

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна  
Должность: проректор по учебной работе  
Дата подписания: 26.12.2021 15:29:47  
Уникальный программный ключ:  
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет»  
(ЮЗГУ)  
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования



Проректор по учебной работе  
О.Г. Локтионова  
02 \_\_\_\_\_ 2018 г.

## РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания  
по курсовому проектированию и практическим занятиям  
по курсу «Детали машин и основы конструирования»  
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

МИНОБРНАУКИ РОССИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет»  
(ЮЗГУ)  
Кафедра машиностроительных технологий и оборудования

УТВЕРЖДАЮ  
Проректор по учебной работе  
\_\_\_\_\_ О.Г. Локтионова  
« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 201\_ г.

## **РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания  
по курсовому проектированию и практическим занятиям  
по курсу «Детали машин и основы конструирования»  
для студентов очной и заочной формы обучения

Курск 2018

УДК 621.8

Составитель: А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова

Рецензент

кандидат технических наук, доцент *В.В. Малыхин*

**РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ:** Методические указания по курсовому проектированию и практическим занятиям по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов очной и заочной формы обучения / Юго-Запад. гос. ун-т. Сост. А.А. Горохов, М.С. Разумов, О.С. Зубкова. - Курск, 2018 г. - 43 с.

Излагаются рекомендации по выбору материалов, определению допускаемых напряжений и порядок расчета цилиндрической и конической передач. Приведены примеры расчета закрытой цилиндрической и конической передач.

Методические указания соответствуют требованиям ФГОС-3 по направлению подготовки бакалавров направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Работа предназначена для студентов направлений 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов очной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.  
Усл. печ. л. 2,5. Уч. - изд. л.2,3. Тираж 30 экз. Заказ . Бесплатно.  
Юго-Западный государственный университет.  
305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

## Оглавление

1. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС .....	5
2. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ИХ РАСЧЕТЕ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ .....	6
3. ЗАКРЫТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА .....	8
4. ЗАКРЫТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ КОСОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА .....	13
5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ СООСНЫХ РЕДУКТОРОВ .....	16
6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ....	18
7. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ .....	20
8. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ .....	21
9. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ .....	21
10. ЗАКРЫТАЯ КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ	27
11. ЗАКРЫТАЯ КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С КРУГОВЫМИ НОРМАЛЬНО ПОНИЖАЮЩИМИСЯ ЗУБЬЯМИ .....	30
12. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ .	33
13. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ .....	34
14. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ЭВМ .....	40
14.1 Расчет цилиндрической открытой передачи .....	40
14.2. Расчет конической передачи. ....	42
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	44

# 1. МАТЕРИАЛЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Основным материалом для изготовления зубчатых колес силовых передач служит термически обработанная сталь.

В табл.1.1 приведены механические характеристики некоторых марок сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес.

В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев после термообработки зубчатые колеса можно условно разделить на две группы:

- а) с твердостью  $\leq 350\text{HB}$  – нормализованные, улучшенные;
- б) с твердостью  $> 350\text{HB}$  – закаленные, цементированные, цианированные, азотированные.

Механические свойства материалов шестерни и колеса должны быть взаимно увязаны. Зубья шестерни испытывают за одинаковое время большее число нагружений, чем зубья колеса, поэтому материал шестерни должен иметь более высокий предел выносливости, чем материал колеса. Для зубчатых колес с прямыми зубьями (при твердости  $\leq 350\text{HB}$ ) среднюю твердость рабочей поверхности зубьев шестерни  $\text{HB}_{1\text{cp}}$  для ускорения прирабатываемости и выравнивания долговечности обоих колес рекомендуют назначать больше твердости зубьев колеса не менее, чем на  $(10...15)\text{HB}$ :

$$\text{HB}_{1\text{cp}} \geq \text{HB}_{2\text{cp}} + (10...15)\text{HB}.$$

Для зубчатых колес с непрямыми зубьями твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни желательно возможно большая:

$$\text{HB}_{1\text{cp}} - \text{HB}_{2\text{cp}} \geq 100\text{HB}.$$

Для не прирабатывающихся зубчатых передач с твердыми (твердость  $> 350\text{HB}$ ) поверхностями зубьев обоих зубчатых колес обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется.

При поверхностной термической обработке зубьев механические характеристики сердцевины зуба определяются предшествующей термической обработкой.

Таблица 1.1 Марки сталей для зубчатых колес, виды их термообработки и механические характеристики

Марка стали, ГОСТ	Термо-обработка	Твердость		Предел		Базовый предел выносливости		Базов. число циклов	№
				прочн.	текуч.				
		HB	HRC <sub>Э</sub>	$\sigma_B$ МПа	$\sigma_T$ МПа	$\sigma_H \text{ lim } b$ МПа	$\sigma_F \text{ lim } b$ МПа	$N_{HO}$	
45 1050-88	Норм.	170-217	-	600	340	450	350	$10^7$	1
	Улуч.	192-240	-	750	450	500	390	$10^7$	2
	Закалка ТВЧ.	-	40-50	800	450	960	550	$6 \cdot 10^7$	3

Продолжение таблицы 1.1

40Х 4543-71	Улуч. Закалка ТВЧ.	230-260 -	- 40-50	850 900	550 750	560 960	440 600	$12 \cdot 10^6$ $6 \cdot 10^7$	4 5
40ХН 4543-71	Улуч. Закалка ТВЧ.	230-300 -	- 48-50	850 900	600 700	600 1000	480 650	$15 \cdot 10^6$ $8 \cdot 10^7$	6 7
40ХНМА 4543-71	Улуч. Закалка ТВЧ.	300-320 -	- 48-54	1000 1000	800 800	690 1000	560 690	$26 \cdot 10^6$ $8 \cdot 10^7$	8 9
20Х 4543-71	Цемен- тация	-	56-63	650	400	1350	500	$12 \cdot 10^7$	10
25ХГТ 4543-71	Цемен- тация	-	58-63	1150	950	1380	750	$12 \cdot 10^7$	11
35Л 977-88	Норм.	140-180	-	550	320	390	290	$10^7$	12
55Л 877-88	Норм.	170-217	-	600	350	450	350	$10^7$	13

## 2. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ИХ РАСЧЕТЕ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Большинство зубчатых передач относится к длительно работающим, у которых число циклов перемены напряжений  $N$  больше базового числа циклов  $N_0$ . Расчетное число циклов перемены напряжений:

$$N = 60 ntc,$$

где  $n$  – частота вращения колеса, для которого определяют допускаемые напряжения, мин<sup>-1</sup>;

$t$  – число часов работы передачи за расчетный срок службы;

$c$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса (оно равно числу зубьев, находящихся в зацеплении с рассчитываемым).

У кратковременно работающих передач  $N < N_0$ .

Приближенные значения базовых чисел циклов перемены контактных напряжений для различных сталей  $N_{но}$  приведены в таблице 1.1. При определении допускаемых напряжений изгиба базовое число циклов рекомендуется принимать  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$  для всех сталей.

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H \lim_b}{S_H} K_{HL},$$

где  $\sigma_H \lim_b$  – базовый предел контактной выносливости поверхностей зубьев (табл. 1.1);

$S_H$  – коэффициент безопасности – рекомендуется  $S_H=1,1$  при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев (однородная структура по объему);  $S_H = 1,2$  при поверхностной закалке, цементации азотировании (неоднородная структура по объему);

$K_{HL}$  – коэффициент долговечности. Для длительно работающих передач  $K_{HL} = 1$ ; для кратковременно работающих передач

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_H}}.$$

Если окажется, что  $K_{HL} > 2,4$ , следует принять  $K_{HL} = 2,4$ .

При небольшой разности твердости зубьев шестерни и колеса (прямозубые передачи) за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых напряжений, определенных по материалу шестерни  $[\sigma_H]_1$  и колеса  $[\sigma_H]_2$ . Для передач с непрямыми зубьями, если твердость зубьев шестерни значительно выше твердости зубьев колеса (на 100 и более единиц по шкале Бринеля), то в качестве расчетного принимают среднее из  $[\sigma_H]_1$  и  $[\sigma_H]_2$ , но не более  $1,25[\sigma_H]_2$ , для цилиндрических и  $1,15[\sigma_H]_2$  – для конических передач:

$$[\delta_H] = \frac{[\delta_{H1}] + [\delta_{H2}]}{2} \leq \begin{cases} 1,25 [\sigma_H]_2 & \text{– цилиндрические} \\ 1,15 [\sigma_H]_2 & \text{– конические.} \end{cases}$$

Допускаемые напряжения изгиба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F \lim_b}{S_F} K_{FC} K_{FL},$$

где  $\sigma_F \lim_b$  – базовый предел выносливости по излому от напряжений изгиба (таблица I.I);

$S_F$  – коэффициент безопасности; рекомендуют  $S_F = 1,7 \dots 2,2$  – верхние значения для литых заготовок;

$K_{FC}$  – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки (например, реверсивные передачи);

$K_{FC} = 1$  – односторонняя нагрузка;  $K_{FC} = 0,8 \dots 0,7$  – двусторонняя нагрузка (больше значения при твердости  $> 350$  HB);

$K_{FL}$  – коэффициент долговечности.

При  $HB \leq 350$   $K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}} \leq 2$ ; при  $HB > 350$  –  $K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}} \leq 1,6$

Для длительно работающих передач  $K_{FL} = 1$ .

При переменном режиме нагрузки расчет коэффициентов долговечности выполняют по эквивалентным числам циклов  $N_{HE}$  и  $N_{FE}$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}, \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad \text{или} \quad K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}.$$

При расчете на контактную выносливость

$$N_{HE} = 60 \text{ с} \sum \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^3 n_i t_i.$$

При расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$N_{FE} = 60 \text{ c} \sum \left( \frac{T_i}{T_1} \right)^m n_i t_i,$$

где  $m = 6$  – для нормализованных и улучшенных сталей ;

$m = 9$  – для сталей с твердостью  $> 350 \text{ НВ}$ ;

$T_1$  – максимальный крутящий момент, по которому рассчитывается передача;

$i$  – число режимов нагрузки;

$T_i, n_i, t_i$  – соответственно крутящий момент, частота вращения, время работы в часах для  $i$ -го режима нагрузки.

При определении  $N_{HE}$  и  $N_{FE}$  кратковременные нагрузки (например, пусковые или случайные) не учитывают. Принято не учитывать также перегрузки, при которых число циклов перемены напряжений за полный срок службы меньше  $5 \cdot 10^4$ .

### 3. ЗАКРЫТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

Смещение исходного контура отсутствует. Исходные данные:

$P_1$  - номинальная передаваемая мощность на валу шестерни, кВт;

$n_1$  - частота вращения шестерни, мин<sup>-1</sup>;

$u$  - передаточное число рассчитываемой пары.

3.1. Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса  $[\sigma_H]$  МПа,  $[\sigma_F]$  МПа (см. разделы 1 и 2).

