

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

В. Н. Полейчук

**РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ
ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
для студентов всех специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2011

УДК 621.81.83(075.8)
ББК 34.445я73
П49

*Рекомендовано научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 4 от 27.12.2010 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Инженерная графика» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *А. М. Селютин*

Полейчук, В. Н.

К78 Расчет параметров зацепления открытых зубчатых передач механического привода : метод. указания для студентов всех специальностей днев. и заоч. форм обучения / В. Н. Полейчук. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2011. – 42 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрена методика расчета параметров открытых зубчатых передач механического привода. Приведены примеры расчета цилиндрических и конических передач.
Для студентов всех специальностей дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.81.83(075.8)
ББК 34.445я73

© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2011

Введение

«Детали машин» является первым из расчетно-конструкторских курсов, в котором изучают основы проектирования машин и механизмов.

На развитие современного курса «Детали машин» большое влияние оказывает быстрый прогресс отечественного и зарубежного машиностроения. Этот прогресс требует все более широкой стандартизации и унификации деталей общего назначения, а также их изготовления в массовых количествах на специализированных заводах. В условиях массового и специализированного производства значение курса «Детали машин» возрастает.

В заданиях на курсовой проект по «Деталим машин», «Прикладной механике» и «Механике» широко представлены приводы, содержащие редуктор и открытую цилиндрическую или коническую зубчатую передачи. Методика расчета параметров зацепления редукторов (цилиндрических, конических, коническо – цилиндрических, цилиндрическо - конических, червячных, червячно - цилиндрических и цилиндрическо - червячных) изложена в работах [1, 2, 3, 4, 5].

Государственный стандарт и методика расчета открытых зубчатых передач в учебной и основной справочной литературе отсутствуют. Исключение составляет работа [2], однако обозначения и методика расчета в данной работе не соответствуют ГОСТ 21354-87. Это вносит дополнительные трудности при выполнении расчетной части проекта.

В настоящих «Методических указаниях...» рассмотрены вопросы расчета параметров зацепления открытых зубчатых передач по методикам работ [1, 2, 3, 4, 7].

В «Методических указаниях...» использованы новые обозначения расчетных параметров в соответствии с обозначениями, принятыми ГОСТ и ISO. Поэтому ее использование при курсовом проектировании не только облегчит студентам выполнение расчетов, но и будет способствовать более быстрому переходу от старой системы обозначений, содержащейся в работе [2], к новой системе.

1. ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Для изготовления зубчатых колес открытых (тихоходных) передач применяют [2, 3, 4]:

1. Для малонагруженных передач серые чугуны СЧ 18 – 36, СЧ 21 – 40, СЧ 24 – 44.

2. Для средненагруженных передач модифицированные чугуны (повышенной прочности) СЧ 28 – 48, СЧ 32 – 56 и СЧ 35 – 56.

3. Для сравнительно сильно нагруженных передач: высокопрочные чугуны с шаровидным графитом ВЧ 40 – 10, ВЧ 45 – 0, ВЧ 50 – 1,5 и ВЧ 60 – 2; ковкие чугуны КЧ 32 – 12, КЧ 45 – 6, КЧ 50 – 4 и КЧ 60 – 3; углеродистые стали 40, 45, 50, 55, 55Г для шестерен (поковки) и стальное литье для колес (стали 35Л, 40Л, 45Л, 50Л, 55Л); среднеуглеродистые стали 40, 45 и т. д. для шестерен (поковки) и чугунное литье для колес (СЧ 28 – 32, СЧ 32 – 52, СЧ 35 – 56).

Некоторые рекомендуемые сочетания материалов и виды термической обработки для шестерни и колеса приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Рекомендуемые сочетания материалов и виды термообработки для шестерни и колеса

Шестерня	Колесо	Шестерня	Колесо
СЧ 24 – 40	СЧ 18 – 36 СЧ 21 – 40	СЧ 35 – 56	СЧ 28 – 48 СЧ 32 – 52
ВЧ 50 – 1,5 ВЧ 60 – 2	ВЧ 40 – 10 ВЧ 45 – 0	КЧ 50 – 4 КЧ 60 – 3	КЧ 37 – 12 КЧ 45 – 6
сталь 40 сталь 45 улучшение, нормализация	СЧ 28 – 48 СЧ 32 – 52	сталь 50 сталь 50Г улучшение, нормализация	СЧ 32 – 52 СЧ 35 – 56
сталь 45 улучшение	сталь 35Л сталь 40Л нормализация	сталь 50 сталь 55 улучшение	сталь 45Л сталь 55Л нормализация
сталь 50Г улучшение	сталь 50Л сталь 55Л нормализация		

Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес, приведены в табл. 2, механические свойства чугунов - в табл. 3.

Таблица 2 – Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки (мм)	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Ннв (сердцевины)	Термообработка
40	до 100	550	280	170 ... 190	Нормализация
	100 ... 300	530	270		
	300 ... 500	510	260		
	500 ... 750	490	250		
45	до 120	590	300	210 ... 230	Нормализация
	100 ... 300	570	290		
	300 ... 500	550	280		
	500 ... 750	490	250		
45	60 ... 90	780	440	207 ... 236	Улучшение
	90 ... 120	730	390	196 ... 222	
	130 ... 150	690	340	180 ... 207	
50	до 120	620	320	210 ... 230	Нормализация
	100 ... 300	600	300		
	300 ... 500	580	290		
55	до 100	660	330	185 ... 230	Нормализация
	100 ... 300	940	320		
	300 ... 500	620	310		
50 Г	до 150	640	370	190 ... 229	Нормализация
	150 ... 400	610	320		
50 Г	до 100	740	410	241 ... 285	Улучшение
	100 ... 200	690	390		
35 Л	Любой	490	275	145 ... 180	Нормализация
40 Л		520	295	155 ... 195	
45 Л		540	315	155 ... 195	
50 Л		570	335	190 ... 220	
55 Л		590	345	190 ... 220	

В таблице 2 обозначено: σ_B , σ_T - пределы прочности и текучести стали при растяжении, МПа; Ннв - твердость сердцевины стали по Бринеллю.

Таблица 3 – Механические свойства чугунов, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка чугуна	Предел прочности при растяжении, $\sigma_{вр}$	Предел прочности при сжатии, $\sigma_{вс}$	Предел прочности при изгибе, $\sigma_{ви}$	Предел текучести, σ_T	Твердость по Бринеллю, НВ
	МПа				
Серый чугун (по ГОСТ 1412 – 85)					
СЧ 12 – 28	120	500	280	–	143...229
СЧ 15 – 32	150	650	320	–	163...229
СЧ 18 – 36	180	700	360	–	170...229
СЧ 21 – 40	210	750	400	–	170...241
СЧ 24 – 44	240	850	440	–	170...241
СЧ 28 – 48	280	1000	480	–	170...241
СЧ 32 – 52	320	1100	520	–	187...255
СЧ 35 – 56	350	1200	560	–	197...269
СЧ 38 – 60	380	1400	600	–	207...269
Высокопрочный чугун (по ГОСТ 7293 – 85)					
ВЧ 40 – 10	400	1600...1700	700	300	156...197
ВЧ 45 – 0	450	1600...1700	700	360	187...255
ВЧ 45 – 5	450	1600...1700	700	330	170...207
ВЧ 50 – 1,5	500	1860...2000	900	380	187...255
ВЧ 60 – 2	600	2040...2299	1100	420	197...269
Ковкий чугун после отжига (по ГОСТ 1215 – 79)					
КЧ 30 – 6	294	–	–	–	100...163
КЧ 33 – 8	323	–	–	–	100...163
КЧ 35 – 10	333	–	–	–	100...163
КЧ 37 – 12	362	–	–	–	110...163
КЧ 45 – 6	441	–	–	–	150...207
КЧ 50 – 4	490	–	–	–	170...230
КЧ 56 – 4	539	–	–	–	192...241
КЧ 60 – 3	588	–	–	–	200...269
КЧ 63 – 2	637	–	–	–	212...269
КЧ 70 – 2	686	–	–	–	241...285

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

2.1. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА ПРИ РАСЧЕТЕ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ.

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяем раздельно для шестерни и колеса:

1. Для стальных зубчатых колес по формуле [2, 3, 4]:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}^0}{S_F} K_{FC} K_{FL}, \quad (2.1)$$

где $\sigma_{F \lim b}^0$ – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов N_{F0} перемены напряжений, МПа [3, 4, 7]:

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,8 H_{HB}, \quad (2.2)$$

где H_{HB} – твердость на поверхности зубьев по Бринеллю;

S_F – коэффициент безопасности [1, 3]:

$$S_F = S'_F \cdot S''_F, \quad (2.3)$$

где S'_F – коэффициент, учитывающий нестабильность материала колеса и ответственность зубчатой передачи; для среднеуглеродистых сталей при нормализации или улучшении при вероятности неразрушения до 0,99 $S'_F = 1,75$, свыше 0,99 $S'_F = 2,2$ [1];

S''_F – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса; для поковок и штамповок $S''_F = 1,0$; для проката $S''_F = 1,15$; для литых заготовок $S''_F = 1,3$ [1];

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки; при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1,0$; при двухстороннем приложении нагрузки (реверсивная передача) $K_{FC} = 0,7$ [3, 7];

K_{FL} – коэффициент долговечности [3]:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (2.4)$$

где N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ [3];

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, опре-

деляемое в зависимости от характера циклограммы нагружения; при постоянном режиме нагрузки [3] величину N_{FE} определяют по [3]; при ступенчатой циклограмме нагружения величину N_{FE} определяют по [4] при $m_F = 9$ [2].

