

# **ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

## **ЧАСТЬ II ДЕТАЛИ МАШИН**

*Методические указания к лабораторным работам  
для студентов специальности 21.05.04*

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ  
2020**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
Санкт-Петербургский горный университет

Кафедра машиностроения

# ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

## ЧАСТЬ II ДЕТАЛИ МАШИН

*Методические указания к лабораторным работам  
для студентов специальности 21.05.04*

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ  
2020

УДК 621.81 (073)

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА. Часть II. Детали машин:** Методические указания к лабораторным работам / Санкт-Петербургский горный университет. Сост.: *А.В. Большунов, Н.С. Голиков, А.Ю. Кузькин*. СПб, 2020. 45 с.

Представлены методические указания к лабораторным работам, выполняемым по разделу «Детали машин» учебной дисциплины «Прикладная механика». Приведены основные теоретические сведения и необходимый справочный материал.

Предназначены для студентов специальности 21.05.04 «Горное дело» специализации «Горные машины и оборудование», а также могут быть использованы для студентов всех направлений подготовки бакалавриата и специалитета, учебные планы которых указывают на проведение лабораторных работ по дисциплине «Прикладная механика».

Научный редактор проф. *И.П. Тимофеев*

Рецензент д-р техн. наук *А.А.Тихонов* (Санкт-Петербургский государственный университет)

## ВВЕДЕНИЕ

Представлены методические указания к лабораторным работам, выполняемым по разделу «Детали и машины» учебной дисциплины «Прикладная механика». Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по специализации «Горные машины и оборудование» специальности «Горное дело».

Приведены типовые работы для студентов технических вузов. Допуск к лабораторной работе предваряется обязательным ознакомлением студентов с правилами техники безопасности, вступительным пояснением и кратким контрольным опросом.

Лабораторные работы выполняются бригадами из двух-трех студентов или индивидуально. По мере выполнения работы бригадой ведется протокол наблюдений (испытаний), куда заносятся полученные результаты, эскизы исследуемых деталей, узлов, механизмов и т.д. По окончании работы протокол визируется преподавателем.

Каждый студент оформляет отчет по лабораторной работе, в котором указывает ее цель, основные теоретические положения, исходные и полученные данные, обработанные результаты, схемы исследуемых механизмов, эскизы деталей и узлов, окончательные выводы. Оформление отчета должно соответствовать требованиям ЕСКД и Горного университета.

Отчет сдается на проверку преподавателю с приложением протокола наблюдений (испытаний). Проверенный и подписанный отчет подлежит защите.

## Лабораторная работа № 1

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

*Цель работы* - изучение конструкции цилиндрического двухступенчатого редуктора, измерение его габаритных и присоединительных размеров, определение параметров зубчатого зацепления.

#### **ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ**

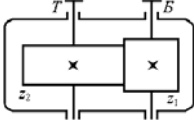
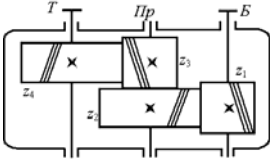
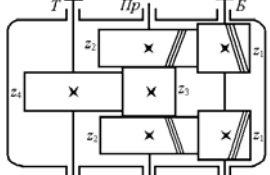
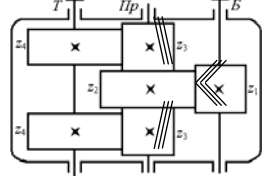
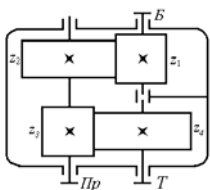
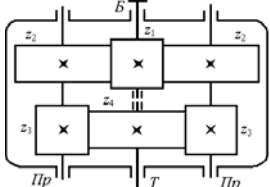
Зубчатые редукторы – это механизмы, служащие для понижения угловой скорости и увеличения крутящего момента, выполненные в виде отдельных агрегатов. Зубчатые редукторы имеют широкое применение, особенно в подъёмно-транспортном, металлургическом, горном машиностроении. Наиболее распространены в машиностроении цилиндрические редукторы. Современные зубообрабатывающие станки обеспечивают изготовление цилиндрических зубчатых колёс диаметром до нескольких метров, что позволяет передавать любые мощности. В современных высокоточных передачах достигнуты окружные скорости  $v$  до 120÷180 м/с. Срок службы цилиндрических редукторов достигает нескольких лет.

Наиболее распространённые схемы одно- и двухступенчатых редукторов с цилиндрическими колёсами показаны в табл. 1.1.

С помощью одной цилиндрической зубчатой пары (схема 1) можно изменять угловую скорость в несколько десятков раз. Однако величину передаточного числа одной цилиндрической пары нерационально назначать больше  $u = 8÷10$ . При больших значениях передаточного числа одноступенчатые редукторы имеют большие габариты, чем габариты двухступенчатых редукторов, в которых передаточное число  $u$  такое же по величине, но распределено между ступенями.

Таблица 1.1

## Схемы одно- и двухступенчатых редукторов

Номер схемы	Схема	Диапазон рекомендуемых передаточных чисел
1.		$1 \leq u \leq 8 \div 10$
2.		$8 \leq u \leq 60$
3.		$8 \leq u \leq 60$
4.		$8 \leq u \leq 60$
5.		$8 \leq u \leq 50$
6.		$8 \leq u \leq 50$

На схеме 2 представлен двухступенчатый редуктор. Недостаток такой схемы состоит в несимметричном расположении зубчатых колёс относительно опор, что вызывает неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца вследствие деформаций (прогибов) валов. Уменьшение влияния деформации валов достигается увеличением их жёсткости.

Схемы 3 и 4 разработаны для получения симметричного расположения опор относительно тихоходной (схема 3) или быстроходной (схема 4) ступени. В редукторах по схемам 3 и 4 необходимо обеспечить одинаковое участие в передаче мощности обоих зацеплений раздвоенных ступеней. Для этой цели зубчатые колёса выполняют косозубыми или шевронными, причём раздвоенные венцы имеют соответственно правый и левый углы наклона линий зубьев.

Редукторы по схемам 5 и 6 характеризуются соосным расположением ведущего и ведомого валов, что во многих случаях даёт преимущества при компоновке механизмов, куда они входят в качестве сборочных единиц. К недостаткам конструкции редуктора по схеме 5 относят некоторое увеличение габарита по ширине (по сравнению с несоосной схемой 2), необходимого для размещения опор валов шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени, увеличенную длину промежуточного вала при несимметричном расположении опор относительно венцов зубчатых колёс, а также значительную недогрузку быстроходной ступени.

В схеме 6 соосного редуктора мощность от ведущего к ведомому валу передаётся двумя потоками, благодаря чему уменьшаются диаметры зубчатых колёс, окружная скорость и габаритный размер по высоте.

Детали редуктора монтируются в чугунный или стальной корпус, состоящий из основания корпуса (картера) 4 и крышки корпуса 5 (рис. 1.1). Корпус служит для размещения и закрепления деталей редуктора, восприятия возникающих при работе усилий, предохранения деталей и смазки от загрязнения.

Корпусные детали с целью увеличения поверхности охлаждения и для повышения жёсткости опор, если это требуется, снабжаются рёбрами.

Габаритными называются максимальные размеры редуктора в трёх измерениях.

Присоединительными называют размеры редуктора, необходимые для установки редуктора на раме или фундаменте. К присоединительным размерам относят так же размеры концов валов, расстояния от опорных поверхностей до осей валов, размеры опорных поверхностей, координаты отверстий под фундаментные болты привязанные к одному из выходных концов вала и др.

