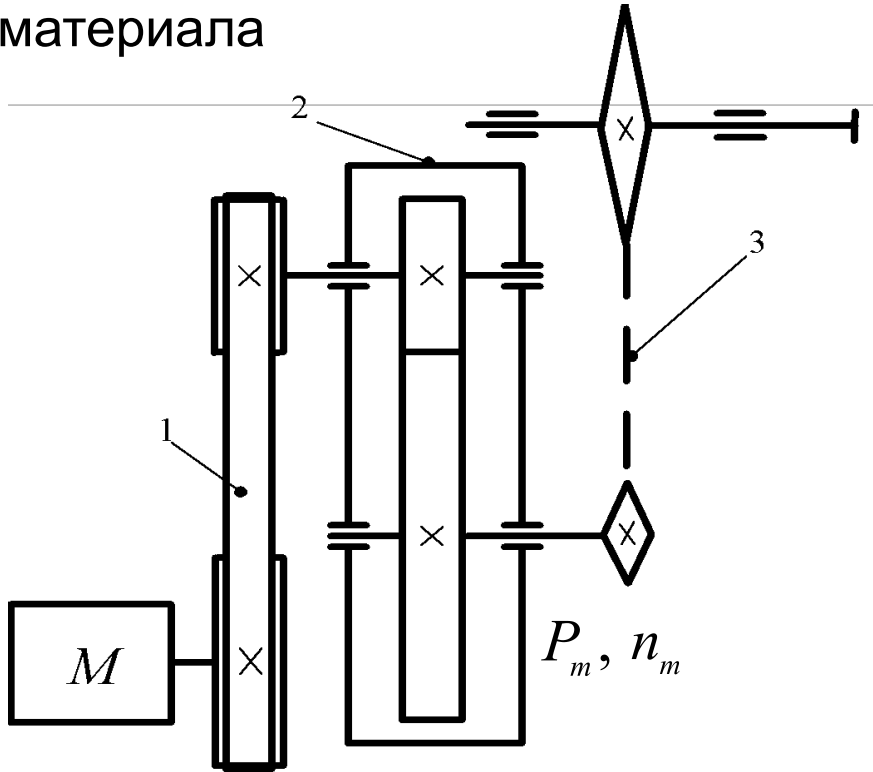


Пример расчета цилиндрической косозубой передачи

Выполнить проектный и проверочный расчеты для закрытой цилиндрической косозубой передачи. Для решения воспользоваться данными полученными на стадиях кинематического расчета и выбора материала



Дано: $K_B m 5,36$;
 $v_b \approx 188,18$ / ;
 $\omega_m = 9,23 \text{ c}^{-1}$ / ;
 $H_m \approx 580,72$.
 $u_{zn} = 5$;

$$[\sigma]_H = 434,7 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F_1} = 211 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{F_2} = 188 \text{ МПа}$$

1 – ременная передача

2 – цилиндрический редуктор

3 – цепная передача

Проектный расчет

Определяем межосевое расстояние передачи:

$$K_{\omega} = u_a (z_n + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{\psi_{b\alpha} \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}} \quad H\beta$$

где K_a – вспомогательный коэффициент для косозубых и шевронных передач $K_a =$
 для прямозубых передач $K_a =$

49,5

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.

для прирабатывающихся зубьев при твердости < 350 НВ
 при твердости > 350 НВ определяется по таблице

Переводная формула

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{b\alpha} (u \pm 1)}{2}$$

$K_{H\beta} = 1,15$ «+» для внешнего зацепления
 «-» для внутреннего зацепления

Расположение шестерни относительно опор	Твердость, НВ	$\psi_{bd} = b_2 / a_1$ зацепления					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры – шарикоподшипники	≤ 350	1,08	1,17	1,28	–	–	–
	> 350	1,2	1,44	–	–	–	–
Консольное, опоры – роликоподшипники	≤ 350	1,06	1,12	1,19	1,27	–	–
	> 350	1,11	1,25	1,45	–	–	–
Симметричное	≤ 350	1,01	1,02	1,03	1,04	1,07	1,11
	> 350	1,01	1,02	1,04	1,07	1,16	1,26
Несимметричное	≤ 350	1,03	1,05	1,07	1,12	1,19	1,28
	> 350	1,06	1,12	1,2	1,29	1,48	–