При $N_{FE} > N_{F0}$ принимают $K_{FL} = 1,0$.

2. Для чугуновых зубчатых колес по формуле:

$$\sigma_{FP} = (0,31 \dots 0,36) \cdot \sigma_{вр} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}, \quad (2.5)$$

где 0,31 – для отливок необработанных;

0,36 – для отливок нормализованных или улучшенных;

$\sigma_{вр}$ – предел прочности чугуна при растяжении, МПа;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки; при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1,0$; при двухстороннем приложении нагрузки (реверсивная передача) $K_{FC} = 0,7$ [3];

K_{FL} – коэффициент долговечности [3].

2.2. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЕТЕ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ.

Допускаемые предельные напряжения σ_{FPM} , МПа, определяют отдельно для шестерни и для колеса по формуле [2, 7]:

1. Для нормализованной или улучшенной стали:

$$\sigma_{FPM} = 0,8 \cdot \sigma_T, \quad (2.6)$$

где σ_T – предел текучести стали.

2. Для чугуна:

$$\sigma_{FPM} = 0,6 \cdot \sigma_{вр}, \quad (2.7)$$

где $\sigma_{вр}$ – предел прочности чугуна при растяжении, МПа.

3. РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ.

Основные причины выхода из строя открытых передач - абразивный износ и поломка зубьев. Усталостного выкрашивания не наблюдается, так как поверхностные слои снимаются раньше, чем в них появляются трещины усталости [7]. Поэтому для открытых зубчатых передач рекомендуют [2] выполнять следующие виды расчетов:

1. Проектировочный расчет по напряжениям изгиба – определение: для цилиндрических передач модуля m , а затем b_w , d_w , a_w ;

для конических передач m_{tm} , m_{te} , b_w , R_e , R_m , d_m , d_e .

2. Проверочный расчет на выносливость при изгибе с целью предотвращения усталостного излома зубьев.

3. Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой с целью предотвращения остаточной деформации или хрупкого излома зубьев.

Так как в открытых передачах колеса с непрямыми зубьями практически не применяются [2], далее изложена методика расчета прямозубых передач.

Согласно рекомендациям [2, 7] для открытых зубчатых передач назначаем 9-ю степень точности.

3.1. РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

3.1.1. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

Этот расчет служит для предварительного определения размеров зубчатых колес. Окончательные размеры колес устанавливают после выполнения проверочных расчетов на выносливость при изгибе и на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

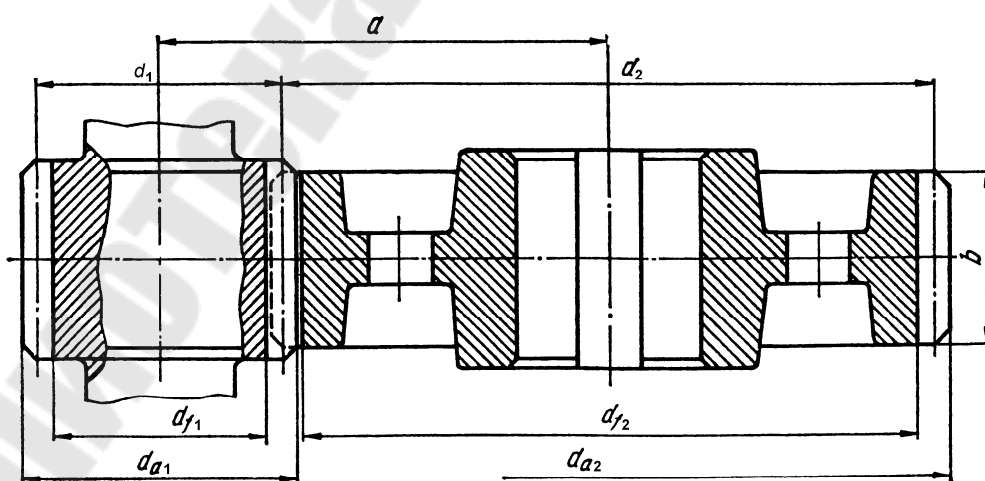


Рисунок 1 – Цилиндрическое прямозубое зацепление

Расчет выполняют в следующей последовательности.

Задаются числом z_1 зубьев шестерни, исходя из рекомендации [2, 3, 4]:

$$z_1 \geq z_{\min} = 17. \quad (3.1)$$

Обычно принимают $z_1 = 18 \dots 24$.

Число z_2 зубьев колеса определяют по формуле [4]:

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

Полученное значение z_2 округляют до целого числа и уточняют величину передаточного отношения u по формуле [3]:

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (3.3)$$

По графику на рис. 2 в зависимости от величин z_1 и z_2 определяют коэффициенты формы зуба для шестерни Y_{F1} и для колеса Y_{F2} .

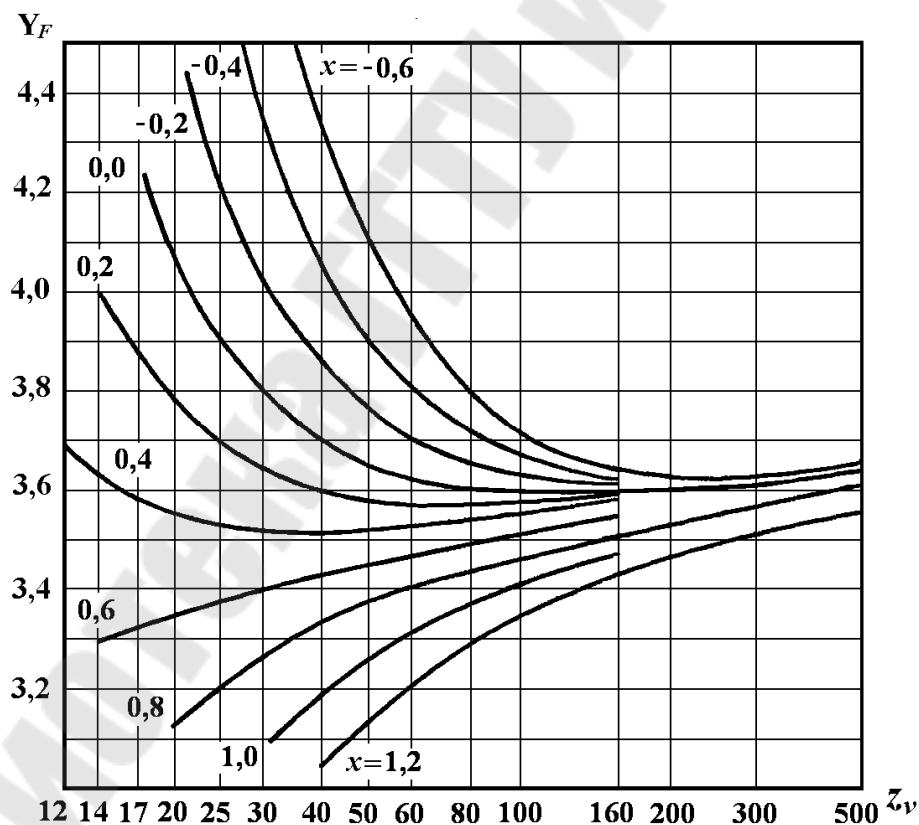


Рисунок 2 – График для определения коэффициента Y_F

Коэффициенты формы зуба можно определить приближенно и по формуле ([1], с.33):

$$Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 29,7 \frac{x}{z_v} + 0,092x^2, \quad (3.4)$$

где z_v - эквивалентное число зубьев. Для прямозубых цилиндрических передач $z_v = z$;

x - коэффициент смещения исходного контура. Для передач, изготовленных без смещения, $x = 0$.

Расчет выполняют для менее прочного колеса передачи, т.е. для колеса, у которого меньше отношение [2]:

$$\sigma_{FP}/Y_F, \quad (3.5)$$

Модуль зацепления m , мм, определяют по формуле [2]:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_F \cdot K_F \cdot K_{изн} \cdot Y_F}{Z \cdot \psi_m \cdot \sigma_{FP}}}, \quad (3.6)$$

где T_F - крутящий момент на зубчатом колесе, по материалу которого ведется расчет, Н·мм;

K_F - коэффициент нагрузки; при проектировочном расчете передачи, когда окружная скорость и параметры передачи еще неизвестны, можно принимать [2]: при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $K_F = 1,3$; при несимметричном или консольном расположении - $K_F = 1,5$;

$K_{изн}$ - коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба в его опасном сечении вследствие износа; его выбирают в зависимости от процента износа, принятого в качестве допускаемого:

% износа	10	20	30	}
$K_{изн}$	1,25	1,5	2,0	}

z - число зубьев колеса;

ψ_m - коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля m ,

$$\psi_m = \frac{b_w}{m}, \quad (3.7)$$

где b_w - ширина зубчатого венца, мм;

Величину коэффициента ψ_m принимают [2]:

$\psi_m = 6...10$ - для колес с литыми зубьями;

$\psi_m = 10...20$ (обычно $10...12$) для колес с нарезанными зубьями;
 σ_{FP} - допускаемое напряжение изгиба для колеса, по материалу которого ведется расчет, МПа;
 Y_F - коэффициент формы зуба.

