая болт после предварительной затяжки и приложения к соединению внешней силы (по ней рассчитывают диаметр болта), будет

$$N_0 = F_{\text{зат}} + \chi N = k(1 - \chi)N + \chi N = [k(1 - \chi) + \chi]N.$$

## Описание установки

Установка (рис. 2.5) представляет собой винтовой пресс, на подвижном столе 1 которого устанавливаются исследуемые болтовые соединения (рис. 2.5, а, б). Для быстрого установочного движения пресс снабжен пинолью 2 и штурвалом 3. На пиноли 2 закреплено динамометрическое кольцо 4 с индикатором часового типа 5. Нагружение болтового соединения осуществляется маховиком 6 за счет подъема или опускания стола 1 с установленным на нем исследуемым болтовым соединением.

При нагружении сдвигающей силой (рис. 2.5, а) болтами 10 с шайбами 11 и гайками 12 соединяются неподвижные плоскости 7 и 8 с подвижной плоскостью 9.

При нагружении растягивающей силой (рис. 2.5, б) болтами 10 с шайбами 11 и гайками 12 соединяются корпус 13 с плоскостью 14. Для измерения устанавливается индикатор часового типа 15.

Измерение силы  $N$ , развиваемой прессом, производится индикатором динамометрического кольца, тарировочная зависимость которого имеет вид

$$Q = R = 272 \cdot \Delta y \text{ Н}, \quad (2.10)$$

где  $\Delta y$  – число делений индикатора кольца.

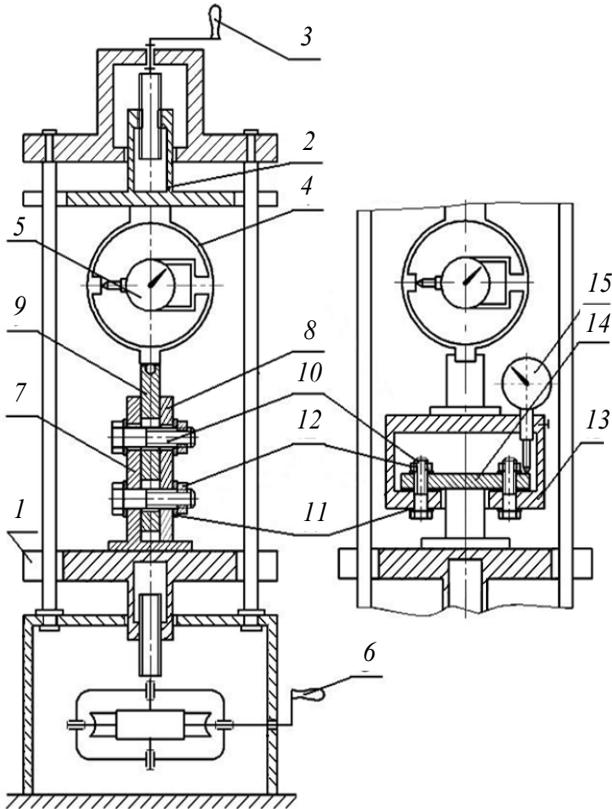


Рис. 2.5

Затяжка болтов производится динамометрическим ключом со сменными головками, тарировочная зависимость которого имеет вид

$$T = K_T \Delta k \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.11)$$

где  $K_T = 0,5977$ ;  $0,5715$ ;  $0,4981$  – тарировочные коэффициенты динамометрических ключей 1, 2, 3 соответственно;  $\Delta k$  – число делений индикатора динамометрического ключа.

При работе с динамометрическим ключом его необходимо поворачивать плавно, без перекосов, остановок и рывков.

## Порядок проведения работы

### 1. Исследование группового болтового соединения, нагруженного поперечной сдвигающей силой

1. Получить у преподавателя болты и приспособление для проведения лабораторной работы.

2. Определить из условия прочности болтов максимальную силу затяжки  $F_{\text{зат}}$  по формуле (2.4).

3. Из формулы (2.3) определить поперечную силу  $Q$ , при которой произойдет сдвиг деталей, увеличивая силу затяжки от 0 до максимального значения  $F_{\text{зат}}$  с шагом  $0,25F_{\text{зат}}$ .

4. Определить момент  $T$ , который необходимо приложить к болту, для того чтобы соединяемые детали находились под сжатием силой, равной  $F_{\text{зат}}$  при заданных коэффициентах трения в резьбе и на торце гайки  $f=0,15$ :

$$T = F_{\text{зат}} \left( \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho') + f \frac{D_1 + d_{\text{отв}}}{4} \right), \quad (2.12)$$

где  $d_2$  – средний диаметр резьбы;  $\beta = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2}$  – угол подъема вин-

товой линии резьбы;  $\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos(\alpha / 2)}$  – приведенный угол трения в

резьбе;  $D_1$  – наружный диаметр опорной поверхности гайки (равен размеру под ключ);  $d_{\text{отв}}$  – внутренний диаметр опорной поверхности (принимают равным диаметру отверстия под болт в шайбе);  $P$  – шаг резьбы;  $\alpha$  – угол профиля резьбы.

5. По выражению (2.11) для рассчитанных моментов  $T$  определить число делений  $\Delta k$  индикатора динамометрического ключа.

6. Результаты расчета занести в табл. 2.1

Таблица 2.1

**Результаты эксперимента**

Сила затяжки $F_{\text{зат}}$	Н	$0,25F_{\text{зат}}$	$0,5F_{\text{зат}}$	$0,75F_{\text{зат}}$	$F_{\text{зат}}$
Величина момента затяжки, $T$	Н · м				
Число делений индикатора ключа, $\Delta k$	Деление				
Расчетная сдвигающая сила, $Q$	Н				
Число делений индикатора кольца, $\Delta u$	Деление				
Фактическая сдвигающая сила, $Q_3$	Н				
Отклонение, $\epsilon$	%				

7. Собрать приспособление, как показано на рис. 2.5, *a* (полученными болтами, затягивая их рукой, соединить исследуемые пластины таким образом, чтобы риски на их торце совпали между собой, обеспечивая этим зазор между отверстиями пластин и болтов).

8. Затянуть болты минимальным моментом  $T$ , табл. 2.1.

9. Выставить индикатор динамометрического кольца *4* с натягом в три оборота и поставить на ноль подвижную шкалу.

10. С помощью пиноли *3* подвести пяту динамометрического кольца к исследуемым деталям таким образом, чтобы стрелка индикатора динамометрического кольца переместилась на 1–2 деления.

11. Поднимать стол маховиком *6* до прекращения движения стрелки индикатора динамометрического кольца, что свидетельствует об относительном перемещении (сдвиге) пластин.

12. Записать в табл. 2.1 показания индикатора динамометрического кольца в момент прекращения движения стрелки.

13. Определить с помощью тарировочной зависимости (2.10) истинное значение сдвигающей силы  $Q$  и записать в табл. 2.1.

14. Повторить работу по пунктам 8–13 при других рассчитанных значениях момента  $T$ . После сдвига болты затягиваются следующим моментом без снятия предыдущей нагрузки.

15. Найти отклонение экспериментальных и расчетных значений сдвигающих сил

$$\varepsilon = \frac{Q_3 - Q_p}{Q_3} 100 \% .$$

16. Построить график  $Q_3 = f(F_{\text{зат}})$  и  $Q_p = f(F_{\text{зат}})$  (рис. 2.6).

## **2. Исследование группового болтового соединения, нагруженного растягивающей силой**

1. Получить у преподавателя болты, прокладки и приспособления для проведения лабораторной работы.

2. Рассчитать податливость болтов, соединяемых деталей и прокладок по формулам (2.8). Величины модулей упругости взять из прил. П2.1.

3. Определить коэффициенты  $\chi$  внешней нагрузки для болтовых соединений без прокладки и с разными прокладками по выражению (2.7).

4. По формуле (2.9) с учетом (2.6) определить для указанных в табл. 2.2 значений внешней нагрузки  $R$ , необходимую силу затяжки болтов  $F_{\text{зат}}$ , при котором не должно произойти раскрытия стыка.

5. Определить моменты  $T$  затяжки болта по формуле (2.12), которые надо приложить к ключу, чтобы обеспечить заданную силу затяжки  $F_{\text{зат}}$  и занести рассчитанные значения  $T$  и соответствующие им значения индикатора ключа  $\Delta k$ , рассчитанные по формуле (2.11), в табл. 2.2.

6. Собрать приспособление, как показано на рис. 2.5, б, для этого необходимо следующее:

а) соединить исследуемыми болтами 9 диски 7 и 8;

б) вставить шток 10 в центральное отверстие диска 7. После этого диски со штоком укрепить на столе с помощью болтов 11 таким образом, чтобы шток 10 попал в нижнее отверстие динамометрического кольца 4, затем затянуть болты 11 ключом до отказа;

в) надеть на верхний конец штока 10, находящегося в динамометрическом кольце 4, сферическую шайбу и повернуть гайку от руки.

7. Установить стрелку динамометрического ключа на нуль.

Таблица 2.2

Сила $R_p$	$10^4$ Н	1	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
Сила затяжки, $F_{\text{зат}}$	Н						
Момент затяжки, $T$	Н · м						
Показания индикатора ключа, $\Delta K$	Деление						
Показания индикатора $I_2$	Деление						
Показания индикатора кольца, $\Delta y$	Деление						
Сила, $R_s$	Н						
Отклонение, $\varepsilon$	%						

8. Для уменьшения погрешности из-за микронеровностей соединяемых деталей и прокладки исследуемые болты 9 затянуть с помощью динамометрического ключа до  $T = 24$  Н·м (40 делений шкалы индикатора ключа).

9. Ослабить затяжку исследуемых болтов динамометрическим ключом до  $T = 1,26$  Н·м (1,5...2 деления индикатора ключа).

10. Выставить индикатор на динамометрическом кольце с натягом в три оборота и поставить на нуль подвижную шкалу.

11. Установить на нижний диск 8 приспособление с индикатором 12 так, чтобы мерительный штифт индикатора 12 упирался в верхний диск 7.

12. Выставить индикатор 12 с натягом в два оборота и поставить на нуль его подвижную шкалу. Следить, чтобы до конца каждого опыта индикатор 12 не перемещался. При случайном его смещении во время эксперимента опыт повторить, начиная с п. 25.

13. Затянуть исследуемые болты минимальным моментом затяжки (табл. 2.2.)

14. Зафиксировать сжатие дисков с помощью индикатора 12 и показания занести в табл. 2.2.

15. Опускать стол маховиком 6 до раскрытия стыка, который произойдет, когда стрелка индикатора 12 возвратится в нулевое положение.

16. Записать в табл. 2.2 показания индикатора на динамометрическом кольце 4 и с помощью тарировочной зависимости (2.10) определить силу внешней нагрузки, при которой стык раскрылся.

17. Снять внешнюю нагрузку, поднимая стол маховиком 6. Нагрузка снята, когда стрелка индикатора динамометрического кольца 4 вернется в нулевое положение.

18. Повторить проделанную работу по пунктам 29–33 для последующих значений  $T$  и  $R$  по данным табл. 2.2.

19. По указанию преподавателя вставить между дисками 7 и 8 одну из исследуемых прокладок.

20. С установленной прокладкой повторить работу по пунктам 2–18.

21. Определить отклонение экспериментальных и теоретических значений сил внешней нагрузки

$$\varepsilon = \frac{Q_э - Q_p}{Q_э} 100 \%$$

22. Построить графики  $R_э = f(F_{зат})$  и  $R_p = f(F_{зат})$  (рис. 2.6).

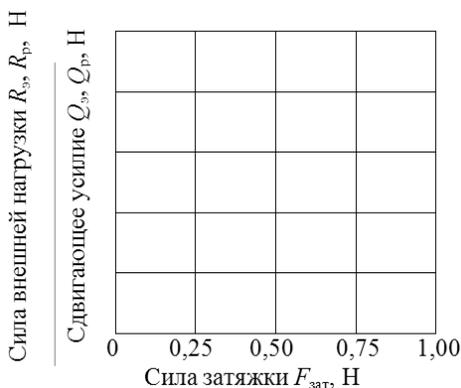


Рис. 2.6

23. Объяснить причины возможного несоответствия теоретических и экспериментальных данных.

## Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цель работы.
3. Схемы исследуемых соединений.

4. Таблицы 2.2 и 2.1.

5. Графики

$$Q_3 = f(F_{\text{заг}}) \text{ и } Q_p = f(F_{\text{заг}}),$$

$$R_3 = f(F_{\text{заг}}) \text{ и } R_p = f(F_{\text{заг}}).$$

6. Анализ результатов и выводы.

## Вопросы к лабораторной работе

1. Объяснить разницу в работе болтовых соединений, нагруженных поперечной сдвигающей силой при установке болтов с зазором, без зазора и с разгрузочным кольцом.

2. Методика расчета болтов, установленных с зазором и без зазора.

3. Объяснить работу болтового соединения, нагруженного растягивающей силой.

4. Методика определения податливости болта и деталей.

5. Назначение прокладки в герметичных стыках.

6. Порядок проведения эксперимента по исследованию болтового соединения, нагруженного поперечной сдвигающей силой.

7. Порядок проведения эксперимента по исследованию болтового соединения, нагруженного растягивающей силой.

8. Объяснить расхождение экспериментальных и расчетных данных.

9. Записать условные обозначения стандартных изделий, применяемых в соединении.

### Приложение П2.1

Материал	Модуль упругости $E$ , $\text{Н/м}^2 \cdot 10^{11}$
Сталь	2,0...2,2
Чугун	0,75...1,60
Медь	1,0
Бронза	1,2
Алюминий	0,675
Дерево	1,0
Текстолит	0,06...0,10

Приложение П2.2

Параметры резьбового соединения	Обозначение резьбы				
	М8	М10	М12	М14	М16
Наружный диаметр $d$ , м·10 <sup>-3</sup>	8	10	12	14	16
Средний диаметр $d_2$ , м·10 <sup>-3</sup>	7,188	9,026	10,863	12,701	14,701
Внутренний диаметр $d_1$ , м·10 <sup>-3</sup>	6,647	8,376	10,106	11,835	13,835
Шаг $P$ , м·10 <sup>-3</sup>	1,25	1,5	1,75	2	2
Высота профиля $h$ , м·10 <sup>-3</sup>	0,676	0,812	0,947	1,015	1,082
Угол профиля $\alpha$ , град	60	60	60	60	60
Площадь опасного сечения $F$ , м <sup>2</sup> ·10 <sup>-4</sup>	0,347	0,523	0,762	1,102	1,442
Размер гайки под ключ $D_1$ , м·10 <sup>-3</sup>	19	17	19	21	24
Высота гайки $H$ , м·10 <sup>-3</sup>	6,5	8	10	11	13
Внутренний диаметр шайбы $d_{отв}$ , м·10 <sup>-3</sup>	8,4	10,5	13	15	17

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

### ИСПЫТАНИЕ КЛЕММОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

#### Цель работы

Изучить правила расчета, конструирования и методику испытаний клеммовых соединений.

#### Основные сведения

Клеммовые соединения представляют собой фрикционные (т. е. основанные на действии сил трения) соединения, в которых необходимое нормальное давление создается болтами (болтом), и в простейшем случае представляет собой ступицу 1, вал 2 и болт 3 (рис. 3.1, а, б).

Клеммовые соединения (клеммные) предназначены для закрепления на валах, осях, колоннах таких деталей, как рычаги, тяги и т. п. Клеммовые соединения применяют в тех случаях, когда место закрепления деталей на стержне непостоянно, т. е. не исключена последующая перестановка соединяемых деталей.

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений:

- с разъемной ступицей (рис. 3.1, а);
- со ступицей, имеющей прорезь (рис. 3.1, б).

Разъемная ступица несколько сложнее, она увеличивает массу и стоимость соединения, но позволяет устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и от других расположенных на валу деталей.

К достоинствам клеммового соединения относятся простота монтажа и демонтажа, само предохранение от перегрузки, а также возможность установки, перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и в окружном направлениях, что осо-

бенно важно в механизмах, нуждающихся в настройке, например, для регулировки положения рычагов и тяг в механизмах управления. Клеммовые соединения не требуют шпонок, и поэтому не ослабляют вал.

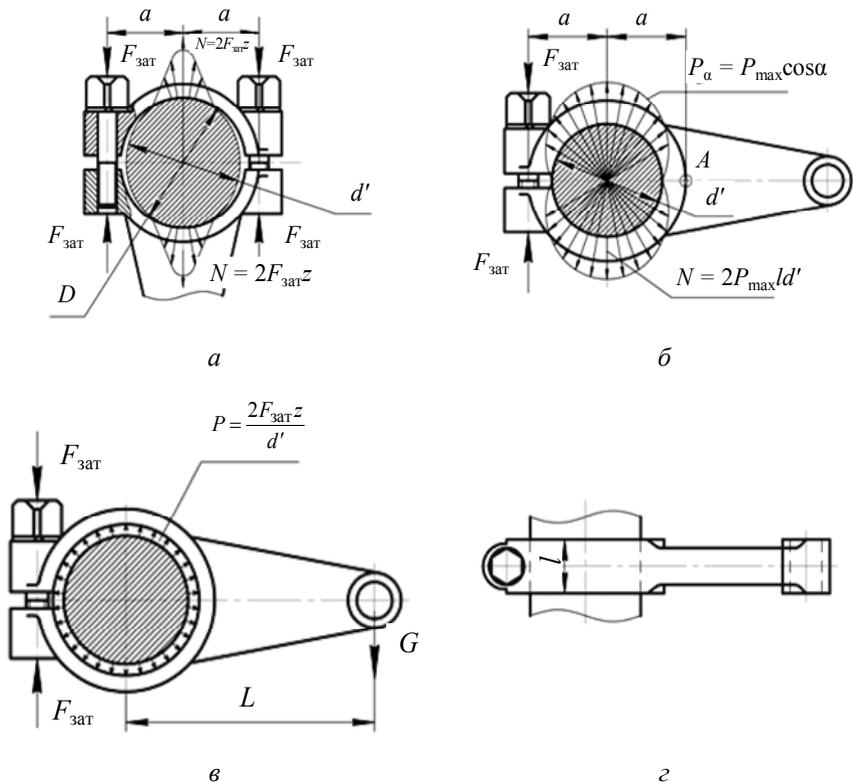


Рис. 3.1

Основным недостатком клеммовых соединений является их ненадежность, в особенности при переменных нагрузках.