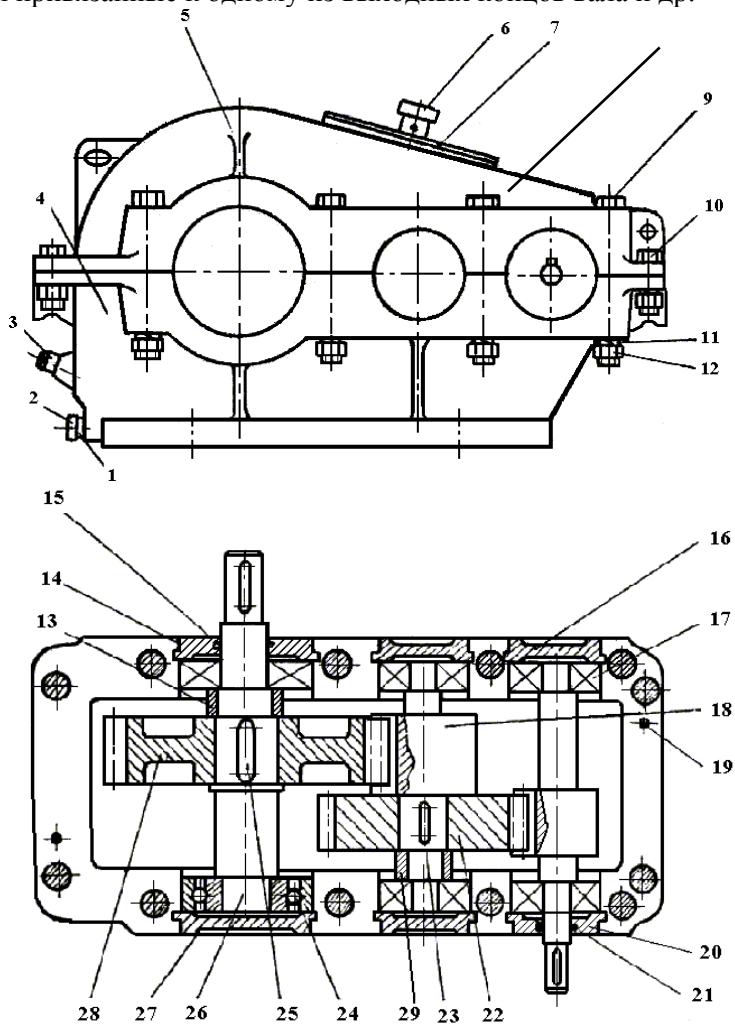


Рис. 1.1. Цилиндрический двухступенчатый редуктор



Габаритные и присоединительные размеры редуктора типа РМ показаны на рис. 1.2.

Соприкасающиеся поверхности картера корпуса и крышки корпуса подвергаются чистовой обработке. Хорошее их прилегание обеспечивает герметичность стыка, необходимая для исключения утечки масла. Допускается герметизация соприкасающихся поверхностей спиртовым лаком, жидким стеклом или пастой «герметик». Установка прокладок встык не допускается, так как при этом может быть нарушен характер посадки подшипников 17, 24 и других деталей. Точная взаимная установка картера и крышки (центрирование) обеспечивается двумя фиксирующими штифтами 19. Отверстия под штифты выполняют перед совместной обработкой остальных отверстий корпусных деталей. Картер и крышку стягивают при сборке болтами 9, 10 с гайками 12 и шайбами 11. Днище картера обычно имеет уклон  $1 \div 2^\circ$  в сторону отверстия, через которое сливается масло из редуктора при его замене.

Сливное отверстие закрывают пробкой 2. Существует два вида пробок - с конической и с цилиндрической резьбой. В последнем случае применяют прокладку 1 из паронита, маслобензостойкой резины или мягкого металла (медь, алюминий). Для заливки масла в редуктор, а также контроля за состоянием передач в верхней части крышки редуктора предусматривают смотровое окно, закрываемое крышкой 7 с прокладкой 8. На крышке 7 обычно закрепляют отдушину 6 с фильтрующими прокладками или без них. Отдушина позволяет избежать повышения давления воздуха в редукторе при его нагреве во время работы, а также при взбалтывании масла. Благодаря этому уменьшается вероятность утечки масла через уплотняющие устройства 15, 21 валов и плоскость разъёма. Контроль за уровнем масла, заливаемого в корпус, осуществляется при помощи жезловых 3, трубчатых, круглых и других маслоуказателей.

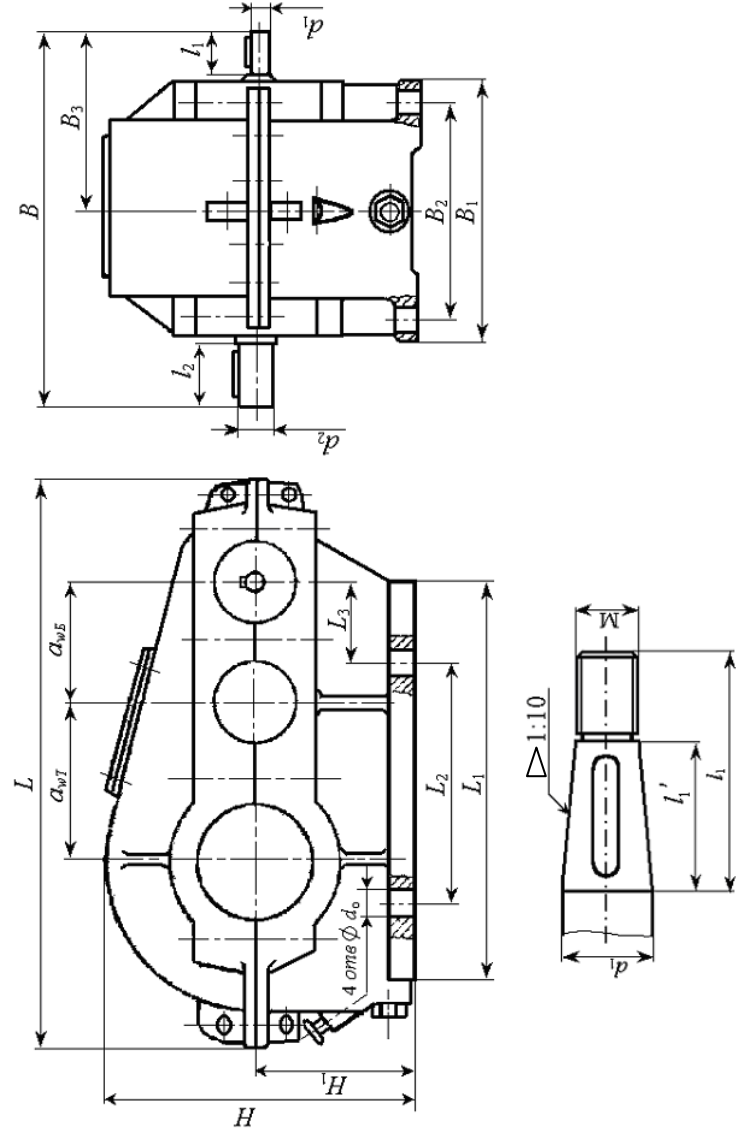


Рис. 1.2. Габаритные и присоединительные размеры редуктора

Опорами валов в редукторах служат подшипники скольжения или качения. В рассматриваемом редукторе опорами валов являются подшипники качения 17, 24. Отверстия под подшипники закрыты сквозными 14, 20 и глухими 16, 27 крышками. При сборке совместно с крышками могут использоваться регулировочные прокладки, которые устанавливаются между корпусом и крышками. В сквозных крышках имеются уплотнения 15, 21.

Для передачи крутящего момента с колеса 22 на вал-шестерню 18 и с колеса 28 на вал 26 служат шпонки 23 и 25 соответственно. В осевом направлении колёса фиксируют буртики на валах и дистанционными втулками 13 и 29.

Транспортировка корпусных деталей, а также редуктора в собранном виде осуществляется при помощи грузовых винтов или как в рассматриваемом редукторе при помощи крюков и проушин, отливаемых вместе с крышкой редуктора.

### ***ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ***

1. Выполнить эскиз редуктора, измерить габаритные и присоединительные размеры редуктора и проставить их на эскизе (рис. 1.2).

2. Изучить конструкцию и назначение деталей и составить кинематическую схему редуктора.

3. Измерить межосевые расстояния  $a_{вБ}$  и  $a_{вТ}$ , согласовывая их с ГОСТ 2185-81 на межосевые расстояния  $a_w$  цилиндрических редукторов, мм: 100; 112; 125; 140; (150); 160; 180; 200; 225; 250 и т.д.

4. Расшифровать параметры зубчатых передач и заполнить таблицу 1.2.

5. Для обеих ступеней редуктора вычислить передаточные числа:

$$u_B = \frac{z_2}{z_1}, \quad u_T = \frac{z_4}{z_3}, \quad (1.1)$$

где  $z_1$  и  $z_3$  – числа зубьев шестерён;  $z_2$  и  $z_4$  – числа зубьев колёс.

