

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«МУРМАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»  
(ФГАОУ ВО «МГТУ»)

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К ПРОВЕДЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ**

<b>Дисциплина</b>	<u>Б1.Б.13. Детали машин и основы конструирования</u> <small>код и наименование дисциплины</small>
<b>Направление подготовки/специальность</b>	<u>15.03.02 "Технологические машины и оборудование"</u> <small>код и наименование направления подготовки /специальности</small>
<b>Направленность/специализация</b>	<u>Инжиниринг технологического оборудования</u> <small>наименование направленности (профиля) /специализации образовательной программы</small>

Разработчик

Панкратов А.А., к.т.н., доцент

Мурманск  
2021

УДК 621.81(076.5)

ББК 34.44я73

Д 38

**Составители:**

- Андрей Адольфович Панкратов, канд. техн. наук, доцент кафедры строительства, энергетики и транспорта Мурманского государственного технического университета;

Методические указания рассмотрены и одобрены кафедрой строительства, энергетики и транспорта 15 июня 2021 г., протокол № 8.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Введение.....	4
Занятие 1. Соединения “вал-втулка” с гарантированным натягом. Проектирование и расчёт.....	5
Занятие 2. Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения. Подбор по ГОСТу, расчет на прочность.....	10
Занятие 3. Резьбовые соединения. Расчет усилия затяжки.....	13
Занятие 4. Резьбовые соединения. Расчет на выносливость.....	16
Занятие 5. Кинематический и силовой расчет механического привода.....	19
Занятие 6. Материалы, термообработка и допускаемые напряжения для зубчатых колес.....	24
Занятие 7. Расчет механической передачи зацеплением.....	30
Занятие 8. Оптимальный подбор подшипников качения по нагрузке при заданной долговечности.....	34

## Введение

Настоящие методические указания разработаны в связи с введением в действие образовательных стандартов поколения 3++ по техническим специальностям и направлениям, перечни компетенций которых предусматривают изучение курсов “Детали машин и основы конструирования”.

Целью проведения практических занятий является развитие навыков решения простейших инженерных задач, закрепление на практике материала лекционной части курса, первичное ознакомление с действующими общетехническими нормативами и стандартами.

Каждое занятие завершается решением индивидуальной задачи, выполнение которой подтверждает достаточную степень владения материалом темы занятия. Задания расширенного объема (занятия 4, 7, 8) могут быть использованы для выполнения расчётно-графических заданий, если они предусмотрены учебным планом курса.

Методические указания могут быть использованы при реализации учебных курсов с элементами дистанционного обучения и для самостоятельной работы студентов.

## Занятие 1. Соединения “вал-втулка” с гарантированным натягом. Проектирование и расчёт

### 1.1. Основные условные обозначения

$P$	- контактное давление в соединении, МПа;
$F_a$	- осевая сила, Н;
$T$	- вращающий момент, Н·м;
$F_{тр}$	- сила трения, Н;
$N_p$	- расчетный натяг в соединении, мкм;
$\mu$	- коэффициент Пуассона материалов сопряженных деталей;
$E$	- модуль упругости второго рода, МПа.

### 1.2. Основные расчетные зависимости

Соединения этого типа относятся к предварительно напряженным соединениям. Нагрузка передается за счет натяга, который создается между охватывающей (втулкой) и охватываемой (вал) поверхностями. Из-за натяга между валом и втулкой возникает контактное давление и соответствующие ему силы трения. Силы трения препятствуют относительному смещению соединяемых деталей. Сопротивление относительному смещению соединяемых деталей прямо пропорционально давлению  $p$  на сопряженных поверхностях. Условие неподвижности соединения цилиндрических деталей под действием нагрузки можно записать так:

при действии только осевой силы

$$p \pi d l f \geq K_{cy} F_a , \quad (1.1)$$

при действии только вращающего момента

$$p \pi d l f \frac{d}{2} \geq K_{cy} T , \quad (1.2)$$

при одновременном действии вращающего момента и осевой силы:

$$p \pi d l f \geq K_{cy} \sqrt{F_a^2 + \left(2T/d\right)^2} . \quad (1.3)$$

В выражениях (1.1) - (1.3) обозначено:

- $d$  и  $l$  - диаметр и длина сопряженных поверхностей, мм;  
 $f$  - коэффициент трения между сопряженными поверхностями;  
 $K_{cu}$  - коэффициент запаса сцепления.

Осуществляются эти соединения либо с помощью запрессовки, либо нагревом втулки и охлаждением вала.

В расчетах следует принимать при сборке соединения стальных и чугуновых деталей запрессовкой  $f = 0,08$ . Если одна из деталей стальная или чугунная, а другая латунная или бронзовая, то  $f = 0,05$ . При сборке с помощью температурного деформирования  $f = 0,14$ ;  $K_{cu} = 1,5 \dots 3,0$  в зависимости от степени ответственности соединения.

Удельное контактное давление на сопряженных поверхностях (МПа) может быть определено из решения Ляме для расчета толстостенных сосудов:

$$p = \frac{N_p \cdot 10^{-3}}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (1.4)$$

где  $N_p$  - расчетный натяг в соединении, мкм;

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2, \quad (1.5)$$

здесь  $\mu_1$  и  $\mu_2$  - коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки, для стали  $\mu = 0,3$ , для чугуна  $\mu = 0,25$ , для бронзы  $\mu = 0,32$ ;

$d_1$  - внутренний диаметр полого вала, мм;

$d_2$  - наружный диаметр втулки, мм;

$E_1$  и  $E_2$  - модули упругости, МПа,

для стали  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,

для чугуна  $E = 1,3 \cdot 10^5$  МПа;

$d$  - номинальный диаметр деталей, мм.

При соединении с помощью тепловых деформаций обработка соединяемых поверхностей может быть выполнена с  $R_z$  10 ... 15 ( $R_a$  2,5). При запрессовке происходит частичное срезание микронеровностей, что приводит к снижению надежности соединения. Поэтому при выполнении со-

единения запрессовкой сопрягаемые поверхности обрабатываются до высоты микронеровностей не выше

$$R_z \ 6,3 \dots 3,2 \quad (R_a \ 1,25 \dots 0,63).$$

Зависимости (1.1) - (1.5) позволяют сделать как проектный, так и проверочный расчеты соединения с натягом.

Целью проектного расчета является определение минимально необходимого натяга, обеспечивающего определенное удельное давление на сопряженных поверхностях. По расчетному натягу подбирается соответствующая стандартная посадка.

При осуществлении соединения запрессовкой расчетный натяг увеличивается на величину технологической поправки  $u = 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2})$ , которая учитывает срез микронеровностей соединяемых поверхностей при этом способе монтажа.

В проверочных расчетах определяется необходимая длина запрессовки и допускаемая нагрузка. Стандартную посадку подбирают с таким расчетом, чтобы при минимальном табличном натяге удельное контактное давление  $p$  обеспечивало неподвижность соединения, а при максимальном - в деталях соединения не должны возникать напряжения, превышающие предел текучести материалов вала и втулки. Условия не возникновения пластических деформаций (превышение предела текучести) можно записать в виде

$$p_{\max} \leq 0,5\sigma_{T1} \left( 1 - \frac{d_1^2}{d^2} \right) - \text{для вала}; \tag{1.6}$$

$$p_{\max} \leq 0,5\sigma_{T2} \left( 1 - \frac{d^2}{d_2^2} \right) - \text{для втулки},$$

где  $\sigma_{T1}$  и  $\sigma_{T2}$  - пределы текучести материалов вала и втулки.

### 1.3. Задания

Задание 1. Определить посадку для неподвижного соединения вала с насаживаемой на него деталью по следующим данным:

Заданная величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_a$ , Н	500	600	800	100	1500	1200	950	850	750	600
$T$ , Нм	350	300	250	200	150	200	250	300	350	400
$d$ , мм	210	190	165	145	200	170	140	160	180	200
$d_1$ , мм	150	160	130	110	165	135	100	120	130	140
$d_2$ , мм	250	220	200	170	230	200	180	190	210	240
$l$ , мм	60	50	70	50	80	50	70	60	70	50

Недостающими данными задаться самостоятельно.

Задание 2. Определить допускаемую нагрузку (в виде  $F_a$  или  $T$ ), передаваемую соединением с натягом по следующим данным:

Заданная величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Посадка	$\frac{H7}{S6}$	$\frac{H7}{S7}$	$\frac{H7}{S6}$	$\frac{H7}{S7}$	$\frac{H7}{S6}$	$\frac{H7}{S7}$	$\frac{H7}{S7}$	$\frac{H7}{S6}$	$\frac{H7}{S6}$	$\frac{H7}{S7}$
$d$ , мм	200	170	140	180	160	210	230	120	180	250
$d_1$ , мм	150	130	100	120	110	170	190	90	140	200
$d_2$ , мм	220	200	170	210	200	240	260	160	240	280
$l$ , мм	80	60	50	50	70	60	50	70	50	60

Недостающими данными задаться самостоятельно.

