

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

# МЕХАНИЧЕСКИЕ ДЕТАЛИ И УЗЛЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ

*Методические рекомендации к лабораторным работам  
для студентов направления подготовки  
13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника»  
дневной формы обучения*



Могилев 2023

УДК 621.8  
ББК 32.816  
МЗ8

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин»  
«23» декабря 2022 г., протокол № 5

Составитель канд. техн. наук, доц. О. В. Пузанова

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. Н. Миронова

Методические рекомендации к лабораторным работам для студентов направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника» дневной формы обучения. Изложены цель, задачи, содержание и порядок выполнения лабораторных работ.

Учебно-методическое издание

## МЕХАНИЧЕСКИЕ ДЕТАЛИ И УЗЛЫ ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЯ

|                         |                 |
|-------------------------|-----------------|
| Ответственный за выпуск | А. П. Прудников |
| Корректор               | А. А. Подошевко |
| Компьютерная верстка    | М. М. Дударева  |

Подписано в печать 20.02.2023 . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 2,79. Уч.-изд. л. 3,0 . Тираж 26 экз. Заказ № 217.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 07.03.2019.  
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский  
университет, 2023

## Содержание

|  |    |
|--|----|
| Введение.....  | 4  |
| 1 Лабораторная работа № 1 (1). Изучение резьбовых соединений.....  | 5  |
| 2 Лабораторная работа № 2 (12). Изучение конструкции и нагрузочной способности соединений посадкой с гарантированным натягом.....      | 6  |
| 3 Лабораторная работа № 3 (2). Исследование болтового соединения, работающего на сдвиг.....  | 9  |
| 4 Лабораторная работа № 4 (3). Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей.....   | 12 |
| 5 Лабораторная работа № 5 (5). Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора..... | 17 |
| 6 Лабораторная работа № 6 (21). Измерение радиального биения цилиндрического зубчатого венца.....                                      | 18 |
| 7 Лабораторная работа № 7 (6). Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора.....                                 | 21 |
| 8 Лабораторная работа № 8 (4). Изучение конструкции и определение параметров гипоидной передачи.....                                   | 23 |
| 9 Лабораторная работа № 9 (3). Построение эвольвентных колес методом обкатки.....  | 24 |
| 10 Лабораторная работа № 10 (4). Кинематический анализ зубчатых механизмов.....  | 28 |
| 11 Лабораторная работа № 11 (11). Испытание ременной передачи.....   | 31 |
| 12 Лабораторная работа № 12 (7). Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач.....                                | 33 |
| 13 Лабораторная работа № 13 (8). Изучение конструкции подшипников качения.....   | 36 |
| 14 Лабораторная работа № 14 (22). Уплотнения подшипниковых узлов.....  | 38 |
| 15 Лабораторная работа № 15 (10). Исследование шариковой предохранительной муфты.....  | 40 |
| 16 Лабораторная работа № 16 (11). Исследование упругих свойств муфты.....  | 43 |
| 17 Лабораторная работа № 17 (15). Исследование дисковой фрикционной предохранительной муфты.....                                       | 45 |
| Список литературы.....   | 48 |

## Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с рабочей программой по курсу «Механические детали и узлы электрооборудования» для студентов направления подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника».

Целью изучения дисциплины «Механические детали и узлы электрооборудования» является формирование специалистов, умеющих проектировать соединения, механические передачи, их элементы, являющиеся составными частями электромеханических приводов.

Студент, изучивший дисциплину, будет:

– **знать:**

а) устройство и конструкцию соединений, механизмов и механических приводов;

б) методики проектных и проверочных расчетов элементов механического привода;

– **уметь:**

а) пользоваться технической, справочной литературой и стандартами;

б) выполнять и оценивать результаты проектных и проверочных расчетов элементов электромеханического привода;

в) выполнять рабочие чертежи деталей соединений, механизмов, чертежи сборочных единиц и общих видов приводов;

– **владеть:**

а) методами создания рациональных электромеханических приводов, их моделирования;

б) методами анализа соединений, механизмов и приводов с целью оптимизации их характеристик.

В методических рекомендациях в краткой форме изложены цель, содержание и порядок выполнения лабораторных работ, а также требования к выполнению отчета и вопросы для самоконтроля.

Целью методических рекомендаций является помощь студентам при выполнении и защите лабораторных работ по дисциплине «Механические детали и узлы электрооборудования». Отчет по лабораторной работе выполняют на отдельном листе, либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст – ручкой.

# 1 Лабораторная работа № 1 (1). Изучение резьбовых соединений

*Цель работы:* ознакомление с основными типами резьбовых соединений: с конструктивными формами болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб, а также с основными способами стопорения резьбовых соединений.

## *Типы соединений.*

Различают три основных типа резьбовых соединений. Соединение болтом или винтом с гайкой – болтовое соединение (рисунок 1.1, а). Соединение болтом или винтом, завернутым в резьбовое отверстие, – винтовое соединение (рисунок 1.1, б). Соединение шпилькой с гайкой и с резьбовым отверстием – соединение шпилькой (рисунок 1.1, в). При выборе одного из этих трех вариантов учитывают прочность деталей, частоту сборки и разборки деталей.

При многократной сборке и разборке во избежание повреждения резьбы в корпусной детали предпочтительны варианты по рисунку 1.1, а или 1.1, в.

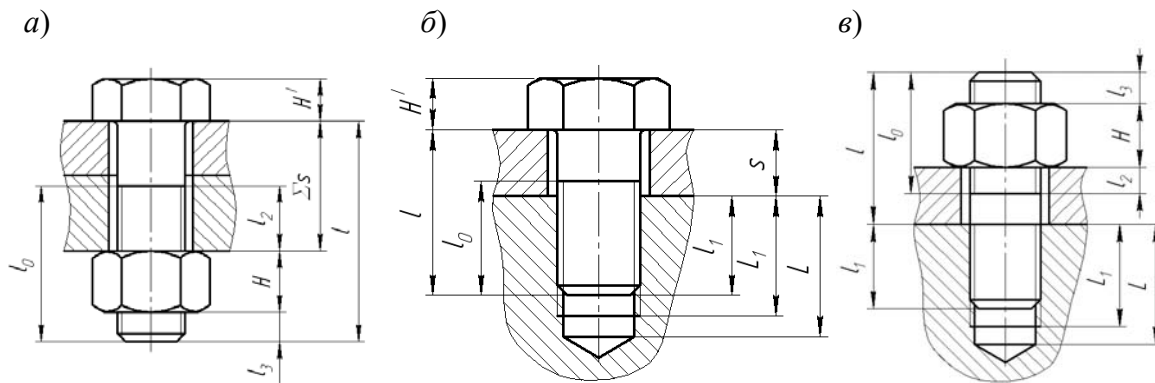


Рисунок 1.1 – Типы резьбовых соединений

## *Порядок выполнения работы.*

При выполнении лабораторной работы необходимо:

- изучить теоретические сведения;
- выполнить эскизы трех типов резьбовых соединений;
- выполнить эскиз болта (винта), выданного преподавателем, определить его основные размеры и обозначить их на эскизе;
- записать условное обозначение болта, выданного преподавателем.

## *Отчет должен включать:*

- цель работы;
- эскизы трех резьбовых соединений с указанием основных размеров;
- эскиз болта (винта), выданного преподавателем;
- условное обозначение винта или болта;
- выводы.

### Вопросы для самоконтроля

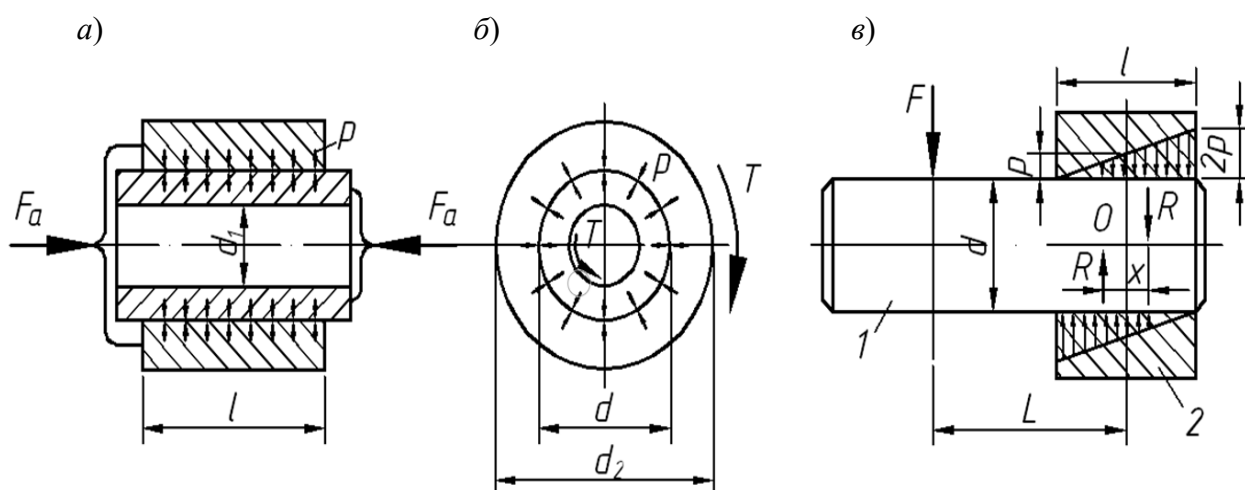
- 1 Виды соединений, чем отличаются и как обосновывается их выбор?
- 2 Какие бывают конструктивные формы болтов?
- 3 Какие бывают конструктивные формы головок болтов и винтов?
- 4 Перечислите основные типы гаек и укажите их особенности?
- 5 Перечислите основные типы шайб и укажите их особенности?
- 6 Что такое самоторможение для резьбы?
- 7 Для чего нужно стопорение резьбы?
- 8 Перечислите способы стопорения резьбы?
- 9 Какие параметры зашифрованы в условном обозначении болта?
- 10 Что зашифровано в обозначении класса прочности резьбовой детали?

## 2 Лабораторная работа № 2 (12). Изучение конструкции и нагрузочной способности соединений посадкой с гарантированным натягом

*Цель работы:* изучение конструкции и способов сборки соединений с гарантированным натягом, а также оценка их нагрузочной способности.

*Расчет прочности соединения посадкой с гарантированным натягом.*

Соединение с гарантированным натягом может быть нагружено растягивающей силой, изгибающим моментом и крутящим моментом (рисунок 2.1).



*a* – нагружение осевой силой; *б* – нагружение крутящим моментом; *в* – нагружение изгибающим моментом

Рисунок 2.1 – Виды нагружения соединений с гарантированным натягом

Условие прочности соединения при нагружении осевой силой

$$K\sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq fp\pi dl, \quad (2.1)$$

где  $p$  – давление на поверхность контакта;

$K$  – коэффициент запаса,  $K = 1,5$ ;

$f$  – коэффициент трения в соединении ( $f = 0,12$  – при шлифовании;  $f = 0,15$  – при чистовом точении;  $f = 0,32$  – для оцинкованных и азотированных поверхностей;  $f = 0,4$  – для оксидированных поверхностей;  $f = 0,48$  – при использовании абразивных микропорошков).

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом

$$KT \leq \frac{fp\pi d^2 l}{2}. \quad (2.2)$$

По теории расчета толстостенных цилиндров удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью

$$p = \frac{N}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (2.3)$$

где  $N$  – расчетный натяг;

$C_1$  и  $C_2$  – коэффициенты,

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - \mu_2; \quad (2.4)$$

$E_1$  и  $E_2$  – модули упругости материалов вала и втулки;

$\mu_1$  и  $\mu_2$  – коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки.

*Порядок выполнения работы.*

В лабораторной работе нужно рассчитать по заданным преподавателем исходным данным (таблица 2.1) необходимую величину гарантированного натяга, обеспечивающего прочность соединения, и из заданных образцов подобрать вал и втулку, обеспечивающие этот натяг.

Таблица 2.1 – Исходные данные

| Вариант | Нагрузка        | Значение нагрузки |
|---------|-----------------|-------------------|
| 1       | Осевая сила, кН | 60                |
| 2       | Осевая сила, кН | 70                |
| 3       | Осевая сила, кН | 88                |





Таблица 2.3 – Определение действительного натяга

| Номер образца вала | Действительный диаметр втулки | Действительный диаметр вала | Действительный натяг | Отклонение действительного натяга от расчетного |
|--------------------|-------------------------------|-----------------------------|----------------------|---|
|                    | $D'$ , мм                     | $d_i'$ , мм                 | $N'$ , мкм           | $\Delta N$ , мкм                                |
| I                  |                               |                             |                      |   |
| II                 |                               |                             |                      |   |
| III                |                               |                             |                      |   |

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1 Что такое гарантированный натяг?
- 2 Какими способами собираются посадки с натягом?
- 3 От чего зависит нагрузочная способность соединения с натягом?
- 4 Какие нагрузки может воспринимать соединение с натягом?
- 5 Как определить допуск?
- 6 Запишите условие прочности при нагружении соединения осевой силой.
- 7 Запишите условия прочности при нагружении соединения моментами.
- 8 Как связано удельное давление с натягом?

## **3 Лабораторная работа № 3 (2). Исследование болтового соединения, работающего на сдвиг**

*Цель работы:* теоретическое и экспериментальное определение зависимости сдвигающей силы  $F_{сд}$  от момента завинчивания  $T_{зав}$  и построение графиков функции  $F_{сд} = f(T_{зав})$  по теоретическим и экспериментальным данным.

### *Порядок выполнения работы.*

Болт с шайбой и гайкой выбирать по указанию преподавателя. Прежде чем производить экспериментальные исследования, необходимо подготовить следующие исходные данные и записать их в таблицу 3.1.

По результатам подсчета графически в координатах  $F_{сд}$  от  $T_{зав}$  отметить точку, соответствующую значениям  $F_{сд} = f(T_{зав})$ , через нее и начало координат провести прямую линию. Полученная прямая является теоретической зависимостью.