3.2. Выбираем коэффициент ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния  $\Psi_{ba}$  по табл. 3.1. Определяем коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра

$$\Psi_{bd} = 0,5 \Psi_{ba} (U \pm 1).$$

Знак "+" для наружного, а "-" для внутреннего зацепления.

3.3. Определяем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете на контактную выносливость  $K_{H\beta}$  по рис. 3.1 в зависимости от коэффициента  $\Psi_{ba}$ , твердости шестерни  $H_1$  и колеса  $H_2$ . Цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах. Консольному расположению зубчатого колеса и валу на шарикоподшипниках соответствует кривая 1, валу на роликоподшипниках – кривая 2.

Если значение  $\Psi_{bd}$  лежит вне пределов графика, следует уменьшить  $\Psi_{bd}$ , приняв меньшее значение  $\Psi_{ba}$ .

Таблица 3.1

Рекомендуемые значения коэффициента  $\Psi_{ba}$ .

Положение зубчатых колес относительно опор		
Симметричное	Несимметричное	Консольные (одного или обоих колес)
0,315...0,5	0,25...0,4	0,2...0,25



**Примечание.** Меньшие значения  $\Psi_{ba}$  для передач с повышенной твердостью поверхности зубьев  $HRC > 45$ . Для каждой последующей ступени передачи редуктора  $\Psi_{ba}$  увеличивают на 20...30%. Для подвижных зубчатых колес коробок передач  $\Psi_{ba} = 0,1...0,2$ .

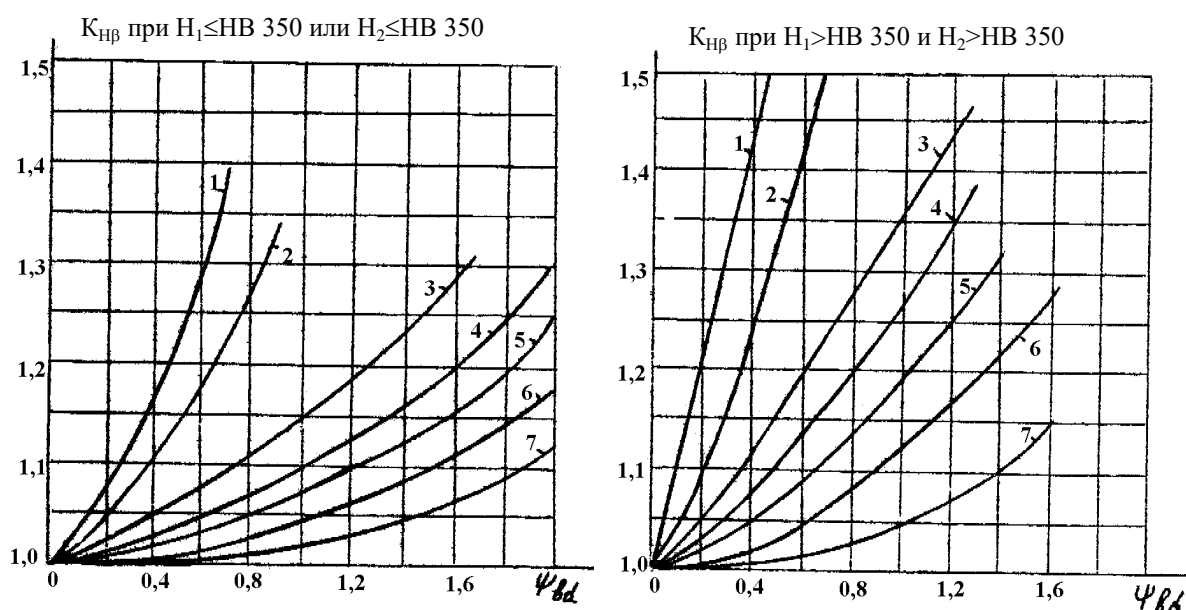
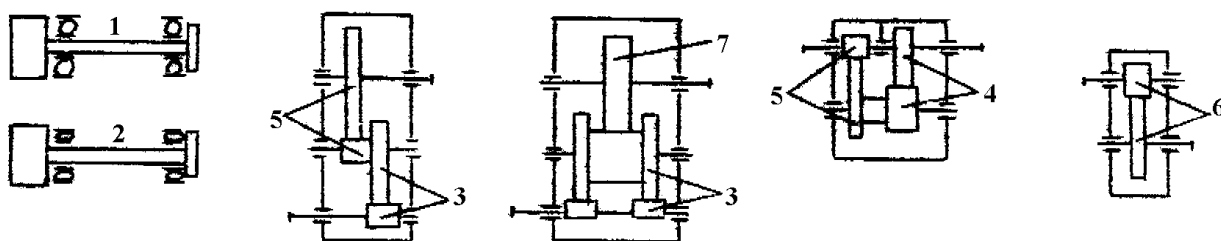


Рис. 3.1. График для определения коэффициента  $K_{H\beta}$

Таблица 3.2

Ряд модулей в наиболее употребительном диапазоне  
(следует предпочитать 1-й ряд)

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

3.4. Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости зубьев

$$a = K_a (U \pm 1) \sqrt[3]{\frac{P_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}}{n_1 U \Psi_{ba} a} \left( \frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2} \text{ мм.}$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления. Для стальных колес

$$K_a = 50 \text{ МПа}^{1/3}$$

$K_{H\text{V}}$  – коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость. Предварительно принимаем  $K_{H\text{V}} = 1,1$ .

3.5. Определяем ширину колеса мм

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a.$$

Значение “b” округляем до целого числа. Ширину шестерни рекомендуется принимать на 2...5 мм больше ширины колеса для компенсации неточностей установки в осевом направлении.

3.6. Определяем модуль мм:  $m = (0,01...0,02) \cdot a$ .

Величина модуля округляется до стандартного значения из ряда чисел по табл.

3.2. Для силовых передач рекомендуется принимать  $m \geq 1,5$  мм.

3.7. Находим число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2a}{m(u \pm 1)}.$$

Округляем до целого числа. Знак “-” для внутреннего зацепления. Минимально допустимое число зубьев при нарезании инструментом реечного типа

$$Z_{\text{min}} = 17.$$

3.8. Определяем число зубьев колеса  $Z_2 = Z_1 \cdot U$ . Округляем до целого числа.

3.9. Уточняем передаточное число передачи  $Z_2 / Z_1 = U$ .

3.10. Находим делительные диаметры колес (вычисления производим с точностью до сотых долей диаметра)

$$d_1 = mZ_1 ; d_2 = mZ_2.$$

3.11. Уточняем межосевое расстояние передачи

$$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2}, \text{ мм.}$$

Знак “-” для внутреннего зацепления. Значение a вычисляем с точностью до сотых долей миллиметра.

3.12. Находим окружную скорость

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/с.}$$

3.13. Выбираем степень точности передачи (табл. 3.3).

3.14. Определяем окружную силу в зацеплении (Н)

$$F_t = \frac{1000P_1}{V}.$$

3.15. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость  $K_{H\text{V}}$ . (см. раздел 6.1).

3.16. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{(U \pm 1)}{U}} \leq [\sigma_H] \text{ МПа.}$$

Знак “-” для внутреннего зацепления.

Таблица 3.3

Ориентировочные рекомендации по выбору степени точности передачи

Степень точности не ниже	Окружная скорость, м/с не более		Примечание
	Прямо-зубая	Косо-зубая	
6 (высокоточные)	15	25	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т.п.
7 (точные)	10	17	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях.
8 (ср. Точности)	6	10	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности.
9 (пониженной точности)	2	3,5	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Таблица 3.4

Коэффициент  $Y_F$  формы зуба зубчатых колес внешнего зацепления

Число зубьев $Z$ или $Z_V$											
17	20	25	30	40	50	60	80	100	150	200	
4,25	4,07	3,90	3,79	3,70	3,65	3,62	3,61	3,60	3,60	3,60	3,63

Здесь  $Z_H = 1,77$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 175 \text{ МПа}^{1/2}$  (для стальных зубчатых колес) – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\epsilon = 1$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$\omega_{Ht}$  - удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} K_{H\alpha} \text{ Н/мм.}$$

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить межосевое расстояние.

3.17. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжению изгиба  $K_{F\beta}$  по рис. 3.2. Цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах рис. 3.1 (см. п. 3.3).

3.18. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжению изгиба  $K_{FV}$  – см. Раздел 6.2.

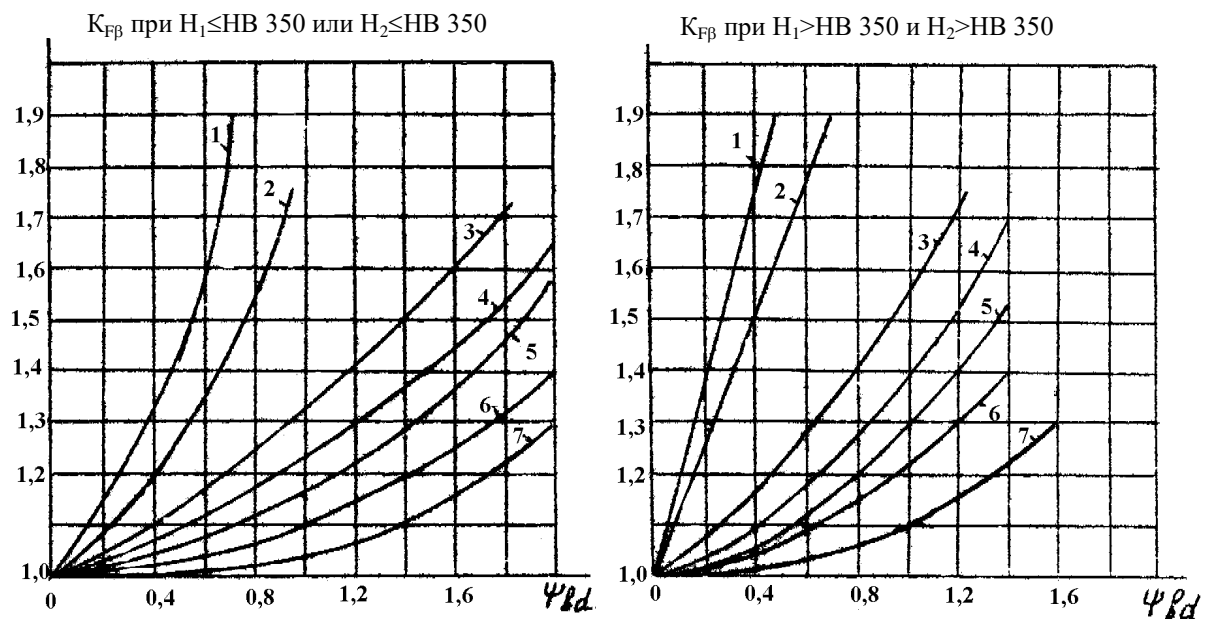
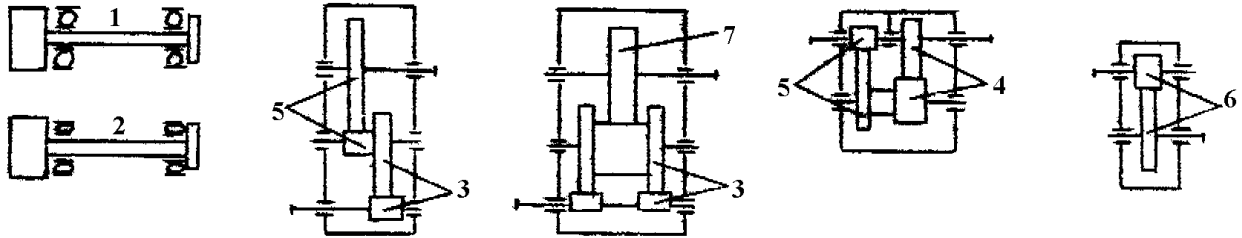


Рис. 3.2. График для определения коэффициента  $K_{F\beta}$

3.19. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжению изгиба (МПа)

$$\sigma_F = \frac{Y_F \omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F],$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба, для колес внешнего зацепления; определяется по табл. 3.4.