В некоторых случаях при необходимости точной угловой фиксации соединяемых деталей в клеммовые соединения вводят жесткие элементы, например шпонки (рис. 3.2, а), рифли, а также устанавливают клеммовые (врезные) болты (рис. 3.2, б). Болты при этом делают призонными: выемки и отверстия в клемме обрабатываются совместно (развертыванием или протягиванием).

Для фиксации осевого положения закрепляемой детали на валу выполняют круговую проточку под болт (рис. 3.2, *д*).

Для предотвращения изгиба, возникающего в результате упругой деформации ушек клеммы, стяжные болты целесообразно устанавливать на сферических шайбах и с зазором в отверстиях.

Рассмотрим простейшие схемы клеммовых фрикционных соединений для передачи крутящего момента.

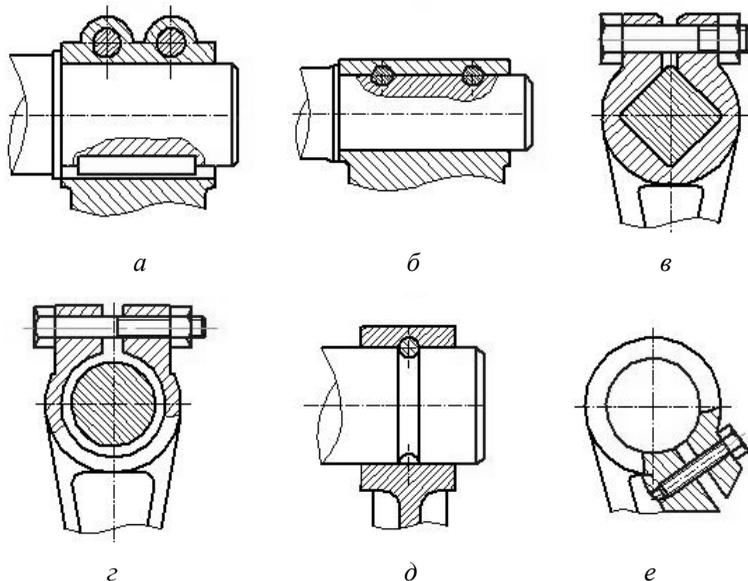


Рис. 3.2

**Первый случай.** Контакт деталей происходит по линии (рис. 3.1, *а*). В этом случае клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим первоначальным зазором.

Момент, передаваемый соединением  $T_{\text{лк}}$ , равен моменту сил трения относительно центра вала:

$$T_{\text{лк}} = Nfd' = 2F_{\text{зат}}zfd',$$

где  $F_{\text{зат}}$  – сила затяжки болта;  $z$  – число болтов с одной стороны клеммового соединения (слева или справа);  $f$  – коэффициент трения;  $d'$  – диаметр вала;  $N = 2F_{\text{зат}}z$  – нормальная сила к поверхности вала.

**Второй случай.** Давление на вал распределяется по косинусоидальному закону (рис. 3.1, б)

$$P_{\alpha} = P_{\max} \cos \alpha.$$

Такое распределение возможно при нежесткой ступице с первоначальным зазором.

При затяжке винта условно полагают, что поворот верхней и нижней половин клеммы происходит относительно точки  $A$ , причем расстояния от центра кольца до оси винта и до точки  $A$  равны.

Наибольшее давление  $P_{\max}$  определяется из условия равновесия клеммы

$$Q = 2 \int_0^{\pi/2} P_{\alpha} \frac{d'}{2} l \cos \alpha d \cdot \alpha = \int_0^{\pi/2} P_{\max} d' l \cos^2 \alpha d \cdot \alpha,$$

где  $Q$  – проекция равнодействующей серпообразной эпюры давлений на диаметр вала  $d'$ ;  $l$  – длина втулки клеммы.

Тогда

$$P_{\max} = \frac{4Q}{\pi l d'} \quad (3.1)$$

Суммарная нормальная сила к поверхности вала со стороны каждой полуступицы

$$N = 2 \int_0^{\pi/2} P_{\alpha} \frac{d'}{2} l d \alpha = \int_0^{\pi/2} P_{\max} d' l \cos \alpha \cdot d \alpha = P_{\max} l d',$$

или, подставляя значение  $P_{\max}$ , получим

$$N = \frac{4}{\pi} Q.$$

Установим связь между силой  $N$  и силой затяжки винта  $F_{\text{зат}}$ . Из условия равновесия полуступицы можно записать

$$Q = 2F_{\text{зат}} z.$$

Тогда

$$N = (8 / \pi) F_{\text{зат}} z,$$

момент, передаваемый соединением, равен

$$T_{2к} = Nfd' = 8 / \pi F_{\text{зат}} zfd'. \quad (3.2)$$

**Третий случай.** Давление на вал распределяется равномерно по поверхности соприкосновения деталей (рис. 3.1, в). В этом случае клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая, зазор в соединении близок к нулю.

Условие прочности соединения выражается в виде

$$T_{3к} = Pf\pi d' l z d' / 2.$$

Рассматривая равновесие полуклеммы, давление на вал можно определить как

$$P = 2F_{\text{зат}} / (d'l).$$

После подстановки и сокращения получим

$$T_{3к} = F_{\text{зат}} f \pi d' z. \quad (3.3)$$

Анализируя выражения (3.1)–(3.3), можно отметить, что нагрузочные способности для этих трех случаев относятся как 2,00 : 2,55 : 3,14. Первый случай является самым неблагоприятным, а третий – наиболее рациональным.

В современном машиностроении размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку H7/h6, H8/h9, H9/h9. При таких посадках обеспечивается свободная сборка деталей и благоприятное распределение давлений в соединяемых деталях.

Для увеличения надежности клеммовых соединений момент сил трения  $T_{к}$ , возникающий между ступицей клеммы и валом, должен быть на 20 % больше приложенного внешнего момента  $T_{в}$ , т. е.  $T_{к} = 1,2 T_{в}$ , где  $T_{в} = GL$  (рис. 3.1, в).

При конструировании клеммового соединения по известному усилию затяжки  $F_{\text{зат}}$  определяют диаметр болта:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 1,3 F_{\text{зат}}}{\pi d_p^2} \leq [\sigma_p]; \quad [\sigma_p] = \sigma_T / n, \quad (3.4)$$

где  $d_p = d - 0,9P$  – расчетный диаметр болта;  $d$  – наружный диаметр резьбы;  $P$  – шаг резьбы;  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение при растяжении;  $n$  – коэффициент запаса прочности;  $\sigma_T$  – предел текучести материала болта.

Далее конструктивно задаются длиной ступицы  $l$  в пределах  $l = (0,8 \dots 1,5)d'$  и проверяют по среднему допускаемому давлению на цилиндрической поверхности стыка

$$P = \frac{2F_{\text{зат}}z}{d'l} \leq [P]; \quad [P] = 0,3\sigma_T. \quad (3.5)$$

Наружный диаметр  $D$  ступицы выбирается из конструктивных соображений. Ступица средней жесткости имеет  $D \approx (1,5 \dots 1,8)d'$ .

### Описание установки

Установка (рис. 3.3) состоит из плиты  $1$  с приваренной к ней перекладиной  $2$  с косынками  $3$ . На перекладину  $2$  с помощью болтов  $4$  крепится исследуемое клеммовое соединение  $5$ .

### Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с общими положениями и испытательной установкой.
2. Получить у преподавателя необходимые для исследования инструменты, валы и клеммы.

3. Измерить диаметр болтов, затягивающих клемму, длину ступицы и диаметр клеммового соединения  $D$ .

4. Из выражения (3.4) для исследуемого клеммового соединения определить максимальное (допустимое) усилие затяжки  $F_{\text{зат max}}$  винта. (Справочные данные см. в приложении ПЗ.1).

5. Определить среднее давление на цилиндрической поверхности стыка по формуле (3.5) и отношение  $D/d'$ .

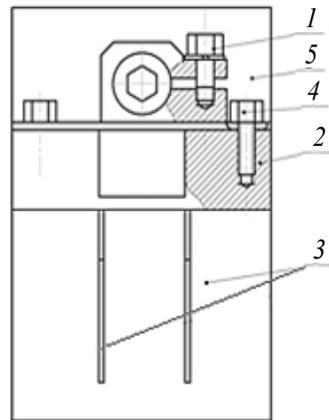


Рис. 3.3

6. Определить величину момента завинчивания  $T_{\text{зав}}$  болтов клеммового соединения при  $F_{\text{зат}} = F_{\text{зат max}}$  по формуле

$$T_{\text{зав}} = T_{\text{р}} + T_{\text{т}} = F_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho') + F_{\text{зат}} f_{\text{т}} \frac{D_1 + D_{\text{отв}}}{4}, \quad (3.6)$$

где  $T_{\text{р}}$  – момент трения в резьбе;  $T_{\text{т}}$  – момент трения на торце гайки;  $d_2$  – средний диаметр резьбы;  $\beta = \operatorname{arctg}(P / (\pi d_2))$  – угол подъема винтовой линии резьбы;  $\rho' = \operatorname{arctg}(f_{\text{р}} / \cos \alpha / 2)$  – приведенный угол трения в резьбе;  $f_{\text{т}}$  – коэффициент трения на торце гайки;  $D_1$  – наружный диаметр опорной поверхности винта (равен размеру под ключ);  $D_{\text{отв}}$  – внутренний диаметр опорной поверхности (принимают равным диаметру отверстия под болт в шайбе);  $\alpha$  – угол профиля резьбы;  $f_{\text{р}}$  – коэффициент трения в резьбе.

7. Определить число делений индикатора динамометрического ключа  $\Delta K_{\text{р max}}$ , соответствующее  $T_{\text{зав max}}$  по зависимости (3.7)

$$T_{\text{зат}} = K_{\text{т}} \Delta K, \quad (3.7)$$

где  $\Delta K$  – число делений индикатора ключа;  $K_{\text{т}} = 0,5977; 0,5715; 0,4985$  – тарировочные коэффициенты динамометрических ключей 1, 2, 3 соответственно.

Все результаты расчета и измерений занести в табл. 3.1.

### **Определение момента, передаваемого клеммовым соединением в зависимости от диаметра вала $d'$ .**

1. Установить на ноль стрелку индикатора динамометрического ключа.

2. Установить в клемму образец вала и динамометрическим ключом затянуть винт моментом  $T_{\text{к max}}$ , создающим  $F_{\text{зат max}}$ . Затяжку следует производить плавно, без рывков. Номер образца вала указан на верхнем торце хвостовика вала, а диаметр – в приложении ПЗ.1.

При использовании клеммы с разъемной ступицей верхнюю половину ступицы предварительно затянуть винтами вручную так, чтобы зазоры между половинами клеммы с обеих сторон были примерно равны, а динамометрическим ключом затягивать только левый винт.

3. Переставить динамометрический ключ на хвостовик вала, проконтролировать ноль индикатора и нагружать вал до тех пор, пока мо-

мент  $T_k$ , создаваемый ключом, превысит момент, передаваемый клеммовым соединением. Направление нагружения вала показано стрелкой в верхней части клемм. Зафиксировать показания индикатора ключа  $\Delta K_T$  и занести в табл. 3.2.

4. Повторить пп. 2 и 3 для других образцов вала.

5. С каждым исследуемым валом повторить пп. 2–4 (три раза) и вывести среднее арифметическое  $\Delta K_{T\text{ ср}}$  для каждого образца.

6. Перевести полученные деления  $\Delta K_{T\text{ ср}}$  в значения крутящего момента  $T_k$  по тарировочной зависимости (3.7).

7. Построить график  $T_k = f(d')$  (рис. 3.4).

8. На этом же графике построить  $T_{1к} = f(d')$ ;  $T_{2к} = f(d')$ ;  $T_{3к} = f(d')$  рассчитанные по выражениям (3.1)–(3.3) для имеющихся значений  $d'$ .



Рис. 3.4

**Определение момента, передаваемого клеммовым соединением от силы затяжки винта**

1. Установить в клемму образец вала с максимальным диаметром и динамометрическим ключом затягивать левый винт моментом  $T_k$ , создающим усилие затяжки от нуля до  $F_{зат\text{ max}}$  с шагом  $0,2 F_{зат\text{ max}}$ .

2. На каждом шаге затяжки болта переставлять динамометрический ключ на хвостовик вала и нагружать вал до тех пор, пока момент  $T_k$ , создаваемый ключом, превысит момент, передаваемый клеммовым соединением. Зафиксировать показания индикатора ключа  $\Delta K_T$  и занести в табл. 3.3.

3. По указанию преподавателя повторить пп. 1 и 2 для других образцов вала.

4. По тарировочной зависимости (3.7) перевести значения  $\Delta K_{T\text{cp}}$  в значения крутящего момента  $T_K$ .

5. Построить график  $T_K = f(F_{\text{зат}})$  (рис. 3.4). На этом же графике построить  $T_{1K} = f(F_{\text{зат}})$ ;  $T_{2K} = f(F_{\text{зат}})$ ;  $T_{3K} = f(F_{\text{зат}})$  по формулам (3.1)–(3.3) при  $F_{\text{зат}} = 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0 F_{\text{зат max}}$ .

## Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цель работы.
3. Схема экспериментального клеммового соединения.
4. Таблицы 3.1–3.3
5. Графики  $T_K = f(d')$  и  $T_K = f(F_{\text{зат}})$ .
6. Анализ результатов опытов (выводы).

Таблица 3.1

### Результаты испытаний

Тип клеммового соединения	$F_{\text{зат max}}$	$T_{\text{зав max}}$	$\Delta K_{p\text{ max}}$	$l$	$P$	$D$	$D/d'$
	Расчет	Расчет	Расчет	Эксперимент	Расчет	Эксперимент	Расчет
	Н	Н · м	Деление	$\text{м} \cdot 10^{-3}$	Па	$\text{м} \cdot 10^{-3}$	–

Таблица 3.2

### Результаты испытаний

$$T_K = f(d'); F_{\text{зат}} = F_{\text{зат max}} = K_{p\text{ max}} =$$

$d'$	$\Delta K_T$			$\Delta K_{\text{cp}}$	$T_K$	$T_{1K}$	$T_{2K}$	$T_{3K}$
	1	2	3		Расчет	Расчет	Расчет	Расчет
$\text{м} \cdot 10^{-3}$	Деление	Деление	Деление	Деление	Н · м	Н · м	Н · м	Н · м

Таблица 3.3

### Результаты испытаний

$$T_k = f(F_{\text{зат}}); d' =$$

$F_{\text{зат}}, \text{Н}$	$\Delta K_p$	$\Delta K_T$			$\Delta K_{T \text{ ср}}$	$T_k$	$T_{1k}$	$T_{2k}$	$T_{3k}$
	Деле- ние	1	2	3	Деле- ние	Экспе- римент	Расчет	Расчет	Расчет
		Деле- ние	Деле- ние	Деле- ние		Н · м	Н · м	Н · м	Н · м
$0,2F_{\text{зат max}}$									
$0,4F_{\text{зат max}}$									
$0,6F_{\text{зат max}}$									
$0,8F_{\text{зат max}}$									
$1,0F_{\text{зат max}}$									

$f = f_p \approx 0,15$  – для случая стальных и чугунных поверхностей, работающих без смазки;

$$f_T \approx 0,25;$$

$n = 1,3 \dots 1,5$  – для углеродистой стали и контролируемой затяжки;

$\sigma_T = 300 \text{ МПа}$  – для марки стали Ст6.

### Вопросы к лабораторной работе

1. Назначение, принцип действия клеммовых соединений.
2. Основные конструктивные схемы клеммовых соединений.
3. Правила конструирования клеммовых соединений.
4. Расчетные схемы клеммовых соединений.
5. Как влияет диаметр вала на передаваемый момент?
6. Как влияет усилие затяжки винта на передаваемый момент?
7. Объяснить расхождение экспериментальных и расчетных данных.
8. Порядок проведения эксперимента.
9. Записать условное обозначение болта, применяемого в соединении.

Приложение ПЗ.1

$P, \text{м} \cdot 10^{-3}$	$d, \text{м} \cdot 10^{-3}$	$d_1, \text{м} \cdot 10^{-3}$	$d_2, \text{м} \cdot 10^{-3}$	$\alpha$	$D_1, \text{м} \cdot 10^{-3}$	$D_{\text{отв}}, \text{м} \cdot 10^{-3}$
ГОСТ 9150–81					ГОСТ 7798–70	ГОСТ 6958–78
1,25	8,0	6,647	7,188	$60^0$	13,0	8,4

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4

# КОНСТРУИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

### Цель работы

Изучить назначение основных элементов и правила конструирования редукторов, определить КПД.

### Основные сведения

Во всех ответственных установках применяют закрытые передачи. Установка передачи в корпусе гарантирует точность сборки, лучшую ее смазку и соответственно более высокий КПД, меньший износ, а также защиту от попадания в нее пыли и грязи. Открытыми передачами пользуются в неответственных приводах.

Закрытые передачи делятся на четыре группы: редукторы; мультипликаторы; коробки передачи; вариаторы.

*Редуктор* – закрытая передача, предназначенная для понижения на постоянную величину угловой скорости, а значит, соответственно повышения момента на ведомом (выходном) валу. Передаточное отношение редуктора больше единицы  $i > 1$ . Редукторы имеют широкое распространение в подъемно-транспортном, металлургическом, химическом и горнообогатительном машиностроении.

*Мультипликатор* – закрытая передача, предназначенная для повышения на постоянную величину угловой скорости ведомого вала, требующая повышенной точности изготовления. Передаточное отношение вариатора меньше единицы  $i < 1$ .

*Коробка передачи* – закрытая передача, предназначенная для ступенчатого изменения скорости вращения выходного вала. Такие передачи широко применяют в транспортных, сельскохозяйственных и строительных машинах, а также в станках.

*Вариатор* – передача, предназначенная для плавного регулирования угловой скорости выходного вала. Передаточное отношение вариатора меняется в пределах диапазона регулирования угловых скоростей,  $i = \text{var}$ .

Учитывая наибольшее распространение редукторов и большую общность вопросов их конструирования с другими закрытыми передачами, остановимся на изучении редукторов.

## КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗАКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ

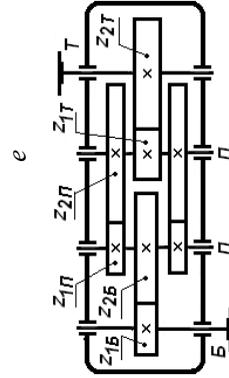
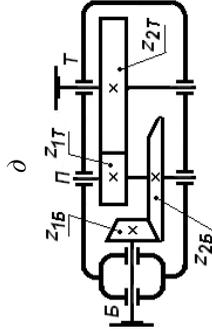
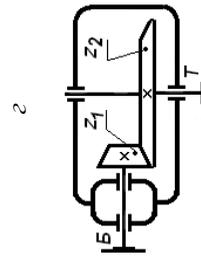
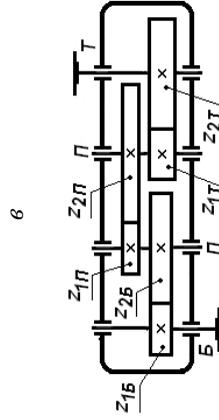
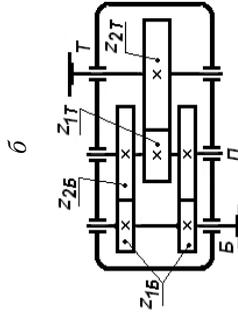
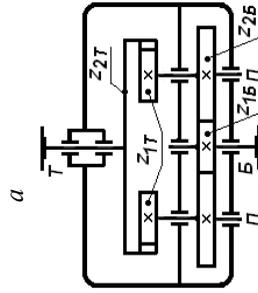
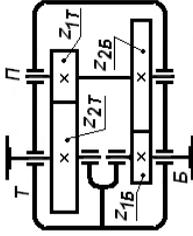
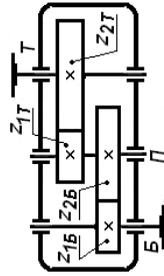
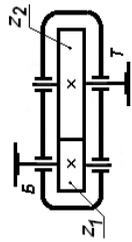
### 1. Зубчатые редукторы

Конструкции редукторов чрезвычайно разнообразны. На рис. 4.1 представлены структурные схемы наиболее распространенных типов зубчатых редукторов, на которых входной (быстроходный) вал обозначен буквой *В*, выходной (тихоходный) – *Т* и промежуточные – *П* валы.

Редукторы подразделяют с учетом следующих признаков:

- тип передачи (зубчатые, червячные, зубчато-червячные, червячно-зубчатые);
- число ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.);
- вид зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические);
- относительное расположение валов редуктора в пространстве (горизонтальное, вертикальное);
- особенности кинематической схемы редуктора (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью, с шевронными колесами и т. д.).

Самый простой зубчатый редуктор – одноступенчатый цилиндрический (рис. 4.1, *а*). Редуктор такого типа применяют при передаточном числе  $u \leq 6,5$ , реже до  $u = 12,5$ . Наибольшее распространение получили двухступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы (рис. 4.1, *б–д*). Они применяются при передаточном отношении  $i = 12,5 \dots 63$ , а чаще при  $i = 16 \dots 40$ . При  $i > 60$  применяют трехступенчатые редукторы. Двухступенчатые и трехступенчатые редукторы могут быть выполнены по развернутым (рис. 4.1, *б, д, е, и*) или соосным (рис. 4.1 *в, з*) схемам. Наибольшее распространение имеют схемы редукторов, показанные на рис. 4.1, *а, б, е*. Они просты в изготовлении и сборке.



жс

3

Рис. 4.1

и

e

6

Недостатком развернутых схем редукторов является несимметричность расположения зубчатых колес относительно опор, вследствие чего нагрузка между подшипниками распределяется неравномерно, и в результате деформаций изгиба и кручения валов возникает концентрация нагрузки по длине зубьев. Для ограничения концентраций применяют валы с повышенной жесткостью.

В двух- и трехступенчатых редукторах более совершенными с точки зрения распределения нагрузки являются конструкции, выполненные с раздвоенными зубчатыми колесами (рис. 4.1, *г*, *д*, *и*). Для компенсации осевого усилия и разгрузки подшипников колеса раздвоенной ступени выполняются косозубыми с противоположным наклоном зубьев. Угол наклона зубьев раздвоенных ступеней, как и в шевронных передачах, рекомендуется принимать в пределах 23...29 градусов.

Колеса быстроходных и тихоходных ступеней в развернутых схемах редукторов выполняются: прямозубыми (рис. 4.2, *а*) (угол наклона зубьев относительно оси вращения  $\beta = 0^\circ$ ), косозубыми (рис. 4.2, *б*) ( $\beta = 8...20^\circ$ ) или шевронными (рис. 4.2, *в*) ( $\beta = 25...30^\circ$ ). Редукторы с шевронными зубчатыми колесами применяются главным образом для тяжело нагруженных передач и в случаях, когда недопустима осевая нагрузка на опоры.

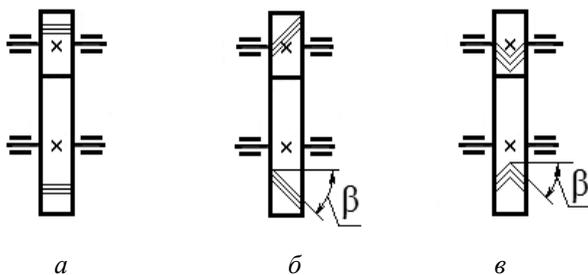


Рис. 4.2

В редукторах с шевронными и раздвоенными передачами, у которых зубья наклонены в разные стороны, фиксировать относительно корпуса следует только один вал. Второй вал должен иметь плавающие опоры, допускающие самоустановку в осевом направлении. Плавающими желательно делать менее нагруженные опоры. Если опоры обоих валов сделать фиксирующими, то в результате неизбежной неточности изготовления и ошибок монтажа мощность распределится неравномерно между параллельными парами раздвоенной ступени.

Редукторы с раздвоенными ступенями целесообразно использовать в тяжело нагруженных передачах. При подсчете их КПД следует учитывать, что раздвоение потока мощности не влияет на их потери.

Осевые редукторы однопоточные (см. рис. 4.1, б, в) и двухпоточные (см. рис. 4.1, г, д, и) удобны с точки зрения общей компоновки машины. Но в отличие от передач, выполненных по развернутой схеме, размеры быстроходной передачи соосного редуктора определяют по заданному межосевому расстоянию из условия обеспечения равнопрочности ступеней путем подбора материала, термообработки и габаритов колеса. Расположение опор соосных валов внутри корпуса усложняет его конструкцию, приводит к увеличению длины промежуточного вала, а следовательно, и его прогибов. Конструкция двухпоточных соосных редукторов (см. рис. 4.1, г, д) отличается еще большей сложностью, так как должно быть предусмотрено выравнивание нагрузки между потоками. Неравномерное нагружение потоков вызывается отклонениями от правильного взаимного углового положения колес, в результате которого зубья колес одного потока вступают в зацепление раньше зубьев колес другого потока. Величина неравномерности зависит как от точности взаимного расположения колес, так и от жесткости системы зубчатые колеса–вал.

В случае пересечения валов под углом при  $i \leq 6,3$  применяют конические зубчатые редукторы (см. рис. 4.1, ж), а при  $i > 6,3$  коническо-цилиндрические зубчатые редукторы (см. рис. 4.1, з). По сравнению с цилиндрическими редукторами конические передачи дороже в изготовлении, масса и габариты их больше, а монтаж сложнее из-за необходимости регулировать зацепление. В настоящее время в большинстве точных станков предпочитают применять конические колеса с круговыми зубьями, обладающими большой нагрузочной способностью. В многоступенчатых редукторах быстроходную пару целесообразно выполнять конической.

При больших передаточных числах применяют планетарные зубчатые передачи и комбинированные зубчато-червячные и червячно-зубчатые.

Помимо указанных выше редукторов применяют также мотор-редукторы, представляющие собой отдельные компактные агрегаты, в которых редуктор и электродвигатель монтируются в общем корпусе.

Для сборки редукторов их корпуса выполняют разъемными. Отдельные детали корпуса скрепляют между собой болтами (винтами, шпильками).

В обычных зубчатых редукторах (рис. 4.3) корпус состоит из двух основных деталей: картера 1, закрепляемого на фундаменте или установочной раме, и крышки 2.

В корпусах редукторов для осмотра передач и заливки масла сверху предусматривают смотровое отверстие, закрываемое крышкой 3, в которой для редукторов с большим тепловыделением закрепляется пробка-отдушина 4. На корпусе редуктора предусматриваются захваты для его подъема – рым-болты 5, крюки 6 или отверстия. Картер обычно снабжается маслосливным отверстием с пробкой 7 и маслоуказателем 8.

Для точной установки крышки на основании корпуса редуктора применяются конические штифты 9. Для облегчения снятия крышки с основания корпуса пользуются отжимными винтами.

Корпус редуктора должен быть достаточно прочным и жестким, так как его деформации могут вызвать перекос валов и, соответственно, нарушить нормальную работу зацепления и опор. Для повышения жесткости корпуса его усиливают наружными или внутренними ребрами, расположенными обычно у приливов под подшипниками.

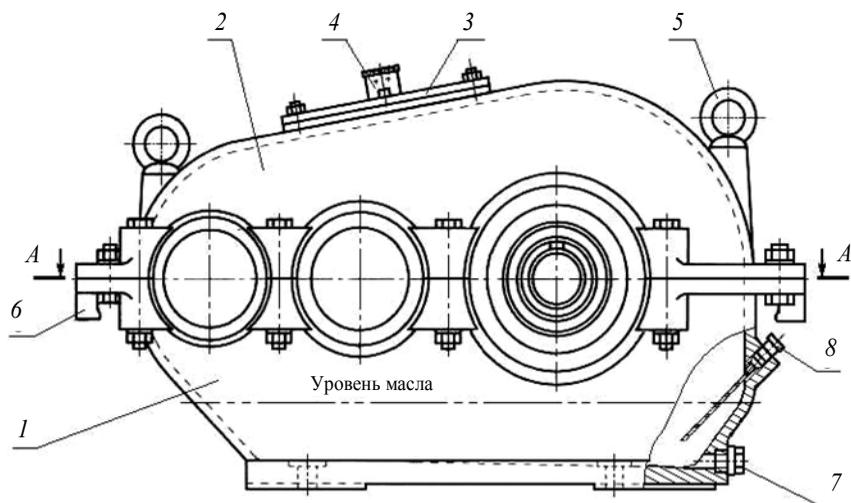
Форма крышек для подшипников редукторов определяется конструкцией корпуса и подшипников.

Корпуса редукторов изготавливают из чугуна СЧ 15-32 и СЧ 18-36 литьем. Корпуса редукторов для передачи больших мощностей, работающих при ударных нагрузках, отливают либо из высокопрочного чугуна, либо из стали. При индивидуальном или мелкосерийном производстве корпуса редукторов изготавливают сварными или из листовой стали.

Размеры корпуса редуктора определяются в зависимости от компоновки зубчатых колес, передаваемой мощности и технологических возможностей.

Валы передач редукторов часто устанавливают на подшипниках качения. Подшипники скольжения применяют в специальных высокоскоростных передачах и иногда в редукторах большой мощности.

Смазка зубчатых колес редукторов при окружных скоростях до  $V < 12 \dots 15$  м/с осуществляется путем окунания колес в масляную ванну. Такой способ смазки зубьев называется смазкой *окунанием*, или *картерной смазкой*. Емкость масляной ванны принимается из расчета  $0,35 \dots 0,70$  л на 1 кВт передаваемой мощности (меньшее значение при меньшей вязкости масла, и наоборот).



A-A

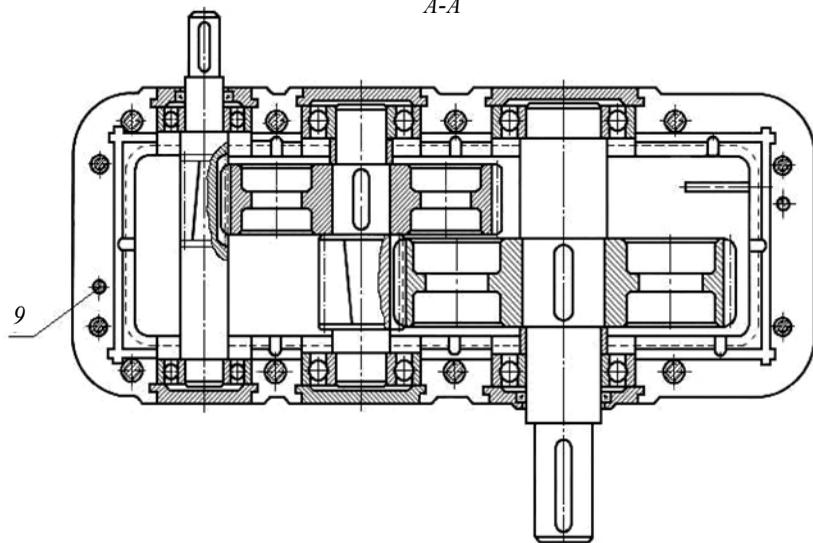


Рис. 4.3

Так как во время работы редуктора происходит колебание уровня масла, то рекомендуется зубчатые колеса быстроходной передачи погружать в масляную ванну для цилиндрических передач на глубину не

менее 0,75 высоты зубьев, а для конических передач – так, чтобы нижний зуб находился в масле по всей длине. Тихоходные вторые и третьи ступени допускается погружать в масло на глубину до  $1/3$  радиуса их делительной окружности. Чтобы избежать глубокого окунания в масло, колеса первой ступени смазывают при помощи дополнительной шестерни 14 (рис. 4.3) или валы устанавливают наклонно к плоскости основания. Для колес разных ступеней можно предусматривать отдельные ванны или устанавливать разбрызгиватели масла.

В редукторах с быстроходными передачами применяют струйную или циркуляционную смазку под давлением. Масло, прокачиваемое насосом, проходит через фильтр и при необходимости – через охладитель, а затем поступает к зубьям через трубопровод. При окружной скорости зубчатых колес до  $V = 20$  м/с для прямозубых передач и до  $V = 50$  м/с для косозубых масло подается непосредственно в зону зацепления. При более высоких скоростях во избежание гидравлических ударов смазка на зубья шестерни и колеса подается отдельно и на некотором расстоянии от зоны зацепления.

Если разбрызгиваемая смазка попадает на верхнюю часть корпуса, ее можно собрать в специальные сборники по каналам, расположенным на корпусе, и подавать в необходимое место.

Смазка подшипников редукторов при окружной скорости зубчатых передач  $V > 4$  м/с может осуществляться тем же маслом, что и зубчатых колес за счет разбрызгивания масла. При окружной скорости передач  $V < 4$  м/с для подшипников редукторов предусматривается индивидуальная смазка, обычно консистентная. При этом, чтобы не происходило ее вымывания картерным маслом, подшипниковый узел с консистентной смазкой снабжается маслоудерживающим кольцом 16 (рис. 4.3).

**Червячные редукторы.** Червячные редукторы применяют для передачи движения между перекрещивающимися валами. Достоинства передач: высокая плавность и бесшумность в работе; большие передаточные числа при малых габаритах. Недостатки: низкий КПД; потребность в дорогостоящих антифрикционных материалах; склонность к заеданию; значительный износ и нагрев при продолжительной работе.

Наибольшее распространение получили одноступенчатые червячные редукторы, которые применяют при передаточных числах  $i = 6,5 \dots 60$ . При больших передаточных числах применяют либо двух-

ступенчатые червячные редукторы, либо комбинированные червячно-зубчатые или зубчато-червячные редукторы. Основные кинематические схемы червячных редукторов показаны на рис. 4.4.

Червячные редукторы различают по расположению червяка: снизу (рис. 4.4, а) и сверху колеса (рис. 4.4, б), горизонтально сбоку (рис. 4.4, в) и вертикально сбоку колеса (рис. 4.4, г). Выбор схемы червячного редуктора определяется требованиями компоновки машины. Кроме того, следует учитывать, что червячные редукторы с нижним расположением червяка преимущественно применяют при окружных скоростях червяка до  $V = 4 \dots 5$  м/с, так как в этом случае обеспечиваются лучшие условия смазки.

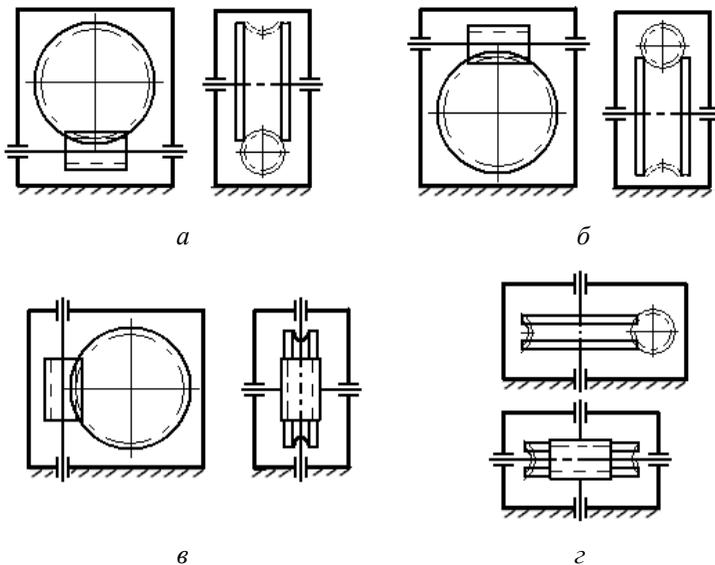


Рис. 4.4

При больших скоростях сильно возрастают потери на размешивание смазки, поэтому червяк следует располагать над колесом. В таких передачах хуже условия теплоотдачи в смазку, поэтому требуются специальные устройства для смазки подшипников червяка, при редких включениях смазка успевает стечь с зубьев колеса и движение начинается при недостаточной смазке.

Передачи с вертикальным расположением вала червяка или колеса применяются, когда этого требует компоновка машины. В этих случа-

ях условия смазки места зацепления и подшипниковых узлов неблагоприятные. Конструкция редуктора также отличается более сложными уплотнениями.

При скоростях скольжения  $V_{ск} \leq 7 \dots 10$  м/с смазку червячных передач осуществляют окунанием червяка или колеса в масляную ванну. При нижнем расположении червяка уровень масла в ванне должен проходить по центру нижнего шарика или ролика подшипника качения, а червяк должен быть погружен в масло примерно на высоту витка. Если уровень масла устанавливают по подшипникам и червяк не окунается в масло, то на валу червяка устанавливают брызговики.