6. Измерить ширину зубчатых венцов колёс  $b_w$  и рассчитать величину коэффициента отношения ширины зубчатого венца к

межосевому расстоянию для каждой передачи:

$$\Psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} \quad (1.2)$$

Таблица 1.2

**Расшифровка параметров зубчатых передач  
цилиндрического двухступенчатого редуктора**

№ п/п	Наименование величины	Значение для ступеней		Способ определения
		Быстроход- ной	Тихоход- ной	
1	Вид зацепления			Осмотр
2	Межосевое расстояние $a_w$ , мм			Измерение
3	Числа зубьев	шестерни $z_{ш}$		Подсчёт
		колеса $z_k$		
4	Направление линии зуба	шестерни $z_{ш}$		Осмотр
		колеса $z_k$		
5	Передаточное число ступени $u$			Формула (1.1)
6	Рабочая ширина передачи $b_w$ , мм			Измерение
7	Коэффициент ширины передачи $\Psi_{ba}$			Формула (1.2)
8	Модуль торцовый $m_t$ , мм			Формула (1.3)
9	Модуль нормальный $m$ , мм	Для прямозубых передач $m = m_t$ . Для определения $m$ косозубых передач выполнить пункты 8.1, 8.2, 8.3.		
9а	Делительный угол наклона $\beta^*$ (предварительный), градус.			$\beta^* = 8 \div 25^\circ$
9б	Модуль нормальный $m^*$ (предварительный), мм			Формула (1.4)
9в	Модуль нормальный, стандартный $m$ , мм			ГОСТ 9563-60
10	Делительный угол наклона расчётный $\beta$ , градус			Формула (1.5)
11	Делительный диаметр $d$ , мм	шестерни		Формула (1.6)
		колеса		
12	Диаметр вершин $d_a$ , мм	шестерни		Формула (1.7)
		колеса		
13	Диаметр впадин $d_f$ , мм	шестерни		Формула (1.8)
		колеса		
14	Коэффициент перекрытия передачи $\epsilon$			Расчёт

7. Рассчитать торцовый модуль  $m_t$  каждой ступени (с точностью 4-ого знака после запятой):

$$m_t = \frac{2a_w}{z_{wi} + z_{k}} . \quad (1.3)$$

8. Рассчитать нормальные модули ступеней  $m$  в следующей последовательности:

- задаться предварительным углом наклона линии зуба на делительном цилиндре колеса  $\beta^*$  ( $8^\circ \leq \beta^* \leq 22^\circ$ , например,  $\cos 10^\circ = 0,9848$ ,  $\cos 15^\circ = 0,9659$ ).

- рассчитать предварительный нормальный модуль передачи  $m^*$ :

$$m^* = m_t \cos \beta^* . \quad (1.4)$$

- согласовать полученное значение  $m^*$  со стандартным рядом модулей (по ГОСТ 9563-60): 1,5; 1,75; 2,0; 2,25; 2,50; 2,75; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0 и т.д.

9. Рассчитать делительные углы наклона  $\beta$  линий зуба:

$$\beta = \arccos \frac{m(z_{wi} + Z_k)}{2a_w} . \quad (1.5)$$

10. Рассчитать геометрические параметры колёс  $d_i$  (с точностью 4-ого знака после запятой),  $d_{ai}$ ,  $d_{fi}$  (с точностью 2-ого знака после запятой) по формулам:

$$d_i = \frac{mz_i}{\cos \beta} = m_t z_i ; \quad (1.6)$$

$$d_{ai} = d_i + 2m(h_a^* + x_i - \Delta y) ; \quad (1.7)$$

$$d_{fi} = d_i - 2m(h_a^* + c^* - x_i) , \quad (1.8)$$

где  $h_a^*$  – коэффициент высоты головки зуба;  $c^*$  – коэффициент радиального зазора исходного контура;  $x_i$  – коэффициент смещения режущего инструмента;  $\Delta y$  – коэффициент уравнивающего смещения передачи.

По ГОСТ 13755-81  $h_a^* = 1,0$ ;  $c^* = 0,25$ .

11. Рассчитать коэффициент перекрытия  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta; \quad (1.9)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_{ш}} + \frac{1}{z_к} \right) \right] \cos \beta; \quad (1.10)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m}, \quad (1.11)$$

где  $\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцового перекрытия передачи;  $\varepsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия передачи.

### **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

1. Что называется углом зацепления?
2. Назовите основные методы изготовления зубчатых колес.
3. Дайте определение шага зацепления и модуля зубьев.
4. Объясните, почему рабочая часть ножки зуба подвержена большему износу, чем рабочая часть головки.
5. Что следует предпринять, чтобы повысить КПД зубчатой передачи?
6. Какая из групп зубчатых колёс в зависимости от твёрдости зубьев более экономична и почему?
7. Как определить модуль зубьев, если число зубьев шестерни  $z_1$  и диаметр её окружности вершин  $d_{a1}$  или впадины  $d_{f1}$  известны (при  $\beta = 0^\circ$  и  $x_\Sigma = 0$ )?
8. Что учитывает коэффициент формы зуба и от чего он зависит?
9. Почему напряжение изгиба в зубьях шестерни всегда больше, чем в зубьях колеса?
10. С какой целью ширину обода шестерни принимают на 5÷10 мм больше ширины обода колеса (при средних размерах колес)?
11. Почему проектный расчёт закрытых зубчатых передач ведут на контактную выносливость?

12. Какое направление наклона зуба имеет шестерня (колесо) быстроходной (тихоходной) ступени изучаемого редуктора?
13. Как влияет на работу зубчатой передачи изменение угла  $\beta$ ?
14. Какие модули различают для косозубых колёс?
15. Почему с увеличением угла  $\beta$  контактная и изгибная прочность косых зубьев повышается?
16. Как влияет изменение диаметров зубчатых колёс на их контактную прочность?
17. Укажите рекомендуемые углы наклона зубьев для цилиндрических косозубых передач.
18. Укажите характерную особенность шевронных цилиндрических зубчатых передач.
19. Укажите взаимосвязь между нормальным и торцевым модулями.

## Лабораторная работа № 2

### РАСЧЕТ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СТУПЕНЕЙ РЕДУКТОРА

**Цель работы** - расчёт допускаемой нагрузки из условия обеспечения контактной выносливости зубчатой передачи.

#### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Под несущей способностью зубчатой передачи понимают величину допускаемого крутящего момента, полученного из условия контактной выносливости зубьев передачи.

Несущая способность зубчатой передачи зависит от материала зубчатых колес, вида термической обработки, поверхностной твердости зубьев.

Для определения несущей способности одной из передач редуктора студент получает исходные данные для расчета: материал зубчатых колес рассчитываемой ступени; вид термообработки; мощность и частоту вращения приводного двигателя. Остальные параметры (межосевое расстояние  $a_w$ , ширину зубчатого венца  $b_w$ , передаточное число ступени  $u$ ) принимают из табл.1.2 (лабораторная работа № 1).

#### ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

1. Вычислить окружную скорость в зацеплении, м/с

$$v = \frac{\pi d_i n_i 10^{-3}}{60} \quad (2.1)$$

и назначить степень точности передачи в соответствии с таблицей 2.1.

2. Вычислить допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_H] \equiv \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{S_H}, \quad (2.2)$$

где  $\sigma_{H \lim b}$  – базовый предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений  $N_{HO}$  (табл. 2.2);  $S_H$  – коэффициент безопасности, для нормализованных, улучшенных и объёмно-



закалённых колёс  $S_H = 1,1$ ; для цементованных, азотированных и поверхностно закалённых колёс  $S_H = 1,2$ ;  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагруженности передачи, в данном расчёте принять  $K_{HL} = K_{HL\ min} = 1$ , полагая расчётное число циклов не менее базового ( $N_{HE} \geq N_{HO}$ ).

Таблица 2.1

**Степень точности зубчатой передачи в зависимости от окружной скорости**

Степень точности, не ниже	Окружная скорость, м/с, не более		Область Применения
	прямозубой	косозубой	
6 (высокоточная)	15	25	Высокоскоростные передачи, делительные, отсчётные и другие механизмы
7 (точная)	10	17	Передачи, работающие с повышенными скоростями и умеренными нагрузками
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения
9 (пониженной точности)	2	3,5	Тихоходные передачи

Для косозубой передачи принимать при расчёте

$$[\sigma_H] \equiv \sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) < 1,23\sigma_{HP\ min}, \quad (2.3)$$

где  $\sigma_{HP\ min}$  – меньшее из значений  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$ .

3. Из условия контактной выносливости зубьев определить допускаемый крутящий момент на шестерне, Н·м

$$[T] \leq \frac{(a_w [\sigma_H])^2 b_w u}{[K_a (u + 1)]^3 K_{H\beta}}, \quad (2.4)$$

где  $K_a$  – вспомогательный коэффициент ( $K_a = 495\text{МПа}^{1/3}$  – для прямозубых;  $K_a = 495\text{МПа}^{1/3}$  – для косозубых и шевронных);  $K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца (табл. 2.3).