Определить пять частей момента завинчивания  $[T_{зав}]$ :  $0,2 \cdot [T_{зав}]$ ;  $0,4 \cdot [T_{зав}]$ ;  $0,6 \cdot [T_{зав}]$ ;  $0,8 \cdot [T_{зав}]$ ;  $1,0 \cdot [T_{зав}]$ . Занести значения в таблицу 3.2.

Учитывая значение тарировочного коэффициента  $k_K$  динамометрического ключа, найти число делений индикатора  $S = T_{зав} / k_K$ , которое соответствует данному моменту завинчивания  $T_{зав}$ . Показания занести в таблицу 3.2.

Таблица 3.1 – Исходные данные

| Параметры   | Обозначение             | Примечание   |
|---|-------------------------|--|
| Диаметр болта, мм   | $d$                     | Измерить   |
| Средний диаметр резьбы, мм  | $d_2$                   | Из таблицы 3.3   |
| Диаметр отверстия в шайбе, мм   | $d_0$                   | Измерить   |
| Диаметр опорной поверхности гайки, мм   | $D_0$                   | Измерить   |
| Шаг резьбы, мм  | $p$                     | Измерить   |
| Угол подъема винтовой линии резьбы, град                                      | $\psi$                  | $\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right)$ , уточнить по таблице 3.3  |
| Коэффициенты трения   | $f_p$<br>$f_T$<br>$f_0$ | Задаться в зависимости от качества обработки по таблице 3.4  |
| Приведенный угол трения, град   | $\varphi'$              | $\varphi' = \operatorname{arctg}\left[\frac{f_p}{\cos(\alpha/2)}\right]$   |
| Допустимая сила затяжки болта, Н  | $[F_{ЗАТ}]$             | $[F_{ЗАТ}] = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3}$ , уточнить по таблице 3.3   |
| Коэффициент, учитывающий геометрические размеры соединения и параметры трения | $k$                     | $k = \frac{2 \cdot f_0 \cdot i}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot d_2 + f_T \cdot \frac{D_1 + d_0}{2}}$   |
| Допустимый момент завинчивания, Н·мм  | $[T_{ЗАВ}]$             | $[T_{ЗАВ}] = \frac{[F_{ЗАТ}]}{2} \cdot \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot d_2 + f_T \cdot \frac{D_1 + d_0}{2}\right]$  |
| Сдвигающая сила при допустимом моменте завинчивания, Н                        | $F_{СД}$                | $F_{СД} = F_{ТР} \cdot i = F_{ЗАТ} \cdot f_0 \cdot i = \frac{2 \cdot T_{ЗАВ} \cdot f_0 \cdot i}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot d_2 + f_T \cdot \frac{D_1 + d_0}{2}} = T_{ЗАВ} \cdot k$ |

Таблица 3.2 – Результаты измерений и расчётов

| Момент завинчивания $T_{ЗАВ}$ |               | Показание индикатора динамометрического ключа $S$ | Показание индикатора динамометрического кольца $N$ | Сдвигающая сила $F_{СД}$ , Н<br>( $F_{СД} = k_m \cdot N$ ) |
|-------------------------------|---------------|---|--|--|
| Параметры                     | Значение, Н·м |   |  |  |
| $0,2 \cdot [T_{ЗАВ}]$         |               |   |  |  |
| $0,4 \cdot [T_{ЗАВ}]$         |               |   |  |  |
| $0,6 \cdot [T_{ЗАВ}]$         |               |   |  |  |
| $0,8 \cdot [T_{ЗАВ}]$         |               |   |  |  |
| $1,0 \cdot [T_{ЗАВ}]$         |               |   |  |  |

Таблица 3.3 – Справочные параметры резьбы

| Резьба | Параметры |            |            |                 |                 |
|--------|-----------|------------|------------|-----------------|-----------------|
|        | $p$ , мм  | $d_2$ , мм | $d_1$ , мм | $\gamma$ , град | $[F_{ЗАТ}]$ , Н |
| М 12   | 1         | 11,350     | 10,918     | 1°36'           | 5600            |
|        | 1,5       | 11,026     | 10,376     | 2°28'           | 5000            |
|        | 1,75      | 10,863     | 10,106     | 2°55'           | 3800            |
| М 14   | 1,5       | 13,026     | 12,376     | 2°06'           | 7300            |
|        | 2,0       | 12,701     | 11,835     | 2°52'           | 5700            |
| М 16   | 1,0       | 15,350     | 14,918     | 1°11'           | 11000           |
|        | 1,5       | 15,026     | 14,376     | 1°49'           | 9700            |
|        | 2,0       | 14,701     | 13,835     | 2°28'           | 7700            |
| М 18   | 1,0       | 17,350     | 16,918     | 1°03'           | 13500           |
|        | 1,5       | 17,026     | 16,376     | 1°36'           | 12700           |
|        | 2,5       | 16,376     | 15,924     | 2°47'           | 10500           |
| М 20   | 1,0       | 19,350     | 18,918     | 0°57'           | 17000           |
|        | 1,5       | 19,026     | 18,376     | 1°26'           | 16000           |
|        | 2,5       | 18,376     | 17,294     | 2°29'           | 14750           |

Таблица 3.4 – Значения коэффициентов трения в зависимости от характеристики поверхности

| Характеристика поверхности                        | Коэффициент трения |
|---|--------------------|
| Чисто обработанные поверхности при наличии смазки | 0,1                |
| Чисто обработанные поверхности без смазки         | 0,15...0,2         |
| Грубо обработанные поверхности без смазки         | 0,3                |

В приспособление ДМ 23 вставить болт 6, завернуть гайку 11 от руки. Среднюю риску на ползуне 5 совместить с риской на пластине 3. Стрелки индикаторных головок на динамометрическом кольце и ключе установить в нулевое положение. Затянуть гайку динамометрическим ключом до значения момента завинчивания в первом опыте. При затяжке ключ следует вращать плавно и непрерывно до нужного показания индикатора.

Затянутое соединение нагрузить сдвигающей силой винтовым прессом. Нагружение производить вращением маховика. Начало сдвига определить по прекращению движения стрелки индикатора динамического кольца. Наибольшее показание индикатора занести в таблицу 3.2. По тарифованному коэффициенту  $k_m$  это показание перевести в значение сдвигающей силы  $F_{сд}$ , результат записать в таблицу 3.2.

Сдвигающую силу можно определить также с помощью динамометра цифрового растяжения АЦД/1Р-20/1И-2. Величина сдвигающей силы отображается на цифровом дисплее.

Аналогично провести испытания соединения с другими моментами завинчивания. После очередного опыта болт затянуть следующим моментом без снятия предыдущей затяжки. Необходимо следить, чтобы черта на ползуне не опускалась ниже нижней риски на пластине, иначе «выберется» в соединении зазор и болт будет работать на срез, что недопустимо.

Экспериментальные точки нанести на график и через них (или между ними) провести прямую линию. Для точек, значительно отстоящих от проведенной прямой, испытания повторить.

Отчет должен быть выполнен на отдельном листе, либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст ручкой.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- эскиз испытываемого соединения;
- расчетные данные для испытываемого болта и соединения (см. таблицу 3.1);
- результаты экспериментальных исследований (см. таблицу 3.2);
- график теоретической и экспериментальной зависимости сдвигающей силы  $F_{сд}$  от момента завинчивания  $T_{зав}$ ;
- выводы по результатам эксперимента.

### **Вопросы для самоконтроля**

1 Чем объяснить возможное несоответствие расчетной и экспериментальной сдвигающей силы?

2 Какими параметрами устанавливается связь между  $T_{зав}$  и усилием затяжки  $F_{зат}$ ?

3 Какие должны быть поверхности и какое изменение следует внести в данную схему, чтобы при одной и той же затяжке увеличить сдвигающую силу?

4 Как влияют коэффициенты трения  $f_p$ ,  $f_T$ ,  $f_0$  на величину сдвигающей силы и на усилия затяжки?

5 Какие напряжения испытывает болт при затяжке и при нагружении сдвигающей силой, если он установлен с зазором?

6 Какие напряжения испытывает болт при нагружении сдвигающей силой, если он установлен без зазора?

7 Почему испытанная винтовая пара «болт–гайка» самотормозящаяся?

8 Почему для крепежных изделий (болтов, винтов, шпилек) применяется метрическая (треугольная) резьба, а не прямоугольная, трапецеидальная или упорная?

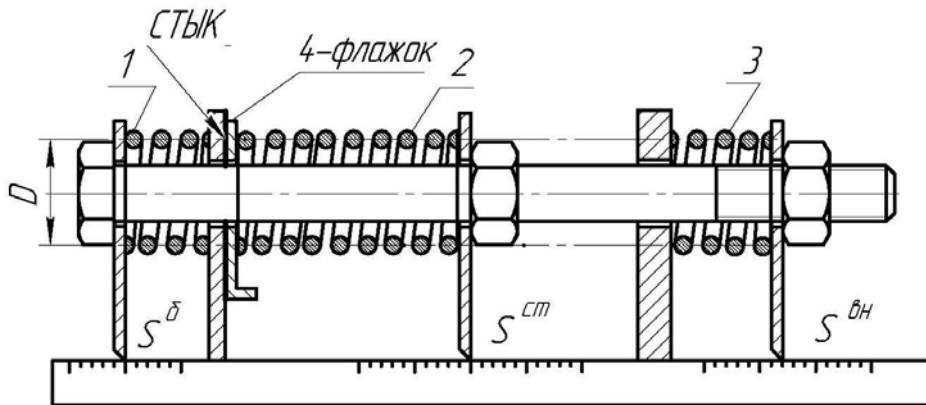
## **4 Лабораторная работа № 4 (3). Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей**

*Цель работы:* экспериментально определить, какое усилие воспринимает болт после затяжки и приложения внешней нагрузки на соединение.

*Установка для испытания.*

Лабораторная установка представлена на рисунке 4.1. Установка моделирует работу изучаемого болтового соединения. Жесткости болта и стыка заменены жесткостями пружин сжатия, для удобства исследований. Так как внешняя нагрузка на болт передается от соединяемой детали через гайку, то внеш-

ную нагрузку можно приложить непосредственно к болту, что и используется в установке посредством пружины 3.



1 – пружина болта; 2 – пружина стыка; 3 – пружина внешней нагрузки

Рисунок 4.1 – Лабораторная установка

*Порядок выполнения работы.*

Ознакомиться с устройством лабораторной установки и определить жесткости пружин 1, 2 и 3 по формуле

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3i}, \quad (4.1)$$

где  $G$  – модуль сдвига,  $G = 7,7 \cdot 10^4 \text{ Н/мм}^2$ ;

$d$  – диаметр проволоки пружины, мм;

$D$  – расчетный диаметр пружины (см. рисунок 4.1), мм;

$$D = D_H - d; \quad (4.2)$$

$D_H$  – наружный диаметр пружины;

$i$  – расчетное число витков;

$$i = i_0 - 1,5; \quad (4.3)$$

$i_0$  – полное число витков пружин.

Данные занести в таблицу 4.1.

Установить пружины в исходном состоянии, при котором нагрузки равны нулю. Зафиксировать в таблице 4.2 точки начала отсчета  $S_0$  на линейках болта и стыка (рисунок 4.2).

Таблица 4.1 – Параметры пружин лабораторной установки

| Номер пружины | Пружина          | $d$ , мм | $D_H$ , мм | $D$ , мм | $i_0$ | $i$ | $c$ , Н/мм |
|---------------|------------------|----------|------------|----------|-------|-----|------------|
| 1             | Болта            |          |            |          |       |     |            |
| 2             | Стыка            |          |            |          |       |     |            |
| 3             | Внешней нагрузки |          |            |          |       |     |            |

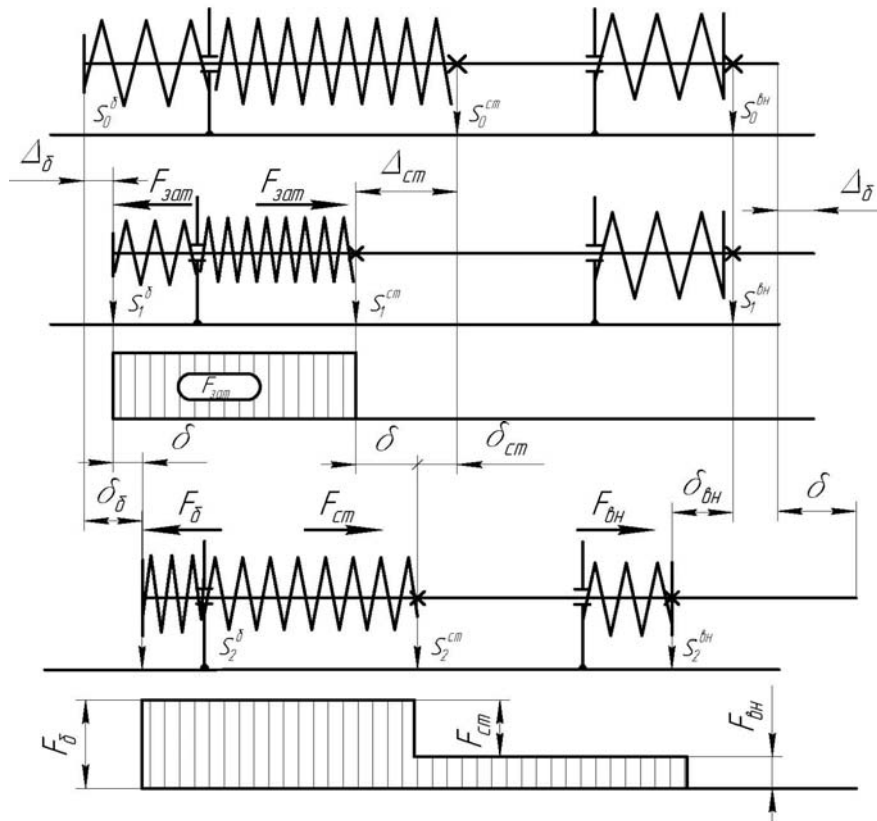


Рисунок 4.2 – Силы и деформации в моделируемом болтовом соединении

Таблица 4.2 – Экспериментальные данные

| Параметры соединения                         | $F_{zat} = 0$ | $F_{zat} > 0$ | $\Delta$           | $F_{вн} > 0$ | $\delta$           | $F$                  | $\delta^{\max}$ , мм | $F^{\max}$ , Н |
|--|---------------|---------------|--------------------|--------------|--------------------|----------------------|----------------------|----------------|
|  | $S_0$ , мм    | $S_1$ , мм    | $ S_1 - S_0 $ , мм | $S_2$ , мм   | $ S_2 - S_0 $ , мм | $c \cdot \delta$ , Н |                      |                |
| Болт   |               |               |                    |              |                    |                      |                      |                |
| Стык   |               |               |                    |              |                    |                      |                      |                |
| Внешняя нагрузка                             | –             |               | –                  |              |                    |                      |                      |                |
| Коэффициент внешней нагрузки                 |               |               |                    |              |                    |                      |                      |                |
| Теоретический $\chi_T$                       |               |               |                    |              |                    |                      |                      |                |
| Экспериментальный $\chi_{\text{Э}}$          |               |               |                    |              |                    |                      |                      |                |
| Погрешность эксперимента $\Delta_{\chi}$ , % |               |               |                    |              |                    |                      |                      |                |

Затянуть гайку болта с расчетным усилием, соответствующем деформации пружины 2 стыка, равной  $\Delta_{cm} \approx 8...12$  мм.

