

Закрытые механические передачи рассчитываются на контактную прочность (основной, проектированный расчет), а расчет на изгиб является проверочным.

Открытые зубчатые передачи рассчитывают на изгиб, рассматривается вариант расчета механической передачи на ЭВМ.

Закрытая цилиндрическая передача											
Ф.И.О.		№ группы				консультант.					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
T_2 , НММ	n_1 , МИН ⁻¹	u	НВ 1	$\psi_{ва}$	Z_1	Y_{F1}	Y_{F2}	$K_{H\beta}$	$K_{F\beta}$	β , рад	ПМ 1
47040 0	508,8	3,55	450	0,3 5	2 2	4,0 0	3,6 1	1,12 5	1,20 0	0	3

13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
ПМ 2	S_{H1}	S_{H2}	S_F	K_{FC}	t	Y_2	Y_3	X_1	X_2	X_3	ΔH В
3	1,2	1,2	2	1	150 00	0,6	0,3	0,1	0,7	0,2	0

T_2 - крутящий момент на колесе рассчитываемой передачи, Нмм;
 n_1 – частота вращения шестерни, об/мин;
 u – передаточное число рассчитываемой передачи;
 $HВ_1$ – твердость шестерни;
 $\psi_{ва}$ – относительная ширина передачи;
 Z_1 – число зубьев шестерни;
 Y_{F1} – коэффициент формулы зуба шестерни
 $K_{H\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по контактным напряжениям;
 $K_{F\beta}$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по изгибным напряжениям;
 β , рад – угол наклона зубьев;
ПМ1 – признак материала(вид термообработки шестерни);
ПМ2 - признак материала(вид термообработки колеса);
 S_{H1} – коэффициент безопасности при расчете допускаемых контактных напряжений шестерни;
 S_{H2} – коэффициент безопасности при расчете допускаемых изгибных напряжений колеса;
 S_F – коэффициент безопасности при расчете допускаемых изгибных напряжений;
 K_{FC} – коэффициент реверсивности:
 t – срок службы передачи, час:
 Y_1, Y_2, X_1, X_2, X_3 – коэффициенты циклограммы нагрузки;
 $\Delta HВ$ – разность твердостей шестерни и колеса;

Выбор материала зубчатых колес

Зубчатые колеса изготавливают из стали, чугуна и неметаллических материалов. Однако в силовых передачах, как правило, чугуны и неметаллические передачи не применяют. В дальнейшем, в качестве материалов зубчатых колес будем рекомендовать только стали.

Колеса малоответственных передач в машинах общего назначения, колеса открытых зубчатых передач и колеса, работающих при небольших и средних крутящих моментах (до 200000 Нмм) подвергают объемной закалке с высоким отпуском. У таких передач твердость материала колеса будет $HV2 \leq 350$. Зубья могут быть нарезаны после термообработки; благодаря этому отпадает необходимость выполнения дорогих доводочных операций. Для предотвращения заедания и лучшей приработки нижний предел твердости шестерни, как показывает практика, должен быть на $\Delta HV = 30 \dots 50$ единиц HV выше верхнего предела твердости колеса т.е.

$$HV1 = HV2 + \Delta HV$$

Марка стали	Температ. отпуска °С	Предел прочности σ_b , Н/мм ²	Предел текучести σ_T , Н/мм ²	Твердость НВ	Примечан.
35	Стали с объемной закалкой				
	200	1139	970	335	
	300	1027	870	302	
	400	911	750	268	
	500	799	560	235	
	600	694	490	204	
40	200	1410	1250	415	
	300	1224	1110	360	
	400	1054	880	310	
	500	877	710	258	
	600	748	530	220	
45	200	1673	1550	492	
	300	1421	1270	418	
	400	1190	1020	650	
	500	969	820	285	
	600	802	590	236	
40X	200	1800	1590	552	
	300	1640	1420	498	
	400	1376	1220	417	
	500	1076	860	326	
	600	860	740	265	
30XГСА	225	1800	1610	545	
	300	1680	1520	504	
	400	1480	1340	448	
	500	1280	1160	388	
	600	1060	950	318	
40XНМА	320	1600	1450	485	
	400	1400	1280	415	
	480	1250	1130	375	
	560	1080	970	320	
12XН3А	300	1260	--	380	
	400	1180	--	345	
	500	1000	--	295	