Величину модуля m округляют до ближайшего (большего) стандартного значения [3, 4]. При этом должно выполняться условие $m \geq 1,5$ мм [2, 3, 7].

Таблица 4 – Значения модулей зубчатых колес (ГОСТ 9563 – 60)
 Размеры в мм

Ряды	Модули, m_n													
1	...1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	...
2	...1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28	...

Ширину b_w того из колес, по материалу которого ведут расчет, определяют с помощью формулы 3.7. Ширину второго из зацепляющихся колес определяют [4]

$$b_{w2} = b_{w1} - 5. \quad (3.8)$$

Величины b_{w1} и b_{w2} округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 6636 - 69.

Определяют диаметры начальных окружностей шестерни d_{w1} и колеса d_{w2} ([4], с. 44)

$$d_{w1} = m \cdot z_1, \quad (3.9)$$

$$d_{w2} = m \cdot z_2. \quad (3.10)$$

Определяют межосевое расстояние a_w по формуле ([4], с. 44)

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}). \quad (3.11)$$

Определяют окружную скорость v_1 шестерни I (в зацеплении) по формуле ([4], с.44)

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (3.12)$$

3.1.2. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Расчет выполняют для колеса, у которого меньше отношение σ_{FP}/Y_F , в следующей последовательности.

Уточняют величину коэффициента K_F нагрузки по формуле [2]

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta}, \quad (3.13)$$

где K_{FV} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; его величину выбирают в зависимости от окружной скорости v в зацеплении и от твердости НВ поверхности зубьев по табл.5,

Таблица 5 – Значение коэффициента K_{FV} , учитывающего динамическую нагрузку

v , м/с	Ннв	K_{FV}	Ннв	K_{FV}
< 1,0	<200	1,2	200... 350	1,1
1...3		1,5		1,4

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца [2]:

$$K_{F\beta} = \theta \cdot (1 - \varphi) + \varphi, \quad (3.14)$$

где θ - вспомогательный коэффициент, выбираемый в зависимости от материала зубчатых колес, их расположения относительно опор и параметра ψ_{bd} по таблице 6.

Таблица 6 – Значение вспомогательного коэффициента θ

Расположение колес относительно опор	Материал зубчатых колес	θ		
		Коэффициент ψ_{bd}		
		1 ... 1,6	1,6...1,8	1,8...3,5
Симметричное	Сталь, сталь и чугун, чугун	1,2	1,3	1,4
Несимметричное или консольное	Сталь, сталь и чугун, чугун	1,3	1,4	1,5

ψ_{bd} - коэффициент ширины шестерни относительно диаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{b_{w1}}{d_{w1}}, \quad (3.15)$$

при $\psi_{bd} < 1,0$ коэффициент $\theta = 1,0$;

φ - вспомогательный коэффициент, зависящий от степени постоянства передаваемой нагрузки; его величину определяют по формуле [2]:

$$\varphi = \frac{1}{T_F} \cdot \frac{\sum T_{Fi} \cdot t_i \cdot n_i}{\sum t_i \cdot n_i}, \quad (3.16)$$

где T_F - максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость; $T_F = T$ ([4], рис. 4.1.1);

T_{Fi} - один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость;

t_i - продолжительность действия момента T_{Fi} , час;

n_i - частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_{Fi} , об/мин.

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия [2, 7]:

$$\sigma_F = Y_F \cdot K_{изн} \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP}, \quad (3.17)$$

где σ_F - расчетное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба колеса, по материалу которого выполняют расчет, МПа;

ω_{Ft} - удельная расчетная окружная сила, $\frac{H}{мм}$:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_w} \cdot K_F, \quad (3.18)$$

где F_{Ft} - исходная расчетная окружная сила, Н:

$$F_{Ft} = \frac{2 \cdot T_{F1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot T_{F2}}{d_{w2}}, \quad (3.19)$$

где T_{F1} , T_{F2} - крутящие моменты на шестерне I и на колесе 2, Н·мм.

Для зубчатых колес перенапряжение [2]

$$\Delta\sigma \% = \frac{\sigma_F - \sigma_{FP}}{\sigma_{FP}} \cdot 100 \%. \quad (3.20)$$

Если $6 \% < \Delta\sigma \% < 20 \%$ (перенапряжение), необходимо увеличить ширину b_w колеса и проверить выполнение условия 3.20.

При $\Delta\sigma \% > 20...25 \%$, необходимо увеличить модуль m зацепления и произвести перерасчет.

Так как основными причинами выхода из строя открытых передач являются: абразивный износ и поломка зубьев, то для повышения ресурса передачи ограничивать недогрузку передачи не целесообразно.

3.1.3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ

Расчет выполняют для менее прочного зубчатого колеса передачи.

Остаточные деформации или хрупкий излом зубьев предотвращается при выполнении условия [2]:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{FM}}{T_F} \leq \sigma_{FPM}, \quad (3.21)$$

где σ_{FM} – расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой, из числа подводимых к передаче;

σ_{FPM} – предельное допускаемое напряжение, определяемое по формуле (2.6) или (2.7);

σ_F – напряжение изгиба при расчете на выносливость, создаваемое исходной расчетной нагрузкой T_{F1} ; величину σ_F определяют по формуле (3.17).

Отношение $\frac{T_{FM}}{T_F}$ – выбирают по каталогу электродвигателей ([4], табл. 16.7.1).

3.1.4. ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.

При выполнении условий (3.17) и (3.21) выбирают окончательно величины m , d_{w1} , d_{w2} , a_w , b_{w1} , b_{w2} .

По формулам ([7], с. 117) определяют диаметры вершин d_a и впадин d_f шестерни 1 и колеса 2 (рис. 1):

$$d_a = d_w + 2m, \quad (3.22)$$

$$d_f = d_w - 2,5m. \quad (3.23)$$

Параметры зацепления сводят в таблицу.

3.2. РАСЧЕТ ОТКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ

3.2.1. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПО НАПРЯЖЕНИЯМ ИЗГИБА

Этот расчет служит для предварительного определения размеров зубчатых колес. Окончательные размеры колес устанавливают после выполнения проверочных расчетов на выносливость при изгибе и на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

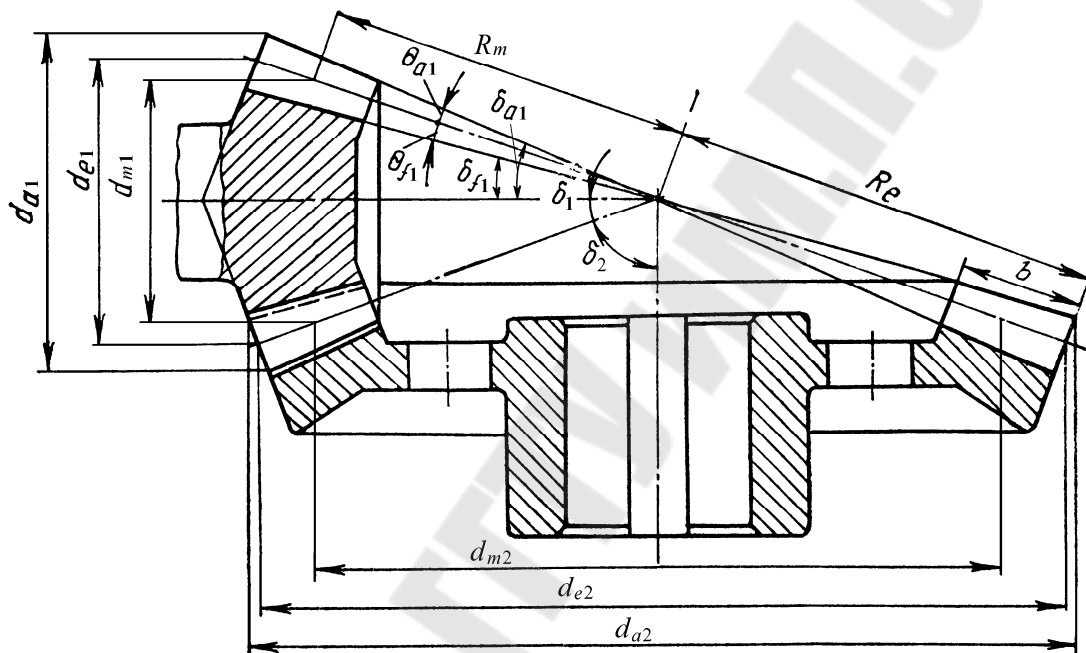


Рисунок 3 – Схема зацепления конической передачи

Расчет выполняют в следующей последовательности.

Согласно рекомендациям [2, 3], задаются числом z_1 зубьев шестерни. По формуле (3.2) определяют число z_2 зубьев колеса. Полученное значение z_2 округляют до целого числа и уточняют величину передаточного отношения u по формуле (3.3).