Задание 3. Определить минимально необходимую длину запрессовки в соединении с натягом по следующим данным:

Заданная величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_a$ , Н	400	450	550	650	850	600	700	800	500	400
$T$ , Нм	100	120	150	200	280	200	300	250	400	450
Посадка	$\frac{H7}{S6}$	$\frac{H7}{S6}$	$\frac{H7}{S7}$	$\frac{H7}{S6}$	$\frac{H7}{S7}$	$\frac{H7}{S6}$	$\frac{H7}{S7}$	$\frac{H7}{S6}$	$\frac{H7}{S7}$	$\frac{H7}{S7}$
$d$ , мм	85	100	130	160	180	220	245	260	280	300
$d_1$ , мм	30	40	60	90	110	150	160	180	200	240
$d_2$ , мм	150	160	180	200	220	265	180	320	310	340

Недостающими данными задаться самостоятельно.

#### 1.4. Пример выполнения задания

Определить посадку для неподвижного соединения вала с насаживаемой на него деталью. Соединение предназначено для передачи осевой силы  $F_a = 1000$  Н и вращающего момента  $T = 400$  Нм.



Размеры соединяемых деталей:  $d = 250$  мм,  $d_1 = 210$  мм,  $d_2 = 280$  мм,  $l = 60$  мм. Материал вала - чугун, втулки - бронза.

Решение. По формуле (1.3), принимая  $K_{cu} = 2,0$  и  $f = 0,05$ , определяем

$$p = \frac{K_{cu} \sqrt{F_a^2 + (2T/d)^2}}{\pi d l f} = \frac{2 \sqrt{1000^2 + (2 \cdot 400/0,25)^2}}{3,14 \cdot 0,25 \cdot 0,06 \cdot 0,05} = 2,85 \text{ МПа.}$$

По формуле (1.4) определяем натяг, необходимый для обеспечения передачи заданной нагрузки:

$$N_p = p \cdot d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 2,85 \cdot 10^6 \cdot 250 \cdot 10^3 \left( \frac{5,54}{1,3 \cdot 10^{11}} + \frac{8,82}{1,1 \cdot 10^{11}} \right) = 89,96 \text{ мкм,}$$

где

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1 = \frac{1 + (210/250)^2}{1 - (210/250)^2} - 0,25 = 5,54;$$

$$C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2 = \frac{1 + (250/280)^2}{1 - (250/280)^2} + 0,32 = 8,82.$$

Натяг с учетом сглаживания микронеровностей при запрессовке (измеренный натяг) определим, задавшись величиной микронеровностей  $R_{z1} = 6,3$  мкм и  $R_{z2} = 3,2$  мкм:

$$N_u = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = 89,96 + 1,2(6,3 + 3,2) = 101,36 \text{ мкм.}$$

Исходя из условия  $N_u < N_{minT}$ , этот натяг может гарантировать посадка  $\frac{H7}{S6}$  с минимальным табличным натягом  $N_{minT} = 106$  мкм и с максимальным табличным натягом  $N_{maxT} = 190$  мкм, табл. 1.49[5].

Допустимость этой посадки по условию невозникновения пластических деформаций определяется по выражениям (1.6). При этом значение  $p_{max}$  следует находить из выражения (1.4) после подстановки  $N_p = N_{maxT}$ .

### 1.5. Контрольные вопросы

1. Какие соединения могут быть названы предварительно напряженными?
2. Какими способами может осуществляться посадка с натягом?
3. Какие виды внешних нагрузок способны воспринимать соединения с гарантированным натягом?
4. Какой величиной определяются силы трения в соединениях с гарантированным натягом при заданных размерах и материалах соединяемых деталей?

Занятие 2. Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения. Подбор по ГОСТу, расчет на прочность

### 2.1. Условные обозначения

- $d$  - диаметр вала, мм;  
 $l$  - длина ступицы, мм;  
 $l_p$  - расчетная длина шпонки, мм;  
 $[\sigma_{см}]$  - допускаемое напряжение смятия, МПа;  
 $[\tau_{ср}]$  - допускаемое напряжение среза, МПа;  
 $\Psi$  - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями;  
 $h$  - высота шпонки, мм;  
 $b$  - ширина шпонки, мм;  
 $T$  - вращающий момент вала, Н·мм;  
 $D$  - наружный диаметр зубьев, мм;  
 $d_m$  - средний диаметр вала, мм;  
 $f$  - уменьшение рабочей высоты зуба за счет фаски;  
 $z$  - число шпонок или зубьев.

### 2.2. Основные расчетные зависимости

Прежде чем приступить к выполнению заданий, необходимо изучить конструкции шпоночных и зубчатых соединений, их назначение и расчетные схемы глава 6 [3].

Размеры призматических шпонок стандартизированы и подбираются в зависимости от диаметра вала, а затем проверяются на прочность. Призматические напряженные шпонки проверяются на смятие по условию

$$\sigma_{см} = 4T / (z l_p d h) \leq [\sigma_{см}] \quad (2.1)$$

и на срез по условию

$$\tau_{ср} = 2T / (z \cdot b \cdot l_p \cdot d) \leq [\tau_{ср}] \quad (2.2)$$

Размеры и количество зубьев для зубчатых соединений с прямобочными и эвольвентными зубьями также стандартизированы.

Выбранное соединение проверяется на смятие. Если принять, что нагрузка распределяется между зубьями неравномерно с коэффициентом неравномерности  $\psi = 0,5 \div 0,7$ , то условие прочности по напряжениям смятия имеет вид

$$\sigma_{см} = 2T / (z \cdot h \cdot d_m \cdot \psi \cdot l) \leq [\sigma_{см}] \quad (2.3)$$

где  $d_m = 0,5 (D + d)$ ;  $h = 0,5 (D - d) - 2f$  (здесь  $d$  – внутренний диаметр зубьев).

Величина предельного напряжения смятия  $[\sigma_{см}]$  для шлицевых соединений определяется подвижностью или неподвижностью соединения, условиями его эксплуатации и свойствами материалов ступицы и вала.

### 2.3. Задания

Задание 1. По заданному варианту и диаметру вала (табл. 2.1) подобрать призматическую шпонку со скругленными торцами для передачи момента от вала к стальной шестерне (рис.2.1) и определить допускаемую величину передаваемого вращающего момента. Длину ступицы  $l$  принять примерно равной  $(1,4 \dots 1,6) d$ . Длину шпонки принять на 10 мм меньше длины ступицы и окончательно согласовать с рядом длин, рекомендованным ГОСТ 23360-78 табл. 8.9 [4].

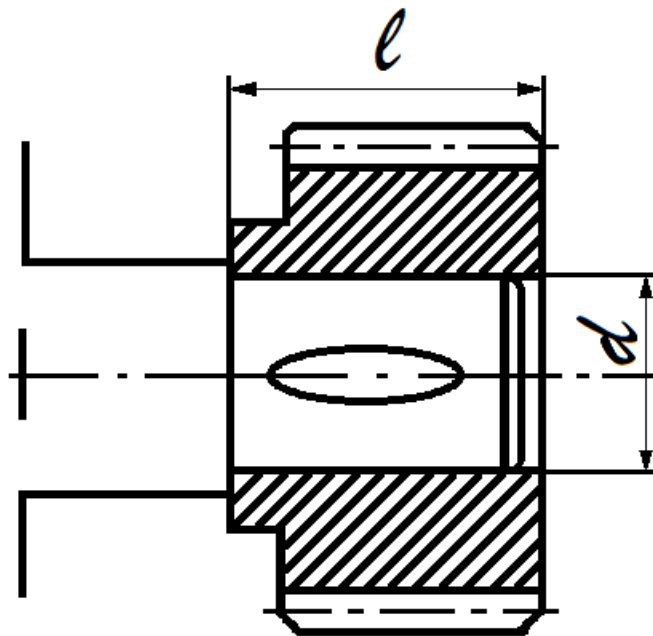


Рис.2.1. Крепление шестерни на валу

Таблица 2.1

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$d$	30	32	36	40	46	50	58	62	68	78	88	98	34
Тип соединения	Неподвижное						Подвижное						
Вариант	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
$d$	38	42	48	54	60	65	72	82	92	102	35	45	
Тип соединения	Неподвижное						Подвижное						

Задание 2. Заменить шпоночное соединение зубчатым с прямобочными зубьями и сравнить величины допускаемых передаваемых моментов. Наружный диаметр зубьев  $D$  принять равным номинальному диаметру вала  $d$  под шпонкой. Предпочтение отдавать лёгкой и средней сериям соединений.

#### 2.4. Порядок выполнения задания

2.4.1. По ГОСТ 23360-78 и заданному диаметру вала выбирают шпонку.

2.4.2. В зависимости от типа соединения принимают допускаемые напряжения смятия  $[\sigma_{см}]$  и среза  $[\tau_{ср}] = 0,6 [\sigma_{см}]$ .

2.4.3. Используя зависимости (2.1) и (2.2), определить допускаемые моменты и окончательно принять меньший из них.

2.4.4. По ГОСТ 1139-80 табл. 8.11[4] выбирают зубчатые соединения, выписывают число зубьев и их размеры.

2.4.5. В зависимости от типа соединения принимают допускаемые напряжения смятия  $[\sigma_{см}]$ .

2.4.6. Из формулы (2.3) определить допускаемую величину вращающего момента на соединении.

2.4.7. Делают сравнительную оценку шпоночных и зубчатых соединений.

#### 2.5. Контрольные вопросы

1. Какие виды стандартных шпонок используются в машиностроении?
2. Как определяют размеры шпонок?