Таблица 2.2

**Базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев  
и коэффициент безопасности  $S_H$**

Термическая обработка	Твёрдость зубьев		Марка стали	$\sigma_{H,limb}$ , Н/мм <sup>2</sup>	$S_H$
	на поверхностях	в сердцевине			
Нормализация, улучшение	HB 180÷310		40, 45, 40XН, 40X, 35XМ, 50Г и др.	$2\overline{HB} + 70$	1,1
Объёмная закалка	HRC 38÷50		40X, 40XН, 35XМ и др.	$18\overline{HRC} + 150$	1,1
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m < 3$ мм)	HRC 45÷55	HRC 25÷35	Углеродистые и легированные стали	$17\overline{HRC} + 200$	1,2
	HRC 42÷50	–			
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадин (модуль $m > 3$ мм)	HRC 40÷55		40X, 35XМ, 40XН и др.	$17\overline{HRC} + 200$	1,2
	HRC 42÷50	–			
Азотирование	HV 550÷750	HRC 24÷40	40X, 40XФА, 40 XH2M и др.	$880 \div 1050$	1,2
Цементация и закалка	HRC 56÷65	HRC 30÷43	Цементуемые стали всех марок, 12XH2M, 12XH3A, 18X1ГТ	$23\overline{HRC}$	1,2
Нитроцементация и закалка	HRC 56÷65	HRC 30÷43	25X1ГМ, 30X1ГТ	$23\overline{HRC}$	1,2

Таблица 2.3

**Коэффициент  $K_{H\beta}$ , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца**

$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$	Твёрдость поверхности зубьев					
	≤ НВ 350			> НВ 350		
	1	2	3	1	2	3
0,4	1,15	1,04	1,00	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	–	1,21	1,06
1,0	–	1,11	1,04	–	1,29	1,09
1,2	–	1,15	1,05	–	1,36	1,12
1,4	–	1,18	1,07	–	1,43	1,16
1,6	–	1,22	1,09	–	1,52	1,21
1,8	–	1,25	1,11	–	–	–
2,0	–	1,30	1,14	–	–	–

**Примечание:** 1 – передачи с консольным расположением шестерни;  
 2 – передачи с несимметричным расположением колёса по отношению к опорам;  
 3 – передачи с симметричным расположением колёса по отношению к опорам.

### **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

1. Что понимают под несущей способностью зубчатой передачи?
2. Как можно повысить несущую способность зубчатой передачи?
3. Какие геометрические параметры зубчатой передачи влияют на ее несущую способность?
4. Что следует предпринять, чтобы повысить КПД зубчатой передачи?
5. Как влияет на несущую способность передачи ее степень точности?
6. От чего зависит выбор степени точности зубчатой передачи?
7. Назовите все величины, входящие в формулу (5.4) и их размерности.
8. Как влияет на несущую способность зубчатой передачи угол наклона линии зуба  $\beta$ ?
9. От чего зависят допускаемые контактные и изгибные напряжения?
10. Назовите основные виды термообработки, используемые для повышения поверхностной твердости зубьев зубчатых колес.

## Лабораторная работа № 3

### ИЗУЧЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

**Цель работы** - изучение конструкций, классификации и условных обозначений в маркировке основных типов подшипников качения.

#### **ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ**

Подшипники качения изготавливают из высококачественных высокоуглеродистых хромистых сталей типа ШХ (1÷1,2 % С, 0,4÷1,65 % Cr). Тела качения выполняют из сталей ШХ6, ШХ9, ШХ15, кольца – из сталей ШХ9, ШХ15, ШХ15СГ, а для крупных подшипников – из стали 20Х2Н4А. Подшипники для работы в агрессивных средах выполняют из коррозионно-стойкой стали типа 95Х18.

Основные признаки классификации: направление действия воспринимаемой нагрузки, форма тел качения и число их рядов, конструктивные особенности подшипника, класс точности.

По направлению действия воспринимаемой нагрузки подшипники делят на четыре группы: радиальные, воспринимающие только радиальную нагрузку; упорные, предназначенные только для осевой нагрузки; радиально-упорные, предназначенные для восприятия в основном радиальной и дополнительно осевой нагрузки и упорно-радиальные, предназначенные для восприятия в основном осевой и дополнительно радиальной нагрузки.

По форме тел качения различают шариковые и роликовые подшипники. Существуют следующие виды роликов: короткие цилиндрические, длинные цилиндрические (игольчатые), витые, конические, бочкообразные, сфероконические.

По числу рядов тел качения подшипники выполняют однорядными, двухрядными и многорядными.

Отдельные типы подшипников выполняют самоустанавливающимися, а также с различными конструктивными изменениями: с защитными уплотнительными шайбами и кольцами, коническими

посадочными отверстиями, канавками, упорными заплечниками и т.п.

Подшипники качения имеют различную статическую и динамическую грузоподъемности и допускаемую частоту вращения, соотношения которых по типам подшипников даны ниже:

Тип подшипника	Обозначение	Грузоподъемность, %	Предельная частота вращения, %	Допустимая окружная скорость на среднем диаметре, м/с
Шариковый радиальный однорядный	0000	100	100	10÷30
Шариковый радиальный двухрядный сферический	1000	80	90	10÷20
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2000	150	100	10÷20
Шариковый радиально-упорный	6000	120	100	10÷20
Роликовый радиально-упорный однорядный конический	7000	170	70	5÷15
Шариковый упорный одинарный	8000	–	30	5÷10

Относительная долговечность шариковых и роликовых подшипников разных серий диаметром 100 мм при одинаковой нагрузке и частоте вращения показана ниже:

	Лёгкая серия	Средняя серия	Тяжёлая серия
Шариковый	1	4	15
Роликовый	4	25	150

Радиальный однорядный шарикоподшипник (тип 0000) воспринимает радиальную нагрузку, а также осевую в обе стороны, не превышающую 70 % разности между радиальной допустимой и действующей радиальной нагрузками.

Подшипник фиксирует осевое положение вала в обоих направлениях в пределах осевого зазора и допускает перекося осей колец до  $0,25^\circ(15')$ . Благодаря невысокой стоимости, простоте

монтажа и особенности воспринимать комбинированную (радиальную и ограниченную осевую) нагрузку, радиальный шарикоподшипник получил наибольшее применение среди других типов.

Радиальный двухрядный сферический шарикоподшипник (тип 1000) применяют в узлах где возможен относительно большой перекося колец (например, при нежёстких валах, а также в конструкциях с отдельными опорами). Этот подшипник самоустанавливающийся, воспринимает радиальную и ограниченную осевую нагрузки, допускает относительный перекося внутреннего и наружного колец до  $4^{\circ}$ .

Подшипник с короткими цилиндрическими роликами (тип 2000) воспринимает значительную радиальную нагрузку и не предназначен для осевой нагрузки, по быстроходности не уступает радиальному шарикоподшипнику, а по грузоподъёмности превосходит его примерно в 1,5 раза. Однако этот подшипник требует большой точности в соосности поверхностей посадочных отверстий и повышенной жёсткости корпусных деталей, иначе из-за перекося колец могут возникать кромочные давления роликов на дорожках качения, резко снижающие срок службы подшипника.

Возможность свободного перемещения колец подшипника относительно друг друга в осевом направлении позволяет применять его в плавающих опорах.

Радиальные роликоподшипники выпускают в нескольких конструктивных разновидностях, отличающихся наличием упорных бортов и различием в их расположении на внутреннем и наружном кольцах.

Подшипник с игольчатыми роликами (тип 4000) применяют в узлах с диаметральной компактностью (то есть там, где требуется минимальный габарит узла в радиальном направлении), а также при работе в колебательном режиме. Осевую нагрузку игольчатый подшипник не воспринимает, очень чувствителен к перекося колец. Игольчатые подшипники могут работать без внутреннего кольца, или без наружного кольца или с иглами в сепараторе без обоих колец если требуется уменьшить радиальный размер подшипникового узла.

Радиально-упорный шарикоподшипник (тип 6000) воспринимает комбинированную нагрузку (радиальную и осевую одновременно). Осевая грузоподъемность при этом зависит от номинального угла контакта подшипника, который может быть равным 12°, 26° и 36° (соответственно для подшипников типа 36000, 46000 и 66000). Подшипники с большими углами контакта (26° и 36°) предназначены для больших осевых нагрузок, которые могут превышать действующую радиальную нагрузку.

Эти типы радиально-упорных подшипников осевую нагрузку воспринимают в одном направлении, поэтому для двухсторонней фиксации вала их устанавливают попарно.

Радиально-упорные подшипники чувствительны к перекосам осей колец, требуют жестких валов. Установка этих подшипников в распор допустима лишь при небольшой длине вала между опорами ( $L/d_{\text{оп}} \leq 6 \div 8$ , где  $d_{\text{оп}}$  – диаметр цапфы вала)

Конические радиально-упорные роликоподшипники (тип 7000) допускают раздельный монтаж и демонтаж колец внутреннего с комплектом роликов и наружного. При монтаже и в эксплуатации требуют тщательной регулировки осевых зазоров.

Радиально-упорные однорядные подшипники с коническими роликами воспринимают радиальную и осевую нагрузку в одном направлении, поэтому для фиксации вала в осевом направлении их устанавливают попарно.