Определяют углы делительных конусов колеса δ_2 и шестерни δ_1 [2, 3, 7]. Вычисление углов необходимо производить с точностью до секунд.

$$\delta_2 = \arctg u, \quad (3.24)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (3.25)$$

Расчет конической передачи выполняют по эквивалентной цилиндрической передаче [2, 7].

Эквивалентное число зубьев шестерни z_{v1} и колеса z_{v2} определяют по формуле ([3], с. 180) при значении угла наклона зуба $\beta = 0^\circ$.

$$Z_V = \frac{Z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta}, \quad (3.26)$$

По графику на рис.2 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v1} , z_{v2} и коэффициента смещения инструмента ($X = 0$) определяют коэффициенты формы зуба для шестерни Y_{F1} и для колеса Y_{F2} .

Далее расчет выполняют для колеса, у которого меньше отношение σ_{FP}/Y_F .

Средний окружной модуль m_{tm} , мм, определяют по формуле [2]:

$$m_{tm} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_F \cdot K_F \cdot K_{изн}}{0,85 \cdot Z \cdot \psi_m \cdot \sigma_{FP}} \cdot Y_F}, \quad (3.27)$$

где T_F - крутящий момент на зубчатом колесе, по материалу которого ведется расчет, Н·мм;

K_F - коэффициент нагрузки; при проектировочном расчете передачи, когда окружная скорость и параметры передачи еще неизвестны, можно принимать [2]: при симметричном расположении зубчатых колес относительно опор $K_F = 1,3$; при несимметричном или консольном расположении - $K_F = 1,5$;

$K_{изн}$ - коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба в его опасном сечении вследствие износа; его выбирают в зависимости от процента износа, принятого в качестве допускаемого:

% износа	10	20	30
$K_{изн}$	1,25	1,5	2,0

z - число зубьев колеса;

Y_F - коэффициент формы зуба;

σ_{FP} - допускаемые напряжения изгиба для колеса, по материалу которого выполняется расчет, МПа; их вычисляют по формуле (2.1) или (2.5), как и для цилиндрической передачи;

ψ_m - коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля m зацепления [2]:

$$\psi_m = \psi_{Re} \cdot \frac{0,5 \cdot z_c}{1 - 0,5 \cdot \psi_{Re}}, \quad (3.28)$$

где ψ_{Re} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_e ; согласно рекомендациям [2, 7] принимают $\psi_{Re} = 0,3$;

z_c - число зубьев плоского колеса, определяемое по формуле [2]:

$$Z_c = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}, \quad (3.29)$$

где z_1, z_2 - числа зубьев шестерни 1 и колеса 2;

0,85 – коэффициент, учитывающий снижение нагрузочной способности конической передачи по сравнению с цилиндрической.

Полученное значение модуля m_{tm} до стандартного значения не округляют [2].

Ширину b_w , мм, зубчатого венца определяют по формуле [2]:

$$b_w = \psi_m \cdot m_{tm}. \quad (3.30)$$

Полученное значение b_w округляют до ближайшего (большого) стандартного значения по ГОСТ 6636 – 69.

Внешнее конусное расстояние R_e , мм, определяют по формуле [3]:

$$R_e = \frac{b_w}{\psi_{Re}} = \frac{b_w}{0,3}. \quad (3.31)$$

Среднее конусное расстояние R_m , мм, определяют по формуле [3]:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b_w. \quad (3.32)$$

Внешний окружной модуль зацепления m_{te} , мм, определяют по формуле [2]:

$$m_{te} = m_{tm} + \frac{b_w \cdot \sin \delta_1}{z_1}. \quad (3.33)$$

Полученное значение m_{te} округляют до стандартного значения по табл. 4.2.1 ([4], с. 50).

Уточняем фактическое значение внешнего конусного расстояния R_e :

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_c, \quad (3.34)$$

и среднее конусное расстояние R_m по формуле (3.32).

Фактическое значение среднего окружного модуля зацепления m_{tm} , мм, определяют по формуле [2]:

$$m_{tm} = m_{te} \cdot \frac{R_m}{R_e}. \quad (3.35)$$

Полученное значение m_{tm} не округляют.

Определяют внешние диаметры шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} по формуле ([4], с. 49):

$$d_e = z \cdot m_{te}. \quad (3.36)$$

Определяют средние диаметры шестерни d_{m1} и колеса d_{m2} по формуле ([4], с. 49):

$$d_m = d_e - b_w \cdot \sin \delta. \quad (3.37)$$

Определяют окружную скорость v_{m1} шестерни 1:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (3.38)$$

3.2.2. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Расчет выполняют для колеса, у которого меньше отношение σ_{FP}/Y_F , в следующей последовательности.

По формуле (3.13) уточняют величину коэффициента K_F нагрузки.

Величину коэффициента K_{FV} , учитывающего динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении выбирают в зависимости от окружной скорости v в зацеплении и от твердости НВ поверхности зубьев по табл. 7.

Таблица 7 – Значения коэффициента K_{FV} , учитывающего динамическую нагрузку, в зависимости от окружной скорости v и от твердости НВ поверхности зубьев

v , м/с	Ннв	K_{FV}	Ннв	K_{FV}
< 1,0	<200	1,3	200 ... 350	1,2
1 ... 3		1,6		1,5

Величину коэффициента K_{FB} , учитывающего распределение нагрузки по ширине зубчатого венца, определяют по формуле (3.14).

Величину коэффициента θ при $\psi_{bd} = \frac{b_{w1}}{d_{w1}} < 1,0$ выбирают по таблице 8.

Таблица 8 – Значения коэффициента θ

Расположение колес относительно опор	Материал зубчатых колес	θ
Симметричное	Сталь, сталь и чугун, чугун	1,1
Несимметричное или консольное хотя бы одного из колес	Сталь	1,3
	Сталь и чугун, чугун	1,2

Величину коэффициента φ определяют по формуле (3.16).

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия [2]:

$$\sigma_F = Y_F \cdot K_{изн} \cdot \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot m_{tm}} \leq \sigma_{FP}, \quad (3.39)$$

где σ_{FP} - допускаемые напряжения изгиба для колеса, по материалу которого выполняется расчет, МПа; их вычисляют по формуле (2.1) или (2.5), как и для цилиндрической передачи;

Удельную расчетную окружную силу ω_{Ft} , $\frac{H}{мм}$, определяют по формуле (3.19).

Исходную расчетную окружную силу F_{Ft} , Н, определяют по формуле [3]:

$$F_{Ft} = \frac{2 \cdot T_{F1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot T_{F2}}{d_{m2}}, \quad (3.40)$$

где T_{F1} , T_{F2} - крутящие моменты на шестерне I и на колесе 2, Н·мм.

Для зубчатых колес перенапряжение [2]:

$$\Delta\sigma \% = \frac{\sigma_F - \sigma_{FP}}{\sigma_{FP}} \cdot 100 \%. \quad (3.41)$$

Если $6 \% < \Delta\sigma \% < 20 \%$ (перенапряжение), необходимо увеличить ширину b_w колеса и проверить выполнение условия (3.41).

При $\Delta\sigma \% > 20...25 \%$ (перенапряжение), необходимо увеличить

величину внешнего окружного модуля m_{te} зацепления и произвести перерасчет.

Так как основными причинами выхода из строя открытых передач являются: абразивный износ и поломка зубьев, то для повышения ресурса передачи ограничивать недогрузку передачи не целесообразно.

3.2.3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ

Расчет выполняют по методике раздела 3.1.3, как и для цилиндрических передач.

3.2.4. ПАРАМЕТРЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

При выполнении условий (3.41) и (3.21) выбирают окончательно величины m_{te} , m_{tm} , d_{e1} , d_{e2} , d_{m1} , d_{m2} , b_w .

Наибольшую высоту зуба определяют по формуле [2]:

$$h_{e1} = h_{e2} = h_e = 2,2 \cdot m_{te}. \quad (3.42)$$

Наибольшую высоту головки зуба определяют по формуле [2]:

$$h_{ae1} = h_{ae2} = h_{ae} = m_{te}. \quad (3.43)$$

Наибольшую высоту ножки зуба определяют по формуле [2]:

$$h_{fe1} = h_{fe2} = h_{fe} = 1,2m_{te}. \quad (3.44)$$

Угол ножки зуба определяют по формуле [2]:

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \theta_f = \operatorname{arctg} \frac{h_{fe}}{R_e}. \quad (3.45)$$

Углы конусов вершин определяют по формулам [3]:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{a1} &= \delta_1 + \theta_f \\ \delta_{a2} &= \delta_2 + \theta_f \end{aligned} \right\}. \quad (3.46)$$

Углы конусов впадин определяют по формулам [3]:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{f1} &= \delta_1 - \theta_f \\ \delta_{f2} &= \delta_2 - \theta_f \end{aligned} \right\}. \quad (3.47)$$

Внешние диаметры вершин определяют по формулам [2]:

$$\left. \begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_1 \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_2 \end{aligned} \right\}. \quad (3.48)$$

Параметры зацепления сводят в таблицу.