ψ_a – коэффициент ширины венца колеса $\psi_{ba} = b_2 / a$

для симметрично расположенной прямозубой и косозубой передачи относительно опор $\psi_{ba} =$
 0,25–0,4,

для шевронной $\psi_{ba} = 0,4–0,8$;

в открытой передаче для шестерни, расположенной консольно относительно опор $\psi_{ba} = 0,2–0,25$;

$$m_m = 43 \cdot (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{580,72 \cdot 10^3}{0,3 \cdot 5^2 \cdot 434,7^2}} \cdot 1,015 = 192,58$$

Полученное значение межосевого расстояния округляют до ближайшего стандартного значения a_w , мм:

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	—	160	—	200	—	250	—	315
2-й ряд	—	—	—	—	—	—	140	—	180	—	225	—	280	—
1-й ряд	—	400	—	500	—	630	—	800	—	1000	и т. д. до 2500			
2-й ряд	355	—	450	—	560	—	710	—	900	—				

Вычисляют модуль зацепления:

для закрытых передач при твердостях колес $HV \leq$

$$m' = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w \quad \rightarrow \quad m' = 0,015 \cdot 200 = 3$$

350 при твердости колеса и шестерни

$$m' = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w$$

соответственно $HV \leq 350$ и $HRC \geq$

$$m' = (0,016 \dots 0,0315) \cdot a_w$$

45 45

для открытых передач

$$m' \geq \frac{2K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F}$$

Полученное значение модуля m' округляют до стандартного m (мм) из ряда чисел:

Табл. 4.2.1 - Значения модулей зубчатых колес m_n

($1 \div 25$ мм)

ГОСТ 9563-60

Ряд	Модули m_n , мм															
1	...	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25...
2	...	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22...	

Примечание: Допускается применение модулей 3,25; 3,75 и 4,25 для автомобильной промышленности и модуля 6,5 - для тракторной.

В силовых зубчатых передачах при твердости колес ≤ 350 НВ принимаем $m \geq 1$ мм;
при твердости одного из колес ≥ 45 HRC, *принять* $m \geq 1,5$ мм.

В открытых зубчатых передачах расчетное значение модуля m увеличить на 30 % из-за повышенного изнашивания зубьев.

Угол наклона зубьев для косозубых передач:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5 \cdot m}{b_2}$$

ширина венца колеса $b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,3 \cdot 200 = 60$
мм.

Тогда

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 3}{60} = 10,0786^\circ$$

Для косозубых колес угол наклона зубьев β должен находиться в диапазоне $8^\circ \dots 16^\circ$,
для шевронных - $25^\circ \dots 40^\circ$

Суммарное число зубьев шестерни и колеса.

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 200 \cdot \cos(10,0786^\circ)}{3} = 131,28 \quad \Rightarrow \quad 131 \text{ зуб}$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u_{\Sigma} + 1} = \frac{131}{5 + 1} = 21,83 \quad \Rightarrow \quad 22 \text{ зуба}$$

Число
колёса

зубьев

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 131 - 22 = 109$$

Вычисляют фактическое передаточное число u_{ϕ} и его отклонение Δu от заданного u :

$$u_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{109}{22} = 4,95$$

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\% \quad \rightarrow \quad \Delta u = \frac{|4,95 - 5|}{5} \cdot 100\% = 1\% < 4\%.$$

Определяют действительную величину угла наклона зубьев β для косозубых и шевронных передач