Для колес с внутренними зубьями

$$Y_F = \frac{4Z}{Z + 20}.$$

Для шестерни и колеса определяем значения  $[\sigma_F]_1/Y_{F1}$ , и  $[\sigma_F]_2/Y_{F2}$ . В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величины  $Y_F$  и  $[\sigma_F]$  того зубчатого колеса пары, для которого меньше  $[\sigma_F]/Y_F$ ;

$\omega_{Ft}$  – удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV}}{B} \frac{H}{mm}.$$

Может оказаться, что  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma_F]$  и это не является противоречивым или недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб.

Если же расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно принять более прочный материал, или увеличить модуль.

3.20. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках. (см. раздел 7).

#### 4. ЗАКРЫТАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ КОСОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

Смещение исходного контура отсутствует. Исходные данные:

$P_1$  – номинальная передаваемая мощность на валу шестерни, кВт;

$n_1$  – частота вращения шестерни, мин<sup>-1</sup>;

$U$  – передаточное число рассчитываемой пары.

4.1. Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса  $[\sigma_H]$  МПа,  $[\sigma_F]$  МПа (см. разделы 1 и 2).

4.2. Выбираем коэффициент ширины зубчатого колеса относительного межосевого расстояния  $\Psi_{ba}$  по табл. 3.1. Определяем коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра

$$\Psi_{bd} = 0,5\Psi_{ba} (U \pm 1).$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления.

4.3. Определяем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете на контактную выносливость  $K_{H\beta}$  по рис. 3.1 (см. раздел 3.3.).

4.4. Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости зубьев (мм)

$$a = K_a (U \pm 1)^3 \sqrt{\frac{P_1 K_{H\beta} K_{HV}}{n_1 U \Psi_{ba}} \left( \frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2}.$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления. Для стальных колес  $K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$ ;

$K_{HV}$  – коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость. Предварительно принимаем  $K_{HV} = 1,1$ .

4.5. Определяем ширину колеса (мм)

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a.$$

Значение “ $b_2$ ” округляем до целого числа. Ширину шестерни рекомендуется принимать на 2...5 мм больше ширины колеса.

4.6. Определяем нормальный модуль  $m_n$  (мм)

$$m_n = (0,01...0,02) \text{ а.}$$

Величина модуля округляется до стандартного значения по табл. 3.2.

Для силовых передач рекомендуется принимать  $m_n \geq 1,5$  мм.

4.7. Определяем угол наклона зуба  $\beta$  (с точностью до секунд)

$$\beta = \arcsin \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{b},$$

(значение синуса вычисляем с точностью до пяти знаков после запятой). Здесь  $\varepsilon_\beta$  - коэффициент осевого перекрытия, принимается равным целому числу (1;2....). Во избежание больших осевых сил в зацеплении рекомендуется принимать  $\beta = 8^0 \dots 20^0$ . Для шевронных колес допускают  $\beta$  до  $30^0$  и даже до  $40^0$ .

4.8. Находим число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2a \cos \beta}{m_n (U \pm 1)}.$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления. Округляем до целого числа. Должно быть  $Z_1 \geq Z_{\min}$

$$Z_{\min} \approx 17 \cos^3 \beta.$$

4.9. Определяем число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 U.$$

Округляем до целого числа.

4.10. Уточняем передаточное число

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

4.11. Находим делительные диаметры (вычисления производим с точностью до сотых долей миллиметра)

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta}.$$

4.12. Уточняем межосевое расстояние (мм)

$$a = \frac{d_1 \pm d_2}{2}.$$

Знак “-” для внутреннего зацепления. Значение “а” вычисляем с точностью до сотых долей миллиметра.

4.13. Находим окружную скорость (м/с)

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}.$$

4.14. Выбираем степень точности передачи (табл. 3.3)

4.15. Определяем окружную силу в зацеплении (Н)

$$F_t = \frac{1000 P_1}{V}.$$

4.16. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость  $K_{H\beta}$ . – (см. раздел 6.1).

4.17. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость (МПа)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{(U \pm 1)}{U}} \leq [\sigma_H].$$

Знак “-” для внутреннего зацепления.

Здесь  $Z_H = 1,77 \cos\beta$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  (для стальных зубчатых колес) – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}};$$

$\varepsilon_\alpha$  - торцовый коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos\beta.$$

Знак “-” для внутреннего зацепления.

Рекомендуется выполнить условие  $\varepsilon_\alpha \geq 1$ .

$\omega_{Ht}$  – удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость (Н/мм)

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} K_{H\nu}.$$

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить межосевое расстояние.

4.18. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба  $K_{F\beta}$  по рис. 3.2. Цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах рис. 3.1 (см. п. 3.3).

4.19. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба  $K_{F\nu}$  – (см. раздел 6.2).

4.20. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба (МПа)

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_F],$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба, для колес внешнего зацепления определяется по табл. 3.4 по  $Z_v$

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3\beta}.$$

Для колес с внутренними зубьями

$$Y_F = \frac{4Z_v}{Z_v + 20}.$$

Для шестерни и колеса определяем значения  $[\sigma_F]_1/Y_{F1}$ , и  $[\sigma_F]_2/Y_{F2}$ . В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величины  $Y_F$  и  $[\sigma_F]$  того зубчатого колеса пары, для которого меньше  $[\sigma_F]/Y_F$ ;

$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$  - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

$Y_\beta$  - коэффициент, учитывающий наклон зубьев;  $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$ .

При  $\beta > 42^\circ$   $Y_\beta = 0,7$ ;

$\omega_{Ft}$  – удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба (Н/мм)

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV}}{b}.$$

Может оказаться, что  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma_F]$  и это не является противоречивым или недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью, а не прочностью на изгиб.

Если же расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно принять более прочный материал, или увеличить модуль.

4.21. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках.– (см. раздел 7).

## 5. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ СООСНЫХ РЕДУКТОРОВ

В соосных редукторах ведущий и ведомый валы располагаются на одной оси, т.е. быстроходная и тихоходная пара имеют одинаковое межосевое расстояние “а”, определяемое из расчета тихоходной пары, как более нагруженной. Быстроходная пара бывает обычно недогружена.

Вследствие этого расчет зубчатых передач соосных редукторов ведется следующим образом:

а) Вначале для тихоходной передачи выполняется проектный расчет; по заданным нагрузкам и известным допускаемым напряжениям определяются размеры передачи;

б) Затем принимают межосевое расстояние “а” для быстроходной передачи равным межосевому расстоянию тихоходной ступени и, зная передаточное число “и”, определяют габариты быстроходной ступени.

Выполняют для быстроходной передачи проверочный расчет, при известных габаритах и передаваемых нагрузках определяют напряжения в зубьях и сравниваются с допускаемыми.

При расчете быстроходной передачи коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния  $\Psi_{ba}$  рекомендуется принимать на 20...30% ниже, чем у тихоходной пары, но не менее 0,2.

При определении геометрических параметров быстроходной пары следует учитывать следующие рекомендации.

5.1. Определяем коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния быстроходной ступени



$$\Psi_{ba} = \frac{K_a^3 \cdot (U \pm 1)^3 P_1 K_{H\beta}}{a^3 n_1 U} \left( \frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2 \geq 0,2 ,$$

где  $K_a = 50 \text{ МПа}^{1/3}$  – для прямозубой передачи;

$K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$  – для косозубой передачи;

$u$  - передаточное число быстроходной ступени;

$P_1$  - номинальная передаваемая мощность на валу шестерни быстроходной ступени;

$K_{H\beta}$  коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость для быстроходной ступени, который предварительно принимаем равным  $K_{H\beta}$  тихоходной ступени, при проверочном расчете;

В дальнейшем при проверочном расчете значения  $K_{H\beta}$  уточняется .

$n_1$  – частота вращения шестерни быстроходной ступени,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$[\sigma_H]$  - допускаемое напряжение колес быстроходной ступени (см. разделы 1 и 2).

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления.

Находим коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра

$$\Psi_{bd} = 0,5 \Psi_{ba} (U \pm 1).$$

5.2. Если обе ступени редуктора прямозубые, то для быстроходной ступени принимаем модуль  $m$  равный модулю тихоходной ступени.

Число зубьев шестерни быстроходной ступени.

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U \pm 1}.$$

Округляем до целого числа  $Z_1$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления.

Здесь  $Z_\Sigma$  - суммарное число зубьев колес тихоходной ступени.

$$Z_\Sigma = Z_{2T} \pm Z_{1T}$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления тихоходной ступени.

$u$  - передаточное число быстроходной ступени. Необходимо, чтобы

$$Z_1 \geq Z_{\min} ; Z_{\min} = 17.$$

Число зубьев колеса быстроходной ступени:

$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$  – для колеса с внешними зубьями;

$Z_2 = Z_\Sigma + Z_1$  – для колеса с внутренними зубьями.

Определение остальных параметров быстроходной ступени. (см. раздел 3).

5.3. Если быстроходная ступень косозубая, то для нее принимаем нормальный модуль  $m_n$  равный модулю (нормальному модулю) тихоходной ступени.

Определяем ширину колеса быстроходной ступени (мм)

$$b = \Psi_{ba} \cdot a.$$

Значение “ $b$ ” округляем до целого числа (ширину шестерни рекомендуется принимать на 2...5 мм ширины колеса)

Определяем минимальный угол наклона зубьев колес быстроходной ступени

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{\pi m_n}{b}.$$

При  $\beta_{\min} < 8^\circ$  принимаем  $\beta_{\min} = 8^\circ$

Суммарное число зубьев колес быстроходной ступени

$$Z_\Sigma = Z_2 \pm Z_1 = \frac{2a}{m_n} \cos \beta_{\min}.$$

Знак “+” для наружного зацепления, а “-” для внутреннего зацепления.