Основные параметры зацепления приведены на рис. 3.

4. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОТКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Исходные данные:

Рассчитать открытую прямозубую цилиндрическую зубчатую передачу по следующим данным: мощность на ведущем валу (на валу шестерни) $P_1 = 4,39$ кВт; мощность на ведомом валу (на валу колеса) $P_2 = 4,0$ кВт; частота вращения шестерни $n_1 = 500$ об/мин, частота вращения колеса $n_2 = 100$ об/мин, крутящий момент на валу шестерни $T_1 = 83,849$ Н·м, крутящий момент на валу колеса $T_2 = 382$ Н·м. Зубья колес без модификации головок. Нагрузка переменная, соответствующая циклограмме нагружения, представленной на рисунке 4. Срок службы привода $T_{пр} = 8,5$ лет; коэффициенты использования привода в течение года и суток: $K_{год} = 0,75$; $K_{сут} = 0,8$.

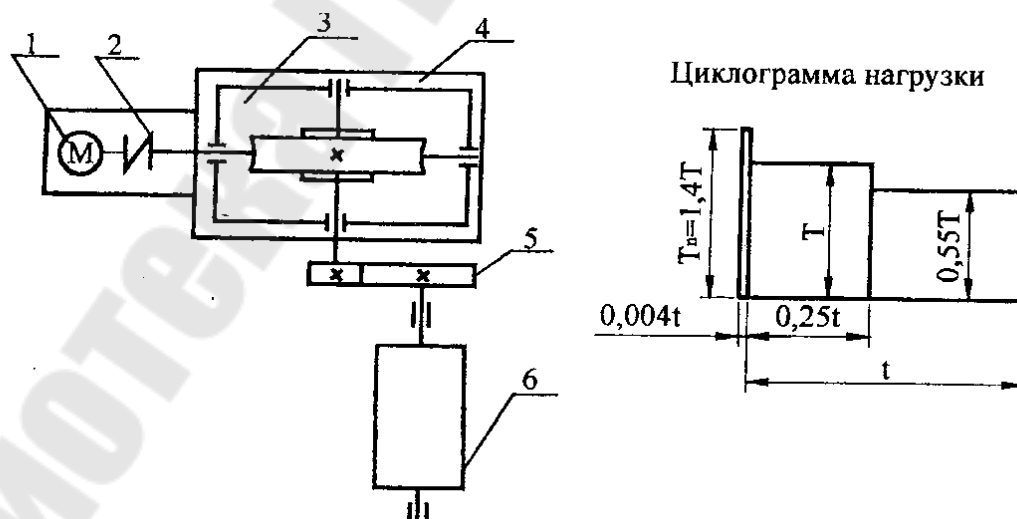


Рисунок 4 – Исходная расчетная схема привода.

4.2. Выбор материала для изготовления зубчатых колес

Пользуясь рекомендациями [2, 3] и (табл. 1, 2, 3) назначаем материал:

для шестерни – чугун ВЧ – 60 – 2;

для колеса – чугун ВЧ – 45 – 0.

Таблица 9 - Механические характеристики материалов

Наименование	Марка материала	$\sigma_{вр}$ МПа	$\sigma_{ви}$ МПа	$\sigma_{вс}$ МПа
шестерня	чугун ВЧ-60-2	600	1100	2100
колесо	чугун ВЧ-45-0	450	700	1650

4.3. Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяем раздельно для шестерни и колеса по формуле (2.5)

$$\sigma_{FP} = (0,31 \dots 0,36) \cdot \sigma_{вр} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL},$$

где $\sigma_{вр}$ – предел прочности чугуна при растяжении, МПа;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий переменность направления нагрузки на зуб, при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1,0$. Принимаем $K_{FC} = 1,0$;

K_{FL} – коэффициент долговечности,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}},$$

N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи;

– при ступенчатой циклограмме нагрузке

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 n_i t_i,$$

где T_i – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н · мм;

n_i – частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_i ,
об/мин;

t_i – продолжительность действия момента T_i , ч;

c – число зацеплений зуба за один оборот, равное числу колес,
зацепляющихся с рассчитываемым колесом;

t – число часов работы передачи за расчетный срок службы:

$$t = 365K_{\text{год}}T_{\text{пр}}24K_{\text{сут}}, \quad (4.1)$$

$$t = 365 \cdot 0,75 \cdot 8,5 \cdot 24 \cdot 0,8 = 44676 \text{ часов,}$$

где $T_{\text{пр}}$ – срок службы привода, год;

$K_{\text{год}}, K_{\text{сут}}$ – коэффициенты использования привода в течение года
и суток;

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^9 \cdot 0,25 + 0,55^9 \cdot 0,75) \cdot 500 \cdot 44676 = 3,397 \cdot 10^8$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot (1^9 \cdot 0,25 + 0,55^9 \cdot 0,75) \cdot 100 \cdot 44676 = 6,79 \cdot 10^7$$

Так как $N_{FE1} > N_{F0}$ и $N_{FE2} > N_{F0}$, то принимаем $K_{FL} = 1,0$.

Определяем допускаемые напряжения изгиба для шестерни и
колеса:

$$\sigma_{FP1} = 0,35 \cdot 600 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 210 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{FP2} = 0,35 \cdot 450 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 157,5 \text{ МПа.}$$

4.4. Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Допускаемые предельные напряжения σ_{FPM} , МПа, определяют
раздельно для шестерни и колеса:

$$\sigma_{FPM} = 0,6 \cdot \sigma_{\text{вр}},$$

где $\sigma_{\text{вр}}$ – предел прочности чугуна при растяжении, МПа;

Допускаемые предельные напряжения

$$\sigma_{FPM1} = 0,6 \cdot 600 = 360 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{FPM2} = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ МПа.}$$

4.5. Расчет открытой передачи на прочность.

4.5.1. Проектировочный расчет по напряжениям изгиба.

Согласно рекомендации [2, 7] для открытых зубчатых передач назначаем 9-ю степень точности.

Проектировочный расчет служит для предварительного определения размеров зубчатых колес. Окончательные размеры колес устанавливаем после выполнения проверочных расчетов на выносливость при изгибе и на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Расчет выполняем в следующей последовательности:

Задаемся числом z_1 зубьев шестерни исходя из рекомендации [2, 3]:

$$z_1 \geq z_{\min} = 17.$$

Принимаем $z_1 = 20$.

Определяем число зубьев колеса z_2 по формуле (3.2):

$$z_2 = u \cdot z_1.$$

$$z_2 = 5 \cdot 20 = 100.$$

Полученное значение z_2 округляем до целого числа и принимаем $z_2 = 100$.

Уточняем передаточное число открытой цилиндрической передачи по формуле (3.3):

$$u = \frac{z_2}{z_1},$$

$$u = \frac{100}{20} = 5.$$

По графику на рис. 2 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v1} , z_{v2} (для прямозубых колес $z_{v1} = z_1$, $z_{v2} = z_2$) и коэффициента смещения инструмента ($X=0$) определяем коэффициенты формы зуба для шестерни и колеса:

$$Y_{F1} = 4,06,$$

$$Y_{F2} = 3,6.$$

Расчет выполняем для менее прочного колеса передачи, т. е. для колеса, у которого меньше отношение σ_{FP}/Y_F :

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{210}{4,06} = 51,72 \text{ МПа}.$$

$$\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = \frac{157,5}{3,6} = 43,8 \text{ МПа.}$$

Расчет выполняем для колеса.

Модуль зацепления m , мм:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_{F2} \cdot K_{F2} \cdot K_{изн} \cdot Y_{F2}}{z_2 \cdot \psi_m \cdot \sigma_{FP2}}}$$

где $T_{F2} = 382000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ - крутящий момент на шестерне;

K_F - коэффициент нагрузки. При консольном расположении зубчатых колес принимаем $K_F = 1,5$;

$K_{изн}$ - коэффициент износа. Этот коэффициент выбираем в зависимости от процента износа. Принимаем $K_{изн} = 1,5$, (20 % износа);

$z_2 = 20$ - число зубьев шестерни;

ψ_m - коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля m . Принимаем $\psi_m = 12$;

$\sigma_{FP2} = 157,5 \text{ МПа}$ - допускаемое напряжение изгиба для шестерни;

$Y_{F2} = 3,6$ - коэффициент формы зуба;

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 382000 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{100 \cdot 12 \cdot 157,5}} \cdot 3,6 = 3,19 \text{ мм.}$$

Величину m округляем до ближайшего (большого) стандартного значения.

Принимаем $m = 3,5 \text{ мм}$.

Определяем ширину зубчатого колеса по формуле (3.7):

$$b_{w2} = \psi_m \cdot m,$$

$$b_{w2} = 12 \cdot 3,5 = 42 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_{w2} = 42 \text{ мм}$.