Следовательно, усилие затяжки

$$F_{зам} = \Delta_{cm} \cdot c_{cm}. \quad (4.4)$$

При этом флажок установить в горизонтальном положении, что указывает на то, что стык затянут.

Зафиксировать в таблице 4.2 точки отсчета после приложения силы затяжки, а также определить деформации болта и стыка как абсолютную разность показаний  $|S_1 - S_0| = \Delta$  (см. рисунок 4.2, б).

Нагрузить соединение (болт) внешней нагрузкой

$$F_{вн} = 0,8 \cdot F_{зам}, \quad (4.5)$$

т. е. пружину 3 внешней нагрузки сжать на величину

$$\delta_{вн} = \frac{F_{вн}}{c_{вн}}. \quad (4.6)$$

Зафиксировать в таблице 4.2 новые точки отсчета на всех линейках  $S_2$  и определить деформацию пружин болта и стыка:

$$\delta_{\bar{\sigma}} = S_2^{\bar{\sigma}} - S_0^{\bar{\sigma}}; \delta_{cm} = S_2^{cm} - S_0^{cm}. \quad (4.7)$$

Определить нагрузки на болт и стык:

$$F_{\bar{\sigma}} = \delta_{\bar{\sigma}} \cdot c_{\bar{\sigma}}; \quad (4.8)$$

$$F_{cm} = \delta_{cm} \cdot c_{cm}. \quad (4.9)$$

Определить коэффициент внешней нагрузки по экспериментальным значениям:

$$\chi_{Э} = \frac{F_{\bar{\sigma}} - F_{зам}}{F_{вн}}. \quad (4.10)$$

Определить теоретический коэффициент внешней нагрузки по формуле

$$\chi_T = \frac{c_{\bar{\sigma}}}{c_{\bar{\sigma}} + c_{cm}}. \quad (4.11)$$

Оценить погрешность эксперимента по формуле

$$\Delta_{\chi} = \left| \frac{\chi_T - \chi_{\text{Э}}}{\chi_T} \right| \cdot 100 \% .$$

Определить максимальную внешнюю нагрузку, при которой стык раскроется. Для этого необходимо увеличивать внешнюю нагрузку до тех пор, пока не упадет флажок 4. Зафиксировать после этого максимальные деформации пружин 1, 2 и 3. Определить максимальные нагрузки по формулам

$$F_{\text{вн}}^{\text{max}} = \delta_{\text{вн}}^{\text{max}} \cdot c_{\text{вн}}; \quad (4.12)$$

$$F_{\text{б}}^{\text{max}} = \delta_{\text{б}}^{\text{max}} \cdot c_{\text{б}}. \quad (4.13)$$

Данные занести в таблицу 4.2.

Разгрузить все пружины и привести установку в исходное состояние.

Отчет должен быть выполнен на отдельном листе, либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст ручкой.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- рисунок сил и деформаций в моделируемом болтовом соединении (см. рисунок 4.2);
- таблицы с результатами экспериментов (см. таблицы 4.1 и 4.2);
- диаграмму «нагрузка – деформация» для болта и стыка, выполненную по результатам испытаний;
- выводы.

### ***Вопросы для самоконтроля***

- 1 Какую нагрузку испытывают болты и скрепляемые детали затянутого болтового соединения до приложения внешней нагрузки?
- 2 Чему равны суммарная нагрузка на болт после приложения внешней нагрузки, если болт абсолютно жесткий (болт упругий, а стык абсолютно жесткий)?
- 3 При каких условиях нарушится герметичность соединения?
- 4 Чему равна нагрузка в стыке после приложения внешней нагрузки?
- 5 От каких параметров соединения зависит коэффициент внешней нагрузки?
- 6 Какую нагрузку испытывает болт, когда стык раскрыт?
- 7 Как определяется в лабораторной установке жесткость болта и стыка?
- 8 Для болта лабораторной установки построить эпюры продольных сил после приложения внешней нагрузки.
- 9 Если болт абсолютно жесткий, раскроет ли стык внешняя нагрузка, нарушится ли герметичность при этом?



## 5 Лабораторная работа № 5 (5). Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора

*Цель работы:* ознакомление с конструкцией и назначением основных деталей и узлов зубчатого цилиндрического редуктора; определение параметров зубчатого зацепления; измерение габаритных, установочных и присоединительных размеров.

*Расчет параметров зубчатых колес редуктора.*

Числа зубьев зубчатых колес определяют подсчетом.

Модуль определяют в зависимости от нормального основного шага. Нормальный основной шаг  $p_n$  определяют как разность двух длин общей нормали, измеренных на одном зубчатом колесе:  $p_n = W_{z_{n+1}} - W_{z_n}$ .

Одна длина  $W_{z_n}$  измеряется при числе зубьев в длине общей нормали  $z_n$ , а вторая длина  $W_{z_{n+1}}$  – при числе зубьев в длине общей нормали  $z_{n+1}$ .

Определение  $p_n$  лучше производить на ведомом зубчатом колесе, а не на шестерне, т. к. в этом случае погрешность измерений  $W_{z_n}$ , возникающих из-за того, что зубья располагаются по окружности, будет меньше.

Начальное межосевое расстояние передачи  $a_w$  измеряют с точностью до 0,01 мм, а измеренное расстояние уточняют у преподавателя.

Полагая, что  $a = a_w$ , рассчитывают делительный угол наклона линии зуба с точностью до одной метрической секунды по формуле

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cdot a}.$$

В этом случае предполагается зацепление, при котором коэффициенты смещения  $x_1 = x_2$ ,  $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$ .

Делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos \beta}.$$

Для зубчатых колес, нарезанных без смещения диаметры вершин зубьев шестерни и колеса (принимая  $x_1 = x_2 = 0$ ):

$$d_{a_1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m_n; \quad d_{a_2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2)m_n.$$

Диаметры впадин шестерни и колеса:

$$d_{f_1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1) m_n; \quad d_{f_2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_2) m_n.$$

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- эскиз общего вида редуктора с замеренными размерами;
- расчеты основных параметров зубчатых колес;
- выводы по результатам работы.

### ***Вопросы для самоконтроля***

- 1 Для чего нужны редукторы?
- 2 Что предусмотрено, чтобы увеличить жесткость корпуса редуктора?
- 3 Что предусмотрено для осмотров редуктора?
- 4 Какие силовые факторы действуют на корпус редуктора?
- 5 Что предусмотрено в редукторе для его транспортировки?
- 6 Что предусмотрено в редукторе для снижения внутреннего давления?
- 7 Для чего служит система смазки?
- 8 Для чего делают уплотнение валов?
- 9 Для чего зубчатые колеса балансируют?
- 10 Как определяется нормальный модуль зубьев?
- 11 Как определить направление линии зуба?
- 12 Каков физический смысл коэффициента перекрытия?
- 13 Какие размеры называют габаритными и присоединительными?
- 14 Почему входной и выходной валы редуктора имеют разные диаметры?
- 15 Как определяется передаточное отношение редуктора?

## **6 Лабораторная работа № 6 (21). Измерение радиального биения цилиндрического зубчатого венца**

*Цель работы:* ознакомление с конструкцией биенимера; освоение приемов наладки прибора и отсчета отклонений; вычисление действительной величины радиального биения; анализ графика изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса.

*Теоретические сведения.*

Биенимер (рисунок 6.1) состоит из основания 1, во втулках которого находятся с возможностью осевого перемещения центры 2 и 3, фиксируемые резьбовыми рукоятками 4 и 5. Осевой натяг конусов центров и конических центровых отверстий оправки 6 контролируемого колеса 7 создается вращением

винта 8 и прижимной пружиной центра 2. На основании 1 посредством призмы 9 и винтов 10 установлена измерительная стойка 11, клемма которой удерживает многооборотный индикатор часового типа 12, на торце измерительного стержня 13 которого закреплен измерительный наконечник 14.

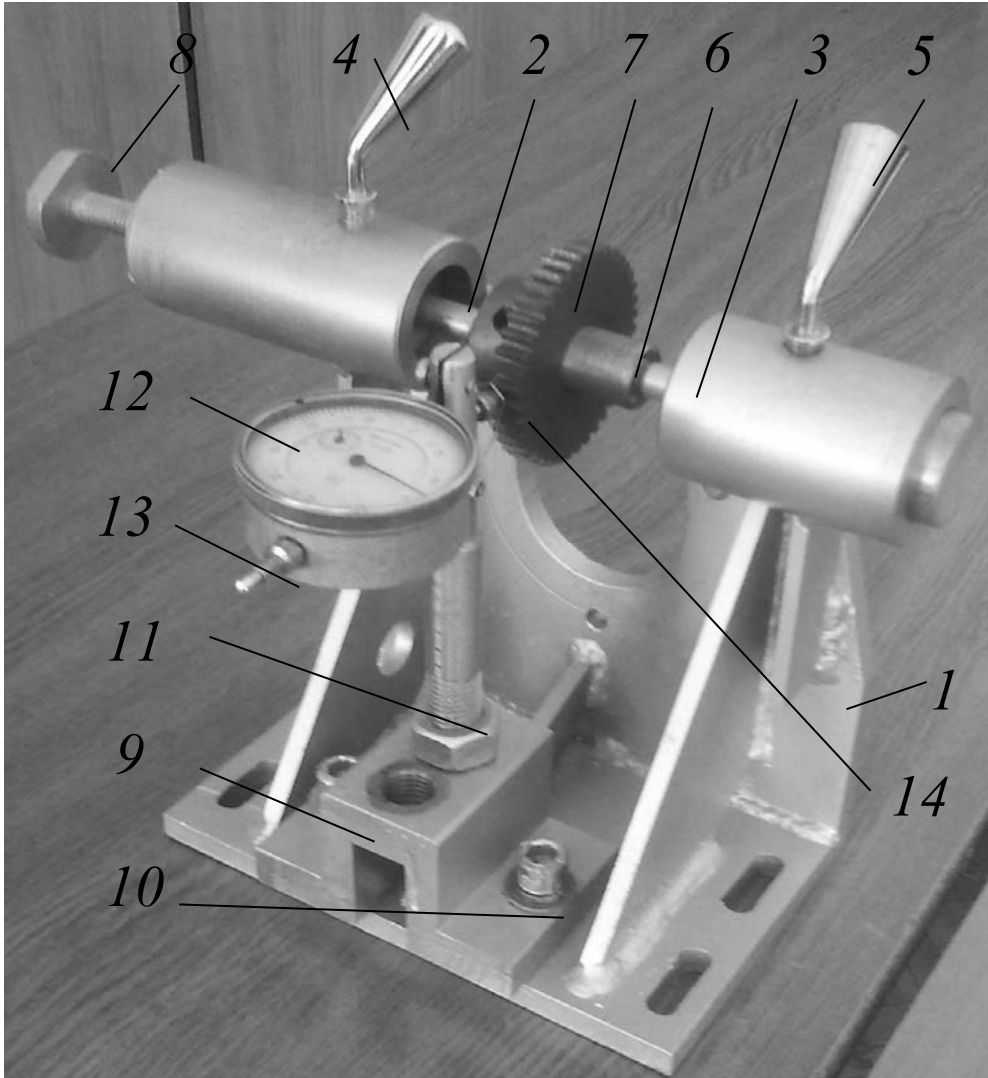


Рисунок 6.1 – Биениемер

*Порядок выполнения работы.*

На торце измерительного стержня 13 (см. рисунок 6.1) индикатора 12 закрепляют измерительный наконечник 14, соответствующий модулю  $m$  проверяемого колеса 7, ориентировочное значение которого определяют по формуле

$$m = \frac{d_a}{z + 2},$$

где  $d_a$  – диаметр окружности вершин зубьев проверяемого колеса 7 (измеряют микрометром или штангенциркулем);

$z$  – число зубьев проверяемого колеса.

Округляют значение  $m$  до ближайшей величины из стандартного ряда. Определяют диаметр делительной окружности проверяемого колеса

$$d = mz.$$

Значения параметров  $z$ ,  $d_a$ ,  $m$ ,  $d$ , степень точности колеса и допуск на радиальное биение  $F_r$  зубчатого венца по ГОСТ 1643–81 заносят в бланк отчета. В центрах 2 и 3 устанавливают на оправке 6 проверяемое колесо 7.

Индикатор часового типа 12 перемещают в клемме измерительной стойки 11 до натяга в 1,5...2 мм измерительного наконечника 14 стержня 13 с впадиной между зубьями колеса 7. Шкалу индикатора устанавливают на «нуль».

Посредством стержня 13 измерительный наконечник 14 выводят из впадины между зубьями колеса 7.

Зубчатое колесо поворачивают так, чтобы следующая впадина находилась против измерительного наконечника.