3. Как рассчитывают призматические и сегментные шпонки?
4. Как определяются размеры зубчатых соединений и как они рассчитываются?
5. Какими преимуществами обладают зубчатые (шлицевые) соединения по сравнению со шпоночными?
6. По каким поверхностям может осуществляться центровка шлицевых соединений?

### Занятие 3. Резьбовые соединения. Расчет усилия затяжки

#### 3.1. Условные обозначения

- $d_1$  - внутренний диаметр резьбы, мм;  
 $d_2$  - средний диаметр резьбы, мм;  
 $d_{от}$  - диаметр отверстия под болт, мм;  
 $D$  - диаметр опорной поверхности гайки, мм;  
 $p$  - шаг резьбы, мм;  
 $F_3$  - сила затяжки, Н;  
 $T_{кл}$  - момент на ключе (момент завинчивания), Нм;  
 $T_p$  - момент сил трения в резьбе, Нм;  
 $T_T$  - момент сил трения на торце гайки, Н·м;  
 $\sigma_p$  - напряжения растяжения в теле болта, МПа;  
 $\sigma_T$  - предел текучести материала болта, МПа;  
 $[s]$  - допускаемый коэффициент безопасности;  
 $L$  - расчетная длина ключа, мм;  
 $F_p$  - усилие, прикладываемое к ключу, Н;  
 $\beta$  - угол подъема резьбы, град ;  
 $\alpha$  - угол профиля резьбы, град ;  
 $\rho'$  - приведенный угол трения, град ;  
 $f, f_T$  - коэффициент трения в резьбе и на торце гайки.

#### 3.2. Основные расчетные зависимости

Резьбовые соединения относятся к разъемным соединениям. Они могут выполняться ненапряженными (не затянутыми в процессе сборки) и

напряженными (предварительно затянутыми моментом завинчивания, создающим осевое усилие до применения внешней нагрузки). Одной из важнейших задач расчета напряженных резьбовых соединений является определение усилий, возникающих в теле болта от предварительной затяжки при соответствующем моменте завинчивания, так как при необходимости контроля усилия затяжки чаще всего нормируется момент завинчивания на ключе.

С одной стороны, момент завинчивания определяется усилием, прикладываемым к ключу:

$$T_{кл} = F_p \cdot L,$$

с другой стороны, момент завинчивания определяется сопротивлением завинчиванию:

$$T_{кл} = T_p + T_T,$$

где  $T_p = F_3 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho')$ ;

$$T_T = F_3 \cdot \frac{1}{3} \cdot f_T \cdot \frac{D^3 - d_{OT}^3}{D^2 - d_{OT}^2};$$

$$\beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{p}{\pi d_2}\right); \quad \rho' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}\right).$$

Приравняв правые части уравнений для осевой силы затяжки, получим:

$$F_3 = \frac{F_p L}{\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho') + \frac{1}{3} f_T \frac{D^3 - d_{OT}^3}{D^2 - d_{OT}^2}}.$$

Эквивалентное напряжение в теле болта по IV теории прочности

$$\sigma_{эkv} \approx 1,3 \sigma_p = 1,3 \frac{4F_3}{\pi d_1^2}$$

должно удовлетворять условию прочности

$$\sigma_{эkv} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]},$$

где  $[s] = 6,5 \dots 5$  - для неконтролируемой затяжки;

$[s] = 1,7 \dots 1,6$  - для контролируемой затяжки.

### 3.3. Задание

Определить усилие затяжки, которое может обеспечить рабочий, затягивающий болт М24 и М36 стандартным ключом. Усилие, прикладываемое рабочим к ключу,  $F_p = 150$  Н. Расчетная длина стандартного ключа  $L \approx 15d$ . Проверить болт на прочность. Ход решения задачи рассмотрен на примере для резьбы М10.

### 3.4. Пример выполнения задания

3.4.1. Геометрические параметры резьбы М10 по ГОСТ 8724-81:  $d_1 = 8,051$  мм;  $d_2 = 9,026$  мм;  $p = 1,5$  мм;  $\alpha = 60^\circ$ . Диаметр опорной поверхности гайки  $D = 1,7 d_2$ , диаметр отверстия под болт  $d_{от} \approx 1,2d_2$ , угол подъема резьбы  $\beta = \arctg\left(\frac{p}{\pi d_2}\right) = \arctg\left(\frac{1,5}{3,14 \cdot 9,026}\right) = 3,028^\circ$ .

3.4.2. Момент сил трения в резьбе

$$T_p = F_3 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho') = F_3 \frac{d_2}{2} 0,228 = 0,114d_2 F_3,$$

где  $\rho' = \arctg\left(\frac{f}{\cos\alpha/2}\right) = \arctg\left(\frac{0,15}{0,867}\right) = 9,81^\circ$ ;

$f = 0,13 \div 0,18$  - для кинематической пары сталь по стали.

3.4.3. Момент трения на торце гайки

$$T_T = F_3 \frac{1}{3} f_T \frac{D^3 - d_{от}^3}{D^2 - d_{от}^2} = F_3 \frac{1}{3} \cdot 0,15 \frac{(1,7d_2)^3 - (1,2d_2)^3}{(1,7d_2)^2 - (1,2d_2)^2} = 0,11d_2 F_3,$$

где  $f_T = f = 0,13 \div 0,18$ .

3.4.4. Момент на ключе (момент закручивания)

$$T_{кл} = F_p 15d_2 = 2250d_2;$$

$$T_{кл} = T_p + T_T = 0,114d_2 F_3 + 0,11d_2 F_3 = 0,224d_2 F_3.$$

3.4.5. Усилие затяжки  $F_3 = \frac{2250d_2}{0,224d_2} = 10044$  Н.

3.4.6. Эквивалентное напряжение в теле болта по IV теории прочности

$$\sigma_{экг} \approx 1,3 \frac{4F_3}{\pi d_1^2} = 1,3 \frac{4 \cdot 10044}{3,14 \cdot 8,051^2} = 256 \text{ МПа.}$$

## 3.4.7. Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{200}{6} = 33 \text{ МПа} - \text{ для неконтролируемой затяжки};$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{200}{1,65} = 121 \text{ МПа} - \text{ для контролируемой затяжки};$$

$\sigma_T \approx 200 \text{ МПа}$  - для стали Ст.3.

3.4.8. Условие прочности  $\sigma_{экр} < [\sigma]$  не выполняется, поэтому определяем допускаемое усилие затяжки и соответствующий ему момент на ключе из условия прочности:

$$[F_3] \leq \frac{[\sigma] \pi d_1^2}{1,3 \cdot 4} = \frac{121 \cdot 3,14 \cdot 8,051^2}{1,3 \cdot 4} = 4736 \text{ Н};$$

$$[T_{кл}] \leq 0,224 d_2 [F_3] = 0,224 \cdot 9,026 \cdot 10^{-3} \cdot 4736 = 8,57 \text{ Нм}.$$

Это тот момент, по которому должна контролироваться затяжка болта М10, изготовленного из стали Ст.3.

## 3.5. Контрольные вопросы

1. Из каких компонентов складывается момент завинчивания?
2. Какие способы контроля затяжки вы знаете? Какой из них наиболее точен?
3. От каких параметров зависит момент трения в резьбе? на торце гайки?

## Занятие 4. Резьбовые соединения. Расчет на выносливость

## 4.1. Условные обозначения (в дополнение к занятию 3)

- $F$  - внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт (шпильку), Н;
- $\chi$  - коэффициент внешней нагрузки;
- $K_3$  - коэффициент затяжки;
- $d_p$  - расчетный диаметр болта (шпильки), мм;
- $F_p$  - расчетная нагрузка на болт (шпильку), Н;
- $P_z$  - максимальное давление в цилиндре дизеля, МПа;
- $P_z^*$  - условное давление в цилиндре дизеля, МПа;
- $D_{ц}$  - диаметр цилиндра, мм;
- $z$  - число болтов (шпилек) в соединении;
- $\sigma_a$  - амплитуда напряжений цикла, МПа;
- $\sigma_m$  - среднее значение напряжений на цикле, МПа;



- $\sigma_{\max}$  - максимальное напряжение цикла, МПа;  
 $s_a$  - коэффициент запаса прочности по амплитуде;  
 $s_T$  - коэффициент запаса прочности по наибольшему напряжению;  
 $\sigma_{-1p}$  - предел выносливости материала болта (шпильки), МПа;  
 $\sigma_B$  - предел прочности материала болта (шпильки), МПа;  
 $K_d$  - масштабный коэффициент;  
 $K_\sigma$  - коэффициент концентрации напряжений.

#### 4.2. Основные расчетные зависимости

Двигатель внутреннего сгорания (ДВС) является машиной циклического действия, поэтому для ДВС характерны интенсивные переменные нагрузки на детали и соединения. Резьбовые соединения при действии переменной нагрузки осуществляются с предварительной затяжкой, определяемой недопустимостью раскрытия стыка и взаимного смещения деталей. Сила предварительной затяжки из условия нераскрытия стыка определяется выражением

$$F_3 = K_3(1-x)F, \quad (4.1)$$

где  $K_3 = 3 \div 4$  - при действии переменных нагрузок;

$\chi = 0,2 \div 0,4$  - в зависимости от податливости деталей и болта.