Все сказанное ранее о материалах элементов, конструкции и определении размеров корпусов зубчатых редукторов относится и к корпусам червячных редукторов. Ребра червячных редукторов, обеспечивающие жесткость конструкции, также излучают тепло.

## 2. Определение коэффициента полезного действия закрытых передач

Коэффициент полезного действия  $\eta$  – это безразмерная величина, характеризующая степень совершенства преобразования энергии в каком-либо техническом устройстве. КПД показывает, какая часть суммарной подводимой энергии полезно используется в рассматриваемом устройстве:

$$\eta = P_{\text{полез}} / P, \quad (4.1)$$

где  $P_{\text{полез}}$ ,  $P$  – полезная и затраченная мощность соответственно.

Для зубчатых передач выражение (4.1) можно представить следующим образом:

$$\eta = \frac{P_{\text{полез}}}{P} = \frac{P_T}{P_6} = \frac{T_T \omega_T}{T_d \omega_6} = \frac{T_T}{T_d u}; \quad \eta\% = \frac{T_T}{T_d u} 100\%, \quad (4.2)$$

где  $P_T$ ,  $P_6$ ,  $T_T$ ,  $T_d$ ,  $\omega_T$ ,  $\omega_d$  – соответственно мощность, крутящий момент на тихоходном и быстроходном валу и угловые скорости их вращения;  $u$  – передаточное число.

Из (4.2) следует, что для экспериментального определения  $\eta$  передачи необходимо знать передаточное число  $u$  этой передачи и измерить крутящие моменты на быстроходном и тихоходном валу.

Выражение (4.2) позволяет определить общий КПД передачи. Приводимые в литературе данные по частным КПД зубчатых передач получены при работе этих передач с номинальной нагрузкой на специальных установках. При уменьшении полезной нагрузки КПД передач снижается и становится равным нулю при холостом ходе. Это объясняется уменьшением доли полезной работы.

$$\text{КПД редуктора: } \eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{б}}^k \eta_{\text{оп}}^k,$$

где  $\eta_{\text{б}}, \eta_{\text{т}}$  – КПД быстроходной и тихоходной ступеней редуктора;  $\eta_{\text{оп}}$  – КПД опор (подшипников),  $\eta_{\text{оп}} = 0,99$ ,  $k$  – количество пар подшипников.

При проектировании КПД передач редуктора назначают по табл. 4.1.

Таблица 4.1

#### Коэффициенты полезного действия элементов приводов

№ п/п	Тип передачи	$\eta$
1	Зубчатая закрытая с опорами:	
	цилиндрическая	0,97...0,98
	коническая	0,95...0,97
2	Зубчатая открытая при густой смазке:	
	цилиндрическая	0,95...0,96
	коническая	0,94...0,95
3	Червячная с передаточным отношением:	
	от 8 до 14	0,8...0,9
	от 19 до 30	0,7...0,8
	от 31 до 65	0,6...0,7
4	Ременная (все типы)	0,94...0,96
5	Цепная	0,92...0,95
6	Муфты соединительные	0,96...0,98

#### Основные параметры зубчатых передач

Зубчатая передача характеризуется следующими основными параметрами:

$a_w$  – межосевое расстояние, мм;

$b_1$  – ширина шестерни, мм;

$b_2$  – ширина колеса, мм;

$z_1$  – число зубьев шестерни;

$z_2$  – число зубьев колеса;

$m_n$  – модуль нормальный, мм;

$\beta$  – угол наклона зубьев косозубой передачи, град.

$u_T$  и  $u_6$  или  $u_{12}$  – передаточное число ступени редуктора,

$$u_{12} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1};$$

$i_{ред} = u_T u_6$  – передаточное отношение двухступенчатого редуктора, где  $u_T$  и  $u_6$  – передаточные числа тихоходной и быстроходной ступеней. Экспериментально передаточное отношение редуктора можно определить через отношение угловых скоростей  $\omega$  (частот вращения  $n$ ) звеньев механизма (входного к выходному):

$$i_{ред} = \pm \omega_{вх} / \omega_{вых} = \pm n_{вх} / n_{вых} .$$

Знак «+» – при одинаковом направлении вращения звеньев.

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины колеса;

$$m_t – \text{модуль торцевой } m_t = \frac{2a_w}{z_1 + z_2};$$

$m_n$  – модуль нормальный  $m_n = m_t \cdot \cos \beta$ .

## Практическая часть

В лабораторной работе необходимо рассчитать быстроходную и тихоходную передачи цилиндрического редуктора. Для этого нужно экспериментально определить следующие показатели.

1. Измерить межосевое расстояние передачи  $a_w$ , округлить до стандартного значения.

### Стандартные межосевые расстояния $a_w$ по ГОСТ 9563–81

Ряды	$a_w$ , мм
1-й	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 315; 400; ...
2-й	140; 180; 225; 290; 355; 450

2. Определить ширину зубчатого венца колеса  $b_2$ , мм.
3. Измерить шаг по делительной окружности  $p$ , мм.
4. Найти диаметры окружностей вершин шестерни  $d_{a1}$  и колеса  $d_{a2}$ , мм.
5. Определить угол наклона зубьев  $\beta$ .
6. Вычислить передаточное число:  $u_{12} = \frac{d_{a2}}{d_{a1}}$ , округлить до стандартного значения.

**Стандартные номинальные передаточные отношения  $i$   
(передаточные числа  $u$ )**

- 1-й – 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0  
 2-й – 1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0; 11,2

7. Определить коэффициент ширины  $\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w}$ , округлить до стандартного значения.

$\psi_{ba}$  – принимают из ряда стандартных чисел ГОСТ 2185–66: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,00; 1,25 в зависимости от положения колес относительно опор:

- при симметричном расположении ..... 0,315 ... 0,5;  
 при несимметричном расположении..... 0,25 ... 0,4;  
 при консольном расположении ..... 0,2 ... 0,25.

8. Вычислить модуль  $m = \frac{P}{\pi}$ , мм. Округлить до стандартного значения.

**Окружные модули зубьев по ГОСТ 9563–81**

Ряды	Модуль, мм
1-й	1,50; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,75; 2; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

9. Найти суммарное число зубьев:  $z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta}{m}$ , округлить до целого числа.

10. Определить число зубьев шестерни:  $z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1}$ .

11. Определить число зубьев колеса:  $z_2 = z_\Sigma - z_1$ .

12. Вычислить угол наклона зубьев с точностью до минут:

$$\beta = \arccos\left(\frac{mz_\Sigma}{2a_w}\right).$$

13. Найти делительные диаметры шестерни  $d_1$  и колеса  $d_2$ , мм

(рис. 4.5 а, б):  $d_1 = z_1 \frac{m}{\cos\beta}$ ;  $d_2 = z_2 \frac{m}{\cos\beta}$ .

14. Уточнить межосевое расстояние  $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$ .

15. Определить диаметры окружностей вершин зубьев (рис. 4.5, а, б) шестерни  $d_{a1}$  и колеса  $d_{a2}$ , мм:  $d_{a1} = d_1 + 2m$ ,  $d_{a2} = d_2 + 2m$ .

16. Вычислить диаметры окружностей впадин зубьев (см. рис. 4.5, а, б) шестерни  $d_{f1}$  и колеса  $d_{f2}$ , мм:  $d_{f1} = d_1 - 2,5m$ ,  $d_{f2} = d_2 - 2,5m$ .

17. Найти ширину шестерни:  $b_1 = b_2 + 5$  мм.

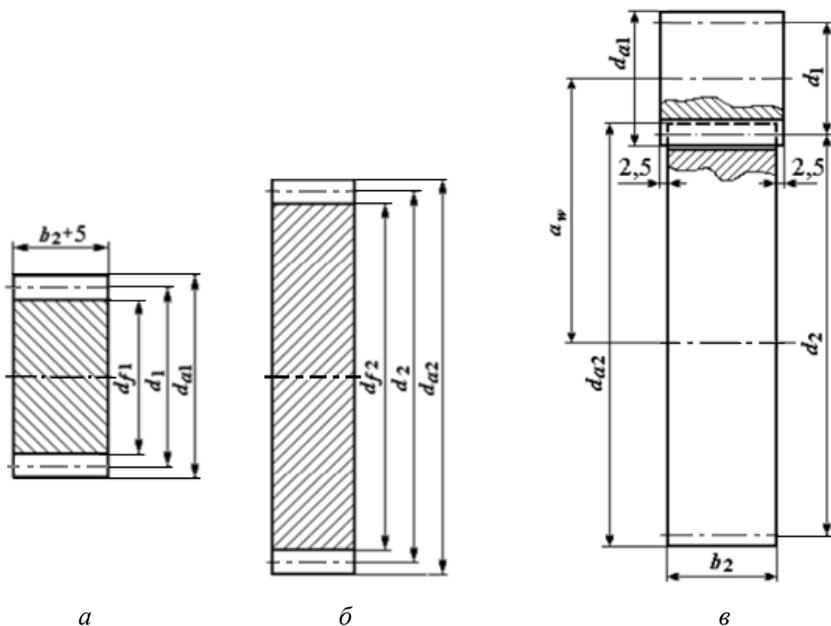


Рис. 4.5

По рассчитанным размерам выполнить эскиз зубчатой передачи (рис. 4.5, в). Эскиз должен быть выполнен в натуральную величину (масштаб  $M 1:1$ ) на листе формата А4. Если размеры эскиза не соответствуют размерам листа, то следует использовать стандартные увеличивающие или уменьшающие масштабы изображения (например,  $M 1:2$ ;  $M 2:1$  и т. п.).

### **Порядок выполнения работы**

1. Ознакомиться с методическими указаниями к работе.
2. Получить у преподавателя редуктор, необходимый для проведения лабораторной работы.
3. Нарисовать кинематическую схему этого редуктора.
4. Дать его классификацию по типу передачи; числу ступеней; типу зубчатых колес; относительному расположению валов в пространстве.
5. Указать особенности кинематической схемы редуктора.
6. Определить передаточное число редуктора и его геометрические параметры.
7. Определить КПД редуктора.
8. Указать преимущества и недостатки кинематической схемы редуктора.
9. Выполнить эскиз зубчатых передач редуктора.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СМАЗКОЙ

### Цель работы

Исследовать зависимость коэффициента жидкостного трения в подшипниках скольжения от среднего давления и скорости вращения.

### Основные сведения

Опорные устройства, предназначенные для поддержания вращающихся деталей, носят название подшипников. По виду трения, возникающего в рабочих элементах опор, различают подшипники скольжения и качения.

Опоры скольжения могут работать при любых окружных скоростях, практически не чувствительны к ударным и вибрационным нагрузкам, имеют меньшие радиальные размеры, могут выполняться разъемными и работать в агрессивных средах. Однако при эксплуатации подшипники скольжения нуждаются в систематическом наблюдении и непрерывной смазке. Смазка вводится в подшипник для снижения потерь на трение, износ, тепловыделение и повышение надежности устройства в целом.

Когда трущиеся поверхности полностью разделены слоем смазки, наиболее благоприятен режим работы опоры скольжения. Это становится возможным, если в слое смазки развивается необходимое давление. Давление в подшипнике может быть гидростатическим, когда смазка в зазор непрерывно подается насосом, или гидродинамическим – в результате самозатягивания смазки в клиновидный зазор поверхностью движущейся детали.

В подшипнике скольжения (рис. 5.1, а) клиновой зазор создается за счет разности диаметров цапфы  $D$  и шипа  $d$ , а относительное движение – за счет вращения вала.

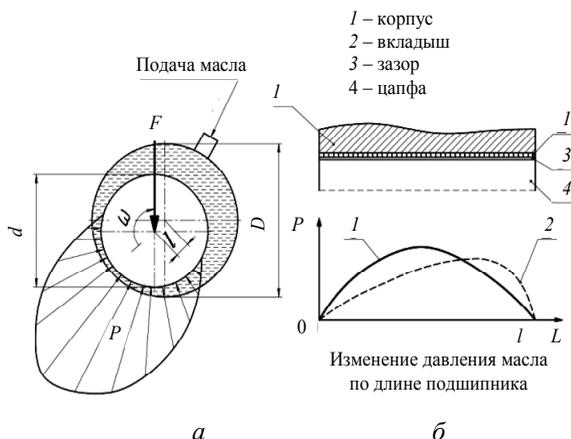


Рис. 5.1

При работе подшипника в зазоре создается давление  $p$ , равнодействующая которого является гидродинамической поддерживающей силой. Благодаря этому подшипник может воспринимать внешнюю нагрузку.

Вследствие утечек смазки через торцы опоры давление в слое смазки по длине подшипника распределяется по параболическому закону (рис. 5.1, б, кривая 1). При наличии перекосов и деформаций элементов подшипника характер распределения давления по длине подшипника искажается (рис. 5.1, б, кривая 2).

В подшипниках, работающих в условиях жидкостного трения, сила и коэффициент трения определяются вязким трением жидкости. Чтобы найти их, рассмотрим сначала работу подшипника со значительными скоростями, малыми давлениями и с заполненным маслом зазором. В этом случае между валом и подшипником образуется постоянный концентричный зазор.

По закону Ньютона удельное сопротивление несжимаемой жидкости сдвигу  $\tau$  определится по формуле

$$\tau = \mu \frac{dV}{dh}, \quad (5.1)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость жидкости;  $V$  – скорость относительного движения жидкости;  $h$  – толщина слоя жидкости;  $\frac{dV}{dh}$  – градиент скорости.

Полное сопротивление, или сила жидкостного трения, будет

$$W = \int_S \tau dS, \quad (5.2)$$

где  $S$  – величина поверхности трения.

В нашем случае

$$S = \pi dl, \quad (5.3)$$

$$\frac{dV}{dh} = \frac{V}{\delta} = \frac{\omega R}{\psi R} = \frac{\omega}{\psi}, \quad (5.4)$$

где  $d$  – диаметр вала;  $l$  – длина подшипника;  $\delta = 0,5(D - d)$  – радиальный зазор;  $D$  – диаметр подшипника;  $R = D/2$  – радиус вала;  $\psi = \delta/R$  – относительный зазор;  $\omega$  – угловая скорость вала.

Тогда

$$W = \frac{\pi dl \mu \omega}{\psi}. \quad (5.5)$$

Отношение силы жидкостного трения  $W$  к силе нормального давления, по аналогии с коэффициентом трения в законе Амонтона–Кулона, называют коэффициентом жидкостного трения, т. е.  $f = W / F$ . Тогда коэффициент жидкостного трения определится как

$$f = \frac{\pi dl \mu \omega}{\psi F} = \frac{\pi \mu \omega}{\psi p}, \quad (5.6)$$

где  $p = F/(ld)$  – среднее давление, или нагрузка, отнесенная к проекции цапфы.

В действительных условиях работы подшипника сила трения и коэффициент трения выше, так как в нагруженной зоне градиент скорости движения масла существенно больше, чем в ненагруженном подшипнике с эксцентриситетом, равным нулю. Это объясняется как уменьшением зазора в нагруженной зоне, так и гидродинамическим давлением в ней. Поэтому в формулу для определения коэффициента

трения вводят второе слагаемое, приближенно учитывающее увеличение коэффициента трения в нагруженном подшипнике, и формула (5.6) приобретает вид

$$f = \frac{\pi \mu \omega}{\psi p} + 0,55\psi \left(\frac{d}{l}\right)^m, \quad (5.7)$$

где  $m = 1,5$ , если  $l/d < 1$ ,  $m = 1$ , если  $l/d \geq 1$ . Значения  $\mu$  приведены в приложении П5.1.

### Описание установки

Установка (рис. 5.2) состоит из станины 1, на которой смонтирован вал 2 с испытуемым подшипником скольжения 3, привода, механизма нагружения подшипника скольжения 4, измерительного устройства 5 и системы подачи масла 6.

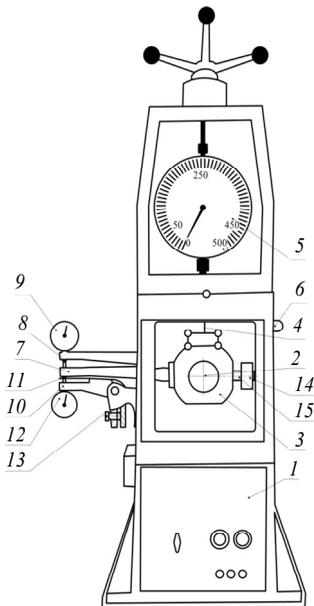


Рис. 5.2

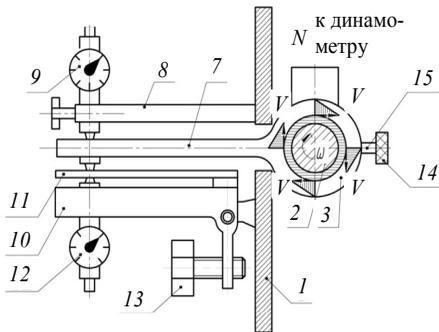


Рис. 5.3

Вал опирается на два шарикоподшипника и приводится во вращение электродвигателем при помощи клиноременной передачи. Натяжение ремня производится винтовым натяжным устройством, поворачивающим подмоторную плиту. Измерительное устройство состоит из рычага 7, соединенного с корпусом подшипника 3 и кронштейна 8, установленных на станине неподвижно с индикатором 9, и качающегося кронштейна 10 с измерительной пружиной 11 и индикатором 12. Ножка верхнего индикатора упирается в рычаг 7. Ножка нижнего индикатора установлена на измерительную пружину 11, которая, в свою очередь, упирается в пятку рычага 7. Качающийся кронштейн закреплен на оси и может поворачиваться при помощи винта 13. Для уравнивания рычага служит груз 14, перемещающийся на резьбе по штанге 15, закрепленной на корпусе подшипника (рис. 5.3).

Измерительное устройство 5 работает следующим образом. Нагрузив подшипник с помощью механизма нагружения 4, приводят во вращение вал 2. Из-за наличия вязкого трения между валом 2 и вкладышем подшипника скольжения возникает момент трения, который стремится повернуть корпус подшипника в сторону вращения вала.

Действие момента трения посредством рычага 7 передается на измерительную пружину 11, по прогибу которой можно определить величину действующей на нее силы. Для определения величины прогиба пружины предусмотрено измерительное устройство, состоящее из двух индикаторов часового типа 9 и 12, которые установлены так, чтобы во время измерения исключить ошибки, связанные с люфтами в цепи нагружения подшипника скольжения.

## Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с испытательной установкой (рис. 5.2 и 5.3).
2. Осмотреть состояние электроаппаратуры и изоляцию проводов.
3. Проверить заземление установки.
4. Нагрузить подшипник силой  $F = 100$  Н.
5. Выставить корпус 3 с рычагом в горизонтальное положение с помощью уравнивающего груза 14.
6. Подвести подвижный кронштейн 10 винтом 13 так, чтобы измерительная пружина 11 вошла в соприкосновение с пяткой рычага 7.
7. Выставить верхний индикатор с натягом в четыре оборота и поставить на ноль подвижную шкалу.

8. Выставить нижний индикатор с натягом в один оборот и поставить на нуль подвижную шкалу.

9. Подать краном *b* масло каплями в подшипник (примерно 30...40 капель в минуту).

10. Рукояткой пакетного выключателя подать напряжение на силовые цепи и цепи управления.

11. Кнопкой «пуск» включить электродвигатель.

12. Нагрузить подшипник силой  $F = 500$  Н и дать проработать установке 5 мин с целью достижения заданного температурного режима подшипника.

13. Разгрузить подшипник до  $F = 100$  Н.

14. Выключить электродвигатель и после его полной остановки произвести корректировку нулей индикаторов с помощью подвижных шкал.

15. Включить установку, а после выхода ее на режим опять отключить и произвести корректировку нулей. Эту операцию проделать 3–4 раза, пока индикаторы не будут останавливаться у нулевого положения.

16. Включить электродвигатель и нагрузить подшипник силой  $F = 500$  Н.

17. С помощью винта *13* качающегося кронштейна *7* вывести верхний индикатор на нуль и записать показания нижнего индикатора в таблицу.

18. Увеличивать ступенями по 500 Н радиальную силу до получения предельного значения показаний динамометра или резкого возрастающего момента трения (резкий бросок стрелок индикатора), так как с этого момента подшипник будет работать в режиме полужидкостного трения.

На каждой ступени нагружения с помощью винта качающегося кронштейна выводить верхний индикатор на «0» и записывать в таблицу показания нижнего индикатора.

19. Убедиться в повторяемости эксперимента, выполнив измерения четыре раза.

20. По указанию преподавателя изменить число оборотов вала и произвести все эксперименты заново в соответствии с вышеизложенной методикой.

21. По окончании эксперимента разгрузить подшипник, перекрыть подачу масла в подшипник.

22. Снять индикаторы и убрать рабочее место.

## Экспериментальные и расчетные показания

Масло индустриальное		Угловая скорость вала _____								
		Среднее давление, Па·10 <sup>5</sup>	Показание индикатора в делениях ΔК				Результаты выборки, дел.	Экспериментальный момент трения, $T_{\text{пр}}$ , Н · м.	Экспериментальный коэффициент трения, $f$	Теоретический коэффициент трения, $f_{\text{теор}}$
			Номер нагрузки							
Радиальная сила, $F$ , Н		1	2	3	4					
500	1,36									
1000	2,72									
1500	4,09									
2000	5,44									
2500	6,80									
3000	8,17									
3500	9,53									
4000	10,90									
4500	12,25									
5000	13,60									

## Методика проведения расчетной части лабораторной работы

1. Для «наилучших» результатов выборки показаний индикаторов определить момент трения  $T_{\text{тр}}$  в подшипнике по формуле

$$T_{\text{тр}} = 0,0111 \cdot \Delta K,$$

где  $\Delta K$  – показания индикатора;  $T_{\text{тр}}$  – момент трения, Н · м.

2. По формуле

$$f_{\text{эксп}} = \frac{2T_{\text{тр}}}{Fd}$$

определить коэффициент трения и результаты записать в таблицу.

3. По формуле (5.7) подсчитать значение теоретических коэффициентов трения для соответствующих точек нагружения подшипника. Данные для расчета взять из приложения.

4. Построить график экспериментальных и теоретических зависимостей  $f = f(p)$ .

## Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цель работы.
3. Схема измерительного механизма.
4. Таблица.
5. График  $f = f(p)$ .
6. Анализ результатов опытов (выводы).

## Вопросы к лабораторной работе

1. Области применения подшипников скольжения. Достоинства и недостатки.
2. Различие между гидростатическим и гидродинамическим подшипниками.
3. Принцип работы гидродинамического подшипника скольжения.
4. Режимы работы подшипников скольжения.

5. Конструкция подшипников скольжения и назначение отдельных элементов.

6. Материалы вкладышей.

8. Что такое коэффициент жидкостного трения?

9. Дать анализ результатов эксперимента.

## Приложение

### Техническая характеристика установки

1. Подшипник скольжения:

а) диаметр вала  $d = 60,03 \cdot 10^{-3}$  м;

б) диаметр подшипника  $D = 60,12 \cdot 10^{-3}$  м;

в) длина подшипника  $l = D$ .

2. Угловая скорость вала  $\omega_1 = 80 \text{ с}^{-1}$ ;  $\omega_2 = 141,4 \text{ с}^{-1}$ ;  $\omega_3 = 251,3 \text{ с}^{-1}$ .

### Приложение П5.1

Марка масла	Динамическая вязкость $\mu \cdot 10^{-3}$ Па При температуре (°C)						
	30	40	50	60	70	80	90
Индустриальное							
12	25	16,5	11,8	8,5	6,3	4,8	–
20	41	26	17	13	9,2	6,9	5,1
30	75	40	26	18,5	13	9,4	7,1
45	18	70	40	23	19	13,5	9,8

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ПОТЕРЬ И ПРИВЕДЕННОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

### Цель работы

1. Исследовать потери в подшипниках качения в зависимости от нагрузки, скорости вращения и условия смазки.
2. Определять расчетную долговечность подшипника по заданным условиям и построить график зависимости долговечности от нагрузки.

### Основные сведения

Наиболее часто используемые радиальные подшипники качения (рис. 6.1, *а*) состоят из наружного и внутреннего колец 1, 2, тел качения 3 и сепаратора 4. Кольца и тела качения воспринимают рабочие нагрузки, а сепаратор распределяет и направляет тела качения. Для восприятия радиальных нагрузок также применяются роликовые радиальные подшипники (рис. 6.1, *б*).

Действие осевых нагрузок воспринимают шариковые радиально-упорные и роликовые конические однорядные подшипники (рис. 6.1, *в* и *г*).

Поворот оси внутреннего кольца по отношению к оси наружного кольца допускают шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники (рис. 6.1, *д*) они являются самоустанавливающимися.

Кроме рабочих нагрузок на элементы подшипника при его вращении действуют центробежные силы и гироскопический момент. Под действием перечисленных нагрузок тела качения совершают сложное движение: перекатывание относительно колец и скольжение относительно сепаратора.

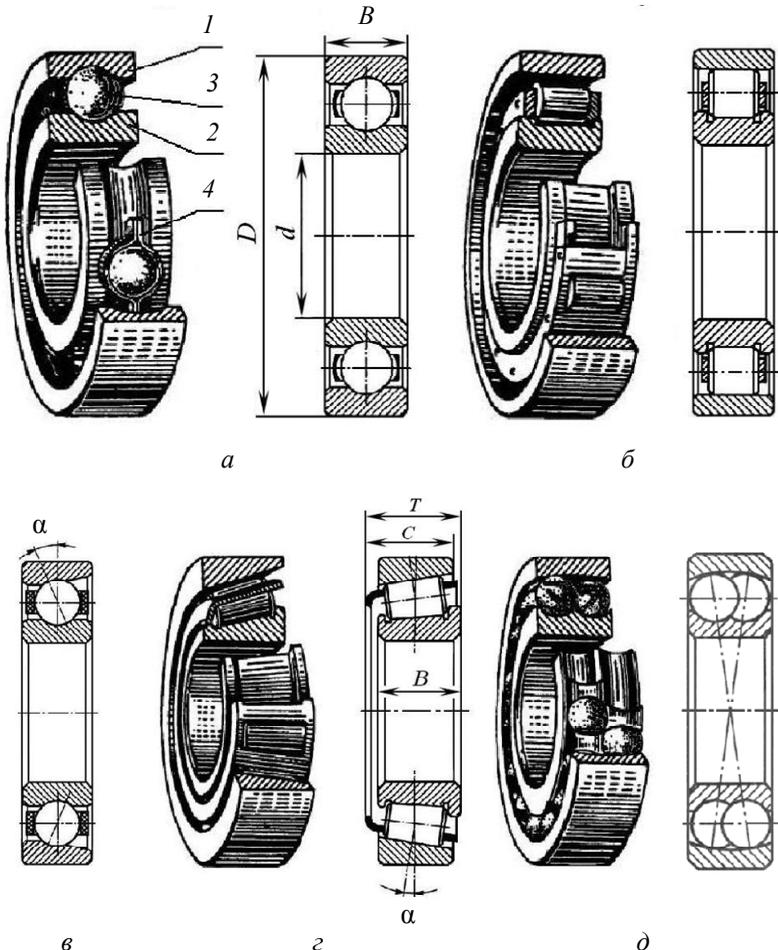


Рис. 6.1

Подшипники качения смазываются жидкими или консистентными смазками. Вид смазки зависит от условий работы, нагрузки на подшипник, его температуры и окружной скорости. Смазка в подшипниках способствует отводу тепла, уменьшает шум, повышает амортизирующую способность подшипника при вибрационных ударных нагрузках, обеспечивает антикоррозионную защиту его элементов и повышает его надежность и долговечность в целом. Жидкая смазка в подшипнике

должна доходить до середины тела качения. Консистентная смазка должна составлять 40...60 % его свободного объема.

Потери в подшипниках качения вызываются сопротивлением перекачиванию тел качения под нагрузкой и затратами энергии на преодоление сопротивления смазки (проталкивание смазки в зазоры, ее перемешивание и т. д.). Первая группа потерь зависит от нагрузки, вторая определяется окружной скоростью, вязкостью и температурой смазки.

Для оценки сопротивления вращению подшипников качения пользуются понятием приведенного коэффициента трения. Приведенный коэффициент трения является условным безразмерным интегральным параметром, учитывающим как сопротивление качения, так и вязкое сопротивление смазке при работе подшипника.

При экспериментально определенном моменте трения в подшипнике приведенный коэффициент трения рассчитывается по формуле

$$f = \frac{2T}{F_r d},$$

где  $T$  – момент трения,  $\text{Н} \cdot \text{м}$ ;  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник,  $\text{Н}$ ;  $d$  – внутренний посадочный диаметр подшипника,  $\text{м}$ .

Исследование зависимости приведенного коэффициента трения в подшипниках качения от нагрузки, скорости вращения и условий смазки выполняется на специальной установке, позволявшей определить момент трения в опорах методом маятника.

### **Классификация подшипников качения**

Подшипники качения **по виду воспринимаемой нагрузки** делятся:

- на радиальные;
- радиально-упорные;
- упорно-радиальные;
- упорные.

**По форме тел качения** подшипники делятся:

- на шариковые;
- роликовые.

Ролики подразделяются: на цилиндрические короткие, длинные, витые, конические, бочкообразные, игольчатые.

**По числу рядов тел качения** подшипники различают однорядные, двухрядные, трехрядные и четырехрядные.

**По способу самоустановки** подшипники качения подразделяются:

- на несамоустанавливающиеся;
- самоустанавливающиеся (сферические).

**По грузоподъемности** подшипники качения подразделяются на различные серии: сверхлегкие; особолегкие; легкие; средние; тяжелые.

**По ширине:** на узкие, нормальные, широкие, особоширокие.

### Условные обозначения подшипников качения

Подшипник качения маркируют путем нанесения на торец кольца ряда цифр, условно обозначающих внутренний диаметр подшипника, его серию, тип, конструктивную разновидность.

Система условных обозначений шариковых и роликовых подшипников устанавливается ГОСТ 3189–75. Порядок отсчета цифр в условном обозначении подшипника ведется справа налево.

Первые две цифры справа обозначают внутренний диаметр подшипников диаметром от 20 до 495 мм, причем обозначение получается путем деления значения диаметра на 5. Подшипники с внутренним диаметром 10 мм обозначаются 00; 12 мм – 01; 15 мм – 02; 17 мм – 03.

Третья цифра справа от условного обозначения указывает серию диаметров подшипника, например: 1 – особолегкая серия, 2 – легкая серия и т. д.

Четвертая цифра справа от условного обозначения указывает тип подшипника, например: 0 – шариковый радиальный, 2 – цилиндрический роликовый радиальный с короткими роликами, 6 – шариковый радиально-упорный, 7 – конический роликовый и т. д.

Пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивную разновидность подшипника. Седьмая цифра справа указывает серию ширины, например: узкая, нормальная, широкая и др. Нули, стоящие в обозначении левее значащих цифр, не показывают.

Пример условного обозначения подшипника 66209:

6 6 2 09

Внутренний диаметр подшипника (диаметр вала)

$$- d = 09 \cdot 5 = 45 \text{ мм.}$$

Серия по наружному диаметру и ширине – легкая, узкая.

Тип – радиально-упорный шариковый однорядный.

Конструктивные особенности – угол контакта  $\beta = 36^\circ$ .

## Описание установки

Установка (рис. 6.2) состоит из корпуса 1, на котором закреплен электродвигатель 2 и шпиндель 3.

Шпиндель получает вращение через клиноременную передачу 4, позволяющую путем перестановки ремня получать три частоты вращения ( $104,72 \text{ с}^{-1}$ ;  $209,44 \text{ с}^{-1}$ ;  $314,16 \text{ с}^{-1}$ ).

Установка комплектуется испытательными головками с подшипниками:

- 208-радиальным однорядным шариковым легкой серии ГОСТ 8338–75
- 308-радиальным однорядным шариковым средней серии ГОСТ 8338–75;
- 1208-радиальным сферическим шариковым легкой серии ГОСТ 3720–75;
- 7208-коническим однорядным роликовым легкой серии ГОСТ 333–79.

Головка состоит из цилиндрического корпуса 5, в котором смонтированы четыре однотипных подшипника. Наружные кольца двух средних подшипников находятся в обойме 6, размещенной в корпусе 5 с зазором. Нагружение исследуемых подшипников производится винтовым устройством 7, воздействующим через шарик 8 на обойму 6.

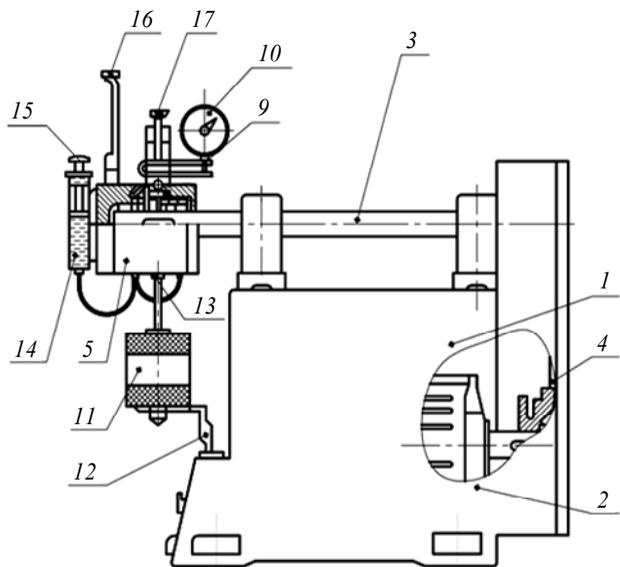
Сила нажатия измеряется с помощью динамометрической скобы 9 с индикатором часового типа 10. Показания индикатора и нагрузка на обойму связаны зависимостью

$$F_r = 285,7 \cdot \Delta K,$$

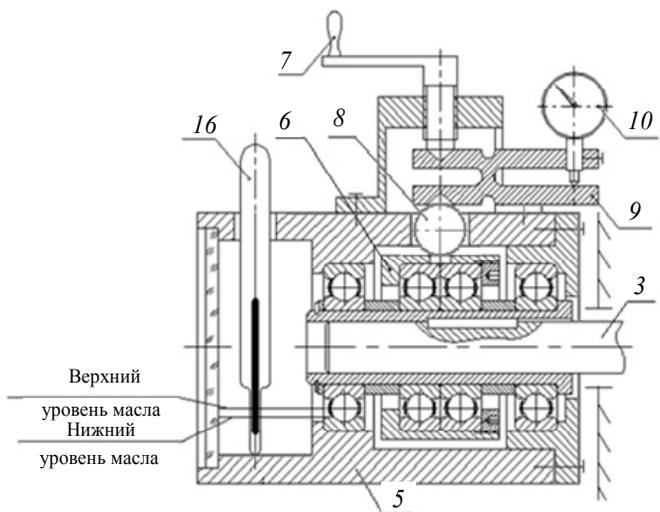
где  $F_r$  – нагрузка на обойму, Н;  $\Delta K$  – число делений по индикатору.

Устройство для измерения момента трения в исследуемых подшипниках состоит из маятника 11 и шкалы 12. При работе установки под действием момента трения корпус испытательной головки стремится повернуться и уравнивается отклонением маятника. Величина отклонения пропорциональна моменту трения, который фиксируется по шкале 12, протарированной в Н·м. Установка маятника производится грузом 13.

Смазочное устройство подшипника состоит из цилиндра 14 с поршнем 15, перемещением которого изменяется уровень масла в испытательной головке.



a



б

Рис. 6.2

Для определения температуры масла в подшипниках предусмотрен термометр 16. Включение установки производится пакетным выключателем в положении «вкл», пуск двигателя – черной кнопкой «пуск». Остановка – красной кнопкой «стоп».

## Расчет долговечности подшипника

Долговечность подшипника определяется числом оборотов (или часов работы при заданной постоянной частоте вращения), которое подшипник должен проработать до появления признаков усталости материала любого кольца или тела качения. Долговечность подшипника зависит как от внешних факторов (величины и направления нагрузки, частоты вращения, смазки и т. д.), так и от его динамической грузоподъемности.

Номинальная долговечность подшипника в часах вычисляется по формуле

$$L_h = \left( \frac{C}{P} \right)^m \frac{\pi \cdot 10^4}{18\omega},$$

где  $P$  – эквивалентная нагрузка, Н;  $\omega$  – частота вращения, рад/с;  $C$  – динамическая грузоподъемность, принимаемая в зависимости от типа подшипника по таблицам технических характеристик (см. приложение Пб.1);  $m = 3$  для шарикоподшипников,  $m = 10/3$  – для роликоподшипников.