Измерительный наконечник 14 вводят в контакт с боковыми поверхностями зубьев колеса 7, снимается показание прибора и заносится в отчетный бланк, составленный по форме таблицы 6.1.

Таблица 6.1 – Результаты измерения радиального биения  $F_{rr}$

| Номер впадины  | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 |
|----------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---|----|----|----|----|----|----|----|----|
| $F_{rr}$ , мкм |   |   |   |   |   |   |   |   |   |    |    |    |    |    |    |    |    |

Указанные действия последовательно повторяют для каждой впадины зубчатого колеса. Все снятые показания индикатора заносятся в отчетный бланк.

Действительное значение радиального биения определяют разностью между наибольшим и наименьшим показаниями индикатора.

По результатам измерений на бланке отчета строят график изменения радиального биения по периметру проверяемого зубчатого колеса.

Сравнивая действительное значение радиального биения  $F_{rr}$  с допустимым  $F_r$  по ГОСТ 1643–81, дают заключение о годности колеса по этому показателю, результат заносят в отчет.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- расчетные формулы;
- таблицу с результатами измерений;
- график  $F_{rr} = f(z)$ ;
- заключение о годности колеса и выводы.

### Вопросы для самоконтроля

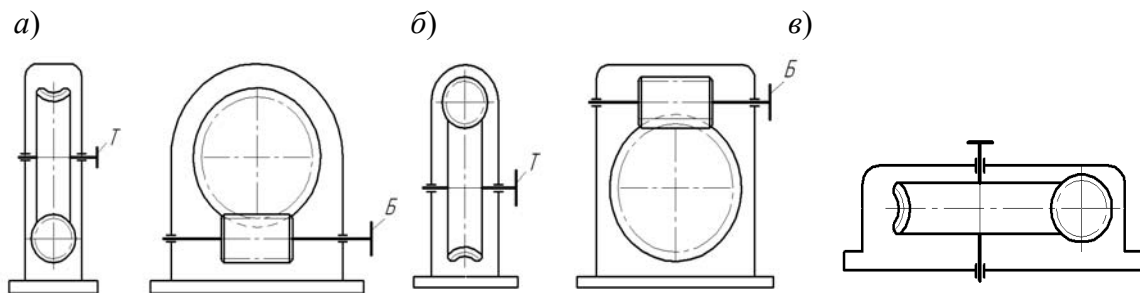
- 1 По назначению на какие основные группы делятся зубчатые передачи?
- 2 Назовите степени точности цилиндрических зубчатых колес и передач.
- 3 Назовите три группы показателей норм точности.
- 4 Что такое исходный контур зубчатого колеса?
- 5 Что называется радиальным биением зубчатого колеса?
- 6 Какую норму точности колеса определяет радиальное биение венца?

## 7 Лабораторная работа № 7 (б). Изучение конструкции и определение параметров червячного редуктора

*Цель работы:* ознакомление с конструкцией, назначением основных деталей червячного редуктора, способом регулировки подшипников и червячного зацепления; получение практических навыков в инженерных расчетах червячных передач.

*Общие сведения о червячных редукторах.*

Червячные редукторы применяются для передачи вращения между перекрещивающимися валами (рисунок 7.1). Червячные редукторы дают возможность получать в одной ступени большие передаточные отношения ( $i = 8 \dots 80$ ), обладают низкой виброакустической активностью и шумностью, высокой плавностью работы.



*а* – редуктор с нижним расположением червяка; *б* – редуктор с верхним расположением червяка; *в* – редуктор с боковым расположением червяка

Рисунок 7.1 – Червячные редукторы

К недостаткам червячных редукторов следует отнести низкие значения КПД (при числе заходов червяка:  $z_1 = 1 - \eta = 0,7 \dots 0,75$ ;  $z_1 = 2 - \eta = 0,75 \dots 0,82$ ;  $z_1 = 4 - \eta = 0,82 \dots 0,92$ ); меньший ресурс, чем у редукторов других типов, и необходимость применения дорогостоящих бронз для изготовления венцов червячных колес [1].

Компоновочные возможности червячного редуктора сводятся к положению червячной пары в пространстве. Различают червячные редукторы с нижним расположением червяка (рисунок 7.1, *а*), с верхним расположением червяка (рисунок 7.1, *б*) и боковым расположением червяка (рисунок 7.1, *в*).

Выбор схемы червячного редуктора обусловлен удобством компоновки привода. При окружных скоростях червяка до 6 м/с предпочтительнее нижнее расположение червяка. При больших скоростях возрастают потери на перемешивание масла, и в этом случае рекомендуется располагать червяк над колесом.

Практически червячные редукторы применяются для передачи мощности, как правило, до 45 кВт и в виде исключения до 150 кВт. Иногда для привода тихоходных машин требуются особо большие передаточные отношения. Это может быть обеспечено двухступенчатыми червячными редукторами, в которых передаточное отношение может достигать  $i \approx 4000$ .

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- эскизы редуктора и деталей с проставленными замеренными размерами;
- измеряемые и рассчитываемые элементы редуктора, червяка и червячного колеса (расстояние от опорной поверхности нижнего фланца редуктора до верхней кромки выходного конца быстроходного вала  $H_1$ ; то же для тихоходного вала  $H_2$ , диаметры выходных концов валов редуктора  $D_1$  и  $D_2$ , число заходов червяка  $z_1$ , диаметр вершин витков червяка  $d_{a1}$ , расчетный шаг червяка  $p$ , длину нарезанной части червяка  $b_1$ , число зубьев червячного колеса  $z_2$ , диаметр вершин зубьев червячного колеса  $d_{a2}$ , наибольший диаметр червячного колеса  $d_{am2}$ , ширина венца червячного колеса  $b_2$ , межосевое расстояние  $a_w$ , модуль  $m$ , делительный диаметр червяка  $d_1$ , коэффициент диаметра червяка  $q$ , передаточное отношение  $i$ , коэффициент смещения червяка  $x$ );
- выводы по результатам работы.

### ***Вопросы для самоконтроля***

- 1 Где применяются червячные редукторы?
- 2 Что предусмотрено в редукторе для его осмотров?
- 3 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления? Для чего это нужно?
- 4 Для чего служит система смазки и какие элементы к ней относятся?
- 5 Как в редукторе выполнено уплотнение валов?
- 6 Как определяют модуль?
- 7 Как определяют коэффициент диаметра червяка?
- 8 Как регулируют подшипники?
- 9 Как регулируют червячное зацепление?
- 10 Каковы критерии работоспособности червячных передач?
- 11 Каковы критерии расчета червячных передач?
- 12 Из каких материалов изготавливаются элементы червячных передач?

## 8 Лабораторная работа № 8 (4). Изучение конструкции и определение параметров гипоидной передачи

*Цель работы:* изучение конструкции, ознакомление с назначением основных деталей, способами регулировки подшипников и гипоидного зацепления редуктора.

*Гипоидные передачи.*

Схема зацепления гипоидных колес представлена на рисунке 8.1, на котором показаны начальные конусы, конусы вершин и впадин зубьев. Оси колес скрещиваются под некоторым углом с кратчайшим расстоянием между ними  $E$ .

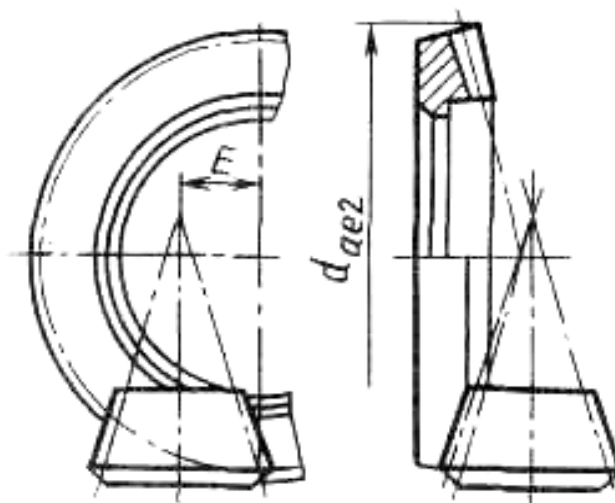


Рисунок 8.1 – Гипоидное зацепление

В качестве сопряженных профилей в гипоидном зацеплении применяются любые, в том числе и эвольвентные, криволинейные поверхности конических зубчатых колес. Касание гипоидных колес в точке и большое скольжение в процессе зацепления вызывают необходимость применения в силовых механизмах специальных смазочных материалов.

Для улучшения характеристик зацеплений зубьев колес с перекрещивающимися осями применяют различные способы замены точечного контакта линейным. Так, используя специальные методы нарезания зубьев и инструменты, получают гипоидные зацепления с линейчатым локализованным контактом.

Гипоидные (конические винтовые) передачи осуществляются коническими колесами с перекрещивающимися осями (см. рисунок 8.1). Гипоидные колеса, как правило, выполняют с круговыми зубьями. Передаточные числа обычно выбирают в диапазоне от 1 до 10, иногда до 60. Дополнительно к известным достоинствам передач зацеплением с перекрещивающимися осями гипоидные передачи обладают повышенной несущей способностью. Это прежде всего связано с тем, что в гипоидных передачах, в отличие от винтовых, обеспечивается контакт, близкий к линейному. В этом отношении они аналогичны коническим

передачам с криволинейными зубьями. Скорости скольжения в гипоидных передачах значительно меньше, чем в винтовых.

Недостатком гипоидных передач является повышенная опасность заеданий, связанная с наличием скольжения вдоль контактных линий. Средством повышения сопротивления заеданию гипоидных передач служит применение противозадирных смазочных материалов.

Геометрический расчет гипоидных передач аналогичен расчету конических с круговыми зубьями, но несколько сложнее. Некоторые из параметров приходится определять предварительно, а потом уточнять, т. е. пользоваться методом последовательных приближений.

#### *Порядок выполнения работы.*

Проверить основные геометрические параметры гипоидных вал-шестерни и колеса. Посчитать числа зубьев  $z_1$  вал-шестерни и  $z_2$  колеса. Измерить диаметры внешние вершин  $d_{ae1}$  вал-шестерни и  $d_{ae2}$  колеса, ширины зубчатых венцов  $b_1$  вал-шестерни и  $b_2$  колеса, углы наклона зубьев  $\beta_1$  вал-шестерни и  $\beta_2$  колеса, гипоидное смещение  $E$ , внешнюю высоту зуба  $h_{e2}$  колеса. Определить передаточное число  $u$ , число зубьев плоского колеса  $z_c$ , модуль зубьев во внешнем торцовом сечении  $m_{te}$  из формулы  $h_{e2} = 2,25m_{te}$ , гипоидное смещение  $E$ .

Величины измеренных и вычисленных параметров сравнить с рекомендованными, сделать вывод.

#### *Отчет должен включать:*

- цель работы;
- схему передачи;
- проверку геометрических параметров гипоидных вал-шестерни и колеса;
- выводы.

#### *Вопросы для самоконтроля*

- 1 Для чего нужны редукторы?
- 2 Что такое гиперблоидный механизм?
- 3 Преимущества и недостатки гипоидных передач.
- 4 Что называется гипоидным смещением?
- 5 Как определяется передаточное отношение гипоидных передач?
- 6 Как выбирают углы наклона зубьев шестерни?

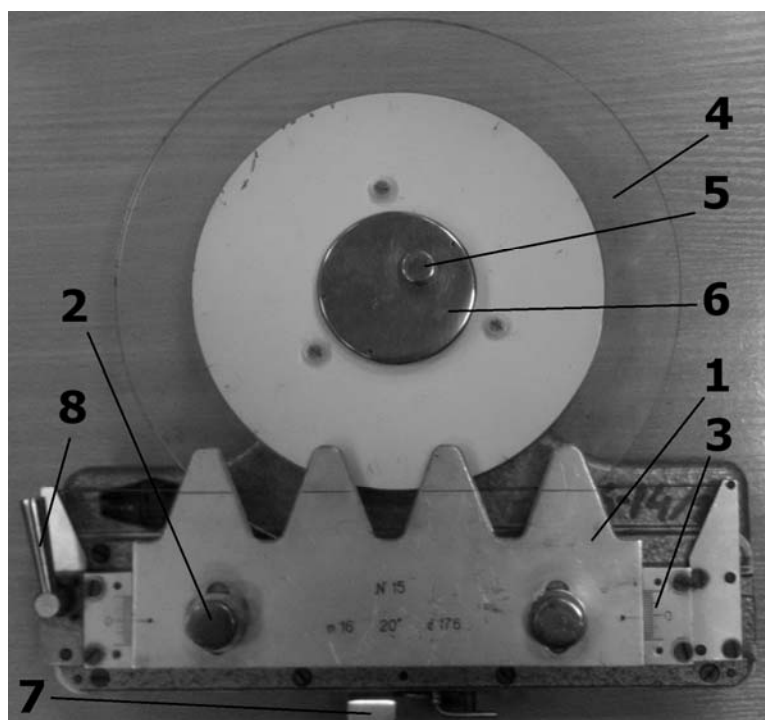
## **9 Лабораторная работа № 9 (3). Построение эвольвентных колес методом обкатки**

*Цель работы:* изучение геометрии эвольвентных колес, нарезаемых без смещения и с положительным смещением зубчатой рейки.

#### *Порядок выполнения работы.*

Работа выполняется с использованием прибора ТММ-42 для вычерчивания профилей зубьев (рисунок 9.1), который имитирует процесс нарезания эвольвентных профилей смещенных и несмещенных колес по методу обкатки.





1 – рейка; 2 – винты; 3 – шкала; 4 – диск; 5 – винт; 6 – фланец прижимной; 7 – рычаг; 8 – рукоятка

Рисунок 9.1 – Прибор ТММ-42

На рейке *1* указаны ее модуль *m*, угол зацепления  $\alpha = 20^\circ$  и делительный диаметр нарезаемого колеса *d*. Рейка с помощью винтов *2* устанавливается по шкале *3* в нулевое положение. При этом средняя линия *CC* рейки касается делительной окружности, при нарезании получают нулевое колесо. Освободив винты *2*, рейке можно дать нужный сдвиг относительно отметки «0» шкалы *3* и вычертить зубья смещенного колеса.