Расчетная нагрузка на болт при подаче внешней нагрузки на соединение определяется выражением

$$F_p = 1,3F_3 + xF = [1,3K_3(1-x) + x]F. \quad (4.2)$$

Расчетный минимально необходимый диаметр болта (шпильки)

$$d_p = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma_p]}}, \quad (4.3)$$

где  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$ ;  $[s] = 1,6 \div 2,0$  при контролируемой затяжке.

Резьбу подбирают по ГОСТу, исходя из выполнения условия  $d_1 \geq d_p$ , предпочитая резьбы с круглым шагом.

Расчеты соединения на выносливость являются проверочными. При этом необходимо определить

$$\sigma_a = \frac{2xF}{\pi d_1^2};$$

$$\sigma_m = \frac{F_3 + 0,5xF}{\pi d_1^2/4} ; \quad (4.4)$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a ,$$

рассчитать коэффициенты запаса прочности

$$s_a = \frac{K_d \sigma_{-1P}}{K_\sigma \sigma_a} ;$$

$$s_T = \sigma_T / \sigma_{\max} , \quad (4.5)$$

где  $\sigma_{-1P} \approx 0,35\sigma_B$ ;  $K_\sigma = 4,5 \div 5,5$  для легированных сталей;

$K_d$  зависит от  $d$  (определяется по таблице 4.1.).

Сравнить полученные значения с допускаемыми:

$$s_a > [s_a] = 2,5 \div 4 ;$$

$$s_T > [s_T] = 1,25 \div 2,5 .$$

Таблица 4.1.

$d, \text{мм}$	до16	24	32	40	48	56	64	72	св.80
$K_d$	1,0	0,77	0,68	0,63	0,60	0,57	0,54	0,52	0,5

### 4.3. Задание

Задание на выполнение РГЗ 1 выдается преподавателем каждому курсанту индивидуально. При этом исходными параметрами задания является: схема соединения, значение  $P_Z$  в цилиндре, значение диаметра цилиндра  $D_{\text{ц}}$ , число болтов (шпилек) в соединении  $Z$ .

В задании предлагается рассчитать болты, шпильки ответственных резьбовых соединений судовых ДВС, поэтому в качестве материалов рекомендуется использовать легированные стали 35Х; 38ХА; 45Г (класс прочности 8.8); 40Г2; 40Х; 30ХГСА (класс прочности 10.9). Внешнюю нагрузку на один болт (шпильку) для цилиндрических крышек определять по формуле

$$F = \frac{P_Z}{Z} \cdot \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} , \quad (4.6)$$

для анкерных связей, мотылевых, коренных подшипников и т.д., не воспринимающих  $P_Z$ , непосредственно по формуле

$$F = \frac{P_Z^*}{Z} \cdot \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} , \quad (4.7)$$

где  $P_Z^* \approx 0,3P_Z$  - условное максимальное давление.

#### 4.4. Порядок выполнения задания

- 4.4.1. По формулам (4.6) и (4.7) определить внешнюю нагрузку на один болт (шпильку).
- 4.4.2. По формуле (4.1) рассчитать силу затяжки  $F_3$ .
- 4.4.3. По формуле (4.2) определить расчетную нагрузку  $F_p$ .
- 4.4.4. По формуле (4.3) определить расчетный диаметр резьбы  $d_p$ .
- 4.4.5. По ГОСТ 8724-81 [1, стр. 582] подобрать стандартную резьбу с крупным шагом, удовлетворяющую условию  $d_1 \geq d_p$ .
- 4.4.6. Провести проверочный расчет соединения на выносливость:
  - рассчитать  $\sigma_a, \sigma_m, \sigma_{\max}$  (4.4);
  - рассчитать  $s_a, s_T$  (4.5);
  - сравнить  $s_a, s_T$  с  $[s_a], [s_T]$ , сделать выводы.

#### 4.5. Контрольные вопросы

1. Какой физический смысл имеет коэффициент внешней нагрузки?
2. Почему в выражении (4.2) коэффициент 1,3 возникает только у силы затяжки  $F_3$ ?
3. Сформулируйте основное правило проектирования резьбовых соединений.
4. Назовите основные методы увеличения податливости болтов.
5. Назовите основные методы обеспечения жесткости деталей.
6. Поясните разницу между пределом выносливости  $\sigma_{-1P}$  и пределом прочности  $\sigma_B$  по условиям испытания материалов.

### Занятие 5. Кинематический и силовой расчет механического привода

#### 5.1. Условные обозначения

- $P_{вых}$  - мощность на выходном звене привода, кВт;
- $P_{тр}$  - требуемая мощность двигателя, кВт;
- $T$  - вращающий момент, Нм;
- $u$  - передаточное число;
- $n$  - частота вращения, об/мин;
- $\omega$  - угловая скорость, 1/с;
- $\eta$  - коэффициент полезного действия.

## 5.2. Основные расчетные зависимости

Приводом называют устройство, приводящее в движение машину или механизм. Обычно привод включает в себя: источник энергии - двигатель; передаточный механизм на основе механических передач, согласующий скорости и моменты двигателя и рабочего органа машины (механизма); аппаратуру управления.

Исходными данными для кинематического и силового расчета привода являются: структурная схема привода, мощность на выходном звене  $P_{вых}$ , частота вращения выходного звена  $n_{вых}$ .

Целью расчета является определение частот вращения и угловых скоростей всех валов привода и вращающих моментов на этих валах.

Коэффициент полезного действия привода может быть найден по формуле

$$\eta_{пр} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_i \cdot \eta_{mn}^m, \quad (5.1)$$

где  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_i$  - КПД ступеней передачи [4, табл. 1.1];

$\eta_{mn}$  - КПД одной пары подшипников;

$m$  - число пар подшипников (число валов).

Требуемая мощность двигателя

$$P_{тр} = \frac{P_{вых}}{\eta_{пр}} \quad (5.2)$$

определяет выбор двигателя по каталогу, приложение П1 [4]. При одинаковой мощности  $P_{ном} \geq P_{тр}$  предпочтительнее быстроходные двигатели  $n = 1000 \div 1500$  об/мин, имеющие меньшие габариты и стоимость. Выбранный двигатель полностью характеризуется типом, номинальной мощностью  $N_{ном}$  и частотой вращения  $n_{дв}$ . Важным параметром двигателя является также диаметр выходного конца ротора  $d_{дв}$ , определяющий конструктивный выбор соединительной муфты.

Передаточное число привода определяется из соотношения

$$u_{пр} = \frac{n_{дв}}{n_{вых}}. \quad (5.3)$$

Передаточное число привода должно быть разбито по ступеням таким образом, чтобы выполнялось соотношение

$$u_{пр} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_i, \quad (5.4)$$

где  $u_i$  - передаточное число  $i$  - й ступени, стр. 7 [4].

Частоты вращения и угловые скорости валов находим из кинематических соотношений

$$\begin{aligned}
 n_1 &= n_{\text{дв}} ; & \omega_1 &= \frac{\pi n_1}{30} ; \\
 n_2 &= \frac{n_{\text{дв}}}{u_1} ; & \omega_2 &= \frac{\pi n_2}{30} ; \\
 & \dots\dots\dots & & \\
 n_i &= \frac{n_{\text{дв}}}{u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_{i-1}} ; & \omega_i &= \frac{\pi n_i}{30} .
 \end{aligned}
 \tag{5.5}$$

Мощности на валах находим из соотношений

$$\begin{aligned}
 P_1 &= P_{mp} ; \\
 P_2 &= P_{mp} \cdot \eta_1 \cdot \eta_{mn} ; \\
 P_3 &= P_{mp} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_{mn}^2 ; \\
 & \dots\dots\dots \\
 P_i &= P_{mp} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_{i-1} \cdot \eta_{mn}^{i-1}
 \end{aligned}
 \tag{5.6}$$

Вращающий момент на  $i$  -м валу находим из соотношения

$$T_i = \frac{N_i}{\omega_i} .
 \tag{6.7}$$

### 5.3. Задание

Задание на выполнение кинематического и силового расчета привода подбирается по табл. 5.1 и рис. 5.1 исходя из шифра студенческого билета. Например, шифру М-88324 (а=8, б=8, в=3, г=2, д=4) соответствует схема YI (строка 4),  $P_{\text{вых}} = 1,6$  кВт,  $n_{\text{вых}} = 6$  об/мин (строка 2 столбца схемы I и YI).

Таблица 5.1.

Номер строки	Номер схемы	К схеме I, YI		К схеме II, YII		К схеме III, YIII		К схеме IV, YIV		К схеме V, YV	
		$P_{\text{вых}}$ , кВт	$n_{\text{вых}}$ , об/мин	$N_{\text{вых}}$ , кВт	$n_{\text{вых}}$ , об/мин	$N_{\text{вых}}$ , кВт	$n_{\text{вых}}$ , об/мин	$N_{\text{вых}}$ , кВт	$n_{\text{вых}}$ , об/мин	$N_{\text{вых}}$ , кВт	$n_{\text{вых}}$ , об/мин
1	IX	1,3	4	1,2	10	10,5	5	1,3	3	1,4	24
2	YIII	1,6	6	1,8	8	7,5	7	1,6	5	1,6	22
3	YII	2,5	9	2,6	6	5,5	9	2,5	7	2,6	20
4	YI	3,2	11	3,4	4	4,5	11	3,2	9	9,2	18
5	Y	4,3	13	4,5	3	3,5	13	4,3	11	4,4	16
6	YI	5,6	15	5,2	2	2,5	15	5,6	13	5,6	14
7	III	1,5	16	1,7	7	1,5	17	1,5	15	1,4	12
8	II	2,7	12	2,5	5	7,8	19	2,7	17	2,4	10
9	I	7,8	7	7,3	1	5,8	21	7,8	19	7,4	8
10	X	10,5	5	9,5	10	4,8	4	10,5	21	10,4	6
Буква	д	г		б		в		а		д	

#### 5.4. Порядок выполнения задания

5.4.1. Изобразить кинематическую схему привода.