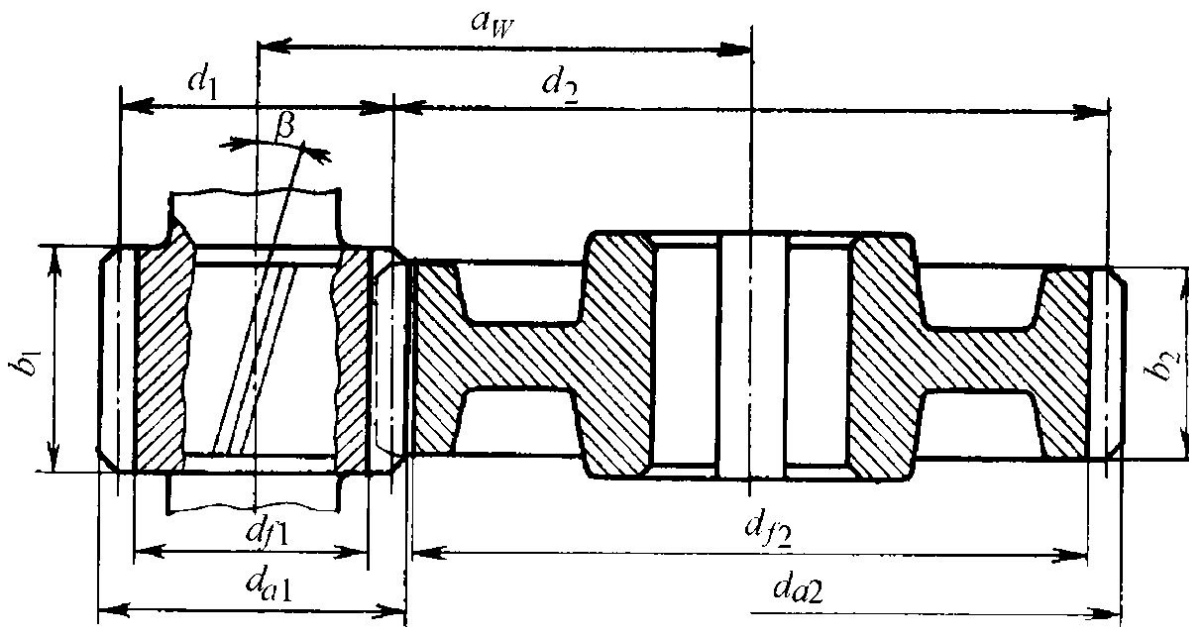
$$\beta = \arccos \frac{Z_{\Sigma} \cdot m}{2a_w} = \arccos \frac{131 \cdot 3}{2 \cdot 200} = 10,7348^{\circ}$$

Проверяют
расстояние:

фактическое межосевое

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{(22 + 109) \cdot 3}{2 \cdot \cos(10,7348^{\circ})} = 200$$

Вычисляют основные геометрические параметры передачи для шестерни и колеса, мм:



Для
колеса:

$$d_{f2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 109}{\cos(10,7348^\circ)} = 332,82$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 332,82 + 2 \cdot 3 = 338,82$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 332,82 - 2,5 \cdot 3 = 325,32$$

Для
шестерни:

$$d_{f1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 22}{\cos(10,7348^\circ)} = 67,176$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 67,176 + 2 \cdot 3 = 73,176$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 67,176 - 2,5 \cdot 3 = 59,676$$

$$b_{\text{ш}} = b_2 + (2 \dots 5) = 60 + 4 = 64$$

Проверочный расчет

Проверяем межосевое
расстояние

$$a_M = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{67,176 + 332,82}{2} = 199,998$$

Диаметр заготовки
шестерни

$$D_{3a21} = d_{a1} + 6 = 73,176 + 6 = 79,176$$

Ширина заготовки
шестерни

$$S_{3a21} = b_1 + 6 = 64 + 6 = 70$$

Диаметр заготовки
колеса

$$D_{3a22} = d_{a2} + 6 = 338,82 + 6 = 344,82$$

Ширина заготовки
колеса

$$S_{3a22} = b_2 + 6 = 60 + 6 = 66$$

Проверяем выполнение условия по контактной прочности $\sigma_H \leq [\sigma]_H$

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t \cdot (u + 1)}{d_1 \cdot b_2 \cdot u_\phi}} K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \leq [\sigma]_H$$

