

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

**Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»**

Кафедра мелиоративных и строительных машин

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*Методические указания к выполнению курсового проекта для
студентов очной и заочной форм получения высшего образования,
обучающихся по специальностям 1-74 06 01 Техническое
обеспечение процессов сельскохозяйственного производства,
1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных
и водохозяйственных работ*

**Горки
БГСХА
2017**

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

ГЛАВНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ, НАУКИ И КАДРОВ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКАЯ ГОСУДАРСТВЕННАЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННАЯ АКАДЕМИЯ»

Кафедра мелиоративных и строительных машин

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*Методические указания к выполнению курсового проекта для
студентов очной и заочной форм получения высшего образования,
обучающихся по специальностям 1-74 06 01 Техническое
обеспечение процессов сельскохозяйственного производства,
1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных
и водохозяйственных работ*

**Горки
БГСХА
2017**

УДК 621.81(076.5)

*Рекомендовано методической комиссией
факультета механизации сельского хозяйства
Протокол № 3 от 23 ноября 2016 г.*

Авторы:

кандидаты технических наук, доценты *А. В. Пашкевич, С. Г. Рубец,
В. М. Горелько*; старшие преподаватели *А. Л. Борисов, Н. С. Сентюров*

Рецензент:

кандидат технических наук, доцент *М. К. Саскевич*

Под общей редакцией *А. В. Пашкевича*

Расчет открытых зубчатых передач : методические указания к выполнению курсового проекта / А. В. Пашкевич. [и др.]. – Горки : БГСХА, 2017. – 37 с.

Приведены методические указания по проектированию и основам расчета открытых зубчатых передач. Даны примеры расчетов.

Для студентов очной и заочной форм получения высшего образования, обучающихся по специальностям 1-74 06 01 Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства, 1-74 06 04 Техническое обеспечение мелиоративных и водохозяйственных работ.

© УО «Белорусская государственная
сельскохозяйственная академия», 2017

ВВЕДЕНИЕ

Открытые зубчатые передачи довольно широко применяются в приводах строительных, мелиоративных и сельскохозяйственных машин. Например, привод ротора траншейного экскаватора, механизмы поворота некоторых моделей кранов и экскаваторов, отвала автогрейдера, привод барабана бетоносмесителя, привод конусных камнедробилок, механизмы передвижения кранов и т. п.

Открытые зубчатые передачи работают в довольно неблагоприятных условиях, имеют определенные конструктивные особенности, в числе которых следует отметить: консольное расположение зубчатых колес относительно опор, большие вращающие моменты на валах, плохие условия смазки или полное отсутствие ее, абразивный износ поверхности зубьев. В механизмах с большим передаточным отношением изготовление зубчатых колес связано с технологическими трудностями.

В учебной литературе, изданной в последние годы, практически отсутствуют методические указания по расчету открытых зубчатых передач. В учебниках «Детали машин» приведены только теоретические основы расчета этих передач по напряжениям изгиба.

В методических указаниях изложена последовательность расчета открытых зубчатых передач, несколько адаптированная для учебного процесса. Для выбора материала, его механических характеристик, расчетных коэффициентов, стандартных величин приведены таблицы. Даны примеры расчетов.

1. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАСЧЕТА

С достаточной степенью точности для практических расчетов можно считать, что при передаче вращающего момента в зацеплении действует нормальная сила F_n (рис. 1.1). Под действием этой силы зуб находится в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: контактные σ_H и изгиба σ_F . Напряжения изменяются во времени по определенному отнулевому циклу, за время одного оборота колеса происходит полный цикл нагружения каждого зуба.

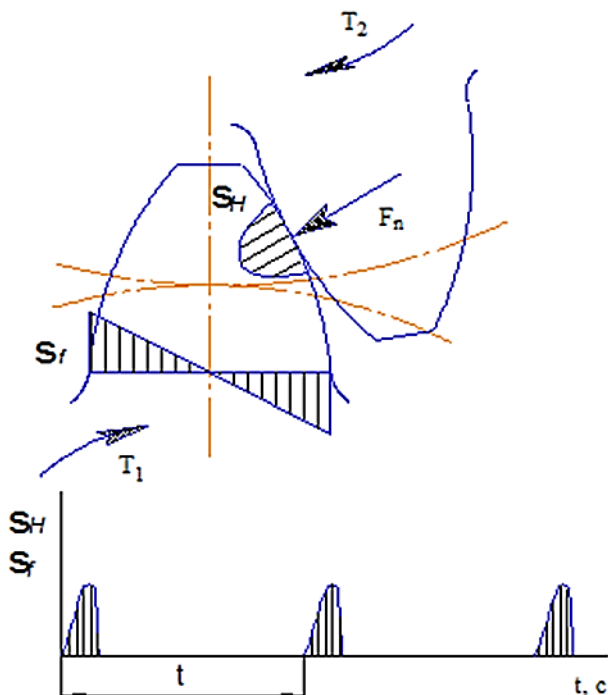


Рис. 1.1. Схема действия силы F_n на зуб цилиндрической передачи

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и выкрашивание поверхности от контактных напряжений.