5.4.2. Рассчитать КПД привода (5.1).

5.4.3. Рассчитать потребляемую мощность двигателя (5.2.).

5.4.4. Подобрать двигатель по каталогу, записать его тип и характеристики:  $P_{\text{ном}}$ ,  $n_{\text{дв}}$ ,  $d$ .

5.4.5. Рассчитать передаточное число привода (5.3).

5.4.6. Разбить передаточное число привода по ступеням с учетом выполнения соотношения (5.4).

5.4.7. Рассчитать частоты вращения и угловые скорости валов (5.5).

5.4.8. Рассчитать мощности на валах (5.6) и вращающие моменты (5.7).

5.4.9. Результаты расчетов свести в таблицу.

Наименование вала	$n$ , об/мин	$\omega$ , $\text{с}^{-1}$	$P$ , кВт	$T$ , Нм
Быстроходный				
1-й промежуточный				
2-й промежуточный				
Тихоходный				

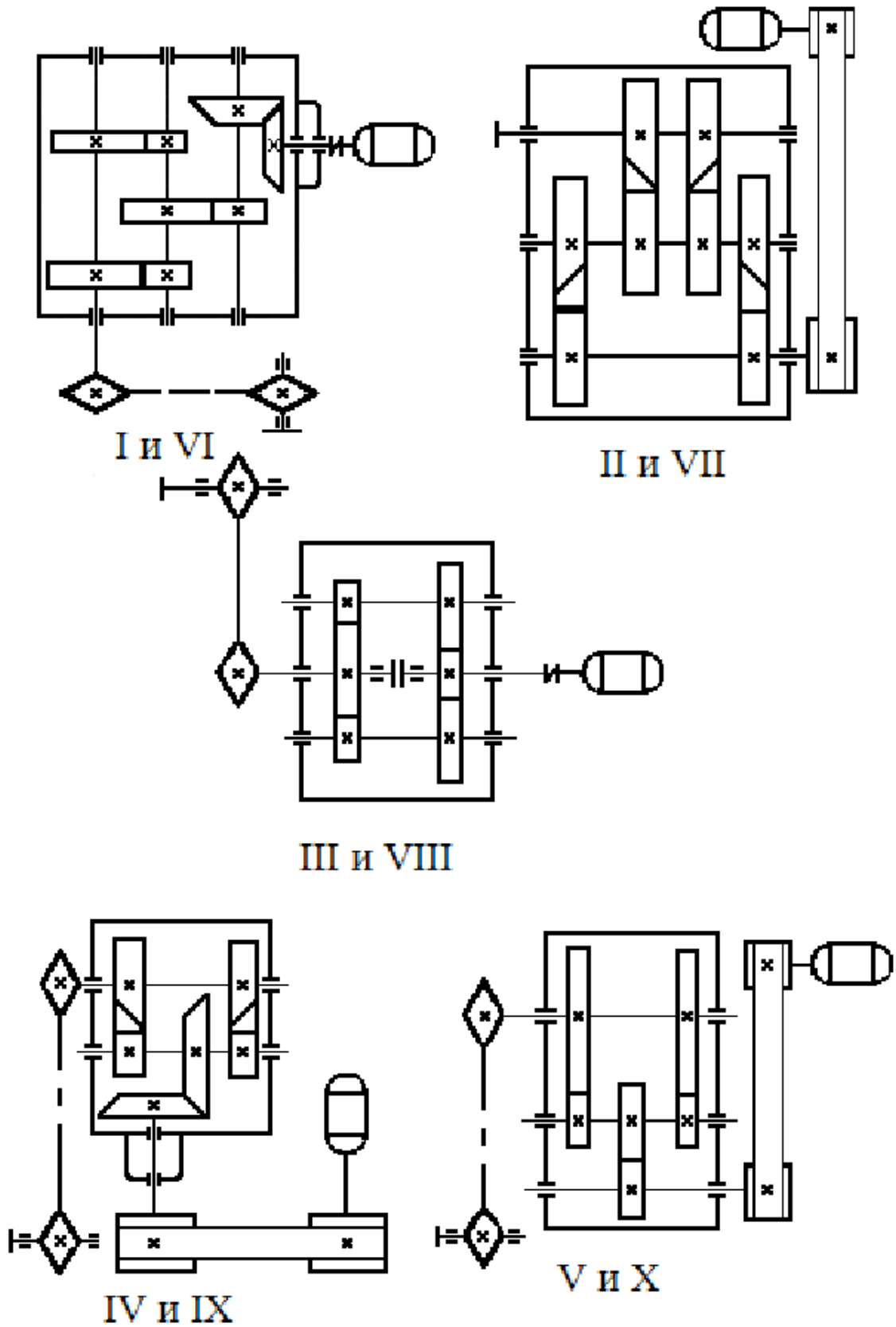


Рис. 5.1. Структурные схемы привода

### 5.5. Контрольные вопросы

1. Дайте определение передаточного числа привода.
2. Чем отличаются понятия «передаточное число» и «передаточное отношение»?
3. Для какой закрытой цилиндрической передачи рекомендуемое передаточное число больше: прямозубой или косозубой? Почему?
4. Как влияет на передаточное число червячной ступени число заходов червяка?
5. Какой вал привода называют торсионным?
6. Какие приводы называют многопоточными?

## Занятие 6. МАТЕРИАЛЫ, ТЕРМООБРАБОТКА И ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

### 6.1. Условные обозначения

$[\sigma_{F_1}]$ ,  $[\sigma_{F_2}]$  - допускаемое напряжение изгиба при расчете на выносливость шестерни и колеса соответственно;

$[\sigma_{H_1}]$ ,  $[\sigma_{H_2}]$  - допускаемое контактное напряжение при расчетах на выносливость шестерни и колеса соответственно;

$\sigma_{F \lim}^0$ ,  $\sigma_{H \lim}^0$  - пределы выносливости при базовом числе циклов нагружения  $N_{F0}$ ,  $N_{H0}$  для изгиба и контактных напряжений соответственно;

$HB$  – твердость поверхности зубьев в единицах Бринелля;

$S_F$ ,  $S_H$  - коэффициенты безопасности ;

$K_{FL}$ ,  $K_{HL}$  – коэффициенты долговечности;

$m_F$ ,  $m_H$  - показатель степени в уравнении кривой усталости;

$N_{FE}$ ,  $N_{HE}$  – эквивалентное число циклов перемены напряжений;

$N_\Sigma$  - суммарное число циклов нагружения;

$K_{FE}$ ,  $K_{HE}$  – коэффициенты приведения;

$C$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса;

$N_i$  – частота вращения (об/мин) колеса на  $i$  –й ступени режима работы с вращающим моментом  $T_i$  ;

$T_i$  – продолжительность работы на  $i$  –й ступени режима;

$T_1 = T_{max}$  – максимальный вращающий момент, учитываемый в расчете;

$\sigma_B$  – предел прочности бронзы при растяжении.



## 6.2. Основные расчетные зависимости

Наибольшее распространение в судовых силовых передачах имеют колеса из сталей Ст.5, Ст.6, 35, 35Л, 40, 40Л, 40Х, 40ХН и др., которые, как правило, подвергаются термообработке для повышения нагрузочной способности.

Колеса подвергают объемной закалке с последующим высоким отпуском до твердости 300 – 350 НВ при диаметре колес до 150 мм. Колеса диаметром свыше 150 мм имеют твердость не менее 200 НВ.

Для предотвращения заедания рабочих поверхностей зубьев твердость шестерни (меньшего колеса) должна быть на 30 – 50 единиц Бринелля выше твердости колеса.

Механические свойства материалов можно взять из, табл. 3.3. [4].

Предельно допустимые значения напряжений для стальных (НВ ≤ 350) зубчатых колес могут быть найдены из соотношений:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0}{S_H} \cdot K_{HL} ;$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{S_F} \cdot K_{FL} ,$$

где  $\sigma_{H\lim}^0 = 1,8 \cdot \text{НВ} + 65$ , МПа;

$$\sigma_{F\lim}^0 = 1,8 \cdot \text{НВ};$$

$$S_H = 1,1;$$

$$S_F = 1,4 \text{ – для стальных поковок};$$

$$S_F = 1,6 \text{ – для стальных отливок}.$$

Особое место занимают червячные колеса силовых передач, имеющие бронзовый венец, табл. 4.8. [4]. При этом для твердых алюминиевых бронз допустимые контактные напряжения  $[\sigma_{H_2}]$  определяются из условия незаедания передачи с учетом известной скорости скольжения по специальным таблицам, для мягких оловянистых бронз предельно допустимые напряжения можно найти из соотношений:

$[\sigma_{H_2}] = (0,75 \dots 0,9) \sigma_B K_{HL}$  – большие значения для твердых червяков (HRC ≥ 45);

$$[\sigma_{F_2}] = 0,16 \sigma_B K_{FL} \text{ – для реверсивных передач}.$$

Коэффициенты долговечности в общем случае могут быть найдены из соотношений:

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} ; K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} .$$

Для стальных колес с твердостью поверхности зубьев  $HВ \leq 350$ ;  $m_F = 6$ ;  $N_{F0} = 10^7$ ;  $m_H = 6$ ;  $N_{H0} = 2 \cdot 10^7$ . Для бронзовых червячных колес  $m_F = 9$ ;  $N_{F0} = 10^6$ ;  $m_H = 8$ ;  $N_{H0} = 10^7$ . Значения  $m_F$  и  $m_H$  определяются типом материала, значения  $N_{F0}$  и  $N_{H0}$  определяют условия его испытаний на выносливость.