Эквивалентная нагрузка для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников определяется по зависимости

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T,$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка, Н;  $F_a$  – осевая нагрузка, Н;  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки (см. прил. Пб.2);  $Y$  – коэффициент осевой нагрузки (см. прил. Пб.2);  $K_\sigma$  – коэффициент безопасности, или динамический коэффициент (см. прил. П 6.3);  $K_T$  – коэффициент температуры (см. прил. П 6.4);  $V$  – коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается (см. прил. П 6.2).

По приведенным зависимостям может быть решена и обратная задача: нахождение динамической грузоподъемности и подбор подшип-

ника по заданной долговечности (сроку службы) и условиям эксплуатации.

## Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством установки и ее техническими данными. Уяснить задачу исследования.

2. По указанию преподавателя установить на вал испытательную головку и отрегулировать перемещением смазочного устройства уровень масла на нижней отметке.

3. Составить табл. 6.1 с условиями проведения опыта (частота вращения задается преподавателем).

4. Рассчитать показания индикатора  $\Delta K$ , соответствующие заданным величинам нагрузки  $F_r$  и занести в табл. 6.1.

5. Включить установку и дать ей проработать на холостом ходу 3...5 мин. Внести в табл. 6.1 значение момента трения при холостом ходе ( $F_r = 0$ ).

6. Выключить установку и винтом нагружения по индикатору установить нагрузку 2500 Н. Пустить установку и зафиксировать момент трения.

7. Выполнить измерения при других уровнях нагрузки. Результаты занести в табл. 6.1.

Таблица 6.1

### Результаты эксперимента

Радиальная нагрузка на подшипник		Момент трения		Приведенный коэффициент трения	
		При нижнем уровне масла $T_1, \text{Н} \cdot \text{м}$	При верхнем уровне масла $T_2, \text{Н} \cdot \text{м}$	При нижнем уровне масла $f_1$	При верхнем уровне масла $f_2$
$F_r, \text{Н}$	$\Delta K, \text{дел}$				
0					
2500					
5000					
7500					
10000					

Тип подшипника № \_\_\_\_\_ ГОСТ \_\_\_\_\_

Частота вращения  $\omega$ ,  $\text{с}^{-1}$ .

8. Переместить поршень смазочного устройства и установить уровень масла на верхней отметке.

9. Повторить пп. 5–7.

10. Вычислить приведенные коэффициенты трения  $f_1$  и  $f_2$ , занести их в табл. 6.1.

11. Построить графики  $f_1 = \varphi_1(F_r)$  и  $f_2 = \varphi_2(F_r)$ .

12. Выписать из приложений основные технические характеристики для исследуемых подшипников и внести их в табл. 6.2.

Таблица 6.2

### Технические характеристики

Тип подшипника	Габариты, $\text{м} \cdot 10^{-3}$			Масса, кг	$\alpha$ град	Грузоподъемность, Н		Частота вращения, рад/с		$e$	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		
	$D$	$d$	$B$			$G$	$C$	$C_0$	К		ж				

13. Составить табл. 6.3 и рассчитать долговечность исследуемого подшипника в часах при определенных условиях (характер нагрузки, ее величина, условия работы задаются преподавателем).

Таблица 6.3

### Результаты расчетов

Характер нагрузки	$\omega$ , рад/с	$F_r$	$F_a$	$X$	$Y$	$K_0$	Вращение кольца	$V$	$t$ , °C	$K_T$	$P$ , Н	$L_h$ , ч

14. По данным табл. 6.3 построить график  $L_h = f(P)$ .

## Содержание отчета

1. Титульный лист.
2. Цель работы.
3. Схема установки.
4. Таблицы 6.1, 6.2, 6.3.
5. Графики  $f_1 = \varphi_1(F_r)$ ,  $f_2 = \varphi_2(F_r)$ ,  $L_h = f(P)$ .
6. Анализ результатов и выводы.

## Вопросы к лабораторной работе

1. Области применения подшипников качения. Достоинства и недостатки.
2. Типы подшипников качения.
3. Конструкция подшипников качения и назначение отдельных элементов.
4. Материалы элементов подшипников качения.
5. Выбор подшипников качения.
6. Что такое приведенный коэффициент трения.
7. Порядок проведения эксперимента.
8. Дать анализ результатов эксперимента.

Приложение Пб.1

Условное обозначение подшипника по ГОСТ 8338-75	Размеры, $\text{м} \cdot 10^{-3}$					Шарики		Грузо-подъемность, кН		$\omega$ , $\text{с}^{-1}$ при смазке		$G$ , кг	
	$d$	$D$	$B$	$r$	$D_2$ наим.	$D_2$ наиб.	$D_{\text{ш}}$ , $\text{м} \cdot 10^{-3}$	$Z$ , шт.	$C$	$C_0$	К		ж
208 (рис. 6.1, а) легкая серия диаметров 2, серия ширин 0	40	80	18	2	47	73	12,7	9	25,6	18,1	659,73	837,76	0,36
308 (рис. 6.1, а) средняя серия диаметров 3, шириной 0	40	90	23	2,5	49	80	15,08	8	31,9	22,7	659,73	837,76	0,63

Угол контакта $\alpha^0$	$iF_a^{(1)} / C_0$	V		X <sup>1</sup>		Y <sup>1</sup>		e
		По отношению к вектору нагрузки, внутреннее кольцо		Двухрядные <sup>3)</sup>		Однорядные		
		враща- ется	непо- движно	$F_d/VF_r \leq e$	$F_d/VF_r > e$	$F_d/VF_r \geq e^2$	$F_d/VF_r < e$	
Радиальные однорядные <sup>4)</sup>								
	0,014					2,30	2,30	0,18
	0,028					1,99	1,99	0,22
	0,056					1,71	1,71	0,26
	0,084					1,55	1,55	0,28
0	0,11	1	1,2	0,56	1	0,56	0	0,30
	0,17					1,31	1,31	0,34
	0,28					1,15	1,15	0,38
	0,42					1,04	1,04	0,42
	0,56					1,00	1,00	0,44
Радиальные сферические								
-	—	1	1	0,40	1	0,67	0,45ctg $\alpha$	1,5tg $\alpha$

<sup>1)</sup> Значения X, Y, e для нагрузок или углов контакта, не указанных в таблице, определяют линейной интерполяцией.

<sup>2)</sup> Для однорядных подшипников при  $F_d/VF_r \leq e$  принимают X = 1, Y = 0.

<sup>3)</sup> Только для двухрядных подшипников симметричной конструкции.

<sup>4)</sup> Допускаемое максимальное значение  $F_d/C_0$  зависит от конструкции подшипника

Приложение П6.3

Характер нагрузки на подшипник	$K_6$
Спокойная нагрузка, толчки отсутствуют	1
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % от нормальной (расчетной) нагрузки	1...1,2
Умеренные толчки, вибрации, кратковременные перегрузки до 150 % от нормальной (расчетной) нагрузки	1,3...1,8
Нагрузка со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200 % от нормальной (расчетной) нагрузки	1,8...2,5
Нагрузка с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300 % от нормальной (расчетной) нагрузки	2,5...3,0

Приложение П6.4

Рабочая температура подшипника °С	125	150	175	200	225	250
$K_T$	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

### МЕТОДЫ РАЦИОНАЛЬНОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ

#### Цель работы

Ознакомиться с основными приемами конструирования деталей машин и решить поставленные конструкторские задачи.

#### Основные сведения

Каждая конструкторская задача, как правило, имеет много решений. Поэтому конструирование – это творческий процесс. Используя теоретические знания и практический опыт, конструктор должен выбрать из всех возможных решений одно наилучшее. При создании оптимального варианта приходится принимать во внимание часто противоречивые технологические и эксплуатационные требования. Однако в любом случае создаваемая конструкция должна в полной мере отвечать требованиям эксплуатации и быть экономичной.

Для успешного решения задач рационального конструирования необходимо следующее:

- представлять назначение детали, узла и условия их работы;
- уметь определять и анализировать критерии работоспособности детали;
- знать свойства машиностроительных материалов и способы их обработки;
- знать и уметь пользоваться приемами, позволяющими создавать и анализировать различные варианты конструкции.

При разработке вариантов технических решений конструктор часто пользуется методом инверсии. Сущность метода заключается в обращении принятых ранее функций, форм и расположения деталей, например,

выпуклую поверхность заменяют вогнутой, охватываемую деталь – охватывающей, неподвижный элемент – подвижным. При этом конструкция приобретает новые свойства.

Поясним сказанное примерами. На рис. 7.1, *а* и *б* показаны приводы толкателя 1. В конструкции рис. 7.1, *а* боек 2 выполнен плоским, а тарелка толкателя – сферической.

Инвертируем схему, для чего выполним боек сферическим, а тарелку плоской (рис. 7.1, *б*). В результате уменьшились поперечные усилия на толкатель. Кроме того, во втором случае поверхность бойка можно сделать цилиндрической, что обеспечит контакт толкателя и бойка по линии и уменьшит величину контактных напряжений.

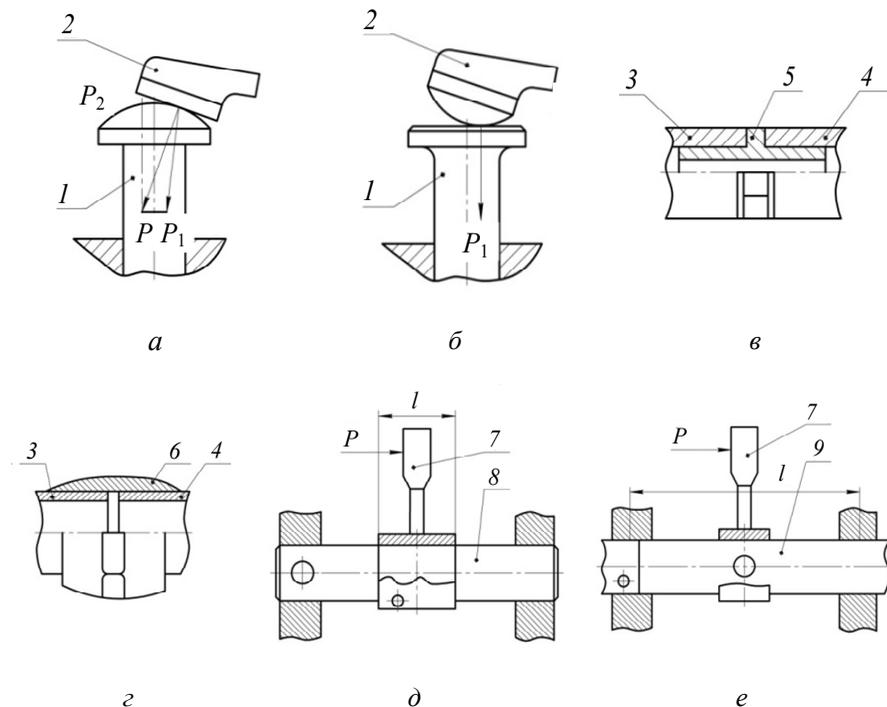


Рис. 7.1

На рис. 7.1, *в* и *г* показано соединение тонкостенных труб 3 и 4, работающих под давлением, штуцером 5 (рис. 7.1, *в*) и муфтой 6

(рис. 7.1, *з*). В первом случае труба является охватывающей, во втором – охватываемой. Второй вариант конструкции, несомненно, предпочтителен, так как соединяемая деталь не уменьшает проходного отверстия, улучшены условия монтажа, кроме того, легко деформируемый торец трубы охвачен муфтой.

На рис. 7.1, *д, е* показан рычаг 7 механизма переключения передач. В первом варианте рычаг перемещается по неподвижному штоку 8, во втором – рычаг 7 закреплен на подвижном штоке 9 и перемещается вместе с ним. В результате инверсии увеличился размер *l*, что привело к уменьшению нагрузок в поступательной кинематической паре.

Важным показателем качества проектирования является масса машины. В общем машиностроении уменьшение массы означает снижение металлоемкости и стоимости изготовления. Естественно, что облегчение деталей и машины в целом не должно идти в ущерб их работоспособности. Уменьшить массу изделий можно, придавая деталям рациональные сечения и равнопрочные формы, целесообразно используя свойства материалов, методы их обработки и получения заготовок, совершенствуя конструктивные схемы.

На рис. 7.2 показаны цилиндрические равнопрочные по изгибу и кручению детали, имеющие разное отношение  $d/D$ . При переходе к пустотелым тонкостенным конструкциям существенное снижение массы достигается за счет удаления материала из ненагруженной области сечения.

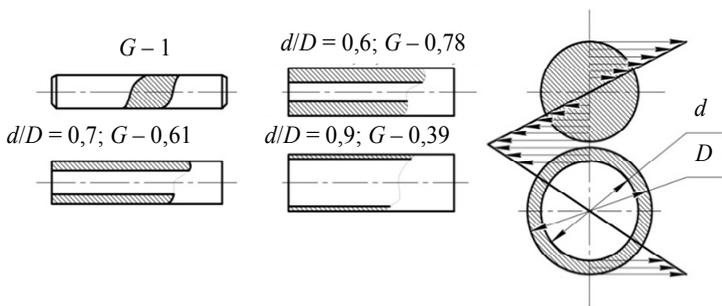


Рис. 7.2

На функционирование конструкций влияет жесткость их элементов. Чрезмерные деформации могут нарушить нормальную работу конструкции задолго до ее разрушения. Значительные деформации ва-

лов и корпусов могут приводить к преждевременному износу зубчатых колес, подшипников скольжения и т. д.

Основным конструктивным способом увеличения жесткости являются: устранение или уменьшение изгиба как невыгодного по прочности и жесткости вида деформации путем замены его сжатием и растяжением, целесообразной расстановкой опор, повышением (без ущерба для массы) моментов инерции сечений, усилением заделочных участков, применением сводчатых форм.

Решение задачи об увеличении жесткости сводится к анализу и отысканию наибольших деформаций и их предотвращению за счет введения ребер, подкосов, установленных по направлению перемещения.

На рис. 7.3, *a* показан кронштейн, нагруженный усилием  $F$ . В конструкциях (рис. 7.3, *б, в, г*) кронштейн усилен ребрами. Преимущество следует отдать последней схеме с ребром жесткости, работающим на сжатие.

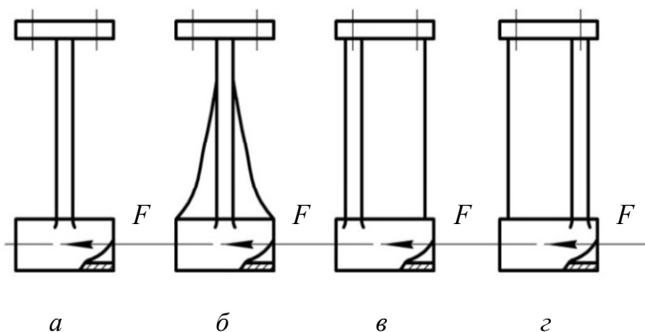


Рис. 7.3

Излишние деформации и перекосы можно исключить рациональным подбором жесткостей или предусмотреть самоустанавливаемость. Так, в роликовом подшипнике качения (рис. 7.4, *a*) изгиб вала вызывает перекосяк и одностороннюю нагрузку тел качения. Этот недостаток можно устранить, смонтировав подшипник в сферической обойме (рис. 7.4, *б*) или применив двухрядный сферический роликовый (или шариковый) подшипник (рис. 7.4, *в*).

При конструировании подвижных сопряжений из твердых и мягких материалов необходимо предусмотреть, чтобы поверхность трения детали из более твердого и износостойкого материала перекрывала рабо-

чую поверхность детали из мягкого материала. При этом мягкая деталь будет изнашиваться равномерно, не нарушая работы узла.

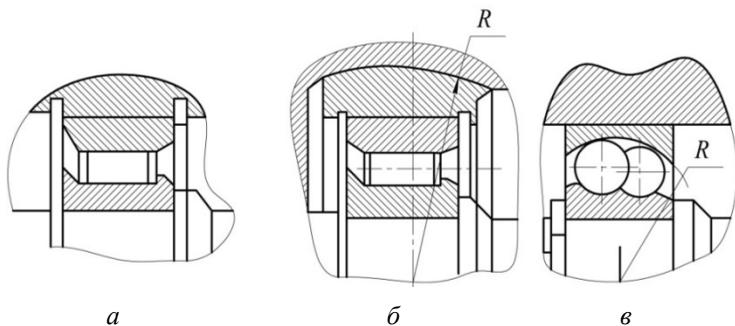


Рис. 7.4

На основании этого правила более твердая шестерня должна иметь большую ширину, чем колесо.

Особое внимание при проектировании сопряжений деталей нужно уделять вопросам сокращения объема механической обработки. С этой целью на деталях выполняются базовые поверхности, т. е. отдельные участки, подвергаемые более точной обработке. Например, в месте установки длинного стакана 1 (рис. 7.5, а) при конструировании корпуса 2 для облегчения монтажа целесообразно предусмотреть проточку на самом стакане и в корпусе (рис. 7.5, б).

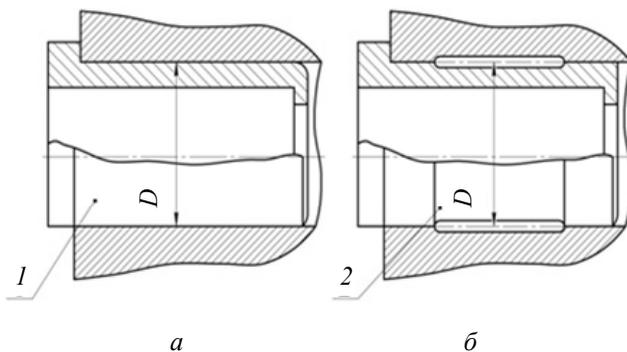


Рис.7.5

Приведенные примеры не исчерпывают всего арсенала конструкторских приемов, но в достаточной степени отражают основные принципы.

## **Порядок выполнения работы**

1. Получить у преподавателя задание.
2. Проанализировать предлагаемые конструкции, составить силовые схемы и необходимые эскизы.

## **Содержание отчета**

1. Эскиз и краткое описание вариантов конструкций.
2. Анализ их недостатков.
3. Пути совершенствования конструкций, иллюстрированные эскизами.