Открытые зубчатые передачи работают при плохой смазке, а в некоторых случаях при полном отсутствии ее. Это приводит к абразивному износу зубьев. В передачах, работающих со значительным износом, выкрашивания поверхности не наблюдается, так как поверхностные слои истираются раньше, чем появляются трещины усталости. Интенсивность износа увеличивается при загрязнении зубьев абразивными частицами (пыль, грунт, строительные материалы). В результате износа зубьев увеличиваются зазоры в зацеплении, искажается профиль зубьев, появляется шум, возрастают динамические нагрузки. Прочность изношенных зубьев понижается вследствие уменьшения площади поперечного сечения. При этом увеличивается вероятность поломки зубьев. На основании этого расчет открытых зубчатых передач производится по напряжениям изгиба. Наибольшие напряжения изгиба действуют у основания ножки зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель (рис. 1.2). Здесь же имеет место концентрация напряжения. Результирующие напряжения σ_F определяются на растянутой стороне зуба, так как в большинстве случаев именно здесь возникают трещины усталостного разрушения.

Результирующие напряжения σ_F определяются по формуле

$$\sigma_F = \sigma_{из} - \sigma_{сж}, \quad (1.1)$$

где $\sigma_{из}$ – напряжения изгиба, МПа;

$\sigma_{сж}$ – напряжения сжатия, МПа.

После подстановки параметров зубьев и введения коэффициентов расчетной нагрузки получается формула для определения напряжений σ_F , которая используется для проверочного расчета цилиндрических прямозубых передач:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot m} \leq [\sigma_F] \quad (1.2)$$

где F_t – окружная сила, Н;

K_F – коэффициент расчетной нагрузки;

Y_F – коэффициент формы зуба, определяется в зависимости от числа зубьев;

b – ширина зубчатого венца, мм;

m – модуль зацепления, мм;

$[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения изгиба для материала зубчатых колес, МПа.

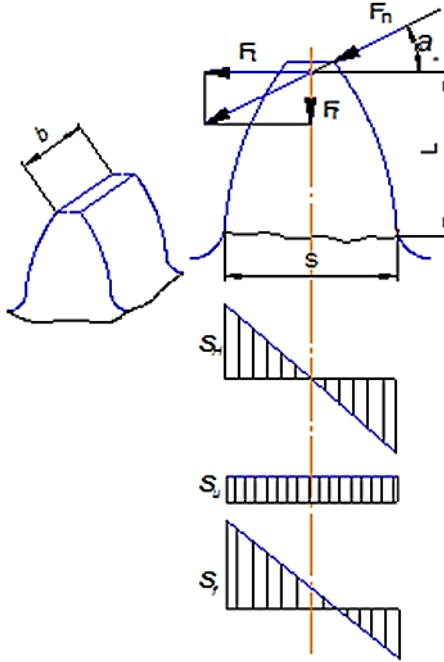


Рис. 1.2. Расчетная схема нагружения зуба прямозубого цилиндрического колеса

Более подробно вывод этой формулы приведен в учебнике [1].

При проектировании открытых цилиндрических прямозубых передач формулу (1.2) решают относительно модуля [2].

Формулу проектного расчета открытой цилиндрической прямозубой передачи можно записать в следующем виде:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{z_1 \cdot \Psi_{bm} \cdot [\sigma]_F}}, \quad (1.3)$$

где T_1 – вращающий момент на шестерне, Н · мм;

z_1 – число зубьев шестерни;

ψ_{bm} – коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля,

$\psi_{bd} = b/m$;

$[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения изгиба, МПа.

При проектировании открытой цилиндрической косозубой передачи формулу для определения модуля в зацеплении можно записать в следующем виде:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta}{z_1 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma]_F}}, \quad (1.4)$$

где Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Коэффициент Y_β определяется по следующей формуле

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}, \quad (1.5)$$

где β – угол наклона зубьев, град.

Опыт эксплуатации зубчатых передач показывает, что усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев возникает только в закрытых передачах. Открытые передачи чаще всего выходят из строя в результате абразивного износа зубьев – истирающего действия различных посторонних частиц, попадающих в зацепление. По этой причине открытые зубчатые передачи не рассчитывают на контактную прочность, а рассчитывают лишь на изгиб зубьев.

При расчете конических зубчатых передач учитываются особенности геометрической формы зубьев и их нагружения. Размеры поперечного сечения зуба конического колеса изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса. Все поперечные сечения зуба геометрически подобны (рис. 1.3). Известно, что удельная нагрузка q распределяется по закону треугольника, вершина которого совпадает с вершиной делительного конуса, и что напряжения изгиба одинаковы по всей длине зуба [1]. Это позволяет вести расчет по любому сечению. На практике за расчетное принято среднее сечение зуба с нагрузкой q_m .

По аналогии с прямозубой цилиндрической передачей напряжения изгиба σ_F для конической передачи определяются по формуле

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{v \cdot b \cdot m} \leq [\sigma]_F, \quad (1.6)$$

где m – модуль в среднем нормальном сечении зуба, мм;
 v – коэффициент, учитывающий нагрузочную способность конической прямозубой передачи относительно цилиндрической по опытным данным. Принимается равным 0,85.

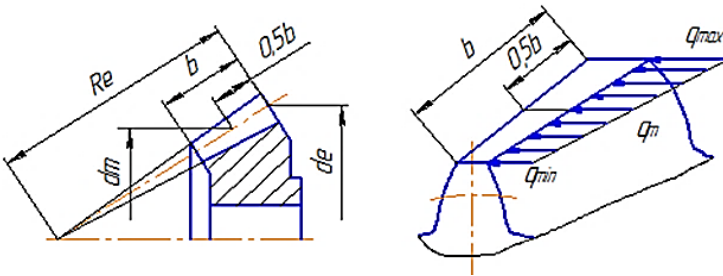


Рис. 1.3. Схема зуба конической прямозубой передачи

Формула (1.7) используется для проверочного расчета зубьев конической передачи по напряжениям изгиба. При проектировании открытых конических передач формулу (1.7) решают относительно модуля, производя ряд замен некоторых величин другими для удобства расчетов [1]:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{v \cdot z_1 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma]_F}}. \quad (1.7)$$

2. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ОТКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Выбирается марка стали, вид заготовки, термообработка, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса. Рекомендуемые марки сталей: 40, 45, 40X. Вид термообработки: нормализация или улучшение, причем улучшение рекомендуется при диаметре колеса не более 500 мм. Более подробно марки сталей, термообработка и механические свойства приведены в табл. 1 и 2. Вид заготовки: поковка, прокат или литье. Литье следует выбирать при диаметре колеса более 500 мм.