Особую проблему представляет определение значений  $N_{FE}$ ,  $N_{HE}$ , зависящих от режима нагружения передачи. В общем случае вращающий момент на зубчатом колесе  $T$  и частота его вращения являются сложными функциями времени. Однако полный цикл нагружения машин, как правило, может быть разбит на участки продолжительностью  $t_i$ , в пределах которых  $T_i$  и  $n_i$  с определенной точностью можно считать постоянными.

Построенная в порядке уменьшения вращающего момента зависимость вращающего момента от продолжительности его действия представляет собой ступенчатую характеристику режима нагружения передачи.

На рис. 6.1. Представлена ступенчатая гистограмма режима нагружения по четырем значениям вращающего момента на цикле работы машины. При наличии такой характеристики эквивалентное число нагружения может быть рассчитано для стальных ( $HВ \leq 350$ ) колес по формулам

$$N_{HE} = 60c \sum_{i=1}^4 \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^3 n_i \cdot t_i ;$$

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^4 \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^6 n_i \cdot t_i ;$$

для бронзовых червячных колес

$$N_{HE} = 60c \sum_{i=1}^4 \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^4 n_i \cdot t_i ;$$

$$N_{FE} = N_{HE} .$$

В зависимости от характера нагружения передач возможно получение различных расчетных значений коэффициентов долговечности. Однако на них наложены ограничения:

$$1,0 \leq K_{FL} \leq 2,4; 1,0 \leq K_{HL} \leq 2,6 - \text{для стальных колес};$$

$$0,54 \leq K_{FL} \leq 1,0; 0,67 \leq K_{HL} \leq 1,0 - \text{для бронзовых колес},$$

поэтому все полученные расчетные значения, находящиеся вне указанных интервалов, должны округляться до значения ближайшей границы соответствующего интервала.

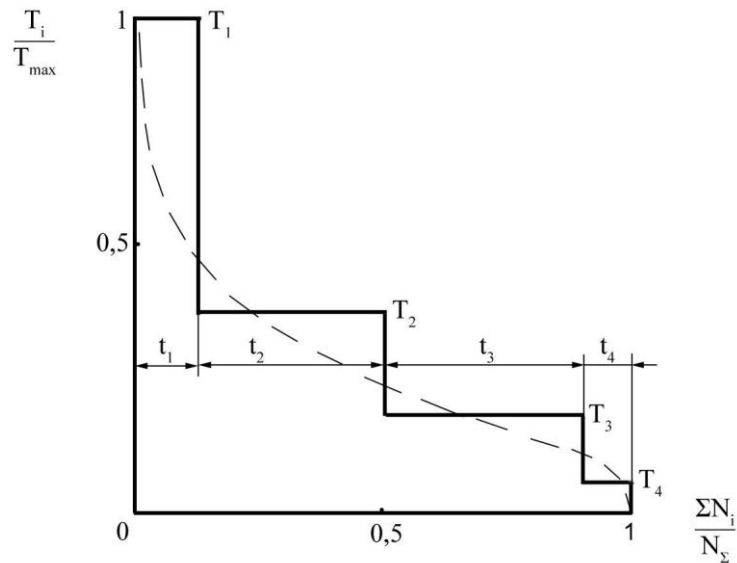


Рис. 6.1. Ступенчатая гистограмма режима нагружения привода

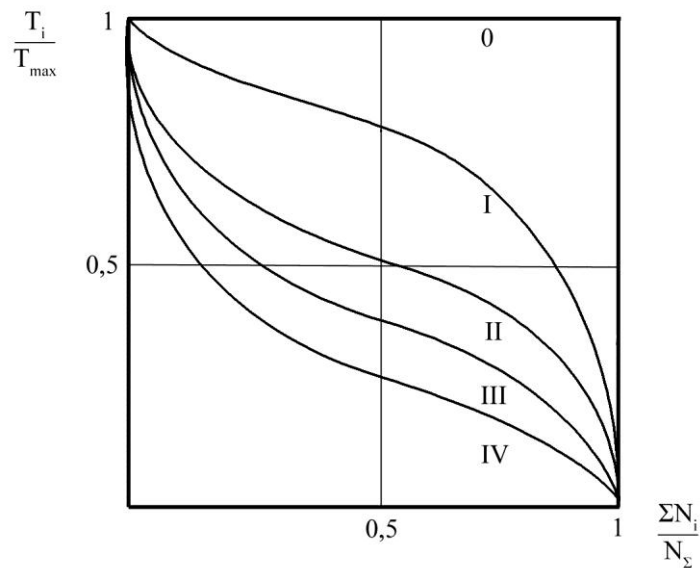


Рис. 6.2. Типовые режимы нагружения привода

В случае постоянства частоты вращения, что характерно для многих приводов, возможно введение понятия типовых режимов нагружения (рис. 6.2.), аппроксимирующих ступенчатые характеристики нагружения. Если такая аппроксимация возможна, задача определения эквивалентного числа циклов нагружения облегчается:

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma};$$

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma},$$

где  $N_{\Sigma} = c \cdot n \cdot t_{\Sigma}$ .

Значения  $K_{FE}$  и  $K_{HE}$  зависят от типа режима нагружения и определяются из таблицы 6.1.

Таблица 6.1.

Режим	$K_{HE}$	$K_{FE}$	червячные
			$K_{HE}, K_{FE}$
0 постоянный	1,0	1,0	1,0
I тяжёлый	0,5	0,3	0,42
II средний	0,18	0,06	0,15
III лёгкий	0,125	0,038	0,093
IV особо лёгкий	0,063	0,013	0,045

### 6.3. Задания

Определить расчетные предельно допустимые значения контактного напряжения  $[\sigma_H]$  и напряжения изгиба  $[\sigma_F]$  для зубчатого (червячного) колеса, исходя из данных для вариантов по таблице 6.2.

Таблица 6.2.

Вариант	Материал	$n_2, \text{мин}^{-1}$	$t_{\Sigma}, \text{ч}$	Режим
1	45	150	15000	0
2	50	80	10000	II
3	55	50	40000	IV
4	35X	300	10000	III
5	40X	120	15000	0
6	40XH	200	10000	II
7	Бр.0Ф10-1	180	10000	III
8	Бр.0ФН	40	5000	0
9	45	70	10000	0
10	50	40	20000	III
11	55	100	5000	II
12	35X	95	7000	IV
13	40X	120	5000	II
14	40XH	80	7000	0
15	Бр.0Ф10-1	100	10000	II
16	Бр.0ФН	60	7000	I
17	45	50	20000	IV
18	50	30	10000	III

19	55	40	5000	0
20	35	70	15000	III
21	40X	20	40000	III
22	40XH	80	20000	IV
23	Бр.0Ф10-1	80	8000	II
24	Бр.0ФН	50	5000	0
25	Бр.0Ф10-1	70	5000	II

#### 6.4. Пример выполнения задания

Задание. Материал – сталь 45;  $n = 40 \text{ мин}^{-1}$ ;  $t_{\Sigma} = 10000 \text{ ч}$ ; режим III - легкий.

Решение.

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot c \cdot n \cdot t_{\Sigma} = 60 \cdot 1 \cdot 40 \cdot 10000 = 2,4 \cdot 10^7 .$$

С учетом  $K_{HE} = 0,125$ ;  $K_{FE} = 0,038$  для легкого режима III получим

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma} = 0,125 \cdot 2,4 \cdot 10^7 = 3 \cdot 10^6 ;$$

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma} = 0,038 \cdot 2,4 \cdot 10^7 = 9,12 \cdot 10^5 ;$$

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{2 \cdot 10^7}{3 \cdot 10^6}} = 1,37 ; \quad 1,0 \leq K_{HL} \leq 2,6 ;$$

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{9,12 \cdot 10^5}} = 1,49 ; \quad 1,0 \leq K_{FL} \leq 2,4 .$$

Твердость по Бринеллю для стали 45 улучшенной HB = 220

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}^0}{S_H} \cdot K_{HL} = \frac{1,8 \cdot 220}{1,1} \cdot 1,37 = 574 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}^0}{S_F} \cdot K_{FL} = \frac{1,8 \cdot 220}{1,4} \cdot 1,49 = 421 \text{ МПа}.$$

#### 6.5. Контрольные вопросы

1. Из каких материалов выполняют зубчатые колеса?
2. Из каких материалов выполняют червячные колеса? Почему?
3. В чем заключается особенность определения допустимых контактных напряжений материалов, склонных к заеданию?
4. Какие виды термообработки зубчатых колес вы знаете?
5. Из каких материалов выполняют червяки червячных передач? Какие виды термо- и механической обработки применяют?