Полученное значение  $Z_\Sigma$  округляем в меньшую сторону до целого числа  $Z_\Sigma$  и определяем действительное значение угла (с точностью до секунд)

$$\beta = \arccos \frac{Z_2 m_n}{2a}.$$

Значение косинуса вычисляем с точностью до пяти знаков после запятой.

Определяем число зубьев шестерни быстроходной ступени

$$Z_1 = \frac{Z_\Sigma}{U \pm 1} \geq Z_{\min}.$$

Округляем до целого числа

$$Z_{\min} = 17 \cos^3 \beta.$$

Число зубьев колеса

$Z_2 = Z_\Sigma - Z_1$  – для колеса с внешними зубьями;

$Z_2 = Z_\Sigma + Z_1$  – для колеса с внутренними зубьями.

Уточняем

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

Определение остальных параметров быстроходной ступени см. Раздел 4.

5.4. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий в быстроходной косозубой передаче следует определять по формуле

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha K_\varepsilon}},$$

где  $K_\varepsilon = 0,95$  – коэффициент, учитывающий периодическое изменение длины контактных линий;

$\varepsilon_\alpha$  - коэффициент торцового перекрытия – см. пункт 4.17.

Определение остальных параметров передачи. – (см. раздел 4).

## 6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

6.1. При расчете на контактную выносливость

$$K_{\text{HВ}} = 1 + \frac{\omega_{\text{HВ}}}{\omega_{\text{HР}}},$$

где  $\omega_{\text{HВ}}$  – удельная окружная динамическая сила, (Н/мм)

$$\omega_{\text{HВ}} = 9,8q_0 \delta_{\text{H}} V \sqrt{\frac{a}{U}}.$$

Здесь  $q_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении шестерни и колеса (см. табл. 6.1).

$\delta_H$  - коэффициент, учитывающий проявление погрешностей зацепления на динамическую нагрузку (см. табл. 6.2).

$V$  – окружная скорость, м/с;

$a$  – межосевое расстояние, мм;

$U$  – передаточное число рассчитываемой передачи.

Если значение  $\omega_{HV}$  превышает величину  $\omega_{t \max}$  (табл. 6.3), то принимают  $\omega_{HV} = \omega_{t \max}$ ;

$\omega_{HtP}$  – удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации, н/мм;

$$\omega_{HtP} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta},$$

где  $F_t$  – окружная сила в зацеплении, н;

$b$  – ширина колеса, мм;

$K_{H\beta}$  - коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость.

6.2. При расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV}}{\omega_{FtP}},$$

где  $\omega_{FV}$  – удельная окружная динамическая сила, (Н/мм)

$$\omega_{FV} = 9,8q_0\delta_F V \sqrt{\frac{a}{U}}.$$

Здесь  $\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей зацепления на динамическую нагрузку (см. табл. 6.4).

Остальные величины см. п. 6.1.

Таблица 6.1

Значение коэффициента  $q_0$

Модуль $m$ мм	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
До 3,55	3,8	4,7	5,6	7,3
Св. 3,55 до 10	4,2	5,3	6,1	8,2
Св. 10	4,8	6,4	7,3	10

Таблица 6.2

Значение коэффициента  $\delta_H$  при расчете контактной прочности

Твердость поверхности зубьев	Вид зубьев	$\delta_H$
$\leq 350$ НВ хотя бы для одного из зубчатых колес пары	Прямые без модификации	0,006
	Прямые с модификацией	0,004
	Косые	0,002
$> 350$ НВ	Прямые без модификации	0,014
	Прямые с модификацией	0,010
	Косые	0,004

Таблица 6.3

Значения  $\omega_{t \max}$ 

Степень точности по номерам плавности	6	7	8	9
$\omega_{t \max}$ Н/мм	181	324	515	809

Таблица 6.4

Значение коэффициента  $\delta_F$  при расчете изгибной прочности

Вид передачи	$\delta_F$
Косозубые, шевронные	0,006
Прямозубые с модификацией	0,011
Прямозубые без модификации	0,016

Если значения  $\omega_{FV}$  превышает величину  $\omega_{t \max}$  (табл. 6.3), то принимают  $\omega_{FV} = \omega_{t \max}$ ;

$\omega_{FtP}$  – удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации, Н/мм,

$$\omega_{FtP} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta}.$$

Здесь  $K_{F\beta}$  - коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба.

Остальные величины см. п. 6.1.

## 7. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПЕРЕГРУЗКАХ

Этот расчет производится с целью предотвращения пластической деформации или излома зубьев при кратковременных перегрузках передачи. Зубья проверяются по изгибным  $\sigma_{Fmax}$  и по контактным  $\sigma_{Hmax}$  напряжениям

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{P_{qb}}{P} \left( \frac{T_{max}}{T_{ном}} \right) \leq [\sigma_F]_{max} \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{P_{qb}}{P} \left( \frac{T_{max}}{T_{ном}} \right)} \leq [\sigma_H]_{max} \text{ МПа},$$

где  $P$  – потребная мощность двигателя, кВт;

$\sigma_F, \sigma_H$  – напряжения, найденные ранее при расчете зубьев передачи на выносливость (по потребной мощности двигателя), МПа;

$P_{qb}$  – номинальная мощность выбранного двигателя, кВт;

$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$  - кратность максимального момента выбранного двигателя (по каталогам на электродвигатели);

$[\sigma_F]_{max}, [\sigma_H]_{max}$  – допускаемые напряжения при перегрузках, МПа;

$[\sigma_F]_{max} = 0,8\sigma_T$  при твердости  $\leq 350$  НВ;

$[\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_B$  при твердости  $> 350$  НВ;  
 $[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T$  при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев.  
 $[\sigma_H]_{\max} = 40$  HRC<sub>3</sub> при цементации зубьев и закалке ТВЧ.  
 Здесь  $\sigma_T$  – предел текучести материала;  
 $\sigma_B$  – предел прочности материала, см. табл. 1.1.

## 8. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Открытые передачи выполняют только прямозубыми и применяют при окружной скорости до 2 м/с. Степень точности их изготовления обычно девятая.

Особенности расчета в сравнении с закрытыми передачами:

8.1. При определении допускаемых напряжений (раздел 2) принимают коэффициент долговечности

$$K_{HL} = K_{FL} = 1.$$

8.2. При любой твердости рабочих поверхностей зубьев открытые передачи считаются прирабатывающимися. Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.$$

8.3. Перед определением модуля задаются числом зубьев шестерни  $Z_1$ . Обычно принимают

$$Z_1 = 17 \dots 22.$$

8.4. Для цилиндрической передачи модуль определяют по формуле (мм)

$$m = \frac{2a}{Z_1(U \pm 1)},$$

где  $a$  – межосевое расстояние, найденное из условия контактной выносливости зубьев, см. п. 3.4;

$U$  – передаточное число открытой пары.

Знак “-” для внутреннего зацепления.

Величина модуля округляется до стандартного значения по табл. 3.2.

## 9. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Спроектировать закрытую цилиндрическую прямозубую передачу при следующих исходных данных:

$P_1 = 11,79$  кВт – номинальная передаваемая мощность на валу шестерни;

$n_1 = 327,3$  мин<sup>-1</sup> – частота вращения шестерни;

$U = 3,64$  – передаточное число рассчитываемой пары;

$T = 10$  лет – ресурс работы передачи;

$K_{сут} = 0,8$  – коэффициент суточной нагрузки передачи;

$K_{год} = 0,9$  – коэффициент годовой нагрузки передачи;

нагрузка передачи постоянная, с малыми толчками; передача неревверсивная; пусковая перегрузка не превышает 2,5 раза от номинальной нагрузки.

9.1. Выбираем материал зубчатых колес, термообработку; определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса.

Желательно получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость передачи; выбираем для изготовления колес сравнительно недорогие стали: для шестерни сталь – 40Х; для колеса – сталь 45. По таблице 1.1 назначаем термообработку:

для шестерни – улучшение 230 – 260 НВ,  $\sigma_B = 850$  МПа,

$$\sigma_T = 550 \text{ МПа}, \quad \sigma_{H \text{ lim } b} = 560 \text{ МПа}, \quad \sigma_{F \text{ lim } b} = 440 \text{ МПа},$$

$$N_{HO} = 12 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Для колеса – нормализация 170 – 217 НВ,  $\sigma_B = 600$  МПа,

$$\sigma_T = 340 \text{ МПа}, \quad \sigma_{H \text{ lim } b} = 450 \text{ МПа}, \quad \sigma_{F \text{ lim } b} = 350 \text{ МПа},$$

$$N_{HO} = 10^7 \text{ циклов.}$$

При таком выборе материалов и термообработки будет обеспечена приработка зубьев (см. раздел 1).

Допускаемые контактные напряжения. По табл. 1.1 определяем базовый предел контактной выносливости зубьев  $\sigma_{H \text{ lim } b}$ : для шестерни  $\sigma_{H \text{ lim } b1} = 560$  МПа, для колеса  $\sigma_{H \text{ lim } b2} = 450$  МПа. По рекомендациям (раздел 2) коэффициент безопасности  $S_H = 1,1$  для шестерни и для колеса.

Определяем расчетное число циклов перемены напряжений (см. раздел 2) для колеса:

$$N = 60 \text{ ntc},$$

где  $n = n_2 = \frac{n_1}{U} = \frac{327,3}{3,64} = 89,92 \text{ мин}^{-1}$  – частота вращения колеса;

$t = 10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 63072$  час – полный срок службы передачи;

$s = 1$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса.

Тогда

$$N = 60 \cdot 89,92 \cdot 63072 \cdot 1 = 3,4 \cdot 10^8 \text{ циклов};$$

$$N > N_{HO} = 10^7 \text{ циклов.}$$

Очевидно, что для шестерни также будет  $N > N_{HO}$ , т.к. она вращается с большей частотой вращения. Следовательно, проектируемая передача является длительно работающей, что учитывается при определении допускаемых напряжений: коэффициент долговечности  $K_{HL} = 1$ .

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ lim } b}}{S_H} K_{HL}.$$

$$\text{Для шестерни} \quad [\sigma_H]_1 = \frac{560}{1,1} \cdot 1 = 509 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для колеса} \quad [\sigma_H]_2 = \frac{450}{1,1} \cdot 1 = 409 \text{ МПа.}$$

При небольшой разности твердости зубьев колеса и шестерни за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых контактных напряжений, т.е.  $[\sigma_H]_2 = 409$  МПа.

Допускаемые напряжения изгиба. По табл. 1.1 определяем базовый предел выносливости по излому от напряжений изгиба  $\sigma_{F \text{ lim } b}$  для шестерни  $\sigma_{F \text{ lim } b1} = 440$  МПа; для колеса  $\sigma_{F \text{ lim } b2} = 350$  МПа.

В нашем случае, когда передача длительно работающая, коэффициент долговечности для шестерни и колеса одинаков  $K_{FL} = 1$ . Передача неревверсивная, поэтому  $K_{FC} = 1$ . По рекомендации (раздел 2) коэффициент безопасности для шестерни и колеса  $S_F = 1,75$ .