Ширину второго зубчатого колеса определяем по формуле (3.8)

$$b_{w1} = b_{w2} + 5;$$

$$b_{w1} = 42 + 5 = 47 \text{ мм.}$$

Диаметры начальных окружностей шестерни и колеса определяем по формулам (3.9) и (3.10):

$$d_{w1} = m \cdot z_1;$$

$$d_{w1} = 3,5 \cdot 20 = 70 \text{ мм;}$$

$$d_{w2} = m \cdot z_2;$$

$$d_{w2} = 3,5 \cdot 100 = 350 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние a_w определяем по формуле (3.11):

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2});$$

$$a_w = 0,5 \cdot (70 + 350) = 210 \text{ мм.}$$

Окружную скорость шестерни определяем по формуле (3.12):

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000};$$

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 70 \cdot 500}{60 \cdot 1000} = 1,83 \text{ м/с.}$$

4.5.2. Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Расчет выполняем для менее прочного колеса передачи, т. е. для колеса, у которого меньше отношение σ_{FP} / Y_F .

Уточняем величину коэффициента нагрузки K_F :

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta};$$

где K_{FV} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. Принимаем $K_{FV} = 1,4$;

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца:

$$K_{F\beta} = \theta \cdot (1 - \varphi) + \varphi,$$

где θ - вспомогательный коэффициент, выбираемый в зависимости от материала зубчатых колес, их расположение относительно опор и параметра $\psi_{bd} = b_w / d_w$:

$$\psi_{bd} = \frac{47}{70} = 0,67.$$

При $\psi_{bd} < 1,0$ коэффициент $\theta = 1,0$.

φ - вспомогательный коэффициент, зависящий от степени постоянства передаваемой нагрузки:

$$\varphi = \frac{1}{T_F} \cdot \frac{\sum T_{Fi} \cdot t_i \cdot n_i}{\sum t_i \cdot n_i};$$

$$\varphi = 1 \cdot 0,25 + 0,55 \cdot 0,75 = 0,6625;$$

$$K_{F\beta} = 1,0 \cdot (1 - 0,6625) + 0,6625 = 1,0;$$

$$K_F = 1,4 \cdot 1,0 = 1,4.$$

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия (3.17):

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot K_{изн} \cdot \frac{\omega_{Ft2}}{m} \leq \sigma_{FP2};$$

где σ_F - расчетное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба колеса, МПа;

ω_{Ft2} - удельная расчетная окружная сила, Н/мм (3.18):

$$\omega_{Ft2} = \frac{F_{Ft2}}{b_{w2}} \cdot K_{F2};$$

где F_{Ft2} - исходная расчетная окружная сила, Н (3.19):

$$F_{Ft2} = \frac{2 \cdot T_{F2}}{d_{w2}};$$

$$F_{Ft2} = \frac{2 \cdot 382000}{350} = 2182,9 \text{ Н}$$

$$\omega_{Ft2} = \frac{2182,9}{42} \cdot 1,4 = 72,76 \text{ Н/мм}$$

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 1,5 \cdot \frac{72,76}{3,5} = 112,26 \text{ МПа} \leq 157,5 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

4.5.3. Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Расчет выполняем для менее прочного зубчатого колеса передачи.

С заданной степенью вероятности остаточные деформации или хрупкий излом зубьев предотвращается при выполнении условия (3.22):

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_{FM}}{T_F} \leq \sigma_{FPM},$$

где σ_{FM} - расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой, из числа подводимых к передаче;

σ_F - напряжение изгиба при расчете на выносливость;

$\frac{T_{FPM}}{T_F}$ – выбирают по каталогу электродвигателей;

σ_{FPM} – предельное допускаемое напряжение;

$$\sigma_{FM} = 112,26 \cdot 2,2 = 246,97 \text{ МПа} \leq 270 \text{ МПа.}$$

Так как $\sigma_{FM} \leq \sigma_{FPM}$, то условие прочности выполняется.

4.5.4. Параметры зацепления зубчатой передачи.

Диаметры окружности выступов шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m;$$

$$d_{a1} = 70 + 2 \cdot 3,5 = 77 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m;$$

$$d_{a2} = 350 + 2 \cdot 3,5 = 357 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин:

$$d_{f1} = d_{w1} - 2,5 \cdot m;$$

$$d_{f1} = 70 - 2,5 \cdot 3,5 = 61,25 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2,5 \cdot m;$$

$$d_{f2} = 350 - 2,5 \cdot 3,5 = 341,25 \text{ мм.}$$

Параметры зацепления сводим в таблицу 10.

Таблица 10 - Параметры зацепления цилиндрической передачи.

Наименование	Обозначение	Един. измерен.	Значения	
			Шестерни	Колесо
1. Модуль зацепления	m	мм	3,5	3,5
2. Число зубьев	z	-	20	100
3. Диаметр начальной окружности	d_w	мм	70	350
4. Делительный диаметр	d	мм	70	350
5. Диаметр окружности вершин	d_a	мм	77	357
6. Диаметр окружности впадин	d_f	мм	61,25	341,25
7. Ширина венца	b_w	мм	47	42
8. Угол зацепления	α	град.	20	20
9. Угол наклона зубьев	β	град.	0	0
10. Степень точности			9	9

5. ПРИМЕР РАСЧЕТА ОТКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

5.1. Исходные данные:

Расчитать открытую прямозубую коническую зубчатую передачу по следующим данным: мощность на ведущем валу (на валу шестерни) $P_1 = 3,885$ кВт; мощность на ведомом валу (на валу колеса) $P_2 = 3,5$ кВт; частота вращения шестерни $n_1 = 240$ об/мин, частота вращения колеса $n_2 = 92$ об/мин, крутящий момент на валу шестерни $T_1 = 154,591$ Н·м, крутящий момент на валу колеса $T_2 = 363,315$ Н·м. Зубья колес без модификации головок. Нагрузка переменная, соответствующая циклограмме нагружения, представленной на рисунке 5. Срок службы привода $T_{пр} = 8,5$ лет; коэффициенты использования привода в течение года и суток: $K_{год} = 0,75$; $K_{сут} = 0,8$.

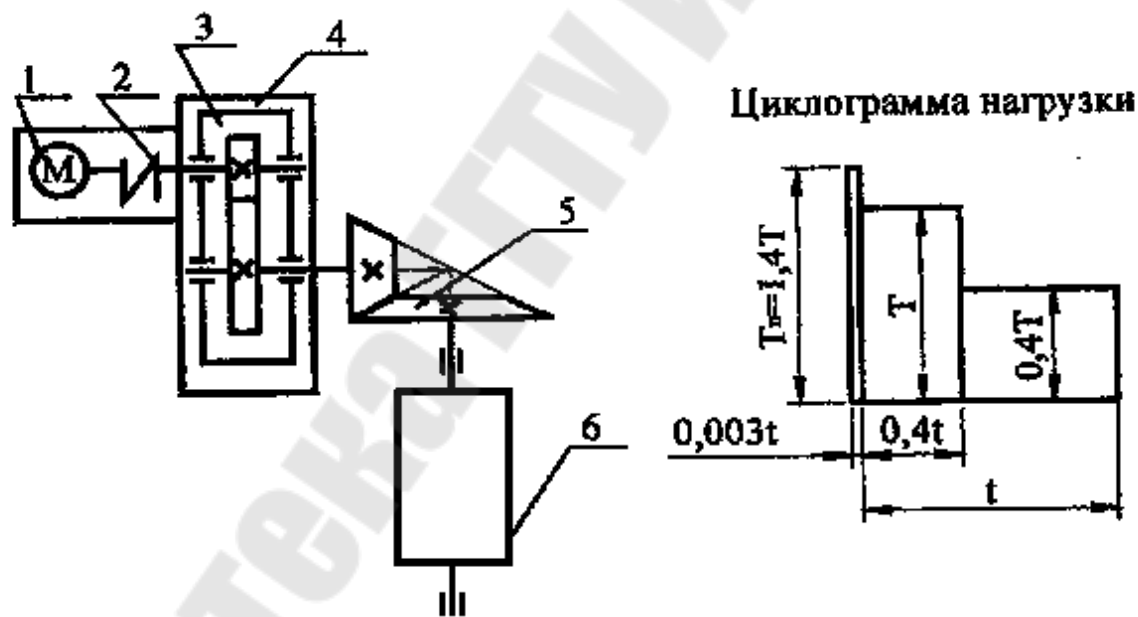


Рисунок 5 – Исходная расчетная схема привода.

5.1. Выбор материала для изготовления зубчатых колес

Пользуясь рекомендациями [2, 3, 4] и (табл. 1, 2, 3) назначаем материал:

- для шестерни – чугун ВЧ – 60 – 2;
- для колеса – чугун ВЧ – 45 – 0.

Таблица 11 - Механические характеристики чугунов

Наименование	Марка материала	$\sigma_{вр}$ МПа	$\sigma_{ви}$ МПа	$\sigma_{вс}$ МПа
Шестерня	чугун ВЧ-60-2	600	1100	2100
Колесо	чугун ВЧ-45-0	450	700	1650

5.2. Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба σ_{FP} , МПа, определяем раздельно для шестерни и колеса по формуле (2.5)

$$\sigma_{FP} = (0,31 \dots 0,36) \cdot \sigma_{вр} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL},$$

где $\sigma_{вр}$ – предел прочности чугуна при растяжении, МПа;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий переменность направления нагрузки на зуб, при одностороннем приложении нагрузки $K_{FC} = 1,0$.