Заготовка нарезаемого колеса – бумажный круг крепится на диск *4* винтом *5* прижимного фланца *6*.

Совместное движение рейки и диска осуществляется при помощи храповика, приводимого в движение от рычага *7*. При нажатии рычага *7* рейка подается влево на 4...5 мм, одновременно происходит поворот диска *4*.

Работа выполняется в следующем порядке.

1 Вычислить размеры колес по формулам прилагаемой формы отчета (таблица 9.1).

2 Закрепить бумажный круг на диске *4* прибора.

3 Установить рейку в нулевое положение – риска на рейке должна совпадать с нулевой отметкой шкалы. Перевести рейку в исходное крайнее правое положение, освободив рычаг *8*.

4 Очертить зубья рейки остро заточенным карандашом.

5 Нажимом на рычаг *7* передвинуть рейку влево на один шаг и вновь очертить зубья рейки. Повторять операции до тех пор, пока рейка не дойдет влево

до упора. На половине заготовки получится два-три хорошо очерченных зуба нулевого колеса.

6 Перевести рейку в исходное положение.

7 Освободив винты 2, отодвинуть рейку от оси заготовки на величину рассчитанного смещения (по шкалам) и вновь закрепить.

8 Вращением рукоятки 8 влево до отказа освободить диск с бумажным кругом и повернуть его чистым полем к рейке. Рукоятку 8 вернуть в правое положение.

9 Выполнить действия, указанные в пунктах 4 и 5. В результате будет получен контур трех зубьев смещенного колеса.

10 Сняв бумажный круг, прочертить циркулем делительную и основную окружности и измерить по ним окружные толщины зубьев для обоих колес. Сравнить полученные величины с расчетными.

11 Провести на чертеже окружности вершин и впадин. Для нулевого и смещенного колес их размеры различны.

12 Проверить зуб колеса со смещением на заострение, замерив  $S_a^x$ .

13 Оформить отчет и приложить к нему бумажный круг с вычерченными профилями зубьев (рисунок 9.2).

Таблица 9.1 – Расчет размеров колеса

| Наименование                                 | Нулевое колесо   | Смещенное колесо  |
|--|--|---|
|  | Расчетная формула, исходные значения и результат, мм     |   |
| Число зубьев                                 | $z = d / m =$  |   |
| Коэффициент смещения                         |  | $x = (17 - z) / 17 =$   |
| Смещение рейки                               |  | $X = x \cdot m =$   |
| Диаметр основной                             | $d_b = d \cdot \cos(\alpha) =$                           |   |
| Диаметр вершин                               | $d_a = m \cdot (z + 2) =$                                | $d_a^x = m \cdot (z + 2) + 2 \cdot X =$                               |
| Диаметр впадин                               | $d_f = m \cdot (z - 2,5) =$                              | $d_f^x = m \cdot (z - 2,5) + 2 \cdot X =$                             |
| Шаг делительный                              | $p = \pi \cdot m =$                                      |   |
| Шаг основной                                 | $p = \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha) =$                   |   |
| Делительная окружная толщина зуба расчетная  | $S = \pi \cdot m / 2 =$                                  | $S^x = \pi \cdot m / 2 + 2 \cdot X \cdot \operatorname{tg}(\alpha) =$ |
| Делительная окружная толщина зуба измеренная | $S =$  | $S^x =$   |
| Основная окружная толщина зуба расчетная     | $S_b = d_b \cdot (S / d + \operatorname{inv}(\alpha)) =$ | $S_b^x = d_b \cdot (S^x / d + \operatorname{inv}(\alpha)) =$          |
| Основная окружная толщина зуба измеренная    | $S_b =$  | $S_b^x =$   |
| Толщина зуба по окружности вершин расчетная  |  | $S_a^x \geq 0,3 \cdot m =$  |
| Толщина зуба по окружности вершин измеренная |  | $S_a^x =$   |

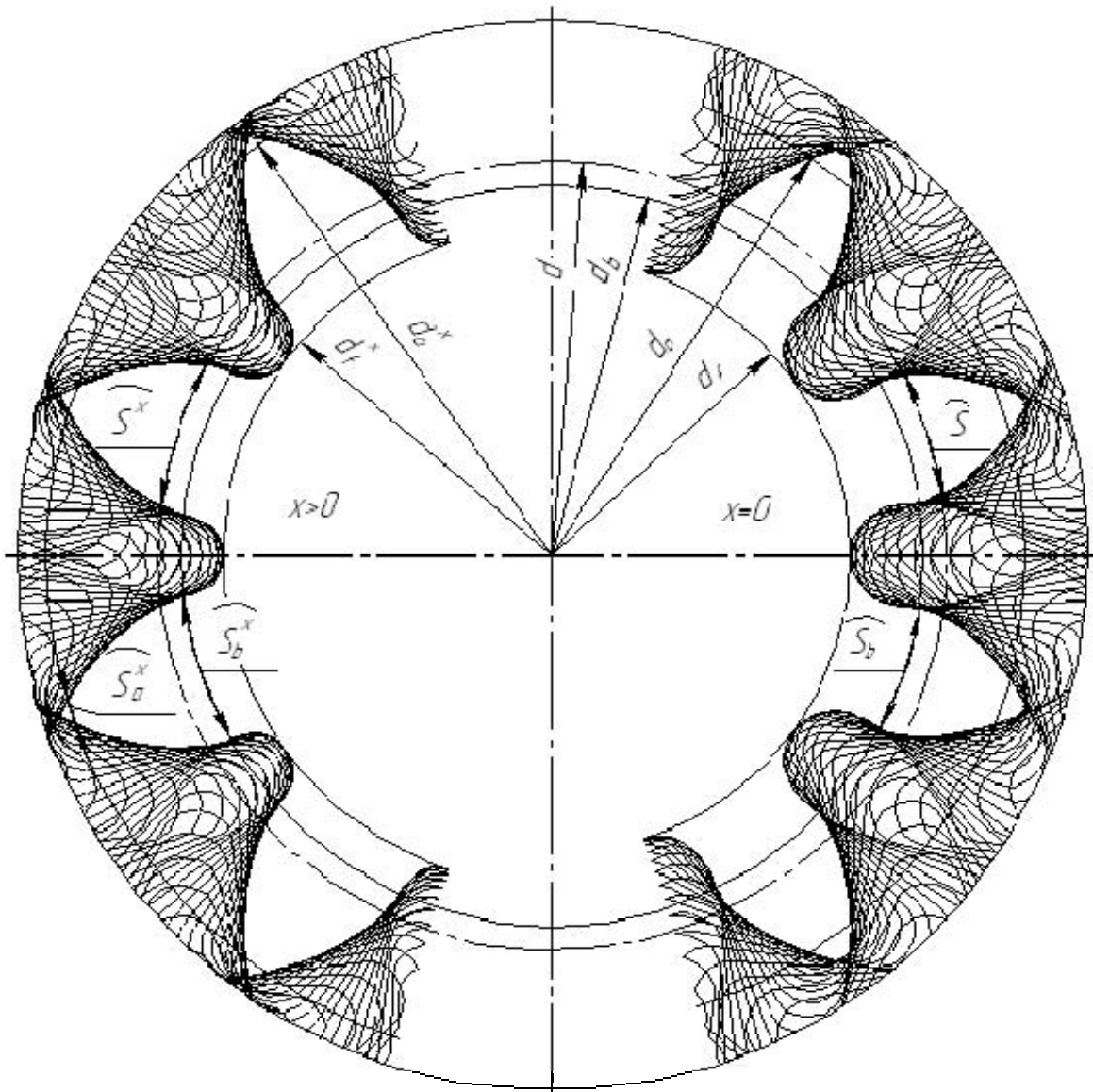


Рисунок 9.2 – Бумажный круг с вычерченными профилями зубьев

*Отчет должен включать:*

- модуль рейки  $m$ , мм;
- угол профиля рейки  $\alpha = 20^\circ$ ;
- диаметр делительный  $d$ , мм;
- таблицу 9.1;
- бумажный круг с вычерченными профилями зубьев (рисунок 9.2).

### ***Вопросы для самоконтроля***

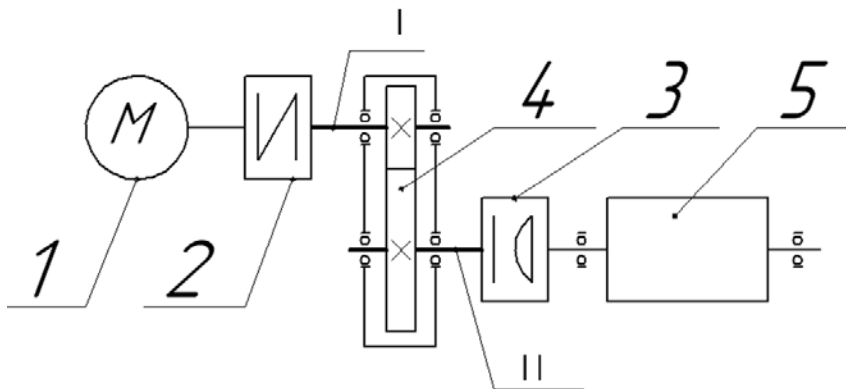
- 1 Что такое эвольвента и как она образуется?
- 2 Какие элементы эвольвентного колеса являются расчетными?
- 3 Что такое модуль?
- 4 Сколько модулей составляет высота зуба исходного контура, шаг?

- 5 Что такое средняя линия рейки?
- 6 Какие методы применяют при зубофрезеровании?
- 7 Почему метод обкатки наиболее распространен?
- 8 Что такое смещение?
- 9 Какое колесо называют нулевым, положительным, отрицательным?
- 10 Как рассчитать размеры нулевого колеса, если известны  $m$  и  $z$ ?
- 11 Какие колеса необходимо проектировать положительным и почему?
- 12 Как рассчитать минимальную величину смещения?
- 13 Почему требуется выполнять условие  $S_a^x \geq 0,3 \cdot m$ ?
- 14 Каковы преимущества эвольвентных колес?

## 10 Лабораторная работа № 10 (4). Кинематический анализ зубчатых механизмов

*Цель работы:* определение передаточного отношения по заданной схеме и известным числом зубьев колеса.

Среди существующего множества механизмов наибольшую сферу применения в технике нашли зубчатые механизмы, состоящие из зубчатых колес. Эти механизмы используются в приводах для передачи вращения от двигателя к рабочему органу с понижением, реже повышением частоты вращения (рисунок 10.1).



1 – двигатель; 2,3 – муфты; 4 зубчатая передача (механизм); 5 – рабочий орган;  
I – входной (ведущий) вал; II – выходной (ведомый) вал

Рисунок 10.1 – Кинематическая схема привода

Зубчатый механизм, уменьшающий частоту вращения, называется *редуктором*, а увеличивающий частоту вращения – *мультипликатором*.

Важнейшим параметром зубчатого механизма является передаточное отношение.

*Передаточным отношением* называется отношение угловых скоростей (частот вращения) звеньев, входного I к выходному II (рисунок 10.1):

$$i_{I II} = \frac{\omega_I}{\omega_{II}} = \frac{n_I}{n_{II}}. \quad (10.1)$$

Для мультипликатора  $i < 1$ . Для редуктора  $i > 1$ .

На практике численные значения  $i$  реализуют посредством различных видов зубчатых механизмов. Среди них выделяют два вида:

- 1) зубчатые механизмы с неподвижными осями колес – *зубчатые ряды*;
- 2) зубчатые механизмы, содержащие колеса с подвижными осями, – *планетарные механизмы*.

В планетарном механизме обязательно имеются колеса с подвижной осью. Эти колеса  $z_{g1}$  и  $z_{g2}$  называются сателлитами. Подвижное звено, в котором помещена ось сателлита, называется водилом  $h$ . Кроме того, в планетарной передаче есть два центральных колеса: подвижное центральное  $z_a$  называется солнечным, а неподвижное  $z_b$  – опорным. Геометрическая ось центральных колес и водила общая. Типовые схемы планетарных передач представлены на рисунке 10.2.

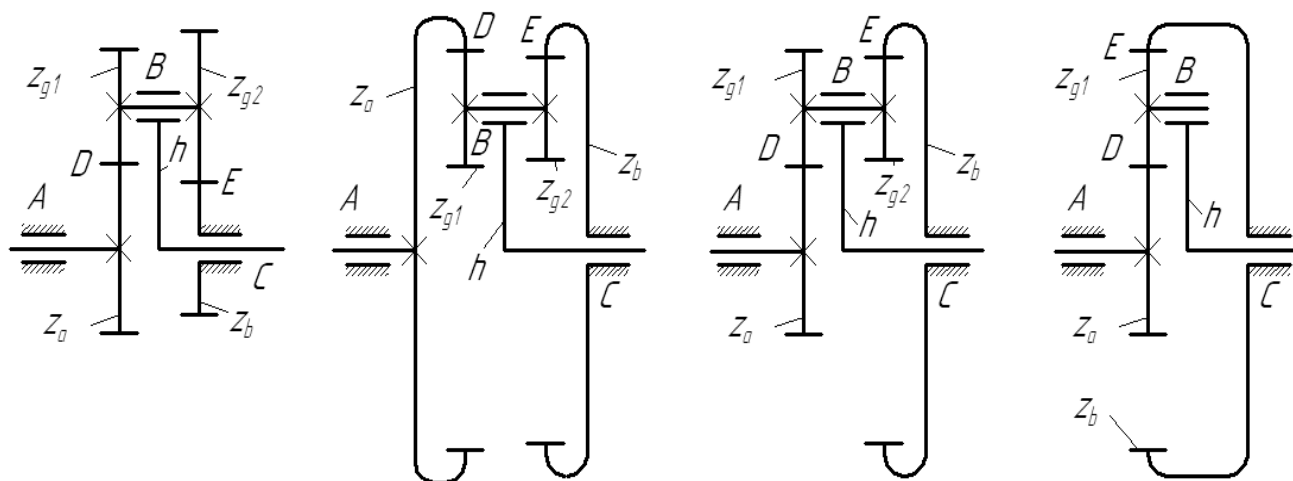


Рисунок 10.2 – Типовые схемы планетарных передач

Для планетарных механизмов в обозначении передаточного отношения указывается от какого звена, к какому звену передается движение, например обозначение передаточного отношения  $i_{ah}^b$  означает, что в планетарном меха-

низме движение передается от ведущего звена – солнечного колеса  $a$ , к ведомому звену – водилу  $h$ , при неподвижном опорном колесе  $b$ .