Т а б л и ц а 1. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес при термообработке «нормализация и улучшение» (HB<350) [1]

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	σ_b , МПа	σ_m , МПа	Твердость, HB	Термообработка
35	До 100	510	270	140...187	Нормализация
	100...300	490	260		
	300...500	470	240		
40	До 100	550	280	152...207	Нормализация
	100...300	530	270		
	300...500	510	260		
	100...300	700	400	192...228	Улучшение
45	До 100	590	300	170...217	Нормализация
	100...300	570	290		
	300...500	550	280		
45	До 90	780	440	230...250	Улучшение
	90...120	730	390	210...220	
	>130	690	340	200	
35X	До 60	940	740	190...240	Нормализация
	60...100	740	490		
	100...200	690	440		
	До 200	740	490	220...260	Улучшение
40X	100...200	760	490	200...230	Нормализация
	200...300	740	490		
40X	До 120	930	690	250...285	Улучшение
	120...150	880	590	240...270	
	150...180	830	540	230...255	
	180...250	780	490	215...240	
40XH	До 150	930	690	265...295	Улучшение
	150...180	880	590	250...280	
	180...250	835	540	235...265	
45X	До 100	850	650	230...280	Улучшение
	100...300	750	500	200...265	

Т а б л и ц а 2. Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес при других видах термообработки [3]

Марка стали	Твердость HRC	Термообработка
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН	45...55	Закалка
12ХНЗА, 18Х2Н4МА, 20ХМ	50...63	Цементация, закалка
20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	56...63	Нитроцементация
30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х	56...63	Азотирование
40Х, 40ХН, 35ХМ	45...63	Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ

2. Определяются допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$ для шестерни (при одинаковом виде термообработки шестерни и колеса и разности твердости зубьев их на 15...30 единиц НВ, наименее прочным на изгиб является зуб шестерни):

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\limb} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{[S]_F}, \quad (2.1)$$

где $\sigma_{F\limb}$ – предел выносливости по напряжениям изгиба (табл. 3), МПа;
 K_{FL} – коэффициент долговечности, учитывает влияние срока службы и режима нагрузки. Для передач, у которых число циклов нагружения больше базового, можно принять $K_{FL} = 1$ [1];
 K_{FC} – коэффициент, учитывающий реверсивность передачи. Для реверсивных передач $K_{FC} = 0,75$, а для неревверсивных передач $K_{FC} = 1$ [1];

$[S]_F$ – коэффициент безопасности.

Коэффициент безопасности $[S]_F$ определяется по следующей зависимости:

$$[S]_F = [S]'_F \cdot [S]''_F, \quad (2.2)$$

где $[S]'_F$ – коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатых колес (табл. 3);

$[S]''_F$ – коэффициент, учитывающий способ изготовления зубчатых колес. Для поковки и штамповки $[S]''_F = 1,0$; для проката $[S]''_F = 1,15$; для литых заготовок $[S]''_F = 1,3$ [3].

3. Определяются числа зубьев z_1 и z_2 .

Число зубьев шестерни z_1 принимается из условия $z_1 > z_{\min}$. Для прямозубых некоррегированных передач $z_{\min}=17$. Рекомендуется принимать $z_1 = 18 \dots 24$.

Т а б л и ц а 3. Значения предела выносливости при отнулевом цикле изгиба σ_{Flimb} и коэффициента безопасности $[S]_F$ [3]

Марка стали	Термическая обработка	Твердость зубьев		σ_{Flimb}	$[S]_F$
		на поверхности	в сердцеvine		
35, 40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	Нормализация, улучшение	HB 180...350		1,8HB	1,75
40X, 40XH, 40XФА	Объемная закалка	HRC 38...50		500...550	1,8
40XH, 40XH2МА	Закалка при нагреве ТВЧ	HRC 48...58	HRC 25...30	700	1,75
20XH, 20XH2M, 12XH2, 12XH3А	Цементация	HRC 57...63	–	950	1,55
Стали, содержащие алюминий	Азотирование	HV 700...950	HRC 24...40	300 + 1,2HRC сердцевины	1,75

Число зубьев колеса определяется по формуле

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (2.3)$$

где u – передаточное отношение.

4. Определяется модуль m :

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{z_1 \cdot \Psi_{bm} \cdot [\sigma]_F}}. \quad (2.4)$$

Коэффициент $K_{F\beta}$ на предварительном этапе следует принимать равным 1,25...1,35.

Коэффициент формы зуба Y_F принимается в зависимости от числа зубьев шестерни z_1 по табл. 4.

Т а б л и ц а 4. Значения коэффициента формы зуба Y_F [3]

z	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61	3,60

Коэффициент ψ_{bm} следует принимать из следующего диапазона $\psi_{bm} = 6 \dots 15$.

Величину модуля m следует выбрать по ГОСТ из ряда, мм:

1-й ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25.

2-й ряд: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22.