Принимаем $K_{FC} = 1,0$;

K_{FL} – коэффициент долговечности,

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}},$$

N_{F0} – базовое число циклов перемены напряжений, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи;

– при ступенчатой циклограмме нагрузке:

$$N_{FE} = 60c \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 n_i t_i,$$

где T_i – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н · мм;

n_i – частота вращения зубчатого колеса при действии момента T_i ,
об/мин;

t_i – продолжительность действия момента T_i , ч;

c – число зацеплений зуба за один оборот, равное числу колес, зацепляющихся с рассчитываемым колесом;

t – число часов работы передачи за расчетный срок службы:

$$t = 365K_{\text{год}}T_{\text{пр}}24K_{\text{сут}}, \quad (5.1)$$

$$t = 365 \cdot 0,75 \cdot 8,5 \cdot 24 \cdot 0,8 = 44676 \text{ часов,}$$

где $T_{\text{пр}}$ – срок службы привода, год;

$K_{\text{год}}$, $K_{\text{сут}}$ – коэффициенты использования привода в течение года и суток;

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^9 \cdot 0,4 + 0,4^9 \cdot 0,6) \cdot 240 \cdot 44676 = 2,574 \cdot 10^8$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot (1^9 \cdot 0,4 + 0,4^9 \cdot 0,6) \cdot 92 \cdot 44676 = 9,868 \cdot 10^7$$

Так как $N_{FE1} > N_{F0}$ и $N_{FE2} > N_{F0}$, то принимаем $K_{FL} = 1,0$.

Определяем допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса.

$$\sigma_{FP1} = 0,35 \cdot 600 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 210 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{FP2} = 0,35 \cdot 450 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 157,5 \text{ МПа.}$$

5.3. Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Допускаемые предельные напряжения σ_{FPM} , МПа, определяют раздельно для шестерни и колеса (2.7):

$$\sigma_{FPM} = 0,6 \cdot \sigma_{\text{вр}},$$

где $\sigma_{\text{вр}}$ – предел прочности чугуна при растяжении, МПа;

Допускаемые предельные напряжения:

$$\sigma_{FPM1} = 0,6 \cdot 600 = 360 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{FPM2} = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ МПа.}$$

5.4. Расчет открытой передачи на прочность.

5.4.1. Проектировочный расчет по напряжениям изгиба.

Согласно рекомендации [2, 7] для открытых зубчатых передач назначаем 9-ю степень точности.

Проектировочный расчет служит для предварительного определения размеров зубчатых колес. Окончательные размеры колес устанавливаем после выполнения проверочных расчетов на выносливость

при изгибе и на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Расчет выполняем в следующей последовательности:

Задаемся числом z_1 зубьев шестерни

$$z_1 \geq z_{\min} = 17,$$

Принимаем $z_1 = 20$.

Определяем число зубьев колеса z_2 по формуле (3.2):

$$z_2 = u \cdot z_1;$$

$$z_2 = 2,609 \cdot 20 = 52,18.$$

Полученное значение z_2 округляем до целого числа и принимаем $z_2 = 52$.

Уточняем передаточное число открытой конической передачи по формуле (3.3):

$$u = \frac{z_2}{z_1},$$

$$u = \frac{52}{20} = 2,6.$$

Определяем углы делительных конусов по формулам (3.24) и (3.25):

$$\delta_2 = \arctg U;$$

$$\delta_2 = \arctg 2,6 = 68^\circ 57' 45'';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 68^\circ 57' 45'' = 21^\circ 02' 15''.$$

Расчет конической передачи выполняем по эквивалентной цилиндрической передаче.

Эквивалентное число зубьев колес определяем по формуле (3.26):

$$z_V = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta};$$

где z – число зубьев колеса;

β_b – основной угол наклона зубьев косозубого колеса, для прямозубого колеса $\beta_0 = 0$;

$$z_{V1} = \frac{20}{\cos 21^\circ 02' 15''} = 21,4;$$

$$z_{V2} = \frac{52}{\cos 68^{\circ} 57' 45''} = 144,86.$$

По графику на рис. 2 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v1} , z_{v2} и коэффициента смещения ($X = 0$) определяем коэффициенты формы зуба для шестерни и колеса:

$$Y_{F1} = 4,0; \quad Y_{F2} = 3,6$$

Расчет выполняем для менее прочного колеса передачи, т. е. для колеса, у которого меньше отношение σ_{FP}/Y_F :

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{F1}} = \frac{210}{4,0} = 52,5 \text{ МПа};$$

$$\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{F2}} = \frac{157,5}{3,6} = 43,8 \text{ МПа}.$$

Расчет выполняем для колеса.

Средний окружной модуль зацепления m_{tm} , мм (3.27):

$$m_{tm} = 3 \sqrt{\frac{2 \cdot T_{F2} \cdot K_F \cdot K_{изн}}{0,85 \cdot z_2 \cdot \Psi_m \cdot \sigma_{FP2}} \cdot Y_{F2}},$$

где T_{F2} - крутящий момент на зубчатом колесе, по материалу которого ведется расчет, $T_{F2} = 363315 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;

$K_F = 1,5$ - коэффициент нагрузки;

$K_{изн} = 1,25$ - коэффициент износа;

$z_2 = 52$ - число зубьев колеса;

σ_{FP2} - допускаемое напряжение изгиба для колеса
 $\sigma_{FP2} = 157,5 \text{ МПа}$;

$Y_{F2} = 3,6$ - коэффициент формы зуба;

Ψ_m - коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля m :

$$\Psi_m = \Psi_{Re} \cdot \frac{0,5 \cdot z_c}{1 - 0,5 \cdot \Psi_{Re}};$$

где Ψ_{Re} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_e . Принимаем $\Psi_{Re} = 0,3$;

z_c - число зубьев плоского колеса (3.29):

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2};$$

$$z_c = \sqrt{20^2 + 52^2} = 55,7$$

$$\psi_m = 0,3 \frac{0,5 \cdot 55,7}{1 - 0,5 \cdot 0,3} = 9,83;$$

$$m_{tm} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 363315 \cdot 1,5 \cdot 1,25}{0,85 \cdot 52 \cdot 9,83 \cdot 157,5}} \cdot 3,6 = 4,15 \text{ мм.}$$

Определяем ширину зубчатого колеса (3.30):

$$b_w = \psi_m \cdot m_{tm};$$

$$b_w = 9,83 \cdot 4,15 = 40,79 \text{ мм.}$$

Полученное значение b_w округляем до стандартного значения по ГОСТ 6636 – 69.

Принимаем $b_w = 45$ мм.

Внешнее конусное расстояние R_e , мм определяем по формуле (3.31):

$$R_e = \frac{b_w}{\psi_{Re}} = \frac{b_w}{0,3};$$

$$R_e = \frac{45}{0,3} = 150 \text{ мм.}$$

Среднее конусное расстояние R_m , мм определяем по формуле (3.32):

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b_w;$$

$$R_m = 150 - 0,5 \cdot 45 = 127,5 \text{ мм.}$$

Внешний окружной модуль зацепления m_{te} , мм определяем по формуле (3.33):

$$m_{te} = m_{tm} + \frac{b_w \cdot \sin \delta_2}{z_2};$$

$$m_{te} = 4,15 + \frac{45 \cdot \sin 68^\circ 57' 45''}{52} = 4,958 \text{ мм.}$$

Полученное значение m_{te} округляем до стандартного значения и принимаем $m_{te} = 5,0$ мм.

Уточняем фактическое значение внешнего конусного расстояния R_e ,

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_c;$$

$$R_e = 0,5 \cdot 5,0 \cdot 55,7 = 139,25 \text{ мм.}$$

Среднее конусное расстояние R_m , мм :

$$R_m = 139,25 - 0,5 \cdot 45 = 116,75 \text{ мм.}$$

Фактическое значение среднего окружного модуля зацепления

m_{tm} , мм, определяем по формуле (3.35):

$$m_{tm} = m_{te} \cdot \frac{R_m}{R_e};$$
$$m_{tm} = 5,0 \cdot \frac{116,75}{139,25} = 4,192 \text{ мм}.$$

Внешние диаметры вершин шестерни и колеса определяем по формуле (3.36):

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{te};$$
$$d_{e1} = 20 \cdot 5,0 = 100 \text{ мм};$$
$$d_{e2} = z_2 \cdot m_{te};$$
$$d_{e2} = 52 \cdot 5,0 = 260 \text{ мм}.$$

Средние диаметры начальных конусов шестерни и колеса определяем по формуле (3.37).

$$d_{m1} = d_{e1} - b_w \cdot \sin \delta_1;$$
$$d_{m1} = 100 - 45 \cdot \sin 21^\circ 02' 15'' = 83,85 \text{ мм};$$
$$d_{m2} = d_{e2} - b_w \cdot \sin \delta_2;$$
$$d_{m2} = 260 - 45 \cdot \sin 68^\circ 57' 45'' = 217,99 \text{ мм}.$$

Окружная скорость шестерни определяем по формуле (3.38)

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 83,85 \cdot 240}{60 \cdot 1000} = 1,053 \text{ м/с}.$$

5.4.2. Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Расчет выполняем для менее прочного колеса передачи, т. е. для колеса, у которого меньше отношение $\frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$.