С увеличением номинального угла контакта подшипника осевая грузоподъемность его возрастает. Грузоподъемность радиально-упорного роликового подшипника выше, чем у такого же по размерам радиально-упорного шарикового подшипника.

Тип подшипников восемь (тип 8000) объединяет упорные и упорно-радиальные шариковые, а тип 9000 - упорные и упорно-радиальные роликовые подшипники. Упорные подшипники воспринимают только осевую нагрузку, причём однорядные подшипники воспринимает нагрузку только одного направления, а двойные (тип 38000) – нагрузку обоих направлений по оси вала. Упорно-радиальные подшипники могут работать при дополнительной радиальной нагрузке. Отличительной особенностью названных подшипников является невысокая допускаемая частота вращения.

Маркировка подшипников стандартизирована (ГОСТ 520-71). На торце одного из колец подшипника маркируют обозначение подшипника и номер завода-изготовителя. Условными цифрами маркируют внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности; кроме того, слева от основного шифра указывают цифрой, отделённой тире (или слитно буквами), класс точности подшипника.

Точность подшипника определяется точностью выполнения основных размеров колец и точностью вращения подшипника (радиальным биением дорожек качения, биением торца относительно оси отверстия). ГОСТ 520-71 устанавливает следующие классы точности подшипников (в порядке повышения точности): 0, 6, 5, 4, 2.

Ранее (по ГОСТ 520-55) точность подшипников обозначалась буквами, соответствующими классу точности изготовления внутреннего и наружного колец: П – повышенный (кл. 6), В – высокий (5), А – особо высокий (4), С – сверхвысокий класс точности (2), а также ВП, АВ или СА – соответственно промежуточный класс точности. Нормальный класс точности (0) на подшипниках не маркируют.

Расшифровка подшипников проводится справа налево.

Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 495 мм две первые цифры справа в обозначении составляют число, равное посадочному диаметру в миллиметрах, делённому на пять.

Для подшипников с внутренним диаметром от 20 до 10 мм посадочный диаметр вала обозначают иначе:

Диаметр вала, мм	10	12	15	17
Последние цифры в обозначении	00	01	02	03

Для подшипников с внутренним диаметром до 10 мм правая цифра в обозначении есть размер внутреннего диаметра в миллиметрах; при этом на третьем месте справа в шифре подшипника проставляется 0, а вторая цифра справа обозначает серию диаметров.



Третья цифра справа в маркировке подшипника с внутренним диаметром более 10 мм обозначает серию диаметров. Различают серии 0÷9, например, сверхлёгкие 9 и 8, особо лёгкую 1, лёгкие 2 и 5, среднюю 3, тяжёлую 4.

Четвёртая цифра справа обозначает тип подшипника: 0 – радиальный шариковый; 1 – радиальный сферический; 2 – радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 – радиальный роликовый сферический; 4 – радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый; 5 – радиальный роликовый с витыми роликами; 6 – радиально-упорный шариковый; 7 – радиально-упорный с коническими роликами; 8 – упорный и упорно радиальный шариковый; 9 – упорный и упорно радиальный роликовый.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают конструктивные особенности подшипника (угол контакта, канавки на кольцах и другие).

Изменение материалов деталей подшипника, дополнительные требования по шуму, шероховатости обработки, радиальному зазору и др. маркируют справа и слева от условного обозначения подшипника дополнительными буквами.

Буквы слева от условного обозначения подшипника характеризуют специальные требования к радиальному зазору и к моменту трения.

Дополнительные буквы справа от условного обозначения характеризуют следующие дополнительные признаки:

**Ю** – все детали подшипника (или часть) выполнены из нержавеющей стали;

**Х** – кольца и тела качения (или только кольца) из цементуемой стали;

**Р** – детали подшипника из теплостойкой стали;

**Г** – сепаратор массивный из чёрных металлов;

**Б** – сепаратор из сплава, не содержащего олово;

**Д** – сепаратор из алюминиевого сплава;

**Л** – сепаратор из латуни;

**Е** – сепаратор из пластических материалов (текстолита и др.);  
**Я** – кольца, тела качения из редко применяемых материалов (стекла, керамики, пластмассы и др.);

**К** – конструктивные изменения деталей подшипника заводом-изготовителем;

**Ш** – специальные требования к подшипнику по шуму;

**У** – дополнительные требования к шероховатости обработки поверхностей деталей, к радиальному зазору, к осевой игре и т.д.; покрытия – свинцевание, анодирование, кадмирование и т.п.;

**С** – подшипник закрытого типа при заполнении специальной смазкой;

**Т** – специальные требования к температуре отпуска деталей, твёрдости и механическим свойствам;

**Э** – детали подшипника из стали ШХ со специальными присадками (ванадий, кобальт и др.);

**Н** – изменение ширины внутреннего кольца (для конических подшипников).

Седьмая цифра справа в маркировке подшипника обозначает серию по ширине, а для упорных подшипников – серию по высоте. Например, различают серии по ширине: узкие 0, 9 и 7, нормальные 0 и 1, широкие 2, 5, 6 и 3, особо широкую 4.

Пример расшифровки условных обозначений подшипников приведён в таблице 3.1.

Полная маркировка подшипника содержит семь цифр. Усечённая маркировка может содержать три, четыре или пять цифр, при этом третья цифра справа указывает одновременно на серию диаметров и серию ширины.

## ***ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ***

1. Получить набор подшипников.
2. Изучить устройство подшипников, выполнить раскрывающие конструкции эскизы подшипников в сборе с указанием основных размеров. На эскизах указать стрелками направления воспринимаемых нагрузок ( $R$ ,  $A$ ,  $R$  и  $A$ ).
3. Расшифровать обозначения в маркировках подшипников. Определить рекомендуемые условия применения каждого заданного типа подшипника. Дать краткую характеристику каждому

подшипнику; выяснить, обеспечивает ли подшипник фиксацию вала в осевом направлении, допускает ли подшипник перекосы вала в корпусе (если да, то в каких пределах); оценить относительную грузоподъёмность подшипника, указать  $C$ ,  $C_0$  и  $n_{\text{пред}}$ .

4. Результаты расшифровки маркировки каждого подшипника занести в таблицу (см. таблицу 3.1).

Пример краткой характеристики подшипника 2315: подшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами, предназначен для радиальных нагрузок, требует точного монтажа, применяется для жёстких конструкций, осевой фиксации не обеспечивает; динамическая грузоподъёмность  $C = 142$  кН, статическая грузоподъёмность  $C_0 = 112$  кН, предельная частота вращения  $n_{\text{пред}} = 4000$  мин<sup>-1</sup>.

### **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

1. Из каких деталей состоит подшипник качения?
2. Каковы преимущества подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
3. Каковы недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?
4. Какие силы воспринимают различные подшипники качения?
5. По каким признакам классифицируют подшипники качения?
6. Какие формы тел качения применяют в подшипниках?
7. Какие материалы применяют для тел качения в подшипниках?
8. Какие типы подшипников качения имеют наибольшую грузоподъёмность?
9. Какие типы подшипников качения наиболее быстроходны?
10. Какие материалы применяют для подшипниковых колец?
11. Для чего применяют сепараторы в подшипниках качения?
12. Из каких материалов выполняют сепараторы в подшипниках качения?
13. Какими параметрами характеризуют подшипники качения?
14. Что понимают под грузоподъёмностью подшипника качения (статической, динамической)?
15. Какими характеристиками определяют точность подшипника качения?

16. Как определить класс точности подшипника качения по его маркировке?

17. Чем отличается подшипник радиально-упорный от радиального и от упорного подшипников?

18. Каковы причины шума при работе подшипника качения?

19. Какова роль смазки в подшипниках качения?

20. Какие смазки применяют в подшипниках качения и какая из них наиболее эффективна?

21. Как определить тип подшипника качения по его маркировке?

22. Как определить серию диаметров подшипника качения по его маркировке?

23. Каковы отличительные признаки серий подшипников качения по ширине и как их маркируют?

24. Как определить внутренний диаметр подшипника качения по его маркировке?

25. Что характеризуют буквы, расположенные справа от основной маркировки подшипника качения?

26. Какие цифры в маркировке подшипника указывают на его конструктивные особенности?