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8

# ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

### Цель работы

Ознакомиться с конструкцией и принципом действия электромеханического привода на основе двухступенчатого планетарного редуктора. Изучить основные технические характеристики редуктора при изменении величины нагрузки на его выходном валу.

### Общие сведения

Планетарными называются многоступенчатые передачи, в которых оси вращения отдельных колес являются подвижными. Схема одной из простейших планетарных передач, выполненная по схеме Джемса, показана на рис. 8.1. Именно такая передача используется в обеих ступенях исследуемого в лабораторной работе редуктора. Состоит планетарная передача из центральной солнечной шестерни 1, трех сателлитов 2, расположенных на одинаковых расстояниях друг от друга и шарнирно закрепленных в водиле  $H$ , вращающемся вокруг центральной неподвижной оси, и центрального корончатого колеса 3 с внутренними зубьями.

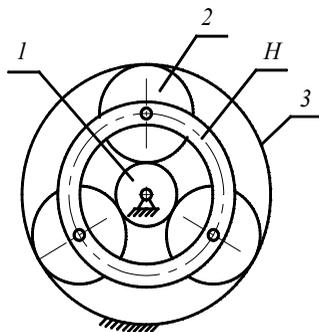


Рис. 8.1

Передаточное отношение планетарной передачи от солнечной шестерни к водилу определяется методом Виллиса и равно

$$i_H = 1 + \frac{z_3}{z_1},$$

где  $z_i$  – число зубьев соответствующего зубчатого колеса.

Коэффициент полезного действия (КПД) рядовой зубчатой передачи представляет собой отношение  $\eta = \frac{N_2}{N_1}$  – мощности, снимаемой с ведомого колеса к мощности, подаваемой на ведущее колесо. Также КПД можно представить через отношение моментов сил на колесах и передаточное отношение:

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 i}. \quad (8.1)$$

КПД может иметь значения в пределах  $0 \leq \eta < 1$  (0 – самоторможение).

Коэффициент потерь при работе передачи оценивают как

$$\psi = 1 - \eta = \psi_3 + \psi_{\Pi} + \psi_M, \quad (8.2)$$

где  $\psi_3$  – коэффициент потерь на трение в зубчатом зацеплении;  $\psi_{\Pi}$  – коэффициент потерь в подшипниках валов;  $\psi_M$  – коэффициент потерь на перемешивание масла.

Тогда КПД

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_{\Pi} + \psi_M). \quad (8.3)$$

Для зубчатых передач коэффициент потерь можно определить по приближенной формуле

$$\psi_3 = 2,3f \left( \frac{1}{z_1} \mp \frac{1}{z_2} \right), \quad (8.4)$$

где  $f = 0,05 \dots 0,1$  – коэффициент трения скольжения в контакте сопряженных зубьев (при больших скоростях – меньшие значения);  $z_i$  – числа зубьев ведущего 1 и ведомого 2 колес. Знак (+) – для внешнего зацепления, (–) – для внутреннего.

При использовании в опорах валов подшипников качения потери в них для одной передачи принимаются  $\psi_{\Pi} = 0,005 \dots 0,01$ .

Потери на перемешивание масла зависят от окружной скорости и ширины зубчатых колес, вязкости масла и глубины погружения подвижных деталей. Они труднее всего поддаются аналитическому описанию.

При последовательном соединении нескольких механизмов общий КПД равен произведению КПД каждого из них:  $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots$ .

При параллельном соединении нескольких одинаковых механизмов (как в планетарной передаче с несколькими сателлитами) общий КПД равен КПД одного из механизмов:  $\eta_{\text{общ}} = \eta_1$ .

## Описание установки

Экспериментальный стенд для проведения исследований представляет собой автоматизированный лабораторный комплекс, схематично изображенный на рис. 8.2.

В состав лабораторного комплекса входят:

- основание стенда 1;
- двухступенчатый вертикальный планетарный редуктор 2;
- электродвигатель 3;
- измерительная тензобалка электродвигателя 4;
- тензодатчик балки двигателя 5;
- частотный преобразователь (инвертор) 6;
- порошковый тормоз 7;
- измерительная тензобалка порошкового тормоза 8 с датчиком 9;
- датчик числа оборотов двигателя 10;
- коммутатор для связи с компьютером 11;
- компьютер 12.

Стенд подключается к однофазной сети переменного напряжения 220 В ~ 50 Гц, но благодаря инвертору 6 скорость вращения вала электродвигателя 3, соединенного с входным валом редуктора 2, может плавно изменяться в пределах от 0 до 1480 об/мин путем изменения питающей частоты тока от 0 до 50 Гц. При работе установки автоматически обеспечивается нагружение выходного вала редуктора моментом противодействия вращению за счет работы электромагнитного порошкового тормоза 7. Момент сил, создаваемый электродвигателем, контролируется датчиком 5 тензобалки 4, а момент, приложенный к тормозу, датчиком 9 балки 8. Значения показаний датчиков 5, 9 и 10 в ре-

жиме реального времени передаются на коммутатор 11 и далее на компьютер 12 для обработки специализированной программой и построения рабочих графиков.

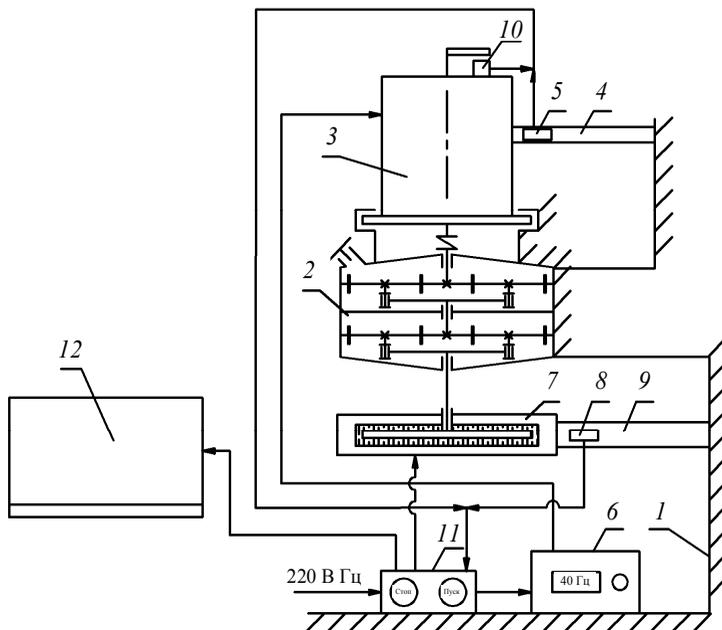


Рис. 8.2

В связи с тем что все подвижные звенья редуктора 2 полностью погружены в масляную ванну (даже при отсутствии нагрузки на выходном валу) имеются потери на перемешивание масла  $\psi_M$ . Эти потери растут с увеличением скорости вращения электродвигателя.

На экран инвертора 6 могут быть выведены следующие данные:

- частота питающего электродвигатель напряжения, Гц;
- потребляемая электродвигателем электрическая мощность, Вт;
- величина потребляемого электродвигателем тока, А;
- величина управляющего сигнала, %.

Переключение между режимами отображения осуществляется последовательным однократным нажатием кнопок «Стрелка вверх» или «Стрелка вниз» на лицевой панели инвертора.

Исследуемый в работе редуктор является двухступенчатым планетарным редуктором, выполненным по схеме Джемса с двумя одинаковыми трехсателлитными ступенями, соединенными последовательно (рис. 8.3). Входным звеном редуктора является солнечная шестерня  $1$  первой ступени, а выходным – водило  $H_2$  второй ступени.

Числа зубьев колес редуктора:

$$z_1 = z_4 = 25; z_2 = z_5 = 71; z_3 = z_6 = 167.$$

Передаточные отношения обеих ступеней редуктора одинаковы:  $i_1 = i_2 = 7,68$ .

Общее передаточное отношение редуктора  $i_{\text{общ}} = i_1 i_2 = 7,68 \cdot 7,68 = 59$ .

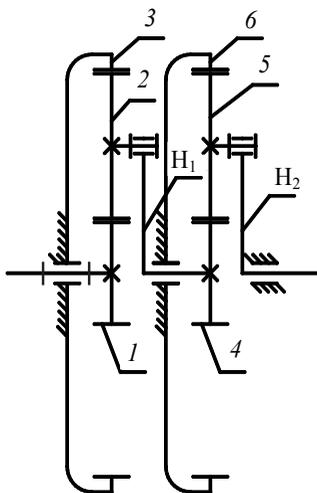


Рис. 8.3

## Порядок выполнения работы

1. Подключить стенд к однофазной питающей сети.
2. Подключить стенд к компьютеру через USB-кабель.
3. Включить компьютер и загрузить операционную систему.
4. Запустить программу «Редуктор планетарный».
5. Включить стенд кнопкой «Питание стенда». При этом значок «Соединение» в нижнем правом углу окна загруженной программы должен изменить цвет с красного на зеленый.
6. В верхнем левом углу окна программы в меню выбрать: «Лабораторные работы» – «Сброс».

«Установки» – «Обнуление».

Обнуление показаний датчиков необходимо выполнять перед каждым новым экспериментом.

7. Кнопкой «Пуск» включить электродвигатель и поворотом регулятора на лицевой панели инвертора установить питающую частоту 10 Гц.

8. Указателем мыши нажать в правом нижнем углу окна программы клавишу «Нагрузить». Начнется плавное возрастание нагрузки на

выходном валу редуктора до максимального значения (устанавливается автоматически). Разгрузка происходит автоматически. В процессе нагружения выполняется построение графиков мощностей на входном и выходном валах редуктора, а также КПД и числа оборотов входного вала. Переключение окна программы между графиками осуществляется нажатием кнопки верхнего меню: «График» – «Зависимость КПД редуктора» или «График» – «Зависимость мощностей».

9. Указателем мыши выбрать в меню «Лабораторная работа» – «Отчет» для формирования текстового файла с графиками проведенного эксперимента. Сохранить файл в «Папке», указанной преподавателем, под именем, включающим значение питающей частоты.

10. Вернуться к п. 6 и повторять эксперимент, устанавливая регулятором инвертора питающую частоту, равную 20, 30, 40 и 50 Гц. Сохранять результаты экспериментов в одной «Папке».

11. Распечатать из сохраненных файлов графики всех проведенных экспериментов.

12. Вычислить, используя формулу (8.4), суммарный коэффициент потерь в зацеплениях зубьев колес планетарного редуктора и опорах его валов.

13. Найти:

$$\sum(\psi_3 + \psi_{II}) = 2 \left[ 2,3f \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) + 2,3f \left( \frac{1}{z_2} - \frac{1}{z_3} \right) + 0,01 \right].$$

14. Определить, используя формулу (8.3), значение коэффициента потерь на перемешивание масла для каждого эксперимента.

15. Найти:

$$\psi_M = 1 - \sum(\psi_3 + \psi_{II}) - \eta.$$

16. При выборе  $\eta$  в каждом из экспериментов задать значения момента на выходном валу, равными: 0; 5; 10; 15; 20; 25 и 30 Н · м.

17. На графиках КПД всех экспериментов достроить графики коэффициентов потерь на перемешивание масла по расчетам п.13.

18. Аппроксимировать зависимости

$$N_{ВХ} = f(T_{ВЫХ}) \text{ и } N_{ВЫХ} = f(T_{ВЫХ}).$$

19. Рассчитать на контактную прочность колес выходной ступени редуктора максимальный момент на выходном валу. То же по диаметру вала.

20. Определить предельный КПД редуктора при этом моменте.
21. Рассчитать и построить график КПД редуктора при максимальной скорости двигателя и минимальном уровне смазки, соответствующим потерям при частоте 10 Гц.
22. Оформить отчет о проделанной работе.

## **Содержание отчета**

1. Титульный лист.
2. Цель работы.
3. Схема экспериментального стенда.
4. Графики  $\psi_M = f(T_{\text{ВЫХ}})$ ,  $\eta_{\text{мех}} = f(T_{\text{ВЫХ}})$ .
5. Анализ результатов и выводы.

## **Вопросы к лабораторной работе**

1. Что называется механическим коэффициентом полезного действия?
2. Чему равен КПД нескольких последовательно соединенных механизмов?
3. Чему равен КПД нескольких параллельно соединенных механизмов?
4. Какие факторы имеют наибольшее влияние на величину потерь на перемешивание масла?
5. Какой физический принцип использован для измерения момента сил на двигателе и тормозе?
6. Как влияет скорость вращения двигателя на график КПД?
7. Почему тензобалка двигателя тоньше тензобалки порошкового тормоза?
8. Как можно повысить КПД исследуемого редуктора при малых нагрузках?
9. Как влияют числа зубьев колес на потери в зацеплении?
10. Как на основе экспериментальных данных можно определить момент на валу электродвигателя?

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9

### ИСПЫТАНИЕ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

#### Цель работы

Ознакомиться с классификацией, принципом действия и основами расчета предохранительных муфт.

#### Основные сведения

Муфты – это устройства для соединения валов и передачи между ними вращающего момента.

Муфты передают с одного вала на другой вращающий момент без изменения его величины и направления, а также компенсируют монтажные неточности и деформации геометрических осей валов, разъединяют и соединяют валы без остановки двигателя, предохраняют машину от поломок в аварийных режимах, в некоторых случаях поглощают толчки и вибрации, ограничивают частоту вращения.

В современном машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия и управления, назначению и конструкции. Классификация муфт весьма обширна (рис. 9.1).

#### **Группы муфт различают по их физической природе:**

- муфты механического действия;
- муфты электрического (электромагнитного) действия;
- муфты гидравлического или пневматического действия.

#### **Классы муфт различают по режиму соединения валов:**

- нерасцепляемые (постоянные, соединительные) – соединяют валы постоянно, образуют длинные валы;
- управляемые – соединяют и разъединяют валы в процессе работы, например, широко известная автомобильная муфта сцепления.

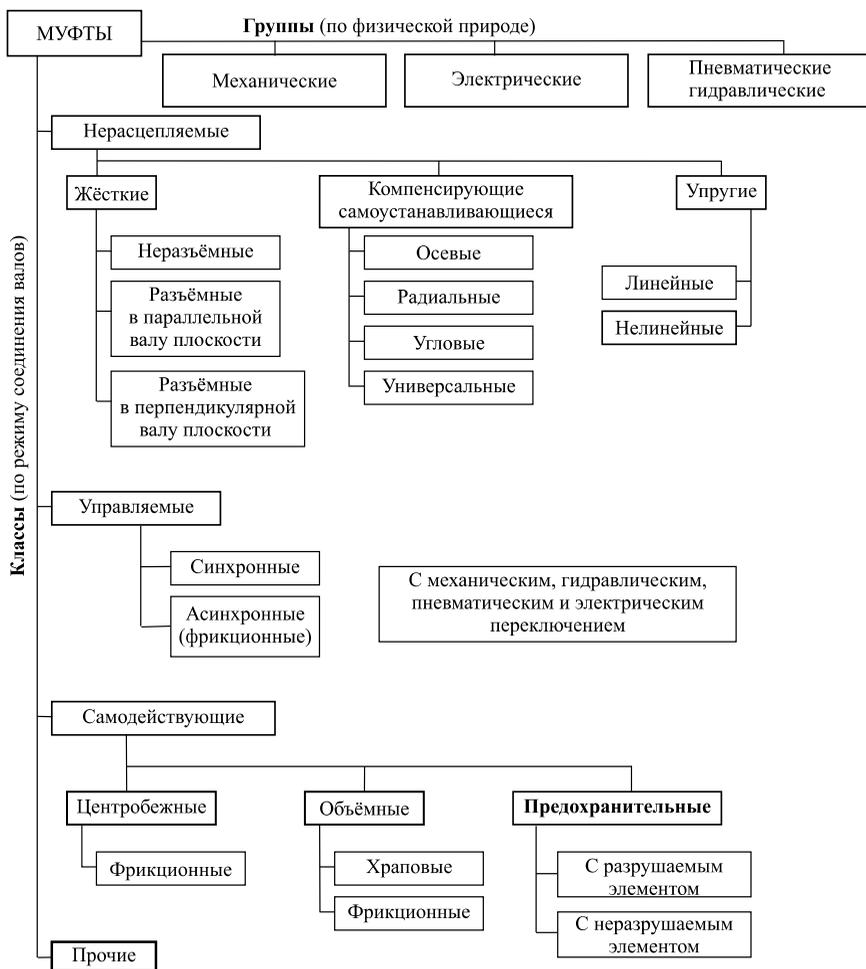


Рис. 9.1

- самодействующие – срабатывают автоматически при заданном режиме работы.

- прочие.

Основная характеристика муфты – передаваемый вращающий момент.

Существенные показатели – габариты, масса, момент инерции.

Муфта, рассчитанная на передачу определенного вращающего момента, выполняется в нескольких модификациях для разных диаметров валов. Муфты – автономные узлы, поэтому они легко стандартизируются.

**Пример условного обозначения** предохранительной фрикционной муфты с номинальным крутящим моментом 63 Н · м, диаметром посадочного отверстия 25 мм, исполнения 1, климатического исполнения У, категории 3.

*Муфта 63–25–У3 ГОСТ 15622–77.*

Муфты рассчитывают по их критериям работоспособности:

- прочности при циклических и ударных нагрузках,
- износостойкости,
- жесткости.

Стандартные и нормализованные муфты на практике подбирают по каталогам в зависимости от диаметра соединяемых валов и расчетного вращающего момента по условию

$$T_p = KT \leq T_{\text{ном}} \quad (9.1)$$

где  $K$  – коэффициент перегрузки, учитывающий режим работы и ответственность конструкции;  $T$  – наибольший длительно действующий вращающий момент, Н · м;  $T_{\text{ном}}$  – номинальный вращающий момент, указанный в каталоге, Н · м.

Для приводов от электродвигателя можно принимать: при спокойной нагрузке  $K = 1,0 \dots 1,5$ ; при переменной нагрузке  $K = 1,5 \dots 2$ ; при ударной и реверсивной нагрузке  $K = 2,5 \dots 3$  и более. Для фрикционных муфт вместо коэффициента перегрузки вводится коэффициент запаса сцепления  $K = 1,25 \dots 1,5$ .

*Предохранительные муфты* служат для предохранения элементов машин от перегрузки. Муфты этого типа применяются в механизмах ударного действия, машинах, обрабатывающих неоднородную среду, в автоматических устройствах при отсутствии непрерывного контроля их работы и т. п.