Первый ряд следует предпочитать второму.

Расчет формулы (2.4) ведется по тому элементу зубчатого зацепления, у которого соотношение $[\sigma]_F/Y_F$ меньше.

5. Определяются диаметры шестерни и колеса:

– делительные диаметры:

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad (2.5)$$

$$d_2 = m \cdot z_2; \quad (2.6)$$

– диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m; \quad (2.7)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m; \quad (2.8)$$

– диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m; \quad (2.9)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m. \quad (2.10)$$

6. Определяется межосевое расстояние a :

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (2.11)$$

7. Определяются ширины зубчатых колес b_1 и b_2 :

$$b_2 = m \cdot \psi_{bm}; \quad (2.12)$$

$$b_1 = b_2 + 5. \quad (2.13)$$

8. Определяется коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}. \quad (2.14)$$

9. Определяется окружная скорость V :

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (2.15)$$

где n_1 – частота вращения шестерни, об/мин.

10. Определяется степень точности изготовления зубчатых колес (табл. 5).

Т а б л и ц а 5. Степень точности изготовления зубчатых колес [3]

Степень точности	Окружная скорость колес V , м/с			
	Прямозубая передача		Непрямозубая передача	
	Цилиндрическая	Коническая	Цилиндрическая	Коническая
6	До 20	До 12	До 30	До 20
7	До 12	До 8	До 20	До 10
8	До 6	До 4	До 10	До 7
9	До 2	До 1,5	До 4	До 3

11. Определяются действующие напряжения изгиба σ_F :

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F \cdot Y_F}{d_1 \cdot b \cdot m} \leq [\sigma_F], \quad (2.16)$$

где K_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба.

Коэффициент нагрузки K_F определяется по следующей формуле:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu}, \quad (2.17)$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями. Для цилиндрической прямозубой передачи $K_{F\alpha} = 1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (табл. 6);

K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамические нагрузки в зацеплении (табл. 7).

При расчете формулы (2.17) допускаются отклонения расчетного напряжения σ_F от допускаемого напряжения $[\sigma]_F$ от –15 % до + 5 %.

Т а б л и ц а 6. Значения коэффициента K_{Fp} для консольного расположения зубчатых колес относительно опор [3]

Коэффициент Ψ_{bd}	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
	HB ≤ 350	HB > 350
0,2	1,18	1,35
0,4	1,37	1,70
0,6	1,62	–

Т а б л и ц а 7. Значения коэффициента K_{Fv} [3]

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Окружная скорость колес V , м/с				
		1	3	5	8	10
6	HB ≤ 350	1,06	1,18	1,32	1,5	1,64
	HB > 350	1,02	1,06	1,1	1,16	1,2
7	HB ≤ 350	1,08	1,24	1,4	1,64	1,8
	HB > 350	1,02	1,06	1,12	1,19	1,25
8	HB ≤ 350	1,1	1,3	1,48	1,77	1,96
	HB > 350	1,03	1,09	1,15	1,24	1,3
9	HB ≤ 350	1,11	1,33	1,56	1,9	–
	HB > 350	1,03	1,09	1,17	1,28	1,35

12. Определяются силы в зацеплении:
окружные

$$F_1 = F_2 = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}; \quad (2.18)$$

радиальные

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.19)$$

где α – угол профиля зуборезного инструмента, град. Данный угол принимается равным 20°.

3. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА ОТКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Выбирается марка стали, вид заготовки, термообработка, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса. Рекомендуемые марки сталей: 40, 45, 40Х. Термообработка: нормализация или улучшение, причем улучшение рекомендуется при диаметре колеса не более 500 мм. Заготовка:ковка или литье (при диаметре колеса >500 мм). Более подробно марки сталей, термообработка и механические свойства приведены в табл. 1 и 2.

2. Определяются допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$ для шестерни (при одинаковом виде термообработки шестерни и колеса и разности твердости зубьев их на 15-30 единиц НВ, наименее прочным на изгиб является зуб шестерни):

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ limb}} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{[S]_F}. \quad (3.1)$$

Методика определения составляющих формулы (1.3) аналогична методике для цилиндрической прямозубой передачи (раздел 2).

3. Определяются числа зубьев z_1 и z_2 .

Число зубьев шестерни z_1 принимается из условия $z_1 > z_{\min}$. Для прямозубых некоррегированных передач $z_{\min} = 17$. Рекомендуется принимать $z_1 = 17 \dots 22$.

Число зубьев колеса определяется по формуле

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (3.2)$$

4. Определяются углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\delta_2 = \arctg u; \quad (3.3)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (3.4)$$

5. Определяется средний окружной модуль m :

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{v \cdot z \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma]_F}}, \quad (3.5)$$

где v – коэффициент, учитывающий нагрузочную способность конической прямозубой передачи относительно цилиндрической по опытным данным. Принимается равным 0,85.

Коэффициент $K_{F\beta}$ на предварительном этапе следует принимать для колес с твердостью поверхности зубьев $HV \leq 350$ равным 1,2...1,35; при твердости $HV > 350 - K_{F\beta} = 1,25 \dots 1,45$ [3].

Коэффициент формы зуба Y_F принимается по табл. 4 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни z_v , которое определяется по следующей формуле:

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta}. \quad (3.6)$$

Коэффициент ширины венца по отношению к среднему модулю ψ_{bm} определяется по следующей зависимости:

$$\psi_{bm} = \frac{b}{m} = \frac{z_1}{6 \cdot \sin \delta_1} = \frac{z_2}{6 \cdot \sin \delta_2}. \quad (3.7)$$

Расчет формулы (3.5) ведется по тому элементу зубчатого зацепления, у которого соотношение $[\sigma]_F/Y_F$ меньше.