## Занятие 8. Расчет механической передачи зацеплением

### 8.1. Условные обозначения

$i$	- передаточное число;
$T_1, T_2$	– вращающие моменты на шестерне и на колесе, Н·мм;
$a$	- межосевое расстояние, мм;
$b$	- ширина колеса, мм;
$m, m_n$	– модуль зацепления (нормальный), мм;
$K_a$	- обобщенный коэффициент межосевого расстояния;
$K_{H\beta}$	- коэффициент неравномерности нагрузки по ширине колеса;
$\Psi_{sa}, \Psi_{sm}$	- коэффициенты ширины колеса по межосевому расстоянию и по модулю;
$K_H, K_F$	- коэффициенты нагрузки;
$F$	- окружное усилие, Н;
$Y_F$	- коэффициент формы зуба;
$Y_\beta$	- коэффициент, зависящий от угла наклона зубьев;
$K_{F\alpha}$	- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;
$Z$	- число зубьев;
$Z_v$	- число зубьев приведённого колеса.

### 7.2. Основные расчетные зависимости

Главными критериями работоспособности зубчатых передач являются контактная и изгибная выносливость материала зубьев. Метод расчета зависит от условий работы передачи. Если зубчатая передача работает в условиях обильной смазки (в закрытом корпусе), то проектировочный расчет производят на выносливость по контактным напряжениям, а проверяют на выносливость по напряжениям изгиба. В открытых передачах, как правило, износ и последующая поломка наступают раньше, чем усталостное выкрашивание, поэтому определение их основных геометрических размеров (проектировочный расчет) производят из расчета на выносливость по напряжениям изгиба, а проверяют по контактным напряжениям.

Червячные передачи независимо от условий работы рассчитывают по контактным напряжениям. В основу расчета на контактную прочность заложена формула Герца, полученная методами теории упругости для случая сжатия двух цилиндров вдоль образующих. Для стальных цилиндрических колес эта формула при проектном расчете имеет вид:

$$a = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H^0] u^2 \psi_{\text{вн}}}}. \quad (7.1)$$

Для прямозубых передач  $K_a = 49,5$ , для косозубых  $K_a = 43,0$ .

При проверочном расчете определяют действующие контактные напряжения и сравнивают их с допускаемыми.

Для прямозубых передач

$$\sigma_H = \frac{310}{a} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u + 1)^3}{b u^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (7.2)$$

Для косозубых передач

$$\sigma_H = \frac{270}{a} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u + 1)^3}{b u^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (7.3)$$

В расчетах на изгиб зуб рассматривают как балку, жестко закрепленную одним концом. Силу взаимодействия считают приложенной к вершине зуба по нормали к ее поверхности.

При этом для прямозубых колес

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b m} \leq [\sigma_F]; \quad (7.4)$$

$$m = \sqrt{\frac{2 T_1 \cdot K_F \cdot Y_F}{[\sigma_F] \cdot \psi_{\text{вн}} Z_1}}.$$

(7.5)

Для косозубых

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F]. \quad (7.6)$$

Здесь коэффициент формы зуба определяют не по действительному числу зубьев, а по эквивалентному

$$Z_g = \frac{Z}{\cos^3 \beta};$$

$$m_H = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot K_F \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot \cos \beta}{Z \cdot [\sigma_F] \cdot \psi_{\text{вн}}}}. \quad (7.7)$$

Значения  $T/Z$  можно брать по шестерне или по колесу. Рассчитывать следует то колесо, для которого отношение  $[\sigma_F]/Y_F$  меньше.

### 7.3. Задания

Произвести проверочный и проектировочный расчет механической передачи вращательного движения. Выполнить рабочий чертеж колеса в соответствии с правилами ЕСКД.

Материал колеса, число его оборотов, срок службы и режим работы взять из задания к занятию 7. Материал шестерни (или червяка) выбрать самостоятельно. Остальные данные взять из приведенной ниже таблицы 7.1. согласно заданному варианту.

Таблица 7.1.

Вариант	Передаточное число, <i>i</i>	Передаваемая мощность, кВт	Тип передачи
1	1,25	9	Закрытая косозубая
2	1,6	11	
3	2,0	15	
4	2,5	17	
5	3,15	13	
6	8	3	
7	16	5	Червячная
8	32	1,5	
9	1,12	16	Открытая прямозубая
10	1,4	18	
11	1,8	20	
12	2,24	22	
13	2,8	25	
14	3,55	27	
15	15,5	3	Червячная
16	8	8	
17	4,0	16	Закрытая косозубая
18	5,0	26	
19	6,3	28	
20	8,0	30	
21	4,5	32	
22	5,6	34	
23	9	2,5	Червячная
24	18	1,5	
25	8,5	5	

#### 7.4. Последовательность расчета закрытой зубчатой передачи

7.4.1. По методике, приведенной в указаниях к занятию 6, определить допускаемые напряжения на контактную прочность и изгиб для материала шестерни и колеса.



7.4.2. Принять в соответствии с рекомендациями, приведенными в [3], [4], коэффициент  $K_{H\beta}$  и коэффициент ширины венца  $\Psi_{\text{ва}}$ .

7.4.3. По формуле (7.1) определить межосевое расстояние и принять ближайшее из ряда по ГОСТ 2185-66. Принять нормальный модуль по ГОСТ 9563-60 [4, стр. 36].

7.4.4. Принять предварительно угол наклона зубьев  $\beta = 10 \div 16^\circ$  и определить число зубьев шестерни и колеса.

7.4.5. Определить делительные диаметры вершин зубьев, ширину колеса и шестерни.

7.4.6. Определить окружную скорость и уточнить коэффициент расчетной нагрузки  $K_H$ .

7.4.7. Проверить контактные напряжения по формулам (7.2) или (7.3). При этом расхождение расчетных и допускаемых напряжений не должно превышать 5 % при перегрузке и 15 % при недогрузке.

7.4.8. Определить силы, действующие в зацеплении.

7.4.9. Проверить зубья по напряжениям изгиба на выносливость по формуле (7.4) или (7.6).

#### 7.5. Последовательность расчета открытых цилиндрических передач

7.5.1. Определить допускаемые напряжения.

7.5.2. Задаться числом зубьев шестерни  $Z_1 \geq 17$  и определить число зубьев колеса  $Z_2$ .

7.5.3. Определить сравнительные характеристики  $[\sigma_F]/Y_F$ . Дальнейший расчет вести по тому колесу, для которого это отношение меньше.

7.5.4. Определить модуль зацепления по формуле (7.5) или (7.7) и принять ближайшее большее значение по ГОСТ 9563-60.

7.5.5. Определить геометрические размеры передачи.

7.5.6. Определить окружную скорость передачи и уточнить коэффициент нагрузки  $K_F$ .

7.5.7. Проверить расчетные напряжения изгиба и сравнить их с допускаемыми (формула (7.4) или (7.6)).

## Занятие 8. Оптимальный подбор подшипников качения по нагрузке при заданной долговечности

### 8.1. Условные обозначения

$P_{\text{Э}}$	- эквивалентная динамическая нагрузка, Н;
$L, L_h$	- долговечность подшипника, млн. оборотов и часы;
$m$	- показатель степени кривой усталости;
$c$	- динамическая грузоподъемность подшипника, Н;
$F_a, F_r$	- осевая и радиальная нагрузка на подшипник, Н;
$X, Y$	- коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;
$V$	- коэффициент вращения;
$K_B$	- коэффициент безопасности;
$K_T$	- температурный коэффициент;
$d$	- внутренний диаметр подшипника, мм.

### 8.2. Основные расчетные зависимости

Подбор подшипников качения производят по эквивалентной динамической нагрузке  $P_{\text{Э}}$  и заданной расчетной долговечности в млн. оборотов по формуле

$$C_{\text{расч.}} = P_{\text{Э}} \cdot \sqrt[m]{L}, \quad (8.1)$$

где  $m = 3$  для шарикоподшипников,  $m = 3,33$  для роликоподшипников.

Используя полученное расчетное значение динамической грузоподъемности  $C_{\text{расч.}}$ , по справочнику, стр. 204-250 [2] выбирают подшипник, исходя из условия  $C_{\text{расч.}} \leq C$ , где  $C$  – динамическая грузоподъемность подшипника по справочнику.

Следует отметить, что рекомендуемые значения расчетной долговечности подшипников определяются типом машины и режимом ее работы и выражаются обычно в часах. Долговечность в миллионах оборотов  $L$  связана с долговечностью в часах  $L_h$  соотношением

$$L = 6 \cdot 10^{-5} n L_h, \quad (8.2)$$

где  $n$  – частота вращения подшипника, об/мин.

Расчет эквивалентной динамической нагрузки в общем случае производится по формуле

$$P_{\text{Э}} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B K_T, \quad (8.3)$$

где  $V$  – коэффициент вращения: если вращается внутреннее кольцо, то

$V = 1,0$  если наружное –  $V = 1,2$ ;  $K_B$  - коэффициент безопасности, учитывающий характер (динамичность) нагрузки на подшипник;  $K_T$  – температурный коэффициент (при  $t < 125^\circ\text{C}$   $K_T = 1$ ).