Основные требования к предохранительным муфтам следующие.

1. Точность срабатывания, т. е. способность разъединять кинематические цепи всегда при одном и том же заданном крутящем моменте.
2. Возможность регулирования предельного крутящего момента.

3. Автоматическое восстановление работоспособности после срабатывания.

По принципу действия различают следующие виды предохранительных муфт:

- с разрушаемым элементом;
- пружинно-кулачковые;
- фрикционные.

В муфтах с разрушаемым элементом предохранительные элементы выполняются в виде штифтов или шпонок и при перегрузках срезаются. В муфтах со срезным штифтом (рис. 9.2) вращение полумуфтам 1 и 2 передается через штифт 3, расположенный во втулках 4. Для повышения долговечности втулки термически обрабатываются до твердости HRC 50...60. При перегрузках штифт срезается, и полумуфты вращаются свободно, не передавая крутящего момента.

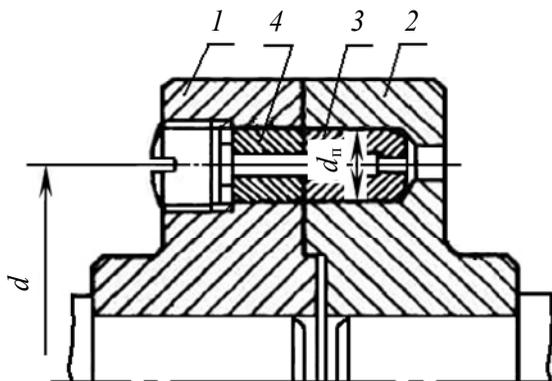


Рис. 9.2

Величина предельного крутящего момента, ограничиваемого муфтой, составляет

$$T_{\text{пр}} = SK_0\sigma_{\text{вр}}rzK_z, \quad (9.2)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения разрушаемого элемента;  $r$  – радиус постановки разрушаемого элемента;  $z$  – число разрушаемых элементов;  $K_z$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по отдельным элементам, ( $K_z = 0,8...1,0$ );  $K_0 = \tau_{\text{в}} / \sigma_{\text{в}}$  – коэффициент

пропорциональности;  $\tau_B, \sigma_B$  – пределы прочности на срез и смятие соответственно.

Для штифтов  $\varnothing 2 \dots 8$  мм, изготовленных из сталей марок У8А, У10А, 40, 45, 50, при кратковременном действии нагрузки  $K_0 = 0,68 \dots 1,0$ .

Муфты с разрушающимся элементом просты по конструкции, однако их отличает невысокая точность срабатывания, связанная с рассеиванием показателей прочности материалов и погрешностями изготовления, а также необходимость замены предохранительного элемента для восстановления работоспособности.

*Пружинно-кулачковые муфты* используются при небольших окружных скоростях и невысоких крутящих моментах, так как их срабатывание сопровождается ударами. Конструкция муфты этого типа представлена на рис. 9.3. Полумуфта 1 (рис. 9.3, а) соединяется со своим валом неподвижно, а полумуфта 2 – с возможностью осевого перемещения. Полумуфта 2 постоянно прижата к первой посредством пружины 3. Сила прижатия полумуфт регулируется гайкой 4. Сцепление полумуфт осуществляется торцевыми кулачками 5.

Предохранительные кулачковые муфты применяют только при небольших скоростях и моментах, так как при их перегрузках происходят удары кулачков.

Материал кулачков – сталь 20Х, 40Х.

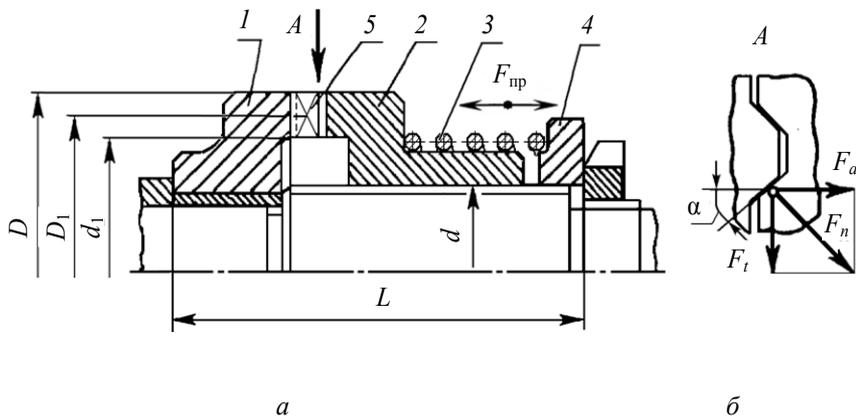


Рис. 9.3

Предохранительные шариковые муфты по конструкции и принципу действия аналогичны кулачковым муфтам.

В случае превышения расчетной нагрузки под действием осевой составляющей нормального усилия полумуфты раздвигаются, в результате чего кулачки (шарики) (рис. 9.3, б) выходят из зацепления, и кинематическая цепь размыкается. При снятии перегрузки кулачки (шарики) сцепляются вновь.

При размыкании муфты от перегрузок силы трения в кулачках и шпоночном (шлицевом) соединении подвижной полумуфты с валом совместно с усилием сжатия пружины препятствуют смещению кулачков (шариков). Потребная сила сжатия пружины  $F_{\text{пр}}$  для передачи расчетного крутящего момента кулачковой (шариковой) муфтой определяется по следующей зависимости:

$$F_{\text{пр}} = \left( \frac{2Tk}{D_1} \right) \left( \operatorname{tg}(\alpha - \rho) - \frac{D_1}{d_1} f \right), \quad (9.3)$$

где  $T$  – передаваемый муфтой крутящий момент;  $k$  – коэффициент динамичности, принимаемый в пределах (1,25...4,0);  $D_1$  – средний диаметр кулачков, мм;

$$D_1 = \frac{(D + d_1)}{2},$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр кулачков, мм;  $D$  – наружный диаметр кулачков, мм;  $\alpha$  – угол наклона рабочих граней кулачка (у трапециевидных кулачков  $\alpha = (3...10)^\circ$ ); для шариковой муфты угол давления ( $\alpha = 45^\circ$ );  $\rho$  – угол трения в зацеплении кулачков,  $\rho = (6...8)^\circ$ ;  $f$  – коэффициент трения скольжения в шпоночном соединении (для стали  $f = 0,12...0,16$ ).

Таким образом, регулируя усилие пружины, можно установить необходимый момент срабатывания муфты.

Рабочая поверхность кулачков проверяется по напряжению смятия. Считается, что нагрузка распределяется равномерно между кулачками:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2Tk}{zD_1bh} \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ МПа}, \quad (9.4)$$

где  $z$  – число кулачков;  $b$  – ширина кулачка, мм,  $b = \frac{D - d_1}{2}$ ;  $h$  – рабочая высота кулачка, мм;  $[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия кулачков, МПа.

Рекомендуется  $[\sigma_{см}] = (35 \dots 120)$ , МПа.

*Фрикционные предохранительные муфты* применяются при частых кратковременных перегрузках ударного характера и значительных угловых скоростях. По форме взаимодействующих поверхностей муфты подразделяются: на кулачковые (см. рис. 9.3, а), шариковые (рис. 9.4, б), фрикционные (дисковые (рис. 9.4, а) и конусные (рис. 9.5)). Работать фрикционные муфты могут как без смазки (сухие муфты), так и в масляной ванне.

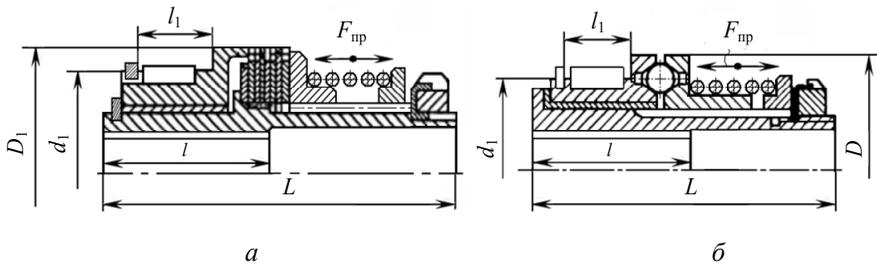


Рис. 9.4

*Конусная фрикционная муфта* (рис. 9.5) состоит из двух полу муфт, сжимаемых пружиной с наружной и внутренней конической поверхностью трения.

Для обеих муфт (конусной и дисковой) при передаче крутящего момента необходимое усилие сжатия пружины  $F_{пр}$  составит

$$F_{пр} = \frac{2T}{D_1 f z} \sin \beta, \quad (9.5)$$

где  $D_1$  – средний диаметр поверхности трения;  $f$  – коэффициент трения;  $z$  – число поверхностей трения;  $\beta$  – угол конусности (для дисковых муфт  $\beta = 90^\circ$ ).

Следовательно, изменяя деформацию пружины  $\lambda$ , можно установить необходимый крутящий момент, при котором фрикционная муфта проскальзывает.

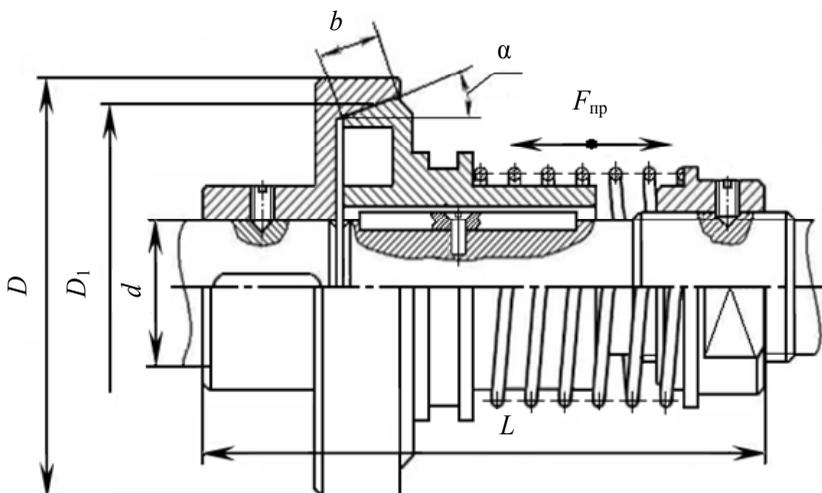


Рис. 9.5

Усилие  $F_{\text{пр}}$ , развиваемое пружиной, зависит от величины ее деформации  $\lambda$  и определяется как:

$$F_{\text{пр}} = \lambda c, \quad (9.6)$$

где  $c$  – жесткость пружины, Н/м, определяемая по формуле

$$c = \frac{Gd^4}{8D_0^3n}; \quad (9.7)$$

$G = 8 \cdot 10^4$ , МПа – модуль сдвига материала пружины (Н/м<sup>2</sup>);  $n$  – число рабочих витков;  $d$  – диаметр проволоки, м;  $D_0$  – средний диаметр пружины, м (рис. 9.6):

$$D_0 = D_{\text{н}} - d,$$

где  $D_{\text{н}}$  – наружный диаметр пружины.

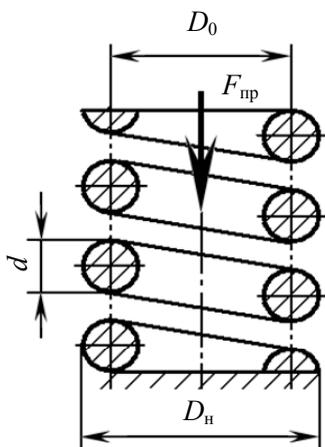


Рис. 9.6

## Описание установки

Установка для испытания предохранительных муфт (рис. 9.7) состоит из основания 1 с кронштейном 2, на котором закреплены исследуемые муфты 3. Конструкция установки позволяет испытывать различные типы предохранительных муфт. Момент срабатывания муфты устанавливается динамометрическим ключом 4. Величина момента срабатывания составляет

$$T_3 = K_{ТД} \Delta K, \quad (9.8)$$

где  $\Delta K$  – число делений индикатора ключа при срабатывании муфты;  $K_{ТД} = 0,5977; 0,5715; 0,4981$  – тарировочные коэффициенты ключей 1, 2, 3 соответственно (выбрать в соответствии с номером используемого ключа).

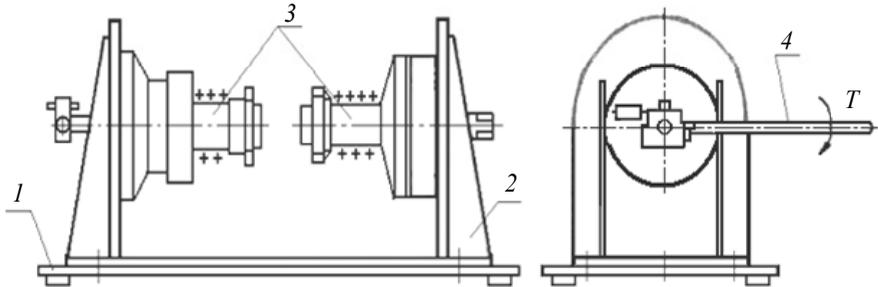


Рис. 9.7

## Порядок выполнения работы

1. Заполнить табл. 9.1 с параметрами исследуемой муфты.
2. Выполнить обмер пружины и заполнить табл. 9.2.
3. Рассчитать по формуле (9.3) или (9.5) (в зависимости от типа муфты) величину крутящего момента и построить теоретическую характеристику исследуемой муфты  $T = f(F_{пр})$  при усилии поджатия пружины  $F_{пр} = 500$  Н.
4. Полностью ослабить пружину.
5. Поджать пружину, сделав три оборота гайки (это соответствует поджатию пружины на  $\lambda = 5,25 \cdot 10^{-3}$  м (табл. 9. 3)

Таблица 9.1

### Параметры муфты

Типы муфт	Шариковая	Конусная	Дисковая
Средний диаметр $D_1 \cdot 10^{-3}$ , м	60	92	65
Внутренний диаметр, $d_1 \cdot 10^{-3}$ , м	38	—	38
Угол давления $\alpha$ , град.	45	—	—
Угол трения $\rho$ , град.	7	—	—
Коэффициент трения, $f$	0,1	0,2	0,3
Число пар поверхностей трения, $Z$ , шт.	—	1	5
Угол конусности, $\beta$ , град.	—	15	—
Пара трения	Сталь Сталь	Текстолит Сталь	Сталь Сталь

Таблица 9.2

### Параметры пружины

Наружный диаметр, $D_{нз} \cdot 10^{-3}$	Диаметр проволоки, $d, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	Средний диаметр, $D_0, \text{ м} \cdot 10^{-3}$	Число рабочих витков, $n$	Жесткость пружины, $c, \text{ Н/м}$

Таблица 9.3

### Результаты опыта

Номер опыта	Деформация пружины $\lambda \cdot 10^{-3}$ , м	Усилие пружины $F_{прэ} = \lambda c$ , Н	Показания индикатора ключа, $\Delta K_{дел}$ .	Крутящий момент при срабатывании муфты $T_3 = K_{ТД} \Delta K$ , Н · м
1	5,25			
2	10,50			
3	15,75			
4	21,00			

6. Провернуть муфту динамометрическим ключом до начала смещения полумуфты. Показания индикатора  $\Delta K$  занести в табл. 9.3.

7. Повторить пп. 5 и 6 для других значений  $\lambda$  (см. табл. 9.3), каждый раз подтягивая гайку на три оборота.

8. Рассчитать фактическое усилие пружины  $F_{\text{пр } \varepsilon}$  по выражению (9.6), величину крутящего момента  $T_{\varepsilon}$  по выражению (9.8) и заполнить табл. 9.3.

9. На графике теоретической характеристики муфты  $T = f(F_{\text{пр}})$  по данным табл. 9.3 построить экспериментальную зависимость  $T_{\varepsilon} = f(F_{\text{пр } \varepsilon})$ .

10. После выполнения работы пружину ослабить.

## Содержание отчета

1. Цель работы.

2. Схема установки.

3. Таблицы 9.1–9.3.

4. Графики  $T = f(F_{\text{пр}})$ ,  $T = f(F_{\text{пр } \varepsilon})$ .

5. Анализ результатов и выводы (объяснить причины возможного несоответствия расчетных и экспериментальных данных).

## Вопросы к лабораторной работе

1. Назначение муфт.

2. Классификация муфт.

3. Подбор муфт.

4. Рациональные области применения отдельных типов предохранительных муфт.

5. Основные требования к предохранительным муфтам.

6. Конструкции предохранительных муфт.

7. Особенности расчета предохранительных муфт различных типов.

8. Описание экспериментальной установки.

9. Порядок настройки предохранительной муфты на заданный момент.

10. Дать анализ результатов эксперимента.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Иванов М.Н.* Детали машин / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высшая школа, 2011. – 383 с.
2. *Дунаев П.Ф.* Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 2010. – 447 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	3
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1. Определение коэффициентов трения и КПД винтовой пары .....	8
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2. Исследование групповых болтовых соединений .....	23
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3. Испытание клеммового соединения .....	38
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4. Конструирование и исследование закрытых зубчатых передач .....	48
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 5. Определение коэффициента трения в подшипниках скольжения с гидродинамической смазкой .....	63
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6. Определение момента потерь и приведенного коэффициента трения в подшипниках качения .....	72
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7. Методы рационального конструирования .....	85
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8. Исследование технических характеристик планетарного редуктора .....	91
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9. Испытание предохранительных муфт .....	98
Список литературы .....	109

**Гилета Владимир Павлович  
Ванаг Юлия Валерьевна  
Капустин Владимир Иванович  
Кириллов Александр Всеволодович  
Поляков Юрий Степанович  
Чусовитин Николай Анатольевич**

**ДЕТАЛИ МАШИН  
И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ**

**Учебно-методическое пособие**

Редактор *Л.Н. Ветчакова*  
Выпускающий редактор *И.П. Брованова*  
Дизайн обложки *А.В. Ладыжская*  
Компьютерная верстка *Л.А. Веселовская*

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции  
Издание соответствует коду 95 3000 ОК 005-93 (ОКП)

---

Подписано в печать 01.03.2017. Формат 60 × 84 1/16. Бумага офсетная. Тираж 300 экз.  
Уч.-изд. л. 6,51. Печ. л. 7,0. Изд. № 194/16. Заказ № 368. Цена договорная

---

Отпечатано в типографии  
Новосибирского государственного технического университета  
630073, г. Новосибирск, пр. К. Маркса, 20