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}}{S_F} K_{HF} K_{FL}.$$

Для шестерни  $[\sigma_F]_1 = \frac{440}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 251,5$  МПа.

Для колеса  $[\sigma_F]_2 = \frac{350}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 200$  МПа.

Допускаемые напряжения при кратковременной перегрузке (см. раздел 7).

Допускаемые контактные напряжения при перегрузках для колеса при нормализации

$$[\sigma_H]_{\text{max}} = 2,8 \delta_T,$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести (табл. 1.1)

$$[\sigma_H]_{\text{max}} = 2,8 \cdot 340 = 925 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба при  $HV \leq 350$  при кратковременных перегрузках

$$[\sigma_F]_{\text{max}} = 0,8 \delta_T.$$

Для шестерни  $[\sigma_F]_{\text{max}1} = 0,8 \cdot 550 = 440$  МПа.

Для колеса  $[\sigma_F]_{\text{max}2} = 0,8 \cdot 340 = 272$  МПа.

9.2. Выбираем коэффициент, ширины зубчатого колеса относительно межосевого расстояния  $\Psi_{ba}$  по табл. (см. табл. 3.1)

$$\Psi_{ba} = 0,4.$$

Определяем коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра

$$\Psi_{bd} = 0,5 \Psi_{ba} (U \pm 1) = 0,5 \cdot 0,4 (3,64 + 1) = 0,928.$$

9.3. Определяем коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете на контактную выносливость по рис. 3.1

$$K_{H\beta} = 1,085.$$

9.4. Определяем межосевое расстояние из условия контактной выносливости зубьев по формуле (мм)

$$a = K_a (U \pm 1)^3 \sqrt{\frac{P_1 K_{H\beta} K_{HV}}{n_1 U \Psi_{ba}} \left( \frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2},$$

где принимаем знак “+” для наружного зацепления;

$K_a = 43 \text{ МПа}^{1/3}$  - для стальных колес;

$K_{HV}$  – коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость. Предварительно принимаем  $K_{HV} = 1,1$  (мм)

$$a = 50(3,64 + 1) \sqrt[3]{\frac{11,79 \cdot 1,085 \cdot 1,1 \left(\frac{3090}{409}\right)^2}{327,3 \cdot 3,64 \cdot 0,4}} = 276,1 .$$

9.5. Определяем ширину колеса и шестерни (мм)

$$b_2 = \Psi_{ba} \cdot a = 0,4 \cdot 276,1 = 110,44.$$

Принимаем  $b_2 = 110$  мм.

Ширина шестерни  $b_1 = b_2 + (2...5)$  мм;  
 $b_1 = 110 + 5 = 115$  мм.

9.6. Определяем модуль зацепления

$$m = (0,01...0,02) a \text{ мм};$$

$$m = (0,01...0,02) \cdot 276,1 = 2,761...5,522 \text{ мм}.$$

Величина модуля округляется до стандартного значения (см. табл. 3.2) (мм)

$$m = 4.$$

9.7. Находим число зубьев шестерни

$$Z_1 = \frac{2a}{m(U \pm 1)} = \frac{2 \cdot 276,1}{4(3,64 + 1)} = 29,75 .$$

Принимаем  $Z_1 = 30$ ;  $Z_1 > Z_{\min} = 17$ .

9.8. Определяем число зубьев колеса

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 30 \cdot 3,64 = 109,2 \approx 109.$$

9.9. Уточняем число передаточное передачи

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{109}{30} = 3,633 .$$

9.10. Находим делительный диаметр колес

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 4 \cdot 30 = 120 \text{ мм},$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 4 \cdot 109 = 436 \text{ мм}.$$

9.11. Уточняем межосевое расстояние передачи

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{120 + 436}{2} = 278 \text{ мм}.$$

9.12. Находим окружную скорость (м/с)

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 120 \cdot 327,3}{60 \cdot 1000} = 2,056 .$$

9.13. Выбираем степень точности передачи (см. табл. 3.3) Степень точности 8.

9.14. Определяем окружную силу в зацеплении (Н)

$$F_t = \frac{1000P_1}{V} = \frac{1000 \cdot 11,79}{2,056} = 5734,43 .$$

9.15. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость  $K_{HV}$  (см. раздел 6)

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV}}{\omega_{HP}},$$



где  $\omega_{HV}$  – удельная окружная динамическая сила (Н/мм)

$$\omega_{HV} = 9,8q_0\delta_H V \sqrt{\frac{a}{U}}.$$

Здесь  $q_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении шестерни и колеса (см. табл. 6.1),

$$q_0 = 6,1;$$

$\delta_H$  - коэффициент, учитывающий проявление погрешностей зацепления на динамическую нагрузку (см. табл. 6.2),

$$\delta_H = 0,006;$$

$V$  – окружная скорость, м/с;

$a$  – межосевое расстояние, мм;

$U$  – передаточное число,

$$\omega_{HV} = 9,8 \cdot 6,1 \cdot 0,006 \cdot 2,056 \sqrt{\frac{278}{3,633}} = 6,44 \text{ Н/мм} < \omega_{t_{max}}.$$

Определяем  $\omega_{HTP}$  – удельную расчетную окружную силу (Н/мм)

$$\omega_{HTP} = \frac{F_1}{b} K_{H\beta} = \frac{5734,34}{110} \cdot 1,085 = 56,56.$$

Тогда

$$K_{HV} = 1 + \frac{6,44}{56,56} = 1,1138.$$

9.16. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость по формуле (МПа)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{(U \pm 1)}{U}} \leq [\sigma_H].$$

Здесь  $Z_H = 1,77$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  (для стальных зубчатых колес) – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\varepsilon = 1$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$\omega_{Ht}$  - удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость

$$\omega = \frac{F_1}{b} K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{5734,34}{110} \cdot 1,085 \cdot 1,1138 = 63;$$

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 275 \cdot 1 \sqrt{\frac{63}{120} \cdot \frac{(3,633 + 1)}{3,633}} = 398,12 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 409.$$

9.17. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба  $K_{F\beta}$  по рис. 3.2

$$K_{F\beta} = 1,2.$$

9.18. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба  $K_{FV}$  (см. раздел 3.2)

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{FV}}{\omega_{FtP}},$$

где  $\omega_{FV}$  – удельная окружная динамическая сила (Н/мм)

$$\omega_{FV} = 9,8q_0\delta_F V \sqrt{\frac{a}{U}},$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей зацепления на динамическую нагрузку (см. табл. 6.4)

$$\delta_F = 0,016.$$

Тогда

$$\omega_{FV} = 9,8 \cdot 6,1 \cdot 0,016 \cdot 2,056 \frac{278}{3,633} = 17,2 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{t \max} = 515 \text{ Н/мм} > \omega_{FV},$$

$\omega_{FtP}$  – удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации;

$$\omega_{FtP} = \frac{F_1}{b} K_{F\beta} = \frac{5734,43}{110} \cdot 1,2 = 62,56 \text{ Н/мм}.$$

Тогда

$$K_{FV} = 1 + \frac{17,2}{62,56} = 1,275.$$

9.19. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба по формуле

$$\sigma_F = \frac{Y_F \omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F],$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба (табл. 3.4);

для шестерни  $Y_{F1} = 3,85$ ;

для колеса  $Y_{F2} = 3,75$ ;

для шестерни и колеса определяем значения  $[\sigma_F]/Y_F$

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{251,4}{3,85} = 65,3; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{200}{3,75} = 53,3.$$

В формулу для определения  $\sigma_F$  подставляем  $[\sigma_F]_2$  и  $Y_{F2}$  т.к. у колеса отношение  $[\sigma_F]_2/Y_{F2}$  меньше

$\omega_{Ft}$  – удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$\omega_{Ft} = \frac{F_1}{b} K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{5734,34 \cdot 1,2 \cdot 1,275}{100} = 79,76 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_F = \frac{3,75 \cdot 79,76}{4} = 74,775 \text{ МПа}; \quad \sigma_F < [\sigma_F]_2 = 200 \text{ МПа}.$$

9.20. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках.

По изгибным напряжениям:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{Nq\beta}{N} \left( \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \right) \leq [\sigma_F]_{\max};$$

$$\sigma_{F \max} = 74,775 \cdot 2,5 = 186,94 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < [\sigma_F]_{\max} = 272 \text{ МПа.}$$

По контактными напряжениям

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \frac{Pqb}{P} \sqrt{\left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}\right)} \leq [\sigma_H]_{\max};$$

$$\sigma_{F \max} = 398,12 \sqrt{1 \cdot 2,5} = 629,5 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{H \max} < [\sigma_H]_{\max} = 952 \text{ МПа.}$$

## 10. ЗАКРЫТАЯ КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

Рассматривается расчет конических колес, оси которых пересекаются под прямым углом. Смещение исходного контура отсутствует.

Исходные данные:

$P_1$  – номинальная передаваемая мощность, кВт;

$n_1$  – частота вращения шестерни рассчитываемой пары, мин<sup>-1</sup>;

$U$  – передаточное число рассчитываемой пары.

10.1. Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса  $[\sigma_H]$  МПа,  $[\sigma_F]$  МПа (см. разделы 1 и 2).

10.2. Определяем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctg U; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

10.3. Выбираем коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра

$$\Psi_{bd} = \frac{1}{\sin \delta_1} (0,14 \dots 0,18) \leq 0,6.$$

Большие значения – при  $U \leq 3$ .

При проектном расчете рекомендуется принимать

$$\Psi_{bd} = \frac{0,166}{\sin \delta_1} \leq 0,6.$$

10.4. Определяем коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость  $K_{H\beta}$ : см. рис. 3.1 – по кривой 1, если валы установлены на шарикоподшипниках и по кривой 2, если валы установлены на роликоподшипниках. Радиально – упорные роликоподшипники в сравнении с радиально – упорными шарикоподшипниками имеют большую нагрузочную способность и обеспечивают большую жесткость опор.

10.5. Определяем средний делительный диаметр шестерни (мм)

$$d_{m1} = K_d^3 \sqrt{\frac{P_1 K_{H\beta} \cdot K_{HV} \sqrt{U^2 + 1} \left(\frac{3090}{[\sigma_H]}\right)^2}{0,85 n_1 U \Psi_{bd}}},$$

где для стальных колес  $K_d = 78 \text{ МПа}$ ;

$K_{HV}$  – коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость. Предварительно принимаем  $K_{HV} = 1,1$ .

10.6. Находим ширину зубчатого венца и округляем до целого числа (мм)

$$b = d_{m1} \Psi_{bd} .$$

10.7. Определяем внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1 .$$

Внешнее конусное расстояние  $R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}$

Рекомендуется соблюдать условие:  $b/R_e \leq 0,25 \dots 0,3$ .