Таблица 3.1

## Результаты расшифровки обозначений подшипников (пример)

Обозначение	Класс точности	Серия ширины	Конструктивные особенности	Тип подшипника	Серия диаметров	Внутренний диаметр	Отличительные признаки
6-2007108	6 Повышенный	2 Широкая	00 –	7 Конический роликовый	1 Особо лёгкая	08 5·8=40 мм	–
2-46306Л	2 Прецизионный	3 Узкая	4 Угол контакта 26°	6 Радиально-упорный шариковый	3 Средняя	06 5·6=30 мм	Л Сепаратор латунный
4074109	– Нормальный	4 Особо широкая	07 С двумя массивными кольцами	4 Игольчатый	1 Особо лёгкая	09 5·9=45 мм	–

## Лабораторная работа № 4

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

**Цель работы** - ознакомление с основными типами шлицевых соединений, их условными обозначениями, способами центрирования, методиками прочностных расчётов и оценкой их несущей способности.

#### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Шлицевое соединение представляет собой многошпоночное соединение, в котором зубья (шлицы) выполняются заодно с валом (охватываемая деталь) и втулкой (охватывающая деталь), предназначенное для передачи вращающего момента от деталей, сидящих на валах к валу и наоборот, а также, при необходимости, для обеспечения осевого перемещения деталей вдоль вала при исключении их вращения относительно друг друга (например, подвижные шестерни в коробках скоростей).

Стандартами предусмотрены три вида шлицевых соединений: прямобочные (ГОСТ 1139-80), эвольвентные (ГОСТ 6033-80), треугольные (ОСТ 100092-73).

Обозначение прямобочных шлицевых соединений валов и втулок содержит:

- букву, обозначающую поверхность центрирования;
- число зубьев  $z$  и номинальные размеры  $D$  – наружный диаметр,  $d$  – внутренний диаметр,  $b$  – ширина шлицев;
- обозначение полей допусков и посадок диаметров и ширины шлицев.

Разрешается не указывать в обозначении допуски нецентрирующих поверхностей (диаметров).

Пример условного обозначения прямобочного шлицевого соединения  $z = 8$ ;  $d = 36$  мм;  $D = 40$  мм;  $b = 7$  мм с центрированием по внутреннему диаметру  $d$  и посадкой по этому диаметру  $\frac{H7}{f7}$  и по

ширине шлицев  $b - \frac{D9}{h9}$  :

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{D9}{h9} \quad \text{или}$$

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 40 \times 7 \frac{D9}{h9} ;$$

то же, при центрировании по наружному диаметру  $D$ :

$$D - 8 \times 36 \times 40 \frac{H7}{j_s 6} \times 7 \frac{F8}{f8} ;$$

то же, при центрировании по ширине шлицев  $b$ :

$$b - 8 \times 36 \times 40 \frac{H12}{a11} \times 7 \frac{F8}{j_s 7} \quad \text{или}$$

$$b - 8 \times 36 \times 40 \times 7 \frac{F8}{j_s 7} .$$

Условное обозначение втулки и вала того же соединения при центрировании по внутреннему диаметру  $d$ :

втулка:  $d - 8 \times 36 H7 \times 40 H12 \times 7 D9$  или

$$d - 8 \times 36 H7 \times 40 \times 7 D9 ;$$

вал:  $d - 8 \times 36 f7 \times 40 a11 \times 7 h9$ .

Обозначение эвольвентных соединений валов и втулок содержит:

- цифру, обозначающую номинальный диаметр соединения;
- модуль;
- посадку соединения в зависимости от способа центрирования

(см. ГОСТ 6033-80).

Пример условного обозначения эвольвентного шлицевого соединения  $D = 60$  мм;  $m = 3$  мм при центрировании по боковым поверхностям:

$$60 \times 3 \times \frac{9H}{9g} \text{ ГОСТ 6033-80,}$$

где 9H – поле допуска ширины впадины зубьев втулки; 9g – поле допуска толщины зуба вала; то же, при центрировании по

наружному диаметру  $D$ :

$$60 \times \frac{H7}{g6} \times 3 \text{ ГОСТ } 6033-80.$$

Условное обозначение втулки и вала того же соединения при центрировании по боковым поверхностям зубьев:

втулка:  $60 \times 3 \times 9H$  ГОСТ 6033-80;

вал:  $60 \times 3 \times 9g$  ГОСТ 6033-80.

При центрировании по наружному диаметру:

втулка:  $60 \times H7 \times 3$  ГОСТ 6033-80;

вал:  $60 \times g6 \times 3$  ГОСТ 6033-80.

Шлицевые соединения рассчитывают по напряжениям смятия на боковых поверхностях зубьев и по критерию износостойкости по следующим зависимостям:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{z d_m K_H h l} \leq [\sigma_{см}] ; \quad (4.1)$$

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{изн}] = \frac{[\sigma_{изн}]_{усл} \cdot K_N}{K_E K_{oc} K_{см}} , \quad (4.2)$$

где  $T$  – передаваемый вращающий момент, Н·м;  $d_m$  – средний диаметр соединения, мм;  $K_H$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями ( $K_H = 0,7 \div 0,8$ );  $h$  – рабочая высота зуба, мм;  $l$  – рабочая длина соединения (длина втулки), мм;  $[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия (табл. 4.1), МПа;  $[\sigma_{изн}]$  – допускаемое напряжение на износ, МПа;  $[\sigma_{изн}]_{усл}$  – условное допускаемое напряжение при расчёте соединения на изнашивание (табл. 4.4), МПа;  $K_N$  – коэффициент числа циклов;  $K_E$  – коэффициент эквивалентности режима нагружения (табл. 4.2);  $K_{oc}$  – коэффициент осевой подвижности соединения (табл. 4.3);  $K_{см}$  – коэффициент условий смазки соединения (табл. 4.5):

$$d_m = \frac{d + D}{2} ; \quad h = \frac{D - d}{2} - 2c ; \quad K_N = \sqrt[3]{\frac{10^8}{N}} , \quad (4.3)$$

где  $N$  – расчётное число циклов;  $c$  – размер продольной фаски зуба (справочная величина)

$$N = 60nL_h , \quad (4.4)$$

где  $n$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup>;  $L_h$  – срок службы соединения, час.



Для выбора условных допускаемых напряжений на изнашивание необходимо определить параметры внешней нагрузки  $\Psi_d$  и  $\varepsilon$ :

$$\Psi_d = \frac{d_m F}{2T}, \quad (4.5)$$

где  $F$  – поперечная внешняя нагрузка в зубчатом зацеплении, Н:

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_R^2}, \quad (4.6)$$

где  $F_t$  и  $F_R$  – окружное и радиальное усилия в зацеплении, Н:

$$F_t = 2T \cdot 10^3 / d; \quad F_R = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta},$$

$\alpha_w$  – угол зацепления передачи;  $\beta$  – угол наклона линии зуба на делительном цилиндре колеса  $d$ .

Таблица 4.1

**Допускаемые напряжения смятия в прямобочных шлицевых соединениях с учётом практики эксплуатации**

Тип соединения	Условия эксплуатации	[ $\sigma_{сж}$ ], МПа	
		Твёрдость рабочей поверхности шлицев (зубьев)	
		≤ HB 350	≥ HRC 40
Неподвижные (колёса редукторов)	Тяжёлые	26 ÷ 38	30 ÷ 50
	Средние	45 ÷ 75	75 ÷ 105
	Лёгкие	60 ÷ 90	90 ÷ 150
Подвижное без нагрузки (колёса коробок скоростей)	Тяжёлые	10 ÷ 15	15 ÷ 20
	Средние	15 ÷ 20	20 ÷ 40
	Лёгкие	20 ÷ 30	35 ÷ 55
Подвижное под нагрузкой (карданные валы)	Тяжёлые	Не применяется	3 ÷ 8
	Средние		4 ÷ 10
	Лёгкие		7 ÷ 15

**Примечание.** В соединениях с эвольвентными шлицами: [ $\sigma_{сж}$ ] = 0,2 $\sigma_g$  – для неподвижных соединений с поверхностной химико-термической обработкой; [ $\sigma_{сж}$ ] = 0,1 $\sigma_g$  – для подвижных соединений с поверхностной химико-термической обработкой; для соединений без химико-термической обработки значения [ $\sigma_{сж}$ ] понижают в 2 раза.  $\sigma_g$  – временное сопротивление материала детали.