Рекомендуемые материалы шестерни колеса

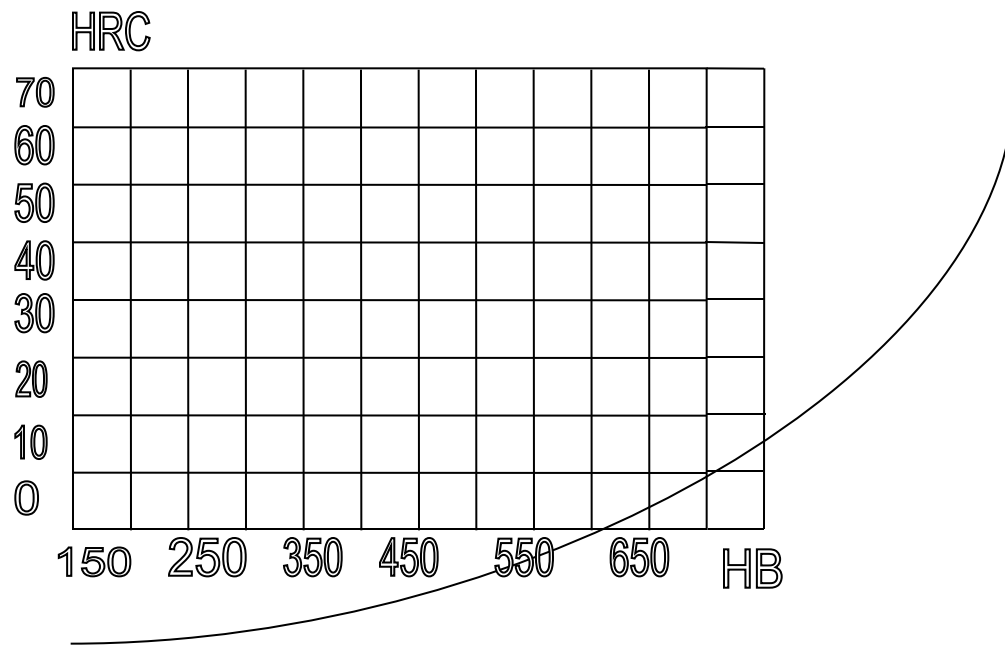
Марка стали.			
шестерни	колеса	шестерни	колеса
45 50 55 50Г	35, 35Л, 40Л 40 45 40, и45, 35Л	35Х, 40Х 30ХГСА 40Х Н	50, 55, 40Л 35Х, 40Х 35Х, 40Х

Марка стали.	
шестерни	колеса
45, 50 55, 55Г 35Х, 40Г 40ХН 15Х, 20Х	40 40, 50 50, 55 35Х, 40Х 15Х, 20Х

Рекомендуемые твердости шестерни и колеса

T_2 , Н. мм.	HB ₁	ΔHB
< 25000	250...280	30...50
$25000 \leq T_2 < 100000$	280...320	30...50
$10000 \leq T_2 < 200000$	320...350	30...50
$200000 \leq T_2 < 500000$	350...450	0
$T_2 \geq 500000$	450...600	0

Зависимость между числами твердости по Бриннеллю и Роквеллу



В столбец 5 вместо коэффициента $\psi_{ва}$ (ставиться величина $K_{вс} = v/Re \leq 0,3$ –коэффициента ширины венца зубчатого колеса.

Число зубьев шестерни z_1 столбец 6 берется несколько меньше $Z_1 = 18...22$.

Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} выбирается в зависимости от эквивалентного числа зубьев $Z_{v1} = z_1/\cos\delta_1$ и $Z_{v2} = Z_1/\cos\delta_2$ табл. 6. Здесь $\operatorname{tg}\delta_1 = 1/u$ и $\operatorname{tg}\delta_2 = u$.

В столбец 11 вместо величины угла зуба β ставиться 1. Все остальные параметры для расчета закрытой конической передачи берутся аналогично разделу 1 данной инструкции

Выбор материала червячного колеса и червяка. Материалы применяемые для червячных колес, в зависимости от антизадирных и антифрикционных свойств могут быть условно сведены в три группы (ГМ). Критерием выбора является скорость скольжения v_1 м/с витков червяка относительно зубьев колеса, которую можно определить по имперической зависимости:

где n_1 – частота вращения червяка, мин⁻¹;

T_2 – крутящий момент на колесе, Нхмм.

Червячные колеса закрытых передач с машинным приводом при скорости скольжения $v_1 > 4$ м/с изготавливают из оловянистых бронз (ГМ = 1), при $1 \leq v_1 \leq 4$ м/с – из безоловянистых бронз (ГМ = 2) и при $v_1 < 1$ м/с из чугунов (в основном для открытия передач небольшой мощности с ручным приводом), (ГМ = 3).

Открытая коническая передача											
Ф.И.О. консультант.								№ группы			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
T_2 , Н. мм	n_1 , МИ H^{-1}	u	H B_1	K_B e	Z_1	Y_F 1	Y_F 2	K_F β	$\sigma_{ва}$	Π M	$[n]$
22354 00	14 3.3	5. 0	34 0	0. 3	20	4. 07	3. 6		1	1	1

13	14	15	16	17	18	19	20	21
S_F	K_{Fc}	t	Y_2	Y_3	X_1	X_2	X_3	ΔH B
1,55	1	1500 0	0,6	0,3	0,1	0,7	0,2	30

В столбец 5 вносится величина $\psi_{vt} = 8...12$

Число зубьев шестерни $z_1 = 18...24$

Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2} столбцы 7 и 8 выбираются по числу зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 по табл. 6.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии при расчете на изгиб $K_F\beta$ выбирается по рис. 2 в зависимости от $\psi_{vd} = \psi_{vt}/z_1$ для кривых 1а или 1в.

В таблицу добавляется еще один столбец 22, куда вносится угол наклона зуба β . Как правило открытые передачи выполняются прямозубыми и $\beta = 0$.

Крутящий момент на ведущем шкиве T_1 , Н.мм. Как правило ведущий шкив расположен на валу электродвигателя и в таблицу вносится крутящий момент с вала электродвигателя $T_1 = 26700$ Н.мм. Внесем в столбец 1.

В ременных передачах обычно пользуются величиной передаточного отношения i . В наших расчетах $i = u = 2$ – столбец 2.

Частота вращения ведущего шкива n_1 мин⁻¹ (вала электродвигателя). Из табл. 7 (1) $n_1 = 1430$ мин⁻¹.

Контрольные вопросы:

- Что понимается под параметрами T_2 и n_1 , и как они выбираются?
- Как выбираются материалы для цилиндрических и конических закрытых передач?
- Как выбираются материалы для цилиндрических и конических открытых передач?
- Как выбираются материалы для колес червячных передач и червяков?
- В зависимости от чего выбираются коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии?
- Как выбираются коэффициенты безопасности при расчете допускаемых напряжений на контактную прочность и на изгиб?
- Как учитывается переменный режим работы при расчете механических передач?
- Каковы особенности расположения шестерни и колеса в конических передачах?
- На какой вид деформаций ведется расчет открытых зубчатых передач?
- Что такое скорость скольжения в червячных передачах?
- Какие типы ременных передач Вы знаете?