10.8. Определяем внешний окружной модуль и числа зубьев (мм)

$$m_e \geq \frac{b}{10} .$$

Округляем до стандартного значения. Принимать  $m_e$  для силовых передач менее 1,5 мм нежелательно

$$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e} ; Z_2 = Z_1 U .$$

10.9. Уточняем передаточное число (с точностью до 0,0001)

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} .$$

**В дальнейших расчетах используем только это, уточненное, значение передаточного числа.**

10.10. Уточняем углы делительных конусов (с точностью не ниже 10'')

$$\delta_2 = \arctg U ; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 .$$

**В соответствии со стандартным значением модуля определяем внешнее конусное расстояние**

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} .$$

**Этот геометрический параметр следует вычислять с точностью до сотых долей миллиметра.**

Уточняем  $d_{e1} = m_e Z_1 ; d_{e2} = m_e Z_2$ .

10.11. Определяем средний окружной модуль (мм)

$$m_m = m_e \frac{R_e - 0,5b}{R_e} .$$

10.12. Определяем средний делительный диаметр шестерни и колеса (мм)

$$d_{m1} = m_m Z_1 ; d_{m2} = m_m Z_2 .$$

10.13. Находим окружную скорость (м/с)

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} .$$

Прямозубые конические передачи рекомендуется применять при  $V \leq 3 \dots 4$  м/с. При больших скоростях для уменьшения динамических нагрузок следует переходить на передачи с круговыми зубьями (см. раздел 11).

10.14. Выбираем степень точности передачи по табл. 3.3.

10.15. Определяем окружную силу в зацеплении (Н)

$$F_t = \frac{1000 P_1}{V} .$$

10.16. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость  $K_{HV}$  (см. раздел 6.1).

При расчете коэффициента динамической нагрузки  $K_{HV}$  для конической передачи условно принимаем (мм)

$$a = 0,5 (d_{m1} + d_{m2}),$$

где  $d_{m1}$ ;  $d_{m2}$  – средние делительные диаметры шестерни и колеса в мм.

10.17. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость (МПа)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 d_{ml} U}} \leq [\sigma_H].$$

Здесь  $Z_H = 1,77$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275$  МПа (для стальных колес) – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\varepsilon = 1$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$\omega_{Ht}$  - удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость (Н/мм)

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить конусное расстояние.

10.18. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба  $K_{F\beta}$  см. рис. 3.2 (по кривой 1 при применении шарикоподшипников и по кривой 2 при применении роликоподшипников).

10.19. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба  $K_{FV}$  (см. раздел. 6.2).

10.20. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба (МПа)

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{Ft}}{0,85 m_m} \leq [\sigma_F],$$

где  $Y_F$  - коэффициент формы зуба, выбирается в соответствии с приведенным числом зубьев по табл. 3.4

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1}; \quad Z_2 = \frac{Z_2}{\cos \delta_2}.$$

В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величины  $Y_F$  и  $[\sigma_F]$  того зубчатого колеса пары, для которого меньше  $Y_F / [\sigma_F]$ .

$\omega_{Ft}$  - удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} \cdot K_{FV}.$$

Может оказаться, что  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma_F]$ , и это не является противоречивым и недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью.

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно принимать более прочный материал, либо увеличить внешнее конусное расстояние  $R_e$ .

10.21. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках – (см. раздел 7).

## 11. ЗАКРЫТАЯ КОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА С КРУГОВЫМИ НОРМАЛЬНО ПОНИЖАЮЩИМИСЯ ЗУБЬЯМИ

Рассматривается расчет конических колес, оси которых пересекаются под прямым углом.

Смещение исходного контура отсутствует.

Исходные данные:

Рекомендуется принимать средний (номинальный) угол наклона зубьев  $\beta_m = 35^\circ$ .

$P_1$  – номинальная передаваемая мощность, кВт;

$n_1$  – частота вращения шестерни рассчитываемой пары, мин<sup>-1</sup>;

$U$  – передаточное число рассчитываемой пары.

11.1. Выбираем материал и термообработку, определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса  $[\sigma_H]$  МПа,  $[\sigma_F]$  МПа (см. разделы 1 и 2).

11.2. Определяем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctan U ; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

11.3. Выбираем коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра

$$\Psi_{bd} = \frac{1}{\sin \delta_1} (0,14 \dots 0,18) \leq 0,6 .$$

Большие значения - при  $U \leq 3$ .

При проектном расчете рекомендуется принимать

$$\Psi_{bd} = \frac{0,166}{\sin \delta_1} \leq 0,6 .$$

11.4. Определяем коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость  $K_{H\beta}$ : см. рис. 3.1 - по кривой 1, если валы установлены на шарикоподшипниках, и по кривой 2, если валы установлены на роликоподшипниках. Радиально - упорные роликоподшипники в сравнении с радиально - упорными шарикоподшипниками имеют большую нагрузочную способность и обеспечивают большую жесткость опор.

11.5. Определяем средний делительный диаметр шестерни (мм)

$$d_{m1} = Kd^3 \sqrt{\frac{P_1 K_{H\beta} \cdot K_{HV} \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 n_1 U \Psi_{bd}}} \left( \frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2 ,$$

где для стальных колес  $Kd = 68 \text{ МПа}^{1/3}$ ;

$K_{HV}$  – коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость. Предварительно принимаем  $K_{HV} = 1,1$ .

11.6. Находим ширину зубчатого венца (мм)

$$b = d_{m1} \Psi_{bd}$$

(округляем до целого числа).

11.7. Определяем внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1.$$

Внешнее конусное расстояние  $R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}$ .

Необходимо соблюдать условие:  $b/R_e \leq 0,25 \dots 0,3$ .

11.8. Определяем внешний окружной модуль и числа зубьев (мм)

$$m_{te} \geq \frac{b}{10}.$$

Округляем до стандартного значения. Принимать  $m_{te}$  для силовых передач менее 1,5 мм нежелательно

$$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}}; \quad Z_2 = Z_1 U; \quad Z_1 \geq Z_{\min} = 17.$$

Округляем до целых чисел.

11.9. Уточняем передаточное число (с точностью не ниже 0,0001)

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}.$$

**В дальнейших расчетах используем только это, уточненное, значение передаточного числа.**

11.10. Уточняем углы делительных конусов (с точностью не ниже  $10''$ )

$$\delta_2 = \arctg U; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Определяем внешнее конусное расстояние (мм)

$$R_e = \frac{m_{te}}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}.$$

**Этот геометрический параметр следует вычислять с точностью до сотых долей миллиметра.**

11.11. Определяем средний нормальный модуль (мм)

$$m_{nm} = \frac{R_e - 0,5b}{R_e} m_{te} \cos \beta_m.$$

11.12. Определяем средний делительный диаметр шестерни и колеса (мм)

$$d_{m1} = \frac{m_{nm} Z_1}{\cos \beta_m}; \quad d_{m2} = \frac{m_{nm} Z_2}{\cos \beta_m}.$$

11.13. Находим окружную скорость (м/с)

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000}.$$

11.14. Выбираем степень точности передачи по табл. 3.3.

11.15. Определяем окружную силу в зацеплении (Н)

$$F_t = \frac{1000P_1}{V}.$$

11.16. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость  $K_{HV}$  (см. раздел 6.1).

11.17. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость (МПа)

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{U^2 + 1}}{0,85d_{ml} U}} \leq [\sigma_H].$$

Здесь  $Z_H = 1,77 \cos\beta_m$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  (для стальных колес) - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}}$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$K_\varepsilon = 0,95$  - коэффициент, учитывающий периодическое изменение длины контактных линий;

$\varepsilon_\alpha$  - коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos\beta_m;$$

$\omega_{Ht}$  - удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость (Н/мм)

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} \cdot K_{HV}.$$

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно изменить материал и термообработку, либо увеличить конусное расстояние.

11.18. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба  $K_{F\beta}$  - см. рис. 3.2 (по кривой 1 и при применении шарикоподшипников и по кривой 2 при применении роликоподшипников).

11.19. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба  $K_{FV}$  (см. раздел. 6.2).

11.20. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба (МПа)

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{0,85m_{nm}} \leq [\sigma_F],$$

где  $Y_F$  - коэффициент формы зуба, выбирается в соответствии с приведенным числом зубьев по табл. 3.4

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta_m}; \quad Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos\delta_2 \cos^3\beta_m}.$$



В формулу для определения напряжения изгиба подставляем величины  $Y_F$  и  $[\sigma_F]$  того зубчатого колеса пары, для которого меньше  $Y_F / [\sigma_F]$ .

$Y_\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha},$$

$K_\varepsilon = 0,95$  - коэффициент, учитывающий периодическое изменение суммарной длины контактных линий;

$\varepsilon_\alpha$  - коэффициент торцового перекрытия, см. пункт 2.17;

$Y_\beta$  - коэффициент, учитывающий наклон зубьев

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0_m}{140};$$

$\omega_{Ft}$  - удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба;

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} \cdot K_{FV}.$$

Может оказаться, что  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma_F]$ , и это не является противоречивым и недопустимым, так как нагрузочная способность большинства передач ограничивается контактной прочностью.

Если расчетные напряжения превышают допускаемые в пределах 5%, в перерасчете нет необходимости. При большем превышении можно принимать более прочный материал, либо увеличить внешнее конусное расстояние  $R_e$ .

11.21. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при перегрузках (см. раздел 7).

## 12. ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОТКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Открытые передачи выполняют только прямозубыми и применяют при окружной скорости до 2 м/с. Степень точности их изготовления обычно девятая.

Особенности расчета в сравнении с закрытыми передачами:

12.1. При определении допускаемых напряжений (раздел 2) принимают коэффициент долговечности

$$K_{HL} = K_{FL} = 1.$$

12.2. При любой твердости рабочих поверхностей зубьев открытие передачи считаются прирабатывающимися.

**Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца**

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.$$

12.3. Перед определением модуля задаются числом зубьев шестерни  $Z_1$ . Обычно принимают

$$Z_1 = 17...22.$$

12.4. Внешний окружной модуль конической передачи определяют по формуле (мм)

$$m_e = \frac{d_{e1}}{Z_1},$$

где  $d_{e1}$  – внешний делительный диаметр шестерни.  
Значение модуля округляется до стандартного.

**Дальнейший расчет см. раздел 10.**

### 13. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Спроектировать закрытую цилиндрическую прямозубую передачу при следующих исходных данных:

$P_1 = 4,5$  кВт – номинальная передаваемая мощность на валу шестерни;

$n_1 = 320$  мин<sup>-1</sup> – частота вращения шестерни;

$U = 3,2$  – передаточное число рассчитываемой пары;

$T = 10$  лет – ресурс работы передачи;

$K_{сут} = 0,8$  – коэффициент суточной загрузки передачи;

$K_{год} = 0,9$  – коэффициент годовой загрузки передачи;

Нагрузка передачи постоянная, с малыми толчками; передача неревверсивная; пусковая перегрузка не превышает 2,5 раза от номинальной нагрузки.