6. Определяется ширина зубчатого венца b :

$$b = m \cdot \psi_{bm}. \quad (3.8)$$

7. Определяется внешний окружной модуль m_e :

$$m_e = m + \frac{b \cdot \sin \delta_1}{z_1} = \frac{m}{0,857}. \quad (3.9)$$

Величину модуля m_e не обязательно округлять до стандартного, так как технология изготовления конических колес позволяет нарезать зубья с любой величиной внешнего модуля m_e . Однако для получения значений внешних делительных диаметров в виде целых чисел или дробных, но кратных 5, m_e следует выбрать по ГОСТу из следующего ряда:

2,5; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7; 8; 9; 10.

8. Определяются внешние делительные диаметры шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} :

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1; \quad (3.10)$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2. \quad (3.11)$$

9. Определяется внешнее конусное расстояние R_e :

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (3.12)$$

10. Уточняется средний модуль m :

$$m = m_e - \frac{b \cdot \sin \delta_1}{z_1} = 0,857 \cdot m_e. \quad (3.13)$$

11. Определяется среднее конусное расстояние R :

$$R = R_e - 0,5 \cdot b. \quad (3.14)$$

12. Определяются средние делительные диаметры шестерни d_1 и колеса d_2 :

$$d_1 = m \cdot z_1; \quad (3.15)$$

$$d_2 = m \cdot z_2. \quad (3.16)$$

13. Определяется коэффициент ширины зубчатого венца по отношению к среднему диаметру ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}. \quad (3.17)$$

14. Определяются внешние делительные диаметры шестерни и колеса по вершинам зубьев d_{ae1} , d_{ae2} :

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1; \quad (3.18)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2. \quad (3.19)$$

15. Определяется высота зуба h_e :

$$h_e = 2,2 \cdot m_e. \quad (3.20)$$

16. Определяется окружная скорость V :

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (3.21)$$

17. Определяется степень точности изготовления зубчатых колес (см. табл. 5).

18. Определяются действующие напряжения изгиба σ_F :

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F \cdot Y_F}{v \cdot d_1 \cdot b \cdot m} \leq [\sigma]_F, \quad (3.22)$$

Коэффициент нагрузки K_F определяется по аналогии с открытой цилиндрической прямозубой передачей.

При расчете формулы (3.22) допускаются отклонения расчетного напряжения σ_F от допускаемого напряжения $[\sigma]_F$ от -15% до $+5\%$.

19. Определяются силы в зацеплении:

окружные

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}; \quad (3.23)$$

радиальная на шестерне (радиальная сила на шестерне равна осевой силе на колесе)

$$F_{r1} = F_{x2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1. \quad (3.24)$$

осевая на шестерне (осевая сила на шестерне равна радиальной силе на колесе)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2. \quad (3.25)$$

4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОТКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 742,2$ Н·м, крутящий момент на колесе $T_2 = 972,4$ Н·м, частота вращения шестерни $n_1 = 154,4$ мин⁻¹, передаточное отношение передачи $u = 1,4$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса.

Принимаем сталь 40Х, термообработка: улучшение, твердость зубьев шестерни НВ 280, колеса НВ 260, вид заготовки: поковка (см. табл. 1).

2. Определяем допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$ для шестерни:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\text{limb}} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{[S]_F}.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба $\sigma_{F\text{limb}}$ для данной стали и термообработки равняется (см. табл. 3):

– для шестерни

$$\sigma_{F\text{limb}1} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{F\text{limb}2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности $[S]_F$ будет равен (см. табл. 3)

$$[S]_F = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Тогда допускаемое напряжение изгиба будет равно:

– для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = \frac{504 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 288 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma]_{F2} = \frac{468 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 267,4 \text{ МПа.}$$

3. Находим числа зубьев z_1 и z_2 .

Число зубьев шестерни z_1 принимаем равным 25.

Число зубьев колеса определяется по формуле

$$z_2 = 25 \cdot 1,4 = 35.$$

Коэффициент формы зуба Y_F по табл. 4 будет равен для шестерни $Y_{F1} = 3,9$, для колеса $Y_{F2} = 3,75$.

Определяем соотношение $[\sigma]_F/Y_F$ для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{288}{3,9} = 73,8 \text{ МПа;}$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{267,4}{3,75} = 71,3 \text{ МПа.}$$

Дальнейший расчет ведем по колесу, так как для нее данное соотношение меньше.

4. Определяем модуль зацепления m :

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F2}}{z_2 \cdot \Psi_{bm} \cdot [\sigma]_F}}.$$

Коэффициент $K_{F\beta}$ для консольного расположения колес принимаем равным 1,35.

Коэффициент Ψ_{bm} принимаем равным 10 (с. 12).

Тогда модуль зацепления будет равен

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 972,4 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 3,75}{35 \cdot 10 \cdot 267,4}} = 4,72 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным рядом (с. 12), принимаем модуль зацепления $m = 5$ мм.