Задача кинематического анализа планетарных передач состоит в определении передаточного отношения  $i_{ah}^b$  либо  $i_{ha}^b$  при заданных числах зубьев.

Эта задача решается путем приведения планетарного механизма к рядовому методом обращенного движения (метода Виллиса).

*Порядок выполнения работы.*

1 Для выданного преподавателем механизма составить кинематическую схему (примеры кинематических схем изображены на рисунке 10.2), обозначить звенья и кинематические пары.

2 Проверить степень подвижности механизма по формуле Чебышева.

3 Подсчитать числа зубьев зубчатых колес.

4 Составить кинематическую схему обращенного механизма.

5 Вычислить передаточное отношение, используя метод обращенного движения.

6 Проверить правильность подсчитанного передаточного отношения опытным путем. Для этого определить угол поворота выходного вала, повернув входной вал на  $360^\circ$ . Обратить внимание на направления вращения входного и выходного валов.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- кинематические схемы планетарного и обращенного механизмов;
- числа зубьев колес;
- определение передаточного отношения планетарного механизма аналитически и опытным путем.

***Вопросы для самоконтроля***

- 1 Назначение зубчатых механизмов.
- 2 Что такое редуктор?
- 3 Для чего служит мультипликатор?
- 4 Что такое передаточное отношение?
- 5 Два вида зубчатых механизмов.
- 6 Какой механизм называется зубчатым рядом?
- 7 Как вычислить значение передаточного отношения рядовой передачи, рядового механизма при известных числах зубьев колес?
- 8 В чем отличие планетарных зубчатых механизмов от рядовых?
- 9 Назвать все звенья планетарной передачи.
- 10 Что такое обращенный механизм?
- 11 Как определить передаточное отношение опытным путем?

## 11 Лабораторная работа № 11 (11). Испытание ременной передачи

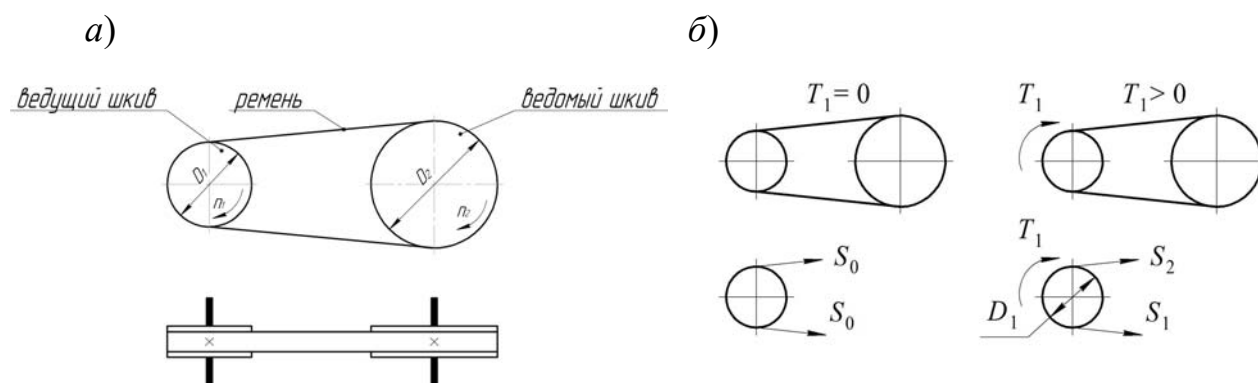
*Цель работы:* изучение работы ременной передачи; построение кривых скольжения и КПД; определение оптимальной загрузки передачи.

*Теоретические основы ременной передачи.*

Схема передачи изображена на рисунке 11.1, а. Передача состоит из двух шкивов и ремня, охватывающего шкивы [1]. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем из-за натяжения последнего.

Ременные передачи классифицируют по следующим основным признакам:

- по взаимному расположению звеньев передачи (открытые, перекрестные, угловые и т. д.);
- по виду поперечного сечения ремней (плоскоременные, клиноременные и круглоременные);
- по способу натяжения ремней (грузовые, винтовые или роликами).



а – схема ременной передачи; б – силы, действующие в ветвях ремня

Рисунок 11.1 – Ременная передача

При передаче крутящего момента  $T_1$  усилия в ветвях ременной передачи изменяются. На рисунке 11.1, б показаны усилия в ветвях ремня в двух случаях: без нагрузки  $T_1 = 0$  и под нагрузкой  $T_1 > 0$ .

Окружная сила на шкивах

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_1}.$$

Условие равновесия шкива

$$T_1 = \frac{D_1}{2} \cdot (S_1 - S_2),$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – натяжение ведущей и ведомой ветвей в нагруженной передаче, Н.

Откуда  $S_1 - S_2 = F_t$ .

Связь между  $S_0$ ,  $S_1$ , и  $S_2$  устанавливают исходя из того, что геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной, как и в ненагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Поэтому можно записать, что  $S_1 + S_2 = 2 \cdot S_0$ . Отсюда следует

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}; \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Скольжение в ременной передаче характеризуется коэффициентом упругого скольжения

$$\varepsilon = \frac{n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot D_2}{n_1 \cdot D_1} \cdot 100 \text{ \%}.$$

Передаточное число (как видно из формулы, не является постоянным)

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 \cdot D_2}{V_2 \cdot D_1} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}.$$

КПД в ременной передаче

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \cdot 100 \text{ \%}.$$

Работоспособность ременной передачи характеризуют кривыми скольжения и КПД (рисунок 11.2).

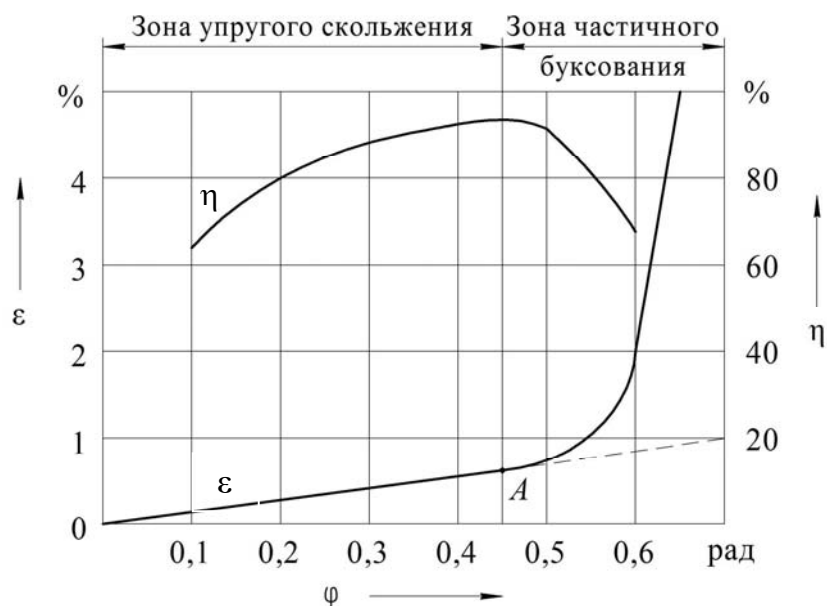


Рисунок 11.2 – Типовые кривые коэффициента упругого скольжения  $\varepsilon$  и КПД в зависимости от коэффициента тяги  $\varphi$



На начальном участке кривой скольжения от 0 до  $\varphi_0$  наблюдается только упругое скольжение. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и к полному буксованию. В зоне от  $\varphi_0$  до  $\varphi_{\max}$  наблюдается как упругое скольжение, так и буксование, которое равно разности между ординатами кривой коэффициента упругого скольжения и пунктирной линией.

Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения  $\varphi_0$  и слева от него. Этому значению соответствует максимальное значение КПД.

Потери мощности собственно в ременных передачах складываются из потерь: от скольжения ремня по шкивам; потерь на внутреннее трение в ремне; потерь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Максимальное значение КПД передачи зависит, в основном, от потерь на внутреннее трение в ремне. При загрузке передачи, близкой к  $\varphi_0$ , среднее значение КПД обычно находится в интервале 0,95...0,97.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- расчетные формулы;
- таблицу с результатами экспериментов;
- графики  $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$ ;  $\eta = \eta(\varphi)$ ;
- рекомендации по оптимальной загрузке передачи;
- выводы.

### ***Вопросы для самоконтроля***

- 1 Где применяются ременные передачи?
- 2 Какие преимущества и недостатки ременных передач?
- 3 Чему равно передаточное число ременной передачи?
- 4 Назовите способы натяжения ремней.
- 5 Какие силы действуют на валы от ременной передачи?
- 6 Как определить КПД и коэффициент тяги ременной передачи?
- 7 Какие виды потерь существуют в ременной передаче?
- 8 Как определяется работоспособность ременной передачи?

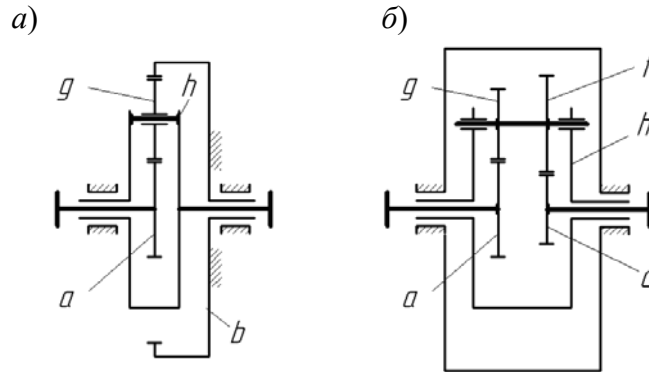
## **12 Лабораторная работа № 12 (7). Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач**

*Цель работы:* изучение областей применения планетарных передач, их конструкции и назначения элементов; закрепление навыков практического определения характеристик, размеров и параметров планетарных передач.

*Конструкции планетарных передач.*

Механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором геометрическая ось хотя бы одного из зубчатых колес подвижна, называется планетарным.

Звено планетарного механизма, в котором установлены зубчатые колеса с подвижными геометрическими осями, называется водилом. Зубчатые колеса, имеющие подвижные геометрические оси – сателлиты. Сателлит с одним зубчатым венцом называется одновенцовым сателлитом (рисунок 12.1, а), с двумя – двухвенцовым (рисунок 12.1, б).



а – с одновенцовым сателлитом; б – с двухвенцовым сателлитом

Рисунок 12.1 – Кинематическая схема планетарного редуктора

Планетарный механизм может иметь один или несколько сателлитов одинакового размера. Ось, вокруг которой в абсолютном или относительном движении вращается водило, называется основной осью.

Зубчатые колеса, имеющие оси, совпадающие с осью водила, называются центральными колесами. Центральные колеса могут быть внешнего и внутреннего зацепления. Центральное колесо внешнего зацепления называется солнечным и обозначается буквой *a*. Центральное колесо внутреннего зацепления – коронное и обозначается буквой *b*. Если одно из центральных колес планетарной передачи установлено неподвижно, то оно называется опорным.

Чаще всего ведущим (или ведомым) валом передачи служит вал солнечного колеса, а ведомым (или ведущим) – вал водила.

#### *Кинематика планетарных передач.*

При определении передаточного отношения планетарных передач используется метод Виллиса (метод остановки водила) [2]. Он заключается в сообщении всему механизму угловой скорости, равной угловой скорости водила, но направленной в противоположном направлении. Рассмотрим данный метод применительно к планетарной передаче, показанной на рисунке 12.1, а.

Передаточное отношение при передаче движения от солнечного колеса *a* к водилу *h* при остановленном коронном колесе *b* определяется по выражению

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h}.$$

Сообщаем всему механизму угловую скорость, равную угловой скорости

водила, но направленную в противоположном направлении. При этом получаем обращенный механизм, в котором движение передаётся от солнечного колеса  $a$  к коронному колесу  $b$  при остановленном водиле  $h$ . Передаточное отношение обращённого механизма определяется по выражению

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h}.$$

В рассматриваемом механизме угловая скорость коронного колеса  $\omega_b = 0$ , следовательно,

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} \quad \text{или} \quad i_{ab}^h = 1 - \frac{\omega_a}{\omega_h}.$$

Соответственно,

$$i_{ab}^h = 1 - i_{ah}^b \quad \text{или} \quad i_{ah}^b = 1 - i_{ab}^h.$$

Обращённый механизм представляет собой обычную зубчатую передачу, в которой движение передаётся от солнечного колеса  $a$  к коронному колесу  $b$  через паразитную шестерню  $g$ . Следовательно, передаточное отношение обращённого механизма  $i_{ab}^h$  при известных числах зубьев всех звеньев планетарной передачи будет определяться выражением

$$i_{ab}^h = -\frac{z_b}{z_a}.$$

*Порядок выполнения работы.*

При выполнении лабораторной работы необходимо:

- вычертить эскиз планетарного редуктора с указанием размеров;
- вычертить кинематическую схему редуктора;
- вычислить размеры зубчатых колес и параметры зубчатых передач;
- сформулировать выводы по результатам работы.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- схему планетарного редуктора с указанием размеров;
- кинематическую схему редуктора;
- таблицу размеров зубчатых колес и параметров зубчатых передач;
- выводы.

**Вопросы для самоконтроля**

- 1 Основные элементы планетарного редуктора и их назначение.
- 2 Из каких элементов состоят планетарные передачи редуктора?
- 3 Как определить передаточное отношение редуктора?

- 4 Как определить модуль зацепления в I и II ступенях редуктора?
- 5 Как определить угол наклона зубьев зубчатых колес?
- 6 Как осуществляются контроль наличия и смена масла в редукторе?
- 7 Как осуществляется смазка колес в планетарном редукторе?
- 8 Как осуществляется строповка при транспортировке редуктора?