Уточняем величину коэффициента нагрузки K_F (3.13):

$$K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta},$$

где K_{FV} - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. По таблице 7 принимаем $K_{FV} = 1,5$;

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца (3.14):

$$K_{F\beta} = \theta \cdot (1 - \varphi) + \varphi,$$

где θ - вспомогательный коэффициент, выбираемый в зависимости от

материала зубчатых колес, их расположение относительно опор и параметра $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_w}$;

$$\psi_{bd} = \frac{42}{84,92} = 0,495,$$

при $\psi_{bd} < 1,0$ коэффициент θ выбираем по таблице 8 и принимаем $\theta = 1,2$;

φ - вспомогательный коэффициент, зависящий от степени постоянства передаваемой нагрузки (3.16):

$$\varphi = \frac{1}{T_F} \cdot \frac{\sum T_{Fi} \cdot t_i \cdot n_i}{\sum t_i \cdot n_i};$$

$$\varphi = 1 \cdot 0,4 + 0,4 \cdot 0,6 = 0,64;$$

$$K_{F\beta} = 1,2 \cdot (1 - 0,64) + 0,64 = 1,072;$$

$$K_F = 1,5 \cdot 1,072 = 1,608.$$

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия (3.39):

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot K_{изн} \cdot \frac{\omega_{Ft}}{0,85 \cdot m_{tm}} \leq \sigma_{FP2},$$

где σ_{F2} - расчетное напряжение изгиба на переходной поверхности зуба колеса, по материалу которого выполняем расчет, МПа;

ω_{Ft} - удельная расчетная окружная сила, $\frac{H}{мм}$ (3.18):

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft2}}{b_w} \cdot K_F;$$

где F_{Ft} - исходная расчетная окружная сила, Н, (3.40):

$$F_{Ft2} = \frac{2 \cdot T_{F2}}{d_{m2}};$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 363315}{219,99} = 3303 \text{ Н};$$

$$\omega_{Ft} = \frac{3303}{45} \cdot 1,608 = 118,03 \frac{H}{мм};$$

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 1,25 \cdot \frac{118,03}{0,85 \cdot 4,192} = 149,1 \text{ МПа} < 157,5 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

5.4.3. Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Расчет выполняют для менее прочного зубчатого колеса передачи.

С заданной степенью вероятности остаточные деформации или хрупкий излом зубьев предотвращается при выполнении условия (3.21):

$$\sigma_{FM2} = \sigma_{F2} \frac{T_{FM2}}{T_{F2}} \leq \sigma_{FPM2};$$

где σ_{FM2} – расчетное напряжение, создаваемое наибольшей нагрузкой из числа подводимых к передаче;

σ_{F2} – напряжение изгиба при расчете на выносливость;

$\frac{T_{FM2}}{T_{F2}}$ – выбираем по каталогу электродвигателей;

σ_{FPM2} – предельное допускаемое напряжение;

$$\sigma_{FM2} = 149,1 \cdot 2,2 = 328,02 \text{ МПа} > 270 \text{ МПа}.$$

Условие прочности не выполняется.

Так как условие прочности не выполняется, то изменим величину модуля и примем $m_{te} = 6,0$ мм.

Выполним перерасчет передачи.

$$R_e = 0,5 \cdot 6,0 \cdot 55,7 = 167,1 \text{ мм}.$$

$$R_m = 167,1 - 0,5 \cdot 45 = 144,6 \text{ мм}.$$

$$m_{tm} = 6,0 \cdot \frac{144,6}{167,1} = 5,192 \text{ мм}.$$

$$d_{e1} = 20 \cdot 6,0 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = 52 \cdot 6,0 = 312 \text{ мм}.$$

$$d_{m1} = 120 - 45 \cdot \sin 21^\circ 02' 15'' = 103,84 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = 312 - 45 \cdot \sin 68^\circ 57' 45'' = 269,99 \text{ мм};$$

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 103,84 \cdot 240}{60 \cdot 1000} = 1,304 \text{ м/с};$$

$$\varphi = 1 \cdot 0,4 + 0,4 \cdot 0,6 = 0,64;$$

$$K_{F\beta} = 1,2 \cdot (1 - 0,64) + 0,64 = 1,072;$$

$$K_F = 1,5 \cdot 1,072 = 1,608;$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 363315}{269,99} = 2691 \text{ Н};$$

$$\omega_{Ft} = \frac{2691}{45} \cdot 1,608 = 96,17 \text{ Н/мм};$$

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 1,25 \cdot \frac{96,17}{0,85 \cdot 5,192} = 98,06 \text{ МПа} < 157,5 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

$$\sigma_{FM2} = 98,06 \cdot 2,2 = 215,74 \text{ МПа} \leq 270 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

5.4.4. Параметры зацепления зубчатой передачи.

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot z_c;$$

$$R_e = 0,5 \cdot 6,0 \cdot 55,7 = 167,1 \text{ мм}.$$

Среднее конусное расстояние:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b_w;$$

$$R_m = 167,1 - 0,5 \cdot 45 = 144,6 \text{ мм}.$$

Внутренний окружной модуль зацепления m_{ti} , мм:

$$m_{ti} = m_{te} \cdot \frac{R_e - b_w}{R_e};$$

$$m_{ti} = 6,0 \cdot \frac{167,1 - 45}{167,1} = 4,384 \text{ мм}.$$

Наибольшая высота головки зуба:

$$h_{a1} = h_{a2} = h_a = m_{te} = 6,0 \text{ мм}.$$

Наибольшая высота ножки зуба:

$$h_{f1} = h_{f2} = h_f = 1,2m_{te} = 1,2 \cdot 6,0 = 7,2 \text{ мм}.$$

Наибольшая высота зуба:

$$h_{e1} = h_{e2} = 2,2 \cdot m_{te} = 2,2 \cdot 6,0 = 13,2 \text{ мм}.$$

Угол ножки зуба:

$$\theta_{f1} = \theta_{f2} = \theta_f = \arctg \frac{h_f}{R_e} = \arctg \frac{7,2}{167,1} = 2^\circ 28' 02''.$$

Угол головки зуба:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 2^\circ 28' 02''.$$

Внешний диаметр вершин:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_1;$$

$$d_{ae1} = 120 + 2 \cdot 6,0 \cdot \cos 21^\circ 02' 15'' = 131,2 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_2;$$

$$d_{ae2} = 312 + 2 \cdot 6,0 \cdot \cos 68^\circ 57' 45'' = 316,3 \text{ мм}.$$

Таблица 12 - Параметры зацепления конической передачи

Наименование параметра	Обозначение	Единицы изм.	Значения	
			Шестерня	Колесо
Внешний окружной модуль.	m_{te}	мм	6,0	
Средний окружной модуль.	m_m	мм	5,192	
Внешнее конусное расстояние	R_e	мм	167,1	
Среднее конусное расстояние	R_m	мм	144,6	
Ширина зубчатого венца	b_w	мм	45	
Угол наклона зубьев	β	град	0	
Число зубьев	z	-	20	52
Внешний делительный диаметр	d_e	мм	120	312
Средний делительный диаметр	d_m	мм	103,84	269,99
Угол делительного конуса	δ	град	$21^\circ 02' 15''$	$68^\circ 57' 45''$
Наибольшая высота головки зуба	h_{ae}	мм	6,0	
Наибольшая высота ножки зуба	h_f	мм	7,2	
Наибольшая высота зуба	h_e	мм	13,2	
Угол ножки зуба	θ_f	град	$2^\circ 28' 02''$	
Внешний диаметр вершин	d_{ae}	мм	131,2	316,3

Литература

1.ГОСТ 21354 – 87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.

2.Чернавский С.А. Проектирование механических передач. Учеб. пособие для немашиностроит. вузов. Изд. 4-е, перераб. М., Машиностроение, 1976. – 608 с.

3.Детали машин в примерах и задачах: Учеб. пособие /С. Н. Ничипорчик [и др.]. – 2-е изд. – Мн. Выш. школа, 1981 – 432с.

4.Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование: Учебн. Пособие. Мн.: УП «Технопринт», 2001. – 290 с.

5.Скойбеда А.Т. Детали машин и основы проектирования: учебник / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик: под общ. ред. А.Т. Скойбеды. – 2-е изд., перераб. – Мн.: Выш. школа, 2006. – 560 с.

6.Решетов Д. Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е, испр. и перераб. – М.: Машиностроение, 1975.

7.Иванов М.Н. Детали машин. Учеб. для студентов высш. техн. учеб. заведений. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1. Выбор материала для изготовления зубчатых колес.....	4
2. Определение допускаемых напряжений.....	7
3. Расчет открытых передач на прочность.....	8
4. Пример расчета открытой цилиндрической зубчатой передачи...22	
5. Пример расчета открытой конической зубчатой передачи.....	30
Литература.....	41

Полейчук Виталий Николаевич

**РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ
ОТКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА**

**Методические указания
для студентов всех специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного
учебно-методического документа 26.05.11.

Рег. № 74Е.

E-mail: ic@gstu.by

<http://www.gstu.by>