5. Определяем диаметры шестерни и колеса:

– делительные диаметры:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 25 = 125 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 35 = 175 \text{ мм}.$$

– диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 125 + 2 \cdot 5 = 135 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 175 + 2 \cdot 5 = 185 \text{ мм}.$$

– диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 125 - 2,5 \cdot 5 = 112,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 175 - 2,5 \cdot 5 = 162,5 \text{ мм}.$$

6. Рассчитываем межосевое расстояние a :

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{125 + 175}{2} = 150 \text{ мм}.$$

7. Определяем ширины зубчатых колес b_1 и b_2 :

$$b_2 = m \cdot \psi_{bm} = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 50 + 5 = 55 \text{ мм}.$$

8. Вычисляем коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{55}{125} = 0,44.$$

9. Определяем окружную скорость V :

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 154,4}{60 \cdot 10^3} = 1,01 \text{ м/с.}$$

10. Принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес (см. табл. 5).

11. Производим проверку по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_2 \cdot K_F \cdot Y_{F2}}{d_2 \cdot b_2 \cdot m} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки K_F определяем по следующей формуле:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}.$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, для цилиндрической прямозубой передачи принимается равным 1,0 [2].

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, принимаем равным 1,37 (см. табл. 6).

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, принимается равным 1,11 (см. табл. 7).

Тогда коэффициент нагрузки K_F будет равен

$$K_F = 1,0 \cdot 1,37 \cdot 1,11 = 1,52.$$

Тогда рабочее напряжение изгиба σ_F будет равняться

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 972,4 \cdot 10^3 \cdot 1,52 \cdot 3,75}{175 \cdot 50 \cdot 5} = 253,4 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 267,4 \text{ МПа.}$$

Определяем отклонение рабочего напряжения изгиба σ_F от допустимого напряжения изгиба $[\sigma]_F$:

$$\delta = \frac{\sigma_F - [\sigma]_F}{[\sigma]_F} \cdot 100 = \frac{253,4 - 267,4}{267,4} = -5,2 \text{ \%}.$$

Недогрузка составляет 5,2 %, что меньше допустимой недогрузки $[\delta] = 15 \%$. Следовательно, материал передачи принят верно.

12. Определяем силы в зацеплении:
окаужные

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 742,2 \cdot 10^3}{125} = 11875,2 \text{ Н};$$

радиальные

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 11875,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 4322,2 \text{ Н}.$$

5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОТКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ КОСОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 136,2$ Н·м, крутящий момент на колесе $T_2 = 523,2$ Н·м, частота вращения шестерни $n_1 = 738$ мин⁻¹, передаточное отношение передачи $u = 4$, угол наклона зубьев $\beta = 9^\circ$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса.

Принимаем сталь 40X, термообработка: улучшение, твердость зубьев шестерни НВ 280, колеса НВ 260, вид заготовки: поковка (см. табл. 1).

2. Определяем допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$ для шестерни:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\lim b} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{[S]_F}.$$

Предел выносливости по напряжениям изгиба $\sigma_{F\lim b}$ для данной стали и термообработки равняется (см. табл. 3):

– для шестерни

$$\sigma_{F\lim b1} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{F\lim b2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 260 = 468 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности $[S]_F$ будет равен (см. табл. 3):

$$[S]_F = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Тогда допускаемое напряжение изгиба будет равно:

– для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = \frac{504 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 288 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma]_{F2} = \frac{468 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 267,4 \text{ МПа.}$$

3. Находим числа зубьев z_1 и z_2 .

Число зубьев шестерни z_1 принимаем равным 25.

Число зубьев колеса определяется по формуле

$$z_2 = 25 \cdot 4 = 100.$$

Коэффициент формы зуба Y_F принимается в зависимости от эквивалентного числа зубьев, которое определяется следующим образом:

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta},$$

где β – угол наклона зубьев цилиндрической косозубой передачи (см. задание на курсовое проектирование).

Тогда эквивалентное число зубьев будет равняться:

– для шестерни

$$z_{v1} = \frac{25}{\cos^3 9^\circ} = 25,9;$$

– для колеса

$$z_{v2} = \frac{100}{\cos^3 9^\circ} = 103,8.$$

Коэффициент формы зуба по табл. 4 будет равен для шестерни $Y_{F1} = 3,9$, для колеса $Y_{F2} = 3,6$.

Определяем соотношение $[\sigma]_F/Y_F$ для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{288}{3,9} = 73,9 \text{ МПа;}$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{267,4}{3,6} = 74,2 \text{ МПа.}$$

Дальнейший расчет ведем по шестерне, так как для нее данное соотношение меньше.

4. Определяем модуль зацепления m :

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1} \cdot Y_{\beta}}{z_1 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma]_F}}$$

Коэффициент $K_{F\beta}$ для консольного расположения колес принимаем равным 1,35.

Коэффициент Y_{β} , учитывающий наклон зубьев, определяем как

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140^{\circ}} = 1 - \frac{9^{\circ}}{140^{\circ}} = 0,94.$$

Коэффициент ψ_{bm} принимаем равным $\psi_{bm} = 10$ (с. 12).

Тогда модуль зацепления будет равен

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 136,2 \cdot 10^3 \cdot 1,35 \cdot 3,9 \cdot 0,94}{25 \cdot 10 \cdot 288}} = 2,66 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным рядом (с. 12), принимаем модуль зацепления $m = 2,75$ мм.