### 13 Лабораторная работа № 13 (8). Изучение конструкции подшипников качения

*Цель работы:* ознакомление с классификацией и конструкциями основных типов подшипников качения.

*Классификация подшипников качения.*

Подшипники качения (рисунок 13.1, а) состоят из следующих деталей: наружного 1 и внутреннего 2 колец с дорожками качения 3; тел качения 4; сепараторов 5, разделяющих и направляющих тела качения [1].

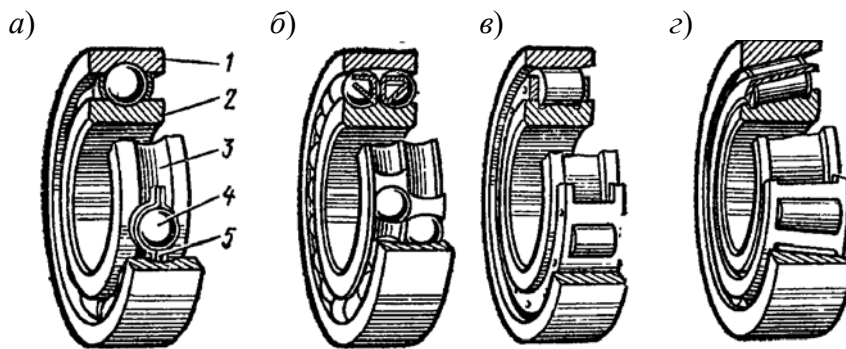


Рисунок 13.1 – Виды подшипников качения

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам: направлению действия воспринимаемых нагрузок, форме тел качения, конструктивным особенностям и числу рядов тел качения.

По направлению действия воспринимаемой нагрузки:

- радиальные подшипники воспринимают только радиальную нагрузку (роликподшипники с цилиндрическими роликами) или предназначены для радиальной, но могут воспринимать и осевую нагрузку (шарикоподшипники однорядные, шарико- и роликподшипники двухрядные сферические);
- упорные подшипники предназначены для восприятия осевых нагрузок;
- радиально-упорные подшипники предназначены для восприятия комбинированных, т. е. радиальных и осевых, нагрузок, причем преобладающей может быть как радиальная, так и осевая нагрузка.

По форме тел качения подшипники делятся на шариковые (тела качения – шарики) и роликовые (тела качения – ролики).

Роликовые подшипники выполняют:

- с короткими цилиндрическими роликами;
- с длинными цилиндрическими роликами;

- с витыми роликами;
- с коническими роликами;
- с игольчатыми роликами;
- со сферическими и сфероконическими роликами.

По способности самоустанавливаться подшипники делятся на несамонастраиваемые и самоустанавливающиеся. По числу рядов тел качения подшипники подразделяются на однорядные и многорядные.

#### *Обозначения подшипников качения.*

Подшипники имеют цифровое условное обозначение (рисунок 13.2).

Две первые цифры, считая справа налево, обозначают диаметр отверстия подшипника. Для диаметров от 20 до 495 мм эти цифры соответствуют внутреннему диаметру, деленному на 5.

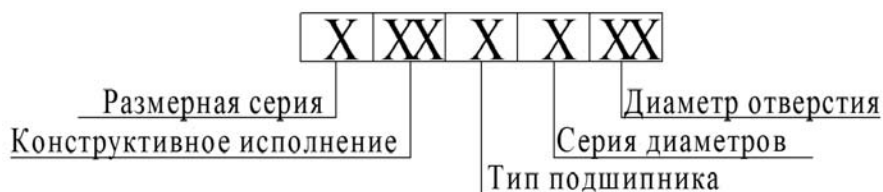


Рисунок 13.2 – Обозначение подшипника

Для подшипников с внутренними диаметрами до 9 мм включительно первая цифра указывает фактический размер внутреннего диаметра, при этом на третьем месте ставится цифра 0. Вторая цифра обозначает серию. Для подшипников с номинальными диаметрами отверстия 10, 12, 15 и 17 мм соответствующее обозначение диаметра – 00, 01, 02 и 03.

Третья и седьмая цифры справа обозначают серию подшипника: особо легкая – 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжелая – 4, легкая широкая – 5, средняя широкая – 6 и т. д.

Четвертая цифра справа – тип подшипника, например, шариковый радиальный однорядный – 0 (отбрасывается), радиальный сферический – 1, с короткими роликами – 2, роликовый сферический – 3, радиальный с длинными роликами – 4, радиально-упорный шариковый – 6, роликовый конический – 7, упорный шариковый – 8 и т. д.

Пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипника, например, наличие уплотнений, стопорной канавки на наружном кольце и т. д. Цифры 6, 5, 4 и 2, стоящие через тире перед условным обозначением, определяют его класс точности. Нормальный класс точности (0) не указывается.

#### *Порядок выполнения работы.*

При выполнении лабораторной работы необходимо:

- вычертить эскизы выданных преподавателем подшипников;
- выполнить расшифровку обозначений подшипников;

- определить базовые динамические и статические грузоподъемности;
- сформулировать выводы по работе.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- эскизы выданных подшипников с указанием габаритных размеров;
- расшифровку обозначений подшипников;
- базовые динамические и статические грузоподъемности;
- выводы.

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1 Из каких основных деталей состоит подшипник качения?
- 2 Какие типы подшипников воспринимают радиальную нагрузку?
- 3 Какие типы подшипников воспринимают осевую нагрузку?
- 4 Какие подшипники воспринимают радиальную и осевую нагрузки?
- 5 Какие типы подшипников относятся к самоустанавливающимся?
- 6 Какие типы подшипников относятся к несамоустанавливающимся?
- 7 Какая структура условного обозначения подшипников качения?
- 8 Какие бывают серии подшипников качения?
- 9 Какие бывают классы точности подшипников качения?
- 10 Каким подшипникам следует отдавать предпочтение по скорости?
- 11 Какие подшипники предпочтительнее выбирать по грузоподъемности?
- 12 Как определить динамическую грузоподъемность подшипника?
- 13 Что такое статическая радиальная грузоподъемность подшипника?

## **14 Лабораторная работа № 14 (22). Уплотнения подшипниковых узлов**

*Цель работы:* ознакомление с видами и конструкциями наиболее распространенных уплотнений; изучение конструкции различных уплотнений (получить у преподавателя), измерение, черчение их эскизов и постановка габаритных и установочных размеров; расшифровка обозначения каждого уплотнения.

*Виды и конструкции уплотнений.*

Уплотнения предназначены для защиты подшипников от загрязнения и влаги. Кроме того, они предотвращают утечку смазочного материала.

Правильный выбор уплотнения определяет работоспособность подшипникового узла в целом. При выборе уплотнения учитываются:

- вид применяемого смазочного материала и его свойства;
- окружная скорость кромки уплотнения относительно сопряженной поверхности, свойства поверхности (твёрдость, шероховатость);
- рабочая температура подшипникового узла;
- расположение вала (горизонтальное или вертикальное);

- возможные перекосы и биение вала;
- состояние окружающей среды;
- конструктивные особенности подшипникового узла;
- особенности обслуживания подшипникового узла и др.

Условно уплотнения разделяются на два вида: бесконтактные и контактные. Действие контактных уплотнений достигается непосредственным давлением кромки уплотнения на уплотняемую поверхность. Уплотнительный эффект бесконтактных уплотнений определяется действием узких зазоров между вращающейся и неподвижной частью подшипникового узла и достигается с помощью центробежных сил, гидродинамических явлений.

Контактные уплотнения (сальники, V-образные кольца, резинометаллические манжеты, разрезные пружинные кольца, торцовые уплотнения и др.) требуют соответствующей обработки уплотняемой поверхности, смазывания кромки уплотнения; регулирования нагрузки на поверхностях контакта; рационального подбора материала поверхностей трения; правильного монтажа. Бесконтактные уплотнения (щелевые уплотнения, отгонные резьбы, гребешковые уплотнения, отражательные диски, ловушки разнообразных типов, лабиринтные уплотнения) практически не изнашиваются и срок их службы неограничен. Они особенно пригодны для работы при высоких скоростях и температурах.

#### *Порядок выполнения работы.*

Студенты получают от преподавателя образцы уплотнений и мерительный инструмент. Проводят необходимые замеры, выполняют эскизы уплотнений с простановкой габаритных и установочных размеров, записывают условное обозначение каждого уплотнения, производят его расшифровку.

#### *Отчет должен включать:*

- цель работы;
- эскизы уплотнений с проставленными габаритными и установочными размерами и краткой характеристикой каждого уплотнения;
- условное обозначение каждого уплотнения и его расшифровку.

#### ***Вопросы для самоконтроля***

- 1 Для чего предназначены уплотнения?
- 2 Какие факторы учитываются при выборе уплотнений?
- 3 Назовите виды уплотнений.
- 4 Объясните действие контактных уплотнений.
- 5 В чем заключается уплотнительный эффект бесконтактных уплотнений?
- 6 Назовите основные контактные уплотнения.
- 7 Назовите основные бесконтактные уплотнения.
- 8 Какие требования предъявляются к контактным уплотнениям?
- 9 Какие требования предъявляются к бесконтактным уплотнениям?
- 10 Назовите основные сальниковые уплотнения.
- 11 Назовите преимущества и недостатки сальниковых уплотнений.

- 12 Объясните принцип действия V-образного кольца.
- 13 Назовите преимущества и недостатки V-образных колец.
- 14 Когда применяют резинOMETаллические манжеты?
- 15 Из каких элементов состоит резинOMETаллическая манжета?
- 16 Какие материалы применяют для выполнения манжет?
- 17 Назовите схемы установки манжет в зависимости от их назначения.
- 18 Назовите основные конструкции резинOMETаллических манжет.
- 19 Объясните причины парной (сдвоенной) установки манжет.
- 20 Какие факторы влияют на сохранение работоспособности уплотнений?
- 21 Для чего применяют в качестве уплотнения резиновые кольца?
- 22 Когда используют разрезные пружинные кольца в качестве уплотнений?
- 23 Назовите основные конструкции торцовых уплотнений.
- 24 Назовите основные конструкции бесконтактных щелевых уплотнений.
- 25 Когда используют лабиринтные уплотнения? Назовите их виды.
- 26 Для чего применяют комбинированные уплотнения?

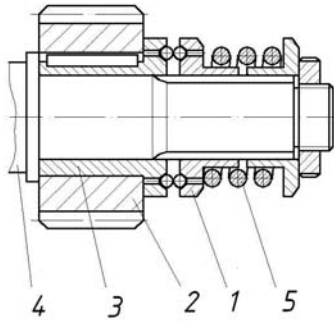
## **15 Лабораторная работа № 15 (10). Исследование шариковой предохранительной муфты**

*Цель работы:* изучение конструкции и принципа работы шариковой предохранительной муфты; настройка муфты и проверка моментов, передаваемых муфтой; определение коэффициентов «срабатывания» и точности «срабатывания» муфты.

### *Основные сведения.*

Предохранительные муфты служат для защиты элементов машин от воздействия перегрузок. Они разъединяют валы при возрастании крутящего момента выше допустимого значения. Одной из разновидностей предохранительных муфт являются шариковые. Выполняются они главным образом в виде конструкций, представляющих собой сочетание деталей привода, с элементами, несущими шариковые предохранительные устройства. На рисунке 15.1 показана муфта в момент «срабатывания» (выключения). Рабочими поверхностями в ней являются поверхности шариков. Шарики вставлены в гнезда ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт и выступают на определенную высоту. Деталь привода (зубчатое колесо) 3 закреплена на ступице полумуфты 2, свободно сидящей на валу 4. Полумуфта 1 связана со шлицевым участком вала. При вращении полумуфты 1 шарики увлекают полумуфту 2 и приводят в движение зубчатое колесо. Возникающая на шариках осевая сила уравнивается силой сжатия пружины 5. При перегрузке равновесие нарушается, пружина под действием возросших осевых сил сжимается, вследствие чего шарики ведущей полумуфты начинают проскальзывать по шарикам ведомой полумуфты – муфта «срабатывает».





- 1 – ведущая полумуфта;  
 2 – ведомая полумуфта;  
 3 – деталь привода;  
 4 – вал;  
 5 – пружина

Рисунок 15.1 – Шариковая предохранительная муфта

Условие равновесия при «срабатывании» чисто шариковых муфт, т. е. таких, у которых рабочими поверхностями контакта являются только поверхности шариков, определяется уравнением

$$T_{cp} = \frac{FD}{2000} = \frac{0,0005F_a D}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - Df/d},$$

где  $T_{cp}$  – расчетный момент «срабатывания» муфты, Н·м;

$F$  – окружная сила, действующая на шарики, Н;

$F_a$  – сила сжатия пружины, Н;

$\alpha$  – угол наклона касательной к оси муфты, рад;  $\alpha = \arcsin\left(\frac{d_{ш} - h}{d_{ш}}\right)$ ;

$d_{ш}$  – диаметр шарика, мм;

$h$  – расстояние, на которое выступает шарик из полумуфты, мм;

$\varphi$  – угол трения между шариками, рад;  $\varphi = \operatorname{arctg}(f_{ш})$ ;

$f_{ш}$  – коэффициент трения между шариками;

$D$  – диаметр окружности, на которой расположены центры шариков, мм;

$d$  – диаметр вала, направляющего подвижную полумуфту, мм;

$f$  – коэффициент трения между подвижной полумуфтой и валом.

#### Порядок выполнения работы.

Разобрать шариковую муфту, отвернув сжимающие пружину контргайку и гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей. Измерить диаметр шарика  $d_{ш}$  и диаметр вала  $d$ , направляющего подвижную полумуфту. Определить по формуле расчетные моменты «срабатывания»  $T_{cp1}$ ,  $T_{cp2}$  и  $T_{cp3}$  при  $F_{a1} = 150$  Н,  $F_{a2} = 250$  Н,  $F_{a3} = 350$  Н, приняв  $D = 60$  мм,  $h = 2,5$  мм,  $f_{ш} = 0,1$ ,  $f = 0,2$ . Собрать муфту. Затянуть пружину до усилия  $F_{a1} = 150$  Н, контролируя при этом ее необходимую длину по формуле

$$L = 50 - 0,05F_a,$$

где 50 – длина пружины в свободном состоянии, мм;

0,05 – коэффициент осадки пружины, мм/Н.

Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и плавно зажимая тормоз, заметить и записать в отчет максимальное (предельное) показание  $m$  стрелки индикатора в момент «срабатывания» муфты. Повторить опыт 5 раз. Исходя из показаний индикатора, определить значения предельных моментов

$$T_{np} = \mu m,$$

где  $\mu$  – тарировочный коэффициент индикатора,  $\mu = 0,157 \text{ Н} \cdot \text{мм/дел.}$ ;

$m$  – число делений индикатора.

Определить коэффициент точности «срабатывания» муфты:

$$K_m = \frac{T_{np\min}}{T_{np\max}},$$

где  $T_{np\min}$  и  $T_{np\max}$  – минимальное и максимальное значения предельного момента по данным пяти опытов.

Вычислить значение коэффициента «срабатывания» муфты

$$K = T_{np} / T_{cp},$$

где  $T_{np}$  – среднее (за пять опытов) значение предельного момента;

$T_{cp}$  – расчетный момент «срабатывания» муфты.

Затянуть пружину до усилия  $F_{a2} = 250 \text{ Н}$ , а затем – до  $F_{a2} = 350 \text{ Н}$  и повторить испытания и расчеты. Освободить пружину от затяжки.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- расчет  $T_{cp1}$ ,  $T_{cp2}$  и  $T_{cp3}$ ;
- результаты опытов;
- расчет коэффициентов  $K_m$  и  $K$ ;
- выводы.

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1 Для чего применяют в приводах предохранительные муфты?
- 2 Дайте оценку шариковым предохранительным муфтам.
- 3 Перечислите основные элементы конструкции шариковой муфты.
- 4 Изложите принцип работы шариковой муфты.
- 5 Какие основные геометрические параметры муфты влияют на момент «срабатывания»?
- 6 Как отрегулировать муфту на требуемый предельный момент?
- 7 Что определяет коэффициент точности «срабатывания» муфты?
- 8 Что характеризует коэффициент «срабатывания» муфты?

## 16 Лабораторная работа № 16 (11). Исследование упругих свойств муфты

*Цель работы:* исследование упругих свойств муфты.

*Основные сведения о муфтах.*

Муфты – это устройства, которые служат для соединения концов валов.

Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из ряда отдельных частей с входными и выходными валами, которые соединяют с помощью муфт. Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт.

Упругокомпенсирующие муфты предназначены для компенсации вредного влияния толчков и ударов, передаваемых в момент пуска двигателя, защиты от резонансных крутильных колебаний и компенсации несоосности соединяемых валов.

Вследствие погрешностей изготовления и монтажа всегда имеется некоторая неточность взаимного расположения геометрических осей соединяемых валов [2]. Различают три вида несоосности валов (рисунок 16.1): продольное смещение  $\Delta a$  (может быть вызвано также температурным удлинением валов); радиальное смещение  $\Delta r$  или эксцентриситет; угловое смещение  $\Delta \alpha$  или перекося.

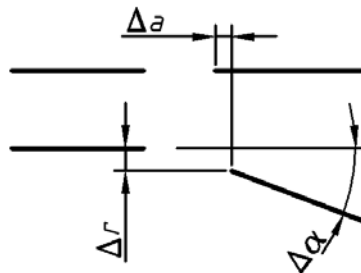


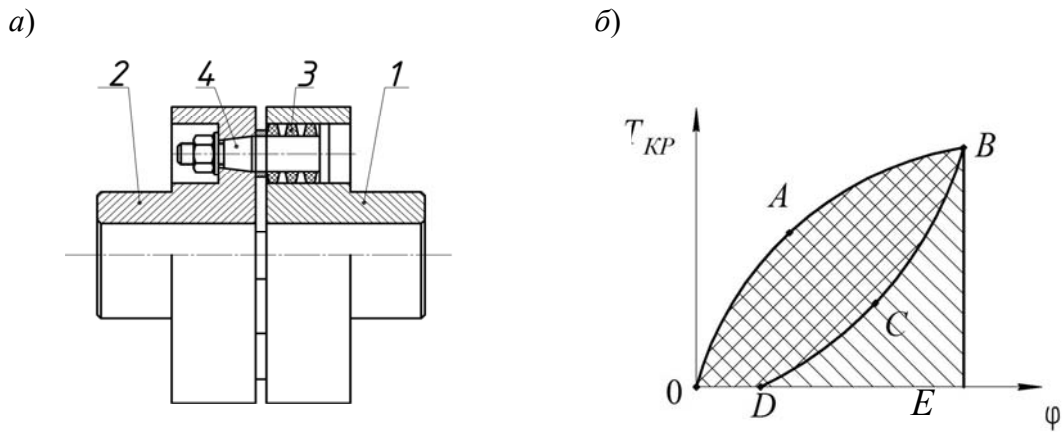
Рисунок 16.1 – Виды несоосности валов

Характерным элементом упругих муфт является звено или ряд звеньев, способных деформироваться в процессе работы, причем способность к упругой деформации является главной особенностью упругой муфты.

Благодаря этой способности упругие муфты допускают угловой относительный поворот ведущей и ведомой полумуфт. Устройство упругой муфты рассмотрим на примере устройства упругой втулочно-пальцевой муфты – МУВП (рисунок 16.2, а).

Конструкция и принцип работы муфты ясны из рисунка. В качестве упругого звена здесь применяются резиновые втулки: сплошные и составные из колец трапециевидального сечения.

Жесткость муфты определяет ее упругие свойства. Если закрепить одну полумуфту, а к другой приложить крутящий момент  $T$ , то вторая полумуфта повернется относительно первой на некоторый угол  $\varphi$ . В простейшем случае связь между  $T$  и  $\varphi$  линейная:  $T = C \cdot \varphi$ .



1, 2 – полумуфты (ведущая и ведомая); 3 – упругое звено; 4 – палец

Рисунок 16.2 – Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) и ее характеристика

График зависимости  $T(\varphi)$  называется характеристикой муфты, а коэффициент  $C$  – жесткостью муфты. Величина, обратная жесткости, называется податливостью  $e = \frac{1}{C}$ .

Способность муфты необратимо поглощать энергию при деформировании упругого элемента называется демпфирующей способностью. Она характеризуется коэффициентом демпфирования  $\psi$ . Он представляет собой отношение энергии, потерянной за один цикл колебаний муфты, к полной энергии, затраченной на её деформацию за этот же период (рисунок 16.2, б):

$$\psi = \frac{\text{Площадь } OABCD}{\text{Площадь } OABE}.$$

Потерянная энергия необратимо поглощается муфтой и в конечном счете переходит в тепло. Петля  $OABCD$  (см. рисунок 16.2, б) называется петлей гистерезиса.

Следовательно, по виду характеристической кривой упругие муфты можно разделить на линейные и нелинейные, с демпфированием и без демпфирования.

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- расчетные формулы;
- таблицу с результатами экспериментов;
- построенную характеристику муфты;
- расчёт коэффициента демпфирования;
- выводы.

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1 Что такое упругая муфта и как она устроена?
- 2 Что такое характеристика муфты?

- 3 Какие бывают упругие муфты?
- 4 Что такое жесткость муфты?
- 5 Что такое демпфирующая способность муфты?
- 6 Как рассчитывают коэффициент демпфирования?
- 7 Что такое петля гистерезиса?
- 8 Как устроен испытательный стенд?

## 17 Лабораторная работа № 17 (15). Исследование дисковой фрикционной предохранительной муфты

*Цель работы:* изучение конструкции и принципа работы фрикционной дисковой предохранительной муфты; настройка муфты и проверка моментов, передаваемых муфтой; определение коэффициентов «срабатывания» и точности «срабатывания» муфты.

*Основы теории фрикционной дисковой предохранительной муфты.*

Предохранительные муфты служат для защиты элементов машин от воздействия перегрузок, они разъединяют валы при возрастании крутящего момента выше допустимого значения.

Для передачи крутящего момента  $T_{cp}$  (начала срабатывания муфты) необходимо сжать пружину усилием  $F_a$ :

$$T_{cp} = \frac{F_a D_{cp} z f}{2}, \quad (17.1)$$

где  $D_{cp}$  – средний диаметр контакта дисков;

$z$  – количество поверхностей трения;

$f$  – коэффициент трения.

Расчетное усилие пружины  $F_a$  обеспечивается ее сжатием до размера  $L$  посредством гайки.

*Порядок выполнения работы.*

Разобрать предохранительную муфту, отвернув сжимающую пружину гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

Измерить внешний  $D_1$  и внутренний  $D_2$  диаметры фрикционных асбестовых накладок диска.

Определить по формуле (17.1) расчетные моменты «срабатывания»  $T_{cp1}$ ,  $T_{cp2}$  и  $T_{cp3}$  при  $F_{a1} = 120$  Н,  $F_{a2} = 150$  Н,  $F_{a3} = 180$  Н, приняв  $z = 5$ ,  $f = 0,35$ . Измеренные данные и результаты расчета занести в таблицу 17.1.

Собрать муфту. Затянуть пружину до усилия  $F_{a1} = 120$  Н, контролируя при этом ее необходимую длину  $L$ , вычисленную по формуле

$$L = 50 - 0,05F_{a1}, \quad (17.2)$$

где 50 – длина пружины в свободном состоянии, мм;  
0,05 – коэффициент осадки пружины, мм/Н.

Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая тормоз, заметить и записать в таблицу 17.2 максимальное (предельное) показание  $m$  стрелки индикатора в момент «срабатывания» муфты. Повторить опыт 5 раз.

Таблица 17.1 – Характеристика муфты

| Наименование параметра  | Обозначение | Размерность | Значение                       |
|---|-------------|-------------|--------------------------------|
| Внутренний диаметр фрикционных муфт   | $D_1, D_2$  | мм          |                                |
| Средний диаметр контакта дисков (накладок)  | $D_{cp}$    | мм          | $D_{cp} = \frac{D_1 - D_2}{2}$ |
| Расчетные моменты «срабатывания» муфты при силах сжатия пружины соответственно $F_{a1}, F_{a2}, F_{a3}$ | $T_{cp1}$   | Н·м         |                                |
|   | $T_{cp2}$   | Н·м         |                                |
|   | $T_{cp3}$   | Н·м         |                                |

Таблица 17.2 – Результаты испытаний муфты

| Номер опыта      | $F_{a1} = 120$ Н |                | $F_{a2} = 150$ Н |                | $F_{a3} = 180$ Н |                |
|------------------|------------------|----------------|------------------|----------------|------------------|----------------|
|                  | $m$ , дел.       | $T_{np}$ , Н·м | $m$ , дел.       | $T_{np}$ , Н·м | $m$ , дел.       | $T_{np}$ , Н·м |
| 1                |                  |                |                  |                |                  |                |
| ...              |                  |                |                  |                |                  |                |
| 5                |                  |                |                  |                |                  |                |
| Среднее значение |                  |                |                  |                |                  |                |

Исходя из показаний  $m$  индикатора, определить значения предельных моментов  $T_{np}$  по формуле

$$T_{np} = \mu m, \quad (17.3)$$

где  $\mu$  – тарировочный коэффициент плоской измерительной пружины, полученный нагружением тормоза моментами,  $\mu = 0,157$  Н·мм/дел.

Определить коэффициент точности «срабатывания» муфты:

$$K_m = \frac{T_{np\min}}{T_{np\max}}, \quad (17.4)$$

где  $T_{np\min}$  и  $T_{np\max}$  – минимальное и максимальное значения предельного момента по данным пяти опытов.

Вычислить значение коэффициента «срабатывания» муфты

$$K = T_{np} / T_{cp}, \quad (17.5)$$

где  $T_{np}$  – среднее (за пять опытов) значение предельного момента;

$T_{cp}$  – расчетный момент «срабатывания» муфты.

Затянуть пружину до усилия  $F_{a2} = 150$  Н, затем – до усилия  $F_{a3} = 180$  Н. Повторить испытания и расчеты. Результаты занести в таблицы 17.2 и 17.3. Освободить пружину от затяжки.

Таблица 17.3 – Коэффициенты, характеризующие работу муфты

| Расчетный коэффициент                           | Сила сжатия пружины |                  |                  |
|---|---------------------|------------------|------------------|
|   | $F_{a1} = 120$ Н    | $F_{a2} = 150$ Н | $F_{a3} = 180$ Н |
| Коэффициент точности «срабатывания» муфты $K_T$ |                     |                  |                  |
| Коэффициент «срабатывания» муфты $K$            |                     |                  |                  |

*Отчет должен включать:*

- цель работы;
- результаты измерений и расчеты;
- таблицы 17.1–17.3;
- выводы по результатам работы.

### **Вопросы для самоконтроля**

- 1 Для чего применяют в приводах предохранительные муфты?
- 2 Дайте оценку фрикционным предохранительным муфтам.
- 3 Назовите элементы конструкции фрикционной дисковой муфты.
- 4 Изложите принцип работы фрикционной дисковой муфты.
- 5 Изложите параметры муфты, влияющие на момент «срабатывания».
- 6 Как отрегулировать муфту на предельный момент  $T_{np} = 10$  Н·м?
- 7 Что определяет коэффициент точности «срабатывания» муфты?
- 8 Что характеризует коэффициент «срабатывания» муфты?

## Список литературы

1 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник / М. Н. Иванов. – 15-е изд., испр. и доп. – Москва: Юрайт, 2016. – 408 с.

2 **Гурин, В. В.** Детали машин. Курсовое проектирование : учебник для бакалавриата и магистратуры : в 2 кн. / В. В. Гурин. – Москва : Юрайт, 2017. – Кн. 1. – 366 с.

3 **Гурин, В. В.** Детали машин. Курсовое проектирование : учебник для бакалавриата и магистратуры: в 2 кн. / В. В. Гурин. – Москва : Юрайт, 2017. – Кн. 2. – 295 с.