Таблица 4.2

**Коэффициент эквивалентности режима нагружения**

Режим работы	$K_E$
Сверхтяжёлый (0)	1,0
Тяжёлый (I)	0,77
Средний равновероятный (II)	0,63
Средний нормальный (III)	0,57
Лёгкий (IV)	0,43
Особо лёгкий (V)	–

Таблица 4.3

**Коэффициент осевой подвижности соединения  $K_{oc}$** 

Тип соединения	$K_{oc}$
Неподвижное	1,0
Подвижное без нагрузки	1,25
Подвижное под нагрузкой	3,0

Таблица 4.4

**Условные допускаемые напряжения  $[\sigma_{изн}]_{усл}$ , МПа при расчёте неподвижных шлицевых (зубчатых) соединений на изнашивание в соответствии с ГОСТ 21425-75**

Относительные параметры внешней нагрузки		Термическая обработка и твёрдость поверхностей зубьев					
		Нормализация HRC20	Улучшение HRC28	Закалка			Цементация, азотирование HRC 56÷64
				HRC40	HRC45	HRC52	
$\psi_d$	$\varepsilon$						
0,60	0	38	42	55	69	75	83
	0,25	28	31	29	36	40	45
	0,50	18	21	25	32	35	40
0,50	0	47	55	67	85	92	100
	0,25	32	37	47	60	66	70
	0,50	22	26	34	42	45	50
0,42	0	65	76	90	116	125	140
	0,25	42	59	60	75	80	90
	0,50	35	41	50	63	65	75
0,35	0	72	85	105	130	140	160
	0,25	52	60	77	97	100	115
	0,50	38	45	60	75	80	90

Таблица 4.5

**Коэффициент условий смазки соединения  $K_{см}$** 

Условия смазки	$K_{см}$
Улучшенные (с фильтрацией масла)	0,70
Средние (периодическая фильтрация)	1,0
С загрязнением (без фильтрации)	1,40

$$\varepsilon = \frac{M_{опр}}{F l}, \quad (4.7)$$

где  $M_{опр}$  – опрокидывающий момент в шлицевом соединении, Нм:

$$M_{опр} = Fe \pm F_x \frac{d_w}{2}, \quad (4.8)$$

где  $e$  – смещение середины посадочной поверхности шлицевого соединения относительно середины зубчатого венца колеса (при симметричной конструкции  $e = 0$ );  $F_x$  – осевое усилие в зацеплении  $F_x = F_t \operatorname{tg} \beta$ , Н;  $d_w$  – начальный диаметр зубчатого колеса, мм.

$$\text{Приблизительно } d_w \approx d = \frac{mz}{\cos \beta},$$

где  $z$  – число зубьев колеса.

**ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ**

1. Получить шлицевую деталь с перечнем исходных данных.
2. Расшифровать обозначение соединения, указать поверхность центрирования, привести условное обозначение шлицев данной детали, выполнить эскиз детали с указанием требуемых размеров, классов шероховатостей и полей допусков.
3. Выполнить прочностной расчёт соединения или оценить его нагрузочную способность, т.е. определить  $[T]$ .
4. Выполнить проверочный расчёт на изнашивание.
5. Оформить отчёт по лабораторной работе и представить его на рецензирование.

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

1. Как классифицируются шлицевые соединения по форме боковой поверхности зуба?
2. Как классифицируются шлицевые соединения по характеру относительной подвижности деталей соединения?
3. Назовите основные способы центрирования шлицевых соединений.
4. Какой способ центрирования предпочтителен в реверсивных шлицевых соединениях?
5. Какие основные параметры входят в условное обозначение шлицевого соединения: прямобочного, эвольвентного?
6. Приведите пример условного обозначения прямобочного шлицевого соединения:  $z = 8$ ;  $d = 62$  мм;  $D = 68$  мм;  $b = 12$  мм легкой серии с центрированием по внутреннему диаметру; по наружному диаметру; по ширине шлицев.
7. Приведите пример условного обозначения эвольвентного шлицевого соединения:  $z = 18$ ;  $D = 100$  мм;  $m = 5$  мм с центрированием по боковым поверхностям зубьев, по наружному диаметру.
8. В каких условиях используется треугольное шлицевое соединение?
9. По каким напряжениям рассчитываются шлицевые соединения?
10. Для каких соединений критерий изнашиваемости является определяющим?
11. Как влияет термическая обработка зубьев на несущую способность соединения?
12. Как влияет частота вращения и срок службы на критерий износостойкости?
13. Оцените влияние числа зубьев на несущую способность шлицевого соединения.
14. Основные достоинства и недостатки шлицевых соединений.
15. Какие материалы используются для изготовления деталей шлицевых соединений?
16. Чем обусловлено возникновение опрокидывающего момента в шлицевом соединении?

17. Как влияют условия смазки на износостойкость соединения?

18. Какие шлицы создают меньшую концентрацию напряжений?

19. Что обозначают цифры и буквы в обозначении эвольвентных шлицев:  $7H$ ,  $9H$ ,  $11H$ ?

20. Какой диаметр является номинальным в эвольвентном шлицевом соединении?

21. С какой целью применяют смещение режущего инструмента при изготовлении эвольвентных шлицев?

## Лабораторная работа № 5

### ОБЩИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

#### *Цель работы*

1. Ознакомление с общими методами выбора сечений деталей при деформациях изгиба и кручения; сравнение несущей способности сечений различных видов по прочности и жесткости.

2. Изучение факторов концентрации нагрузки и напряжений в деталях машин и способов их снижения.

3. Оценка влияния собственной и контактной жесткости на несущую способность конструкции.

4. Изучение износостойкости и способов ее повышения.

Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин – прочность, жесткость, износостойкость, коррозионная стойкость, теплостойкость, виброустойчивость. Значение того или иного критерия для данной детали зависит от ее функционального назначения и условий работы.

#### ***Тема 1. Выбор сечений при деформациях изгиба и кручения***

Прочность – является главным критерием работоспособности большинства деталей. Различают разрушение деталей вследствие потери статической или усталостной прочности.

Прочность деталей, работающих на деформации изгиба и кручения, оценивается по величине расчетных напряжений  $\sigma_{II}$  и  $\tau_{кр}$ :

$$\sigma_{II} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{II}]; \quad \tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_{кр}], \quad (5.1)$$

где  $M$  и  $T$  – изгибающий и крутящий моменты в сечении детали;  $W$  – осевой момент сопротивления сечения;  $W_p$  – полярный момент сопротивления сечения;  $[\sigma_{II}]$  и  $[\tau_{кр}]$  – допускаемые напряжения изгиба и кручения.

Жесткость – это способность детали сохранять форму и размеры под действием приложенной нагрузки. Допускаемые нормы жесткости деталей устанавливаются на основе практики их эксплуатации и расчетов.

Жесткость при изгибе и кручении определяется по величине расчетных деформаций деталей  $y$  и  $\varphi$ :

$$y'' = \frac{M}{EJ} ; \quad y \leq [y] ; \quad \varphi = \frac{Tl}{GJ_p} \leq [\varphi], \quad (5.2)$$

где  $y''$  – вторая производная от прогиба;  $y$  и  $[y]$  – расчетный и допустимый прогибы балки;  $\varphi$  и  $[\varphi]$  – расчетный и допустимый углы закручивания сечений вала;  $E$  и  $G$  – модули упругости растяжения и сдвига;  $J$  и  $J_p$  – осевой и полярный моменты инерции сечения;  $l$  – длина участка вала, на протяжении которого крутящий момент не изменяется.

Для всех рассматриваемых сечений приведены относительные величины геометрических характеристик  $W$ ,  $J$ ,  $W_p$ ,  $J_p$ , площади сечений при этом одинаковые.

Так переход от сплошного прямоугольного сечения к швеллеру повышает прочность при изгибе в 8,1 раза, при этом жесткость сечения возрастает в 12,4 раза.

$$\frac{W_{шв}}{W_{пр}} = \frac{1,91}{0,235} = 8,1 ; \quad \frac{J_{шв}}{J_{пр}} = \frac{2,08}{0,167} = 12,4 .$$

При кручении наиболее выгодны круглые кольцевые тонкостенные сечения, а из числа сплошных – круглые. Переход от квадратного сечения к круглому повышает прочность при кручении в 1,6 раза, а жесткость в 1,4 раза.

$$\frac{W_{пкр}}{W_{пкв}} = \frac{0,28}{0,175} = 1,6 ; \quad \frac{J_{пкр}}{J_{пкв}} = \frac{0,16}{0,116} = 1,4 .$$

## ***Тема 2. Концентрация нагрузки и напряжений и способы их снижения***

Концентрация напряжений – явление местного резкого возрастания напряжений, обусловленное наличием факторов концентрации напряжений (кольцевые канавки, отверстия, резьба, шпоночные пазы, шлицы, галтели, резкое изменение размеров и формы, посадка с гарантированным натягом, сварка и т.д.).

Концентрация нагрузки в значительной мере снижает прочность деталей машин и часто является причиной выхода их из строя, эпюры давления при этом резко неравномерны. Концентрация нагрузки оценивается величиной коэффициента концентрации, который, например, в резьбе достигает значения 3 и более. При несимметричном расположении зубчатых колес относительно опор величина коэффициента концентрации нагрузки достигает 2. Основными способами снижения концентрации нагрузки являются: повышение объемной жесткости деталей, применение самоустанавливающихся и рациональных конструкций, а также использование различных технологических мероприятий (завал кромок, снятие фасок, использование разгрузочных канавок).