5. Определяем диаметры шестерни и колеса:

– делительные диаметры:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{2,75 \cdot 25}{\cos 9^{\circ}} = 69,6 \text{ мм;}$$

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2,75 \cdot 100}{\cos 9^{\circ}} = 278,4 \text{ мм;}$$

– диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 69,6 + 2 \cdot 2,75 = 75,1 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 278,4 + 2 \cdot 2,75 = 283,9 \text{ мм};$$

– диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 69,6 - 2,5 \cdot 2,75 = 62,725 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 278,4 - 2,5 \cdot 2,75 = 271,525 \text{ мм}.$$

6. Определяем межосевое расстояние a :

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{69,6 + 278,4}{2} = 174 \text{ мм}.$$

7. Вычисляем ширины зубчатых колес b_1 и b_2 :

$$b_2 = m \cdot \psi_{bm} = 2,75 \cdot 10 = 27,5 \text{ мм};$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 27,5 + 5 = 32,5 \text{ мм}.$$

8. Определяем коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{32,5}{69,6} = 0,467.$$

9. Определяем окружную скорость V :

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 69,6 \cdot 738}{60 \cdot 10^3} = 2,69 \text{ м/с}.$$

10. Принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес (см. табл. 5).

11. Производим проверку по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta}{d_1 \cdot b_1 \cdot m} \leq [\sigma_F].$$

Коэффициент нагрузки K_F определяем по следующей формуле:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, для цилиндрической косозубой передачи принимается равным 0,92 [2].

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, принимаем равным 1,37 (см. табл. 6).

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, принимается равным $K_{Fv} = 1,33$ (см. табл. 7).

Тогда коэффициент нагрузки K_F будет равен

$$K_F = 0,92 \cdot 1,37 \cdot 1,33 = 1,68.$$

Рабочее напряжение изгиба σ_F будет равняться

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 132,6 \cdot 10^3 \cdot 1,68 \cdot 3,9 \cdot 0,94}{69,6 \cdot 32,5 \cdot 2,75} = 262,5 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 288 \text{ МПа}.$$

Определяем отклонение рабочего напряжения изгиба σ_F от допускаемого напряжения изгиба $[\sigma]_F$:

$$\delta = \frac{\sigma_F - [\sigma]_F}{[\sigma]_F} \cdot 100 = \frac{262,5 - 288}{288} = -8,9 \text{ \%}.$$

Недогрузка составляет 8,9 %, что меньше допустимой недогрузки $[\delta] = 15 \text{ \%}$. Следовательно, материал передачи принят верно.

12. Определяем силы в зацеплении:

окружные

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 136,2 \cdot 10^3}{69,6} = 3913,8 \text{ Н};$$

радиальные

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 3913,8 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 9^\circ} = 1442,3 \text{ Н};$$

осевые

$$F_{x_1} = F_{x_2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 3913,8 \cdot \operatorname{tg} 9^\circ = 619,9 \text{ Н}.$$

6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОТКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПРЯМОЗУБОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные: крутящий момент на шестерне $T_1 = 80,3$ Н·м, крутящий момент на колесе $T_2 = 485,7$ Н·м, частота вращения шестерни $n_1 = 362,63$ мин⁻¹, передаточное отношение передачи $u = 6,3$.

1. Выбираем марку стали, вид заготовки, термообработку, твердость поверхности зубьев шестерни и колеса.

Принимаем сталь 45X, термообработка: улучшение, твердость зубьев шестерни HB 270, колеса HB 240, вид заготовки: поковка (см. табл. 1).

2. Определяем допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$ для шестерни и колеса:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\text{limb}} \cdot K_{FL} \cdot K_{FC}}{[S]_F}.$$

Пределы выносливости по напряжениям изгиба $\sigma_{F\text{limb}}$ для шестерни и колеса для данной стали и термообработки равняются (см. табл. 3):

– для шестерни

$$\sigma_{F\text{limb}1} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 270 = 486 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$\sigma_{F\text{limb}2} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности $[S]_F$ будет равен (см. табл. 3)

$$[S]_F = 1,75 \cdot 1 = 1,75.$$

Тогда допускаемые напряжения будут равны:

– для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = \frac{486 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 277,7 \text{ МПа};$$

– для колеса

$$[\sigma]_{F2} = \frac{432 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 246,9 \text{ МПа.}$$

3. Находим число зубьев z_1 и z_2 .

Число зубьев шестерни z_1 принимаем равным 18.

Число зубьев колеса определяется по формуле

$$z_2 = 18 \cdot 6,3 = 113,4.$$

Принимаем $z_2 = 113$.

4. Определяем углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\delta_2 = \arctg 6,3 = \arctg 6,3 = 80,9^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 80,9^\circ = 9,1^\circ.$$

5. Вычисляем коэффициент формы зуба Y_F для шестерни и колеса.

Данный коэффициент принимается по табл. 4 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_v шестерни и колеса, которые определяются по следующим формулам:

– для шестерни

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{18}{\cos 9,1^\circ} = 18,2;$$

– для колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{113}{\cos 80,9^\circ} = 714,5.$$

Тогда коэффициенты формы зуба $Y_{F1} = 4,28$ и $Y_{F2} = 3,6$.

6. Определяем соотношение $[\sigma]_F/Y_F$ для шестерни и колеса:

– для шестерни

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{277,7}{4,28} = 64,9 \text{ МПа;}$$

– для колеса

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{246,9}{3,6} = 68,6 \text{ МПа.}$$

Дальнейший расчет ведем по шестерне, так как для нее данное соотношение меньше.

7. Определяем средний окружной модуль m :

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{v \cdot z_1 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma]_F}}.$$

Принимаем коэффициент $K_{F\beta} = 1,3$, так как колеса с твердостью поверхности зубьев $HВ \leq 350$ [2].