где K – вспомогательный коэффициент,

для косозубых и шевронных передач $K = 376$

для прямозубых $K = 436$;

F_t – окружная сила в зацеплении,

N ;

$$F_t = \frac{2T_m}{d_2} = \frac{2 \cdot 580,72 \cdot 10^3}{332,82} = 3489,6$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

для прямозубых $K_{H\alpha} = 1$,

для косозубых и шевронных $K_{H\alpha}$ выбирается в зависимости от окружной скорости колес $V = \omega_2 \cdot d_2 / (2 \cdot 10^3)$, м/с и степени точности передачи;

$$M \in \frac{9,23 \cdot 332,82}{2 \cdot 10^3} = 1,54 \quad /$$

степень точности передачи определяется в зависимости от окружной скорости

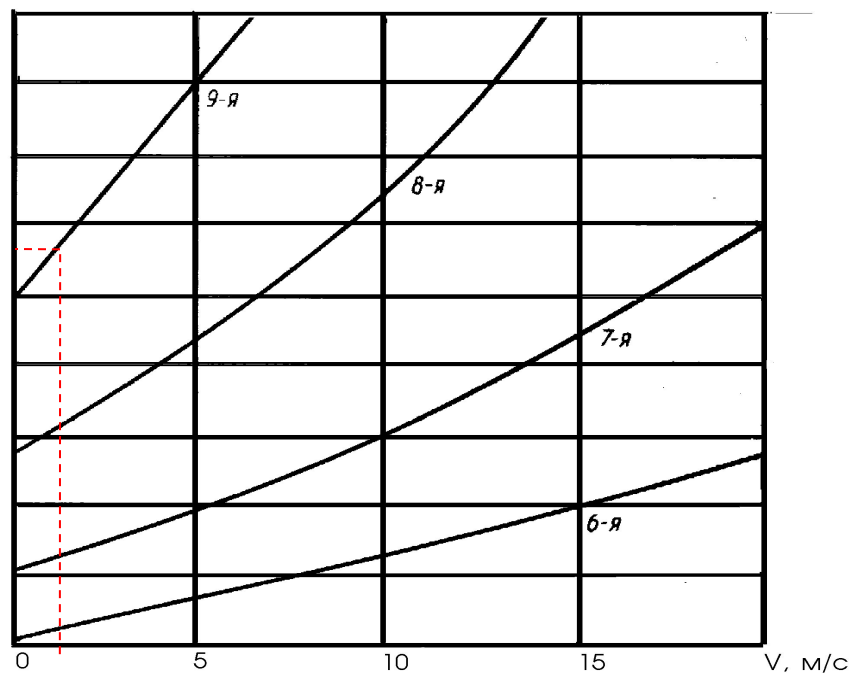
Степень точности	Окружные скорости V , м/с, вращения колес			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	» 10	» 8	» 15	» 10
8	» 6	» 4	» 10	» 7
9	» 2	» 1,5	» 4	» 3

4.16. Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$

Степень точности передачи	$K_{H\alpha}$			$K_{F\alpha}$
	Окружная скорость v , м/с			
	5	10	15	
6	1,01	1,03	1,04	0,72
7	1,05	1,07	1,09	0,81
8	1,09	1,13	—	0,91

1, 16

1,1



1,54

$$K_{H\alpha} = 1, 16$$

K_{HV} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи;

4.10. Ориентировочные значения коэффициента K_{HV}

Степень точности передачи	Твердость поверхности зубьев HV	Окружная скорость, м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	До 350	1,04/1,02	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
	Более 350	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
8	До 350	1,04/1,01	1,08/1,02	1,16/1,04	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
	Более 350	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
9	До 350	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
	Более 350	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05

Примечание. Значения K_v в числителе — для прямозубых колес, в знаменателе — для косозубых.