13.1. Выбираем материал зубчатых колес, термообработку; определяем допускаемые напряжения для шестерни и колеса.

Желательно получить сравнительно небольшие габариты и невысокую стоимость передачи; выбираем для изготовления колес сравнительно недорогие стали: для шестерни сталь – 40Х; для колеса – сталь 45.

По таблице 1.1 назначаем термообработку:

для шестерни – улучшение 230 – 260 НВ,  $\sigma_B = 850$  МПа,

$\sigma_T = 550$  МПа,  $\sigma_{H \lim b} = 560$  МПа,  $\sigma_{F \lim b} = 440$  МПа,

$N_{НО} = 12 \cdot 10^6$  циклов.

Для колеса – нормализация 170 – 217 НВ,  $\sigma_B = 600$  МПа,

$\sigma_T = 340$  МПа,  $\sigma_{H \lim b} = 450$  МПа,  $\sigma_{F \lim b} = 350$  МПа,

$N_{НО} = 10^7$  циклов.

При таком выборе материалов и термообработки будет обеспечена приработка зубьев.

Допускаемые контактные напряжения. Вначале определяем базовый предел контактной выносливости зубьев  $\sigma_{H \lim b}$ : для шестерни

$\sigma_{H \lim b} = 560$  МПа, для колеса  $\sigma_{H \lim b} = 450$  МПа. По рекомендациям (Раздел 2) коэффициент безопасности  $S_H = 1,1$  для шестерни и для колеса.

Определяем расчетное число циклов перемены напряжений для колеса:

$$N = 60 \text{ ntc},$$

где  $n = n_2 = \frac{n_1}{U} = \frac{320}{3,2} = 100$  мин<sup>-1</sup> – частота вращения колеса;  $n = 100$  мин<sup>-1</sup>

$t = 10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 63072$  час – полный срок службы передачи;

$C = 1$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса.

Тогда

$$N = 60 \cdot 100 \cdot 63072 \cdot 1 = 3,78 \cdot 10^8 \text{ циклов}$$

$$N > N_{HO} = 10^7 \text{ циклов.}$$

Очевидно, что для шестерни также будет  $K_{HL} = 1$ , т.к. она вращается с большей частотой вращения. Следовательно, проектируемая передача является длительно работающей, что учитывается при определении допускаемых напряжений: коэффициент долговечности  $K_{HL} = 1$ .

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} K_{HL}.$$

Для шестерни (МПа)

$$[\sigma_H]_1 = \frac{560}{1,1} \cdot 1 = 509.$$

Для колеса (МПа)

$$[\sigma_H]_2 = \frac{450}{1,1} \cdot 1 = 409.$$

При небольшой разности твердости зубьев колеса и шестерни за расчетное принимается меньшее из двух допускаемых контактных напряжений, т.е.  $[\sigma_H]_2 = 409$  МПа.

Допускаемые напряжения изгиба. Базовый предел выносливости по излому от напряжений изгиба  $\sigma_{F \lim b}$  для шестерни  $\sigma_{F \lim b1} = 440$  МПа; для колеса  $\sigma_{F \lim b2} = 350$  МПа. В случае длительно работающей передачи, коэффициент долговечности для шестерни и колеса одинаков  $K_{FL} = 1$ . Передача неревверсивная, поэтому  $K_{FC} = 1$ . По рекомендации (раздел 2) коэффициент безопасности для шестерни и колеса  $S_F = 1,75$ .

Допускаемые напряжения изгиба определяются по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} K_{FC} K_{FL}.$$

Для шестерни  $[\sigma_F]_1 = \frac{440}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 251,4$  МПа.

Для колеса  $[\sigma_F]_2 = \frac{350}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 200$  МПа.

Допускаемые напряжения при кратковременной перегрузке (см. раздел 7).

Допускаемые контактные напряжения при перегрузках для колеса при нормализации

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \sigma_T,$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала;

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot 340 = 952 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения изгиба при  $HV \leq 350$  при кратковременных перегрузках

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \sigma_T,$$

Для шестерни  $[\sigma_F]_{\max 1} = 0,8 \cdot 550 = 440$  МПа.

Для колеса  $[\sigma_F]_{\max 2} = 0,8 \cdot 340 = 272$  МПа.

13.2. Определяем углы делительных конусов.

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 3,2 = 72^{\circ} 38' 50'';$$

$$\delta_1 = 90^{\circ} - \delta_2 = 90^{\circ} - 72^{\circ} 38' 50'' = 17^{\circ} 21' 10''.$$

13.3. Выбираем коэффициент, ширины шестерни относительно среднего диаметра

$$\Psi_{bd} = \frac{0,166}{\sin \delta_1} \leq 0,6 ;$$

$$\Psi_{bd} = \frac{0,166}{\sin 17^{\circ} 21' 10''} < 0,6 .$$

$$\Psi_{bd} = 0,556$$

13.4. Определяем коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость  $K_{H\beta}$  (рис. 3.1). Предполагаем, что валы установлены на радиально – упорных роликоподшипниках, тогда по кривой 2 (рис. 3.1)

$$K_{H\beta} = 1,17.$$

13.5. Определяем средний делительный диаметр по формуле (мм)

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{P_1 K_{H\beta} K_{HV} \sqrt{U^2 + 1} \left( \frac{3090}{[\sigma_H]} \right)^2}{0,85 n_1 U \Psi_{bd}}}$$

где  $K_d = 78 \text{ МПа}^{1/3}$  - для стальных колес;

$K_{HV}$  - коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость.

Предварительно принимаем  $K_{HV} = 1,1$

$$d_{m1} = 78 \sqrt[3]{\frac{4,5 \cdot 1,17 \cdot 1,1 \sqrt{3,2^2 + 1} \left( \frac{3090}{409} \right)^2}{0,85 \cdot 0,556 \cdot 320 \cdot 3,2}} = 102,81 \text{ мм}.$$

13.6. Определяем ширину зубчатого венца

$$b = d_{m1} \cdot \Psi_{bd} = 102,81 \cdot 0,556 = 57,16 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b = 57 \text{ мм}$ .

13.7. Определяем внешний делительный диаметр шестерни и внешнее конусное расстояние (мм)

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1 = 102,81 + 57 \cdot \sin 17^{\circ} 21' 10'' = 119,812 .$$

Внешнее конусное расстояние (мм)

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{119,812}{2 \cdot \sin 17^{\circ} 21' 10''} = 200,825$$

при этом  $\frac{b}{R_e} = \frac{57}{200,825} = 0,28 < 0,3$ .

13.8. Определяем внешний окружной модуль и числа зубьев.

**Внешний окружной модуль равен**

$$m_e \geq \frac{b}{10} = \frac{57}{10} = 5,7 \text{ мм} .$$

Округляем модуль до стандартного значения:

$$m_e = 6 \text{ мм}.$$

Число зубьев

$$Z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e} = \frac{119,812}{6} = 19,97 ;$$

$$Z_1 = 20; \quad Z_1 > Z_1 \min = 17;$$

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 20 \cdot 3,2 = 64.$$

13.9. Уточняем передаточное число

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{64}{20} = 3,2.$$

13.10. Уточняем углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arcsin U = \arcsin 3,2 = 72,646^\circ;$$

$$\delta_2 = 72^\circ 38' 46'';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72^\circ 38' 46'' = 17^\circ 21' 14''.$$

**В соответствии со стандартным значением модуля определяем внешнее конусное расстояние**

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \frac{6}{2} \sqrt{20^2 + 64^2} = 201,16 \text{ мм}.$$

Уточняем внешние делительные диаметры:

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 6 \cdot 20 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 6 \cdot 64 = 384 \text{ мм}.$$

13.11. Определяем средний окружной модуль

$$m_m = m_e \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = 6 \frac{201,16 - 5 \cdot 57}{201,16} = 5,15 \text{ мм}.$$

13.12. Определяем средний делительный диаметр шестерни и колеса

$$d_{m1} = m_m \cdot Z_1 = 5,15 \cdot 20 = 103 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_m \cdot Z_2 = 5,15 \cdot 64 = 329,6 \text{ мм}.$$

13.13. Находим окружную скорость

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 103 \cdot 320}{60 \cdot 1000} = 1,73 \text{ м/с}.$$

13.14. Выбираем степень точности передачи (см. табл. 3.3.). Степень точности 9.

13.15. Определяем окружную силу в зацеплении

$$F_t = \frac{1000P_1}{V} = \frac{1000 \cdot 4,5}{1,73} = 2601 \text{ Н}.$$

13.16. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на контактную выносливость  $K_{HV}$

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV}}{\omega_{HHP}},$$

где  $\omega_{HV}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм

$$\omega_{HV} = 9,8q_0 \delta_H V \sqrt{\frac{a}{U}}.$$

Здесь  $q_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении шестерни и колеса см. табл. 6.1.

$$q_0 = 8,2;$$

$$\delta_H = 0,006;$$

$V$  – окружная скорость, м/с;

$a$  – межосевое расстояние; для конической передачи условно принимаем

$$a = 0,5(d_{m1} + d_{m2}) = 0,5(103 + 329,6) = 216,3 \text{ мм}$$

$U$  – передаточное число.

Тогда

$$\omega_{HV} = 9,8 \cdot 8,2 \cdot 0,006 \cdot 1,73 \sqrt{\frac{216,3}{3,2}} = 6,86 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{t \max} = 809 \text{ н/мм (см. табл. 6.3)} \quad \omega_{HV} < \omega_{t \max}.$$

Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации равна

$$\omega_{HtP} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta},$$

где  $F_t$  – окружная сила в зацеплении;

$b$  – ширина колеса;

$K_{H\beta}$  - коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на контактную выносливость

$$\omega_{HtP} = \frac{2601}{57} 1,17 = 53,39 \text{ Н/мм.}$$

Тогда

$$K_{HV} = 1 + \frac{6,86}{53,39} = 1,128.$$

13.17. Выполняем проверочный расчет зубьев на контактную выносливость по формуле:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{U^2 + 1}}{0,85 d_{ml} U}} \leq [\sigma_H].$$

Здесь  $Z_H = 1,77$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  (для стальных колес) – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес;

$Z_\epsilon = 1$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$\omega_{Ht}$  - удельная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} K_{H\beta} \cdot K_{HV} = \frac{2601}{57} \cdot 1,17 \cdot 1,128 = 60,2 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 275 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{60,2 \sqrt{3,2^2 + 1}}{0,85 \cdot 103 \cdot 3,2}} = 413 \text{ МПа};$$

$\sigma_H > [\sigma_H] = 409 \text{ МПа}$  на 1% от  $[\sigma_H]$ , что допустимо.