Радиальные и осевые нагрузки на подшипник являются параметрами проектирования и могут специально задаваться или определяться из условия равновесия валов. Следует отметить, что соотношение между осевой и радиальной нагрузкой на подшипник определяет тип подбираемого подшипника. Для различных типов подшипников соотношения между допустимыми осевыми и радиальными нагрузками следующие:

$F_a \leq 0,7F_r$  – шарикоподшипники радиальные однорядные (тип 0000);

$F_a \leq 0,2F_r$  – шарикоподшипники радиальные двухрядные сферические (тип 1000);

$F_a \leq 0$  ( $Y = 0$ ) – роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами (тип 2000);

$F_a \leq 0,25F_r$  – роликоподшипники радиальные двухрядные сферические (тип 3000);

$F_a \leq 0,7F_r$  – шарикоподшипники радиально-упорные (тип 36000);

$F_a \leq 1,5F_r$  – шарикоподшипники радиально-упорные (тип 46000);

$F_a \leq 2,0F_r$  – шарикоподшипники радиально-упорные (тип 66000);

$F_a \leq 0,7F_r$  – роликоподшипники радиально-упорные конические (тип 7000);

$F_r = 0$  ( $X = 0$ ) – шарикоподшипники упорные (тип 8000).

Значения коэффициентов радиальной и осевой нагрузки  $X$  и  $Y$  определяются в основном исходя из выбранного типа подшипника и соотношения между силами  $F_a$  и  $F_r$  по справочным таблицам и рекомендациям [6].

Значение коэффициента безопасности для редукторов, энергетических и транспортных машин  $K_\delta = 1,3 \div 1,8$ , что соответствует умеренным толчкам и вибрации в процессе нагружения подшипника.

Одной из важнейших эксплуатационных характеристик подшипника качения является его быстроходность (предельная частота вращения вала  $n_{пред.}$ ), поэтому подобранный по динамической грузоподъемности подшипник должен иметь также достаточную быстроходность  $n \leq n_{пред.}$  Иногда требования динамической грузоподъемности и быстроходности невыполнимы для одного подшипника, так как с ростом динамической грузоподъемности уменьшается быстроходность подшипников. В этом случае воз-

можно применение сдвоенных (дуплексов) и строенных (триплексов) подшипников в подшипниковых узлах, при этом в первом приближении можно считать динамическую грузоподъемность таких подшипниковых узлов как удвоенную или утроенную динамическую грузоподъемность одного подшипника, а условие подбора подшипников  $C_{расч.} \leq zC$ , где  $z$  – число подшипников в узле.

Важнейшей функцией валов является передача ими вращающего момента, поэтому после подбора подшипника, ограничивающего диаметр вала своим внутренним диаметром  $d$ , необходимо оценить максимальный вращающий момент, передаваемый валом, опору которого мы проектируем по формуле  $T_{max} \approx 0,2d^3[\tau_{кр}]$ , где  $[\tau_{кр}] = 20$  МПа – пониженное допускаемое касательное напряжение кручения. Если по своему функциональному назначению вал должен передавать больший вращающий момент, подшипник следует подбирать конструктивно, исходя из крутильной прочности вала, накладывающей ограничение на внутренний диаметр подшипника с последующим проверочным расчетом на долговечность.

### 8.3. Задания

Подобрать подшипник для вала механизма, работающего при постоянном режиме и нагрузке с умеренными толчками. Параметры нагружения и требования к ресурсу взять из таблицы в соответствии с номером варианта.

Номер варианта	$F_r$ , Н	$F_a$ , Н	$n$ , об/мин	$L_h$ , ч
1	4000	2000	3000	10000
2	2000	250	8000	5000
3	5000	2000	2000	20000
4	2000	4000	3000	10000
5	1500	500	8000	5000
6	6000	5000	2000	20000
7	20000	0	1500	40000
8	500	100	8000	5000
9	3000	500	3000	10000
10	8000	1200	2000	20000
11	8000	0	3000	10000
12	700	300	8000	5000

13	15000	0	1500	40000
14	5000	1000	3000	10000
15	8000	2000	1000	20000
16	1000	300	8000	5000
17	10000	2000	1500	10000
18	0	12000	800	40000
19	1000	8000	1000	20000
20	1000	200	5000	5000
21	5000	2000	1500	10000
22	0	25000	200	40000
23	4000	1000	2000	20000
24	100	200	8000	5000
25	0	17000	500	10000

#### 8.4. Пример выполнения задания

Подобрать подшипник для вала зубчатой передачи, работающей при постоянном режиме и нагрузке с умеренными толчками:

$$F_r = 4 \text{ кН}; F_a = 0,8 \text{ кН}; n = 2000 \text{ об/мин}; L_h = 10000 \text{ ч.}$$

Решение.

1. Так как осевая нагрузка невелика, а частота вращения средняя, выбираем шарикоподшипник радиальный однорядный.

$$2. \text{ При } V = 1, e_{расч.} = F_a / (V F_r) = 800 / (1 \cdot 400) = 0,2.$$

Значение отношения  $F_a / C_0$  неизвестно, поэтому точное значение  $e$  для радиального шарикоподшипника из таблицы 9.18 [4] определить нельзя. Однако из таблицы видно, что значение  $e$  для выбранного типа подшипников находятся в пределах от 0,19 до 0,44, поэтому задачу решаем подбором подшипника, первоначально предполагая  $F_a / (V F_r) \leq e$ , при этом  $X = 1, Y = 0$ , т.е. осевую силу не учитываем.

3. Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 4000 + 0 \cdot 800) \cdot 1,3 \cdot 1 = 5,2 \text{ кН.}$$

4. Долговечность

$$L = 6 \cdot 10^{-5} \cdot n \cdot L_h = 6 \cdot 10^{-5} \cdot 2000 \cdot 10000 = 1200 \text{ млн. оборотов.}$$

5. Расчетная динамическая грузоподъемность

$$C_{расч.} = P^3 \sqrt{L} = 5200 \cdot \sqrt[3]{1200} = 54600 \text{ Н.}$$

6. По каталогу ([4], приложение 3) можно найти в любой из серий подшипник, удовлетворяющий условию  $C > C_{расч.}$ , однако в общем машиностроении чаще всего используются подшипники легкой и средней серии.

В легкой серии условию  $C > C_{расч}$  удовлетворяет подшипник 216:  
 $d = 80$  мм,  $C = 57000$  Н,  $C_0 = 45400$  Н,  $n_{пред} = 4000$  об/мин при пластичной смазке.

В средней серии этому условию удовлетворяет подшипник 311:  
 $d = 55$  мм,  $C = 56000$  Н,  $C_0 = 42600$  Н,  $n_{пред} = 5000$  об/мин при пластичной смазке.

7. Полагаем, что мы занизили значение  $Y$ , приняв  $Y = 0$ . Проверяем подшипник 311: отношение  $F_a/C_0 = 800/42600 = 0,0188$ , ему соответствует  $e = 0,203$  из таблицы 9.18 [4], таким образом, условие  $F_a/(VF_r) \leq e$  выполнено.

Проверяем подшипник 216: отношение  $F_a/C_0 = 800/45400 = 0,018$ , ему соответствует  $e = 0,199$ , таким образом,  $F_a/(VF_r) = 0,2 > e$ , что требует учета осевой силы при определении эквивалентной динамической нагрузки. При  $X = 0,56$  и  $e = 0,199$ ,  $Y = 2,19$ , отсюда

$$P = (0,56 \cdot 1 \cdot 4000 + 2,19 \cdot 800) \cdot 1,3 \cdot 1,0 = 5190 \text{ Н,}$$

что ниже нагрузки, определенной без учета осевых сил. Таким образом, и подшипник 216 подходит по условию долговечности.

Примечания.

1. Значения  $X$ ,  $Y$ ,  $e$  определяются из таблиц с использованием метода линейной интерполяции.

2. При уточненном расчете радиально-упорных шарикоподшипников следует учитывать осевую компоненту радиальной нагрузки  $F_{ar} = eF_r$  (для конических роликоподшипников  $F_{ar} = 0,83 \cdot F_r$ ).

#### 8.5. Контрольные вопросы

1. Назовите основные достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения.

2. Как классифицируются подшипники по типу воспринимаемой нагрузки?

3. Какие нагрузки может воспринимать шариковый радиальный подшипник?

4. Какие нагрузки может воспринимать радиальный роликовый подшипник с короткими цилиндрическими роликами?

## Рекомендуемая литература

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1./ В.И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 2006. – 920 с. : ил.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 2./ В.И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 2006. – 912 с. : ил.
3. Иванов, М. Н. Детали машин: Учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2008. – 408 с. : ил.
4. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин. – М. : Альянс, 2005. – 415 с. : ил.
5. Палей, М.А. Допуски и посадки: Справочник: В 2 ч. Ч. 1./ М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – СПб.: Политехника, 2001. – 576 с. : ил.
6. Тимофеев, С. И. Детали машин : учеб. пособие для вузов / С. И. Тимофеев. - Изд. 3-е, перераб. и доп. - Ростов-на-Дону : Феникс, 2013. - 572, [1] с. : ил.