Коэффициент ширины венца по отношению к среднему модулю ψ_{bm} определяется по следующей зависимости:

$$\psi_{bm} = \frac{b}{m} = \frac{z_1}{6 \cdot \sin \delta_1} = \frac{18}{6 \cdot \sin 9,1^\circ} = 19;$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 80,3 \cdot 10^3 \cdot 1,3 \cdot 4,28}{0,85 \cdot 18 \cdot 19 \cdot 277,7}} = 2,23 \text{ мм.}$$

8. Вычисляем внешний окружной модуль m_e :

$$m_e = \frac{m}{0,857} = \frac{2,23}{0,857} = 2,6 \text{ мм.}$$

Согласовав со стандартным рядом (с. 16), принимаем $m_e = 3$ мм.

9. Уточняем средний модуль m :

$$m = 0,857 \cdot m_e = 0,857 \cdot 3 = 2,57 \text{ мм.}$$

10. Определяем ширину зубчатого венца b :

$$b = 2,57 \cdot 19 = 48,8 \text{ мм.}$$

11. Определяем внешние делительные диаметры шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} :

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3 \cdot 18 = 54 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 3 \cdot 113 = 339 \text{ мм}.$$

12. Находим внешнее конусное расстояние R_e :

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3 \cdot \sqrt{18^2 + 113^2} = 294,8 \text{ мм}.$$

13. Вычисляем среднее конусное расстояние R :

$$R = R_e - 0,5 \cdot b = 294,8 - 0,5 \cdot 48,8 = 270,4 \text{ мм}.$$

14. Рассчитываем средние делительные диаметры шестерни d_1 и колеса d_2 :

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2,57 \cdot 18 = 46,3 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2,57 \cdot 113 = 290,4 \text{ мм}.$$

15. Определяем коэффициент ширины зубчатого венца по отношению к среднему диаметру ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{48,8}{46,3} = 1,1.$$

16. Вычисляем внешние делительные диаметры шестерни и колеса по вершинам зубьев d_{ae1} , d_{ae2} :

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 54 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 9,1^\circ = 59,9 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 339 + 2 \cdot 3 \cdot \cos 80,9^\circ = 400 \text{ мм}.$$

17. Определяем высоту зуба h_e :

$$h_e = 2,2 \cdot m_e = 2,2 \cdot 3 = 6,6 \text{ мм}.$$

18. Находим окружную скорость V :

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 46,3 \cdot 362,63}{60 \cdot 10^3} = 0,88 \text{ м/с.}$$

19. По табл. 5 принимаем 9-ю степень точности изготовления зубчатых колес.

20. Определяем действующие напряжения изгиба σ_F :

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F \cdot Y_F}{v \cdot d_1 \cdot b \cdot m} \leq [\sigma]_F.$$

Коэффициент K_{Fa} , учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, для конической прямозубой передачи принимается равным 1,0 [2].

Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, принимаем равным 1,62 (см. табл. 6).

Коэффициент K_{Fv} , учитывающий динамические нагрузки в зацеплении, принимается равным 1,11 (см. табл. 7).

Тогда коэффициент нагрузки K_F будет равен

$$K_F = 1,0 \cdot 1,62 \cdot 1,11 = 1,8.$$

Рабочее напряжение изгиба σ_F будет равняться

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 80,3 \cdot 10^3 \cdot 1,8 \cdot 4,28}{0,85 \cdot 46,3 \cdot 48,8 \cdot 2,63} = 250 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 277,7 \text{ МПа.}$$

Определяем отклонение рабочего напряжения изгиба σ_F от допускаемого напряжения изгиба $[\sigma]_F$:

$$\delta = \frac{\sigma_F - [\sigma]_F}{[\sigma]_F} \cdot 100 = \frac{250 - 277,7}{277,7} = -10 \text{ \%}.$$

Недогрузка составляет 10 %, что меньше допустимой недогрузки $[\delta] = 15 \text{ \%}$. Следовательно, материал передачи принят верно.

21. Вычисляем силы в зацеплении:

окружные

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 80,3 \cdot 10^3}{46,3} = 3468,7 \text{ Н};$$

радиальная сила на шестерне равна осевой силе на колесе

$$F_{r1} = F_{x2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 3468,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 9,1^\circ = 1246,6 \text{ Н};$$

осевая сила на шестерне равна радиальной силе на колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 = 3468,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 80,9^\circ = 199,7 \text{ Н}.$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. И в а н о в, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2003. – 407 с.
2. ГОСТ 21354–87. Расчет зубчатых передач. – М.: Издательство стандартов, 1987. – 129 с.
3. Ч е р н а в с к и й, С. А. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Критерии работоспособности и теоретические основы расчета.....	4
2. Последовательность расчета открытой цилиндрической прямозубой передачи	9
3. Последовательность расчета открытой конической прямозубой передачи...	15
4. Пример расчета открытой цилиндрической прямозубой передачи	19
5. Пример расчета открытой цилиндрической косозубой передачи	24
6. Пример расчета открытой конической прямозубой передачи	29
Библиографический список.....	35

Учебное издание

Пашкевич Александр Викторович
Рубец Сергей Григорьевич
Горелько Владимир Михайлович и др.

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
Методические указания к выполнению курсового проекта

Редактор *Е. Г. Бутова*
Технический редактор *Н. Л. Якубовская*
Корректор *А. М. Павлова*

Подписано в печать 29.06.2015 Формат 60 × 84 ¹/₁₆. Бумага офсетная.
Ризография. Гарнитура «Таймс». Усл. печ. л. 2,57 Уч.-изд. л. 1,53.
Тираж 75 экз. Заказ .

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Свидетельство о ГРИИРПИ № 1/52 от 09.10.2013.
Ул. Мичурина, 13, 213407, г. Горки.

Отпечатано в УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».
Ул. Мичурина, 5, 213407, г. Горки.