13.18. Находим коэффициент неравномерности нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба  $K_{F\beta}$  по рис. 3.2. и по кривой 2 (предполагается установка валов на роликоподшипниках)

$$K_{F\beta} = 1,33.$$

13.19. Определяем коэффициент динамической нагрузки при расчете на выносливость по напряжениям изгиба  $K_{Fv}$

$$K_{FV} = 1 + \frac{\omega_{Ft}}{\omega_{FtP}},$$

где  $\omega_{FV}$  – удельная окружная динамическая сила, (Н/мм)

$$\omega_{FV} = 9,8q_0 \delta_F V \sqrt{\frac{a}{U}},$$

$\delta_F$  - коэффициент, учитывающий влияние погрешностей зацепления на динамическую нагрузку – (см. табл. 6.4)  $\delta_F = 0,016$ .

Тогда

$$\omega_{FV} = 9,8 \cdot 8,2 \cdot 0,016 \cdot 1,73 \sqrt{\frac{216,3}{3,2}} = 18,29 \text{ Н/мм};$$

$$\omega_{FV} < \omega_{t \max} = 809 \text{ (табл. 8.3),}$$

$\omega_{FtP}$  - удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации

$$\omega_{FtP} = \frac{F_c}{b} K_{F\beta} = \frac{2601}{57} \cdot 1,33 = 60,69 \text{ Н/мм.}$$

Тогда

$$K_{FV} = 1 + \frac{18,29}{60,69} = 1,3.$$

13.20. Выполняем проверочный расчет зубьев на выносливость по напряжениям изгиба по формуле

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{Ft}}{0,85m_m} \leq [\sigma_F],$$

где  $Y_F$  - коэффициент формы зуба (табл. 3.4) – в соответствии с приведенным числом зубьев  $Z_{V1}$  и  $Z_{V2}$

$$Z_{V1} = \frac{Z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{17^\circ 21' 46''} = \frac{20}{0,9545} = 20,95 \approx 21;$$

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos \delta_2} = \frac{64}{72^\circ 38' 46''} = \frac{64}{0,2983} = 214,54 \approx 214.$$

Тогда

$$Y_{F1} = 4,11; Y_{F2} = 3,77.$$

Определяем величину для шестерни и колеса  $[\delta_F]/Y_F$

$$\frac{[\sigma_F]_1}{Y_{F1}} = \frac{251,4}{4,11} = 61,17; \quad \frac{[\sigma_F]_2}{Y_{F2}} = \frac{200}{3,17} = 53,05.$$

В формулу для определения напряжения подставляем величины  $[\sigma_F]_2$  и  $Y_{F2}$ , т.к. у колеса отношение  $[\sigma_F]_2/Y_{F2}$  меньше.

$\omega_{Ft}$  – удельная расчетная окружная сила при расчете на выносливость по напряжениям изгиба

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{2601 \cdot 1,33 \cdot 1,3}{57} = 78,9 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_F = 3,77 \frac{78,9}{0,85 \cdot 5,15} = 67,95 \text{ МПа}; \quad \sigma_F < [\sigma_F]_2 = 200 \text{ МПа.}$$

13.21. Выполняем проверочный расчет зубьев по предельным напряжениям при кратковременных перегрузках.

По изгибным напряжениям:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{Pqb}{P} \left( \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \right) \leq [\sigma_F]_{\max} ;$$

$$\sigma_{F \max} = 67,95 \cdot 2,5 = 169,875 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < [\sigma_F]_{\max} = 272 \text{ МПа.}$$

По контактными напряжениям:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{Pqb}{P} \left( \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \right)} \leq [\sigma_H]_{\max} ;$$

$$\sigma_{H \max} = 413 \sqrt{1 \cdot 2,5} = 653 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \max} < [\sigma_H]_{\max} = 952 \text{ МПа.}$$

## 14. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ЭВМ

САПР приводов вращательного движения, разработанная на кафедре «Машины и аппараты пищевых производств», позволяет выполнять расчет зубчатых передач как отдельно, так и в составе приводов вращательного движения с различными кинематическими схемами.

Для расчета цилиндрической закрытой передачи используется подпрограмма «CILKOS», цилиндрической открытой передачи – подпрограмма «CILPO», конической передачи – подпрограмма «KONU». Кроме того, для расчета всех перечисленных передач используется подпрограмма «DOP» – для определения допустимых напряжений в передаче.

### 14.1 Расчет цилиндрической открытой передачи

Расчет передачи выполняется с использованием программы CILPER, которая, в свою очередь использует подпрограммы «CILPO» и «DOP».

#### Исходные данные для расчета:

$P_1$  – мощность на ведущем валу передачи, кВт;

$UR$  – расчетное передаточное число;

$n_1$  – частота вращения ведущего вала, мин<sup>-1</sup>;

$KG$  – коэффициент годового использования передачи;

$KS$  – коэффициент суточного использования передачи;

$T$  – срок службы передачи в годах;

$nomr$  – номер передачи (необходимо принимать:  $nomr = 1$  для цилиндрических прямозубых передач,  $nomr = 2$  для цилиндрических косозубых передач);

$vz$  – вид зацепления (принимать: для открытой передачи  $vz = 0$ , для закрытой передачи  $vz = 1$ );

$NOMM1$  – номер выбранной марки стали для шестерни (см. табл. 1.1);

$NOMM2$  – номер выбранной марки стали для колеса;

$HRC_2$  – средняя твердость зубьев колеса в единицах Роквелла, (см. табл. 1.1)



PSIA – коэффициент ширины зубчатого колеса по межосевому расстоянию; рекомендуется принимать, при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор  $\psi_a = 0,315 \dots 0,5$ , при несимметричном расположении  $\psi_a = 0,25 \dots 0,4$ , при консольном расположении  $\psi_a = 0,2 \dots 0,25$ ;

PDV – мощность двигателя привода, в состав которого входит передача, кВт;

PDVTR – мощность, требуемая от двигателя в привод, кВт;

CRM – кратность максимального момента двигателя.

Последние три параметра используются программой при расчете передачи на перегрузку.

#### Пример расчета цилиндрической открытой передачи:

Исходные данные:  $P_1=5,15$  кВт;  $UR=4,3$ ;  $n_1=160$  мин<sup>-1</sup>;  $KG=0,7$ ;  $KS=0,6$ ;  $T=5$  лет;  $\text{pompr}=1$ ;  $vz=0$ ;  $NOMM1=8$ ;  $NOMM2=2$ ;  $HRC_2=21,6$ ;  $PSIA=0,25$ ;  $PDV=5,5$  кВт;  $PDVTR=5,22$  кВт;  $CRM=2,6$ .

Таблица 14.1

#### Результаты счета

Межосевое расстояние	(мм)	285.00
Делительные диаметры: шестерни колеса	(мм)	108.00
	(мм)	462.00
Ширина зубчатого венца	(мм)	67.00
Нормальный модуль	(мм)	6.00
Угол наклона зубьев	(град)	0.0000
Передаточное число		4.28
Число зубьев: шестерни колеса		18.00
		77.00
Степень точности передачи		9.00
Окружная сила в зацеплении	(Н)	5728.06
Радиальная сила	(Н)	2084.84
Осевая сила	(Н)	0.00
При расчете на выносливость:		
Контактные напряжения: действительные допускаемые	(МПа)	488.43
	(МПа)	545.45
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	64.37
Для зубьев шестерни: допускаемые	(МПа)	280.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	57.95
Для зубьев колеса: допускаемые	(МПа)	240.00
При расчете на перегрузку:		
Контактные напряжения: действительные допускаемые	(МПа)	808.41
	(МПа)	1680.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	176.34
Для зубьев шестерни: допускаемые	(МПа)	640.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	158.75
Для зубьев колеса: допускаемые	(МПа)	480.00
Номер материала шестерни		8
Номер материала колеса		6

## 14.2. Расчет конической передачи

Расчет передачи выполняется с использованием программы KONPER, которая в свою очередь, использует подпрограммы «KONU» и «DOP».

### Исходные данные для расчета:

$P_1$  – мощность на ведущем валу передачи, кВт;

UR – расчетное передаточное число;

$n_1$  – частота вращения ведущего вала, мин<sup>-1</sup>;

KG – коэффициент годового использования передачи;

KS – коэффициент суточного использования передачи;

T – срок службы передачи в годах;

nomr – номер передачи (необходимо принимать: nomr = 1 для конических прямозубых передач, nomr = 3 для конических передач с круговым зубом);

vz – вид зацепления (принимать: для открытой передачи vz = 0, для закрытой передачи vz = 1);

NOMM1 – номер выбранной марки стали для шестерни (см. табл. 1.1);

NOMM2 – номер выбранной марки стали для колеса;

HRC<sub>2</sub> – средняя твердость зубьев колеса в единицах Роквелла, (см. табл. 1.1)

VIDP – параметр, учитывающий вид подшипников, на которых установлены валы передачи (следует принимать VIDP=1 при конических подшипниках, VIDP=0 при радиально-упорных подшипниках);

PDV – мощность двигателя привода, в состав которого входит передача, кВт;

PDVTR – мощность, требуемая от двигателя в привод, кВт;

CRM – кратность максимального момента двигателя.

Последние три параметра используются программой при расчете передачи на перегрузку.

### Пример расчета цилиндрической открытой передачи:

Исходные данные:  $P_1=0,355$  кВт; UR=3,38;  $n_1=120$  мин<sup>-1</sup>; KG=0,6; KS=0,6; T=5 лет; nomr=1; vz=0; NOMM1=7; NOMM2=7; HRC<sub>2</sub>=50; VIDP=1; PDV=0,37 кВт; PDVTR=0,36 кВт; CRM=2.

## Результаты счета

Внешние делительные диаметры: шестерни колеса	(мм)	50.00
	(мм)	167.50
Ширина зубчатого венца	(мм)	20.00
Средние делительные диаметры: шестерни колеса	(мм)	44.28
	(мм)	148.34
Внешнее конусное расстояние	(мм)	87.40
Внешний окружной модуль	(мм)	2.50
Средний нормальный модуль	(мм)	2.21
Угол наклона зубьев	(град)	0.0000
Угол делительных конусов: шестерни колеса	(град)	16.6210
	(град)	73.3792
Передаточное число		3.35
Число зубьев: шестерни колеса		20.00
		67.00
Окружная скорость	(м/с)	0.28
Степень точности передачи		9.00
Окружная сила в зацеплении	(Н)	1275.99
Радиальная сила на шестерни	(Н)	445.02
Осевая сила на шестерне	(Н)	132.84

Продолжение табл. 14.2

При расчете на выносливость:		
Контактные напряжения: действительные допускаемые	(МПа)	654.94
	(МПа)	833.33
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	140.44
Для зубьев шестерни: допускаемые	(МПа)	325.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	124.75
Для зубьев колеса: допускаемые	(МПа)	325.00
При расчете на перегрузку:		
Контактные напряжения: действительные допускаемые	(МПа)	939.00
	(Мпа)	2040.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	288.69
Для зубьев шестерни: допускаемые	(МПа)	540.00
Напряжения изгиба: действительные	(МПа)	256.43
Для зубьев колеса: допускаемые	(МПа)	540.00
Номер материала шестерни		7
Номер материала колеса		7

## **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. 399 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 655 с.
3. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность ГОСТ 21354-75.