$$K_{HV} = 1,02$$

$$\sigma_H = 376 \sqrt{\frac{3489,6 \cdot (4,95 + 1)}{67,176 \cdot 60 \cdot 4,95}} 1,16 \cdot 1,015 \cdot 1,02 = 420,35 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H$$

$$420,35 \text{ МПа} < 434,7 \text{ МПа}$$

Далее проверяем выполнение условия изгибной прочности зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_2 m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \leq [\sigma]_{F2};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot Y_{F1} / Y_{F2} \leq [\sigma]_{F1},$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.
 для прямозубых $K_{F\alpha} = 1$,
 для косозубых и шевронных $K_{F\alpha}$ зависит от степени точности передачи, определяемой по таблице.

Степень точности	6	7	8	9
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,0

K_{FB} – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба.

Для прирабатывающихся зубьев $K_{FB} = 1$,

для зубьев с твердостью $> 350HB$ K_{FB} определяется по табл.

4.8. Ориентировочные значения коэффициента K_{FB}

Расположение шестерни относительно опор	Твердость поверхностей зубьев колеса HB	$\psi_{bd} = b_w/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное, опоры — шарикоподшипники	До 350	1,16	1,37	1,64	—	—	—
	Более 350	1,33	1,70	—	—	—	—
Консольное, опоры — роликоподшипники	До 350	1,10	1,22	1,38	1,57	—	—
	Более 350	1,20	1,44	1,71	—	—	—
Симметричное	До 350	1,01	1,03	1,05	1,07	1,14	1,26
	Более 350	1,02	1,04	1,08	1,14	1,30	—
Несимметричное	До 350	1,05	1,10	1,17	1,25	1,42	1,61
	Более 350	1,09	1,18	1,30	1,43	1,73	—

$$K_{FB} = 1,02$$

K_{FV} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи, выбирают по таблице

4.11. Ориентировочные значения коэффициента $K_{F\sigma}$

Степень точности передачи	Твердость поверхности зубьев HВ	Окружная скорость, м/с					
		1	2	4	6	8	10
7	До 350 Более 350	1,08/1,03 1,03/1,01	1,16/1,06 1,05/1,02	1,33/1,11 1,09/1,03	1,50/1,16 1,13/1,05	1,62/1,22 1,17/1,07	1,80/1,27 1,22/1,08
8	До 350 Более 350	1,10/1,03 1,04/1,01	1,20/1,06 1,06/1,02	1,38/1,11 1,12/1,03	1,58/1,17 1,16/1,05	1,78/1,23 1,21/1,05	1,96/1,29 1,26/1,08
9	До 350 Более 350	1,13/1,04 1,04/1,01	1,28/1,07 1,07/1,02	1,50/1,14 1,14/1,04	1,72/1,21 1,21/1,06	1,98/1,28 1,27/1,08	2,25/1,35 1,34/1,09

$$K_{FV} = 1,055$$

Y_{F1}, Y_{F2} - коэффициент формы зуба шестерни и колеса.

Для прямозубых колес определяют по таблице в зависимости от числа зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 .

Для косозубых и шевронных – в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{22}{\cos^3(10.7348^\circ)} = 23.2 \quad \Rightarrow \quad Y_{F1} = 3.95$$

и
колеса

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{109}{\cos^3(10.7348^\circ)} = 114.93 \quad \Rightarrow \quad Y_{F2} = 3.6$$

Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и

Z или Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Примечание: Коэффициенты формы зуба Y_F соответствуют коэффициенту смещения инструмента $x = 0$.

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба,

для прямозубых колес $Y_\beta = 1$

для косозубых $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} = 1 - \frac{10.7348^\circ}{140^\circ} = 0.92$

Выполним подстановку значений

$$\sigma_{F2} = 3.95 \cdot 0.92 \cdot \frac{3489.6}{64 \cdot 3} \cdot 1 \cdot 1.02 \cdot 1.055 = 71.1 \leq [\sigma]_{F2} = 188 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F1} = 77.1 \cdot \frac{3.95}{3.6} = 77.98 \leq [\sigma]_{F1} = 211 \text{ МПа}$$