Эффективный коэффициент концентрации напряжений  $K_\sigma$  в коленчатых валах достигает значения 4. Концентрацию напряжений можно снизить и довести до минимального значения рядом конструктивных и технологических мероприятий:

- увеличением радиусов галтельных переходов и сопряжений. (например, упорная резьба, выполняемая с закругленной формой впадины  $R = 0,375P$  ( $P$  – шаг резьбы), обеспечивает снижение концентрации напряжений в 1,5 раза; замена прямобочных шлицев на эвольвентные снижает концентрацию напряжений в среднем в 1,65 раза);
- применением рациональной формы швов, технологической обработкой, позволяющей снять усиление сварных швов;
- исключением материала из зоны слабого нагружения (разгрузочная канавка полукруглой формы, полые конструкции валов, использование болтов со стержнем уменьшенного диаметра повышенного класса шероховатости или с полым стержнем – «упругие» болты).



### ***Тема 3. Объемная (собственная) и контактная жесткости и способы их повышения***

В ряде конструкций важно обеспечить малые деформации в определенных направлениях, влияющие на работоспособность, что достигается использованием симметрии в конструкции. В изделиях, подверженных большим нагрузкам, используется метод создания предварительных напряжений, противоположных рабочим.

Жесткость конструкции повышается применением дополнительных ребер, перегородок, отбортовок, перемычек и т.д., созданием замкнутых контуров корпусных деталей. При конструировании соединений необходимо предусматривать, чтобы болты не вызывали существенных деформаций корпусных деталей и не искажали посадочные поверхности (разъемный корпус подшипника, фланцевая стыковка труб).

Повышенные контактные деформации связаны с малыми площадями фактического контакта. Поэтому общим методом увеличения контактной жесткости является повышение фактической площади контакта, при этом следует учитывать и форму поверхности контакта.

Рекомендуется применение предварительного натяга, т.к. зависимость между контактными напряжениями и деформациями имеет нелинейный характер. Детали с неподвижными стыками, затянутыми с давлением более 2 МПа, могут рассматриваться как целые.

Переход от начального точечного контакта к линейному значительно (в  $2,5 \div 4$  раза) повышает контактную жесткость.

### ***Тема 4. Износостойкость и способы ее повышения***

Одним из основных критериев работоспособности деталей машин является износостойкость. По причине износа из строя выходят до 95 % деталей.

Изнашивание – это процесс постепенного изменения размеров деталей в результате трения. При этом увеличиваются зазоры в подшипниках, направляющих, в зубчатых зацеплениях, в цилиндрах поршневых машин и т.п. увеличение зазоров снижает

качественные характеристики механизмов и машин – мощность, КПД, надежность, точность и т.д. Изнашивание увеличивает стоимость эксплуатации, вызывает необходимость проведения дорогих ремонтных работ.

Основными способами повышения износостойкости в подшипниках, ходовых винтах, направляющих и передачах являются:

- обеспечение режимов гидродинамического и гидростатического трения;
- замена трения скольжения на трение качения;
- уменьшение работы сил трения скольжения (например, переход на резьбы с уменьшенным профильным углом);
- распределение потока мощности между несколькими контактными зонами.

В механизмах с неизбежным износом следует предусматривать возможность его периодической компенсации, которая достигается:

- применением компенсаторов (набор регулирующих прокладок, использование зубьев и витков переменной толщины);
- автоматической компенсацией износа путем силового замыкания при помощи пружин, созданием предварительного натяга, использованием весовой характеристики узлов;
- обеспечением равномерности износа.

### ***ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ***

1. Получить задание на работу (атлас «Основы конструирования машин»).

2. Проанализировать содержание листов 1, 5, 6, 8, 9, 10, 11 по соответствующим критериям работоспособности.

3. Выполнить эскизы указанных на листах фрагментов.

4. Составить отчет по лабораторной работе и представить его к рецензированию и защите.

## **КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ**

1. Из представленных на листе 1 сечений, укажите сечение, обладающее наибольшей и наименьшей несущей способностью при деформации изгиба, кручения.

2. Какой величиной оценивается жесткость при изгибе, кручении?

3. Почему двутавровые, швеллерные и уголкового сечения не используются при деформации кручения?

4. Оцените изменение прочности и жесткости при переходе от одного сечения к другому.

5. Какова причина возникновения концентрации нагрузки?

6. Назовите основные способы снижения концентрации нагрузки.

7. Укажите конструкцию самоустанавливающегося сферического подшипника качения.

8. Почему нагрузка по высоте гайки распределяется неравномерно?

9. Как влияет несимметричное расположение зубчатых колес относительно опор на концентрацию нагрузки?

10. Назовите способы снижения концентрации нагрузки в плоских стыках; цилиндрических соединениях с натягом; в резьбовых соединениях; в подшипниках скольжения и качения.

11. Почему зубьям придают бочкообразную форму?

12. Назовите основные факторы концентрации напряжений.

13. Как можно уменьшить концентрацию напряжений в метрической и упорной резьбе?

14. Что такое «оптимальная» галтель?

15. Какие болты называют «упругими»?

16. Как определить во сколько раз снижается концентрация напряжений при замене прямобоковых шлицев на эвольвентные?

17. Назовите способы повышения собственной жесткости конструкции.

18. Для какой цели применяются ребра и перегородки?

19. Сопоставьте варианты правильной и неправильной конструкции корпусов подшипников, резьбовых креплений, фланцевых соединений.

20. Для каких кинематических пар важна контактная жесткость?

21. Почему роликподшипники долговечнее шарикоподшипников?

22. Укажите основные способы повышения контактной жесткости.

23. Назовите условия обеспечения гидродинамического трения.

24. Что такое гидростатический режим трения?

25. Что такое шариковинтовая пара?

26. Объясните конструкцию шарнира качения зубчатой цепи.

27. Перечислите способы снижения вредного влияния износа.

## **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. *Тюняев А.В.* Детали машин [Электронный ресурс]: учебник / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. Электрон. дан. Санкт-Петербург: Лань, 2013. 736 с. Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/5109>.

2. *Гулиа Н.В.* Детали машин [Электронный ресурс]: учебник / Н.В. Гулиа, В.Г. Клоков, С.А. Юрков. Электрон. дан. Санкт-Петербург: Лань, 2013. 416 с. Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/5705>.

3. *Андреев В.И.* Детали машин и основы конструирования. Курсовое проектирование [Электронный ресурс]: учебное пособие / В.И. Андреев, И.В. Павлова. Электрон. дан. Санкт-Петербург: Лань, 2013. 352 с. Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/12953>.

4. *Остяков Ю.А.* Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин [Электронный ресурс]: учебное пособие / Ю.А. Остяков, И.В. Шевченко. Электрон. дан. Санкт-Петербург: Лань, 2013. 336 с. Режим доступа: <https://e.lanbook.com/book/30428>.

5 Справочник конструктора: Учебно-практическое пособие: В 2 книгах Книга 1. Машины и механизмы / Фещенко В.Н., 2-е изд., переб. и доп. М.: Инфра-Инженерия, 2017. 400 с.: 60x84 1/8 (Переплёт) ISBN 978-5-9729-0084-8 Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/906490>

6. Справочник конструктора: Учебно-практическое пособие: В 2 книгах Книга 2. Машины и механизмы / Фещенко В.Н., 2-е изд., перераб. и доп. М.: Инфра-Инженерия, 2017. 400 с.: 60x84 1/8 (Переплёт) ISBN 978-5-9729-0085-5 Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/906491>

## ***СОДЕРЖАНИЕ***

Введение	3
Лабораторная работа № 1	4
Лабораторная работа № 2	15
Лабораторная работа № 3	19
Лабораторная работа № 4	29
Лабораторная работа № 5	37
Библиографический список	44

# **ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

## **ЧАСТЬ II ДЕТАЛИ МАШИН**

*Методические указания к лабораторным работам  
для студентов специальности 21.05.04*

Сост. *А.В. Большунов, Н.С. Голиков, А.Ю. Кузькин*

Печатается с оригинал-макета, подготовленного кафедрой  
машиностроения

Ответственный за выпуск *А.В. Большунов*

Лицензия ИД № 06517 от 09.01.2002

Подписано к печати 03.11.2020. Формат 60×84/16.  
Усл. печ. л. 2,6. Усл.кр.-отт. 2,6. Уч.-изд.л. 2,3. Тираж 75 экз. Заказ 817.

Санкт-Петербургский горный университет  
РИЦ Санкт-Петербургского горного университета  
Адрес университета и РИЦ: 199106 Санкт-Петербург, 21-я линия, 2