МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«СЕВАСТОПОЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

В 4 частях

Часть 1. Зубчатые передачи

Учебное пособие
для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам
«Детали машин», «Детали машин и основы конструирования»,
«Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения»
для студентов всех форм обучения

Севастополь
СевГУ
2023

УДК 621.833(076.5)
ББК 34.445я7
О-753

Р е ц е н з е н т:
А.О. Харченко – профессор кафедры «Технология машиностроения»

Составители: Пахалюк В.И. Поляков А.М., Неменко А.В.

О-753 Основы конструирования механических передач. В 4 частях. Часть 1. Зубчатые передачи: учебное пособие для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов всех форм обучения / Севастопольский государственный университет, Политехнический институт; сост.: В.И. Пахалюк, А.М. Поляков, А.В. Неменко – Севастополь: СевГУ, 2023. – 96 с. – Текст : непосредственный.

Представлено учебное пособие для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов всех форм обучения.

УДК 621.833(076.5)
ББК 34.445я73

Рассмотрено и рекомендовано на заседании кафедры «Цифровое проектирование» Политехнического института Севастопольского государственного университета в качестве учебное пособие для самостоятельной работы и практических занятий по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Технический анализ объектов машиностроения» для студентов всех форм обучения. Протокол заседания кафедры № 4 от 14 декабря 2022 г.

В авторской редакции

Подписано к печати 03.03.23. Изд. №. 4/2023. Зак. № 5/2023. Тираж 55 экз.
Объем 6,0 п. л. Усл. печ. л. 5,58. Уч.-изд. л. 5,88.
РИИЦМ ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»
299015 г. Севастополь, ул. Курчатова, 7

© Пахалюк В.И., Поляков А.М.,
Неменко А.В., 2023
© ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет», 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение…….. 3
1. Методика расчета зубчатой цилиндрической косозубой передачи с учетом рекомендаций ГОСТ 21354-87 4
2. Методика расчета зубчатой конической передачи с учетом рекомендаций ГОСТ 13754-81 и ГОСТ 16202-81 14
3. Методика расчета червячной передачи с учетом рекомендаций ГОСТ 2144-93..... 24
4. Пример расчета цилиндрической зубчатой косозубой передачи..... 32
5. Пример расчета зубчатой конической передачи с круговым зубом 43
6. Пример расчет червячной передачи 52
ПРИЛОЖЕНИЕ А1 60
ПРИЛОЖЕНИЕ А2 79
ПРИЛОЖЕНИЕ А3 91

Введение

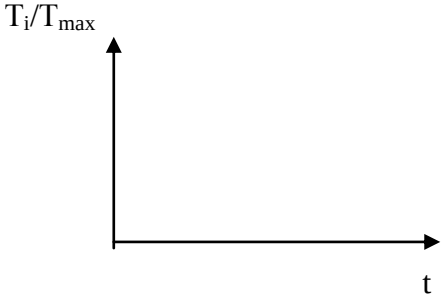
Целью учебного пособия является представление необходимых для самостоятельной работы студентов (СРС) материалов, обеспечивающих максимальную эффективность данного вида работы студентов при изучении учебных дисциплин «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Прикладная механика», «Механика», «Технический анализ объектов машиностроения».

Учебное пособие перекрывает все виды учебных занятий студентов, предусмотренных соответствующими программами и учебными планами по указанным дисциплинам.

1. Методика расчета зубчатой цилиндрической косозубой передачи с учетом рекомендаций ГОСТ 21354-87

Таблица 1 – Исходные данные

№ п/п	Наименование	Обозначение	Величина	Размер-ность
1	Крутящий момент на валу колеса	T_2		Н·м
2	Частота вращения вала колеса	n_2		мин$^{-1}$
3	Передаточное число (ГОСТ 2185–66)	u		—
4	Срок службы передачи	L_h		ч.
5	Циклограмма нагружения			



i	T_i/T_{max}	$t_i = \frac{L_{hi}}{L_h}$
1		
2		
3		
4		

6	Частота вращения вала шестерни		n_1, мин$^{-1}$	$u \cdot n_2$
7	Материалы зубчатых колёс (таблицы А1.2, А1.3, А1.4)	ш		ГОСТ
		к		ГОСТ
8	Размеры сечений в мм	ш		
		к		
9	Механические свойства: Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	ш		
		к		
	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	ш		
		к		
10	Термическая обработка	ш		
		к		
11	Твёрдость поверхности зубьев: при H≤350 HB H_1-$H_2 \geq 40$ HB; при H>350 HB $H_1 \approx H_2$	ш		
		к		

Таблица 2 – Расчетные величины

№ п/п	Искомая величина		Обозначение, размерность	Формула, источник, подстановка значений	Резуль-тат
1	2		3	4	5
1	Предел контактной выносливости	ш	σ_{Hlimb}, МПа	По таблице А1.5	
		к			
2	Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости	ш	N_{Hlim}, цикл.	$30H_{HB}^{2,4} \le 120 \cdot 10^6$ или $340H_{HRC}^{3,15} + 8 \cdot 10^6 \le 120 \cdot 10^6$	
		к			
3	Эквивалентное число циклов	ш	N_{HE}, цикл.	При n=const $60 n_1 L_h \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 t_i$	
		к		N_{HE1}/u	
4	Коэффициент долговечности	ш	Z_N	При $N_{HE} \le N_{Hlim}$ $\sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}}$ или при $N_{HE} > N_{Hlim}$ $\sqrt[20]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}}$	
		к			
5	Коэффициент долговечности (принятое значение)	**ш**	$Z_{Nпр}$	$0,75 \le Z_{N\,пр} \le 2,6$ - для однородной структуры материала, $0,75 \le Z_{N\,пр} \le 1,8$ - для поверхностного упрочнения.	
		к			

1	2		3	4	5
6	Коэффициент запаса прочности	**ш**	S_H	Для зубчатых колес с однородной структурой $S_{H\,min} = 1{,}1$; для колес с поверхностным упрочнением $S_{H\,min} = 1{,}2$.	
		к			
7	Допускаемые контактные напряжения	**ш**	σ_{HP}, МПа	$0{,}9\dfrac{\sigma_{H1imb} \cdot Z_{Nnp}}{S_H}$	
		к			
8	**Расчетное допускаемое контактное напряжение**		σ_{HP}, МПа	$\sigma_{HP} = 0{,}45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2})$ при условии $\sigma_{HP\,min} \le \sigma_{HP} \le 1{,}25\sigma_{HP\,min}$	
9	Коэффициент ширины		ψ_{ba}	По таблице А.14	
10	Коэффициент ширины по диаметру		ψ_{bd1}	$\psi_{ba}\dfrac{u+1}{2}$	
11	Предельное значение коэффициента		ψ_{bdmax}	По таблице А1.8	
12	Условие			$\psi_{bd1} \le \psi_{bdmax}$	
13	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий		$K_{H\beta}$	При $H \le 350HB$ $K_{H\beta} = 1+0{,}51\psi_{bd}/SXEM$ При $H > 350HB$ $K_{H\beta} = 1+1{,}1\psi_{bd}/SXEM$ где SXEM- номер схемы передачи на рисунке А1.1	
14	Межосевое расстояние		a_w, мм	$430(u+1)\sqrt[3]{\dfrac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 \sigma_{HP}^2}}$	

1	2	3	4	5
15	Межосевое расстояние (принятое значение)	a_w, мм	По таблице А1.13	
16	Рабочая ширина венца	b_w, мм	$\psi_{ba} \cdot a_w$	
17	Рабочая ширина венца (принятое значение)	b_w, мм	По таблице А1.1 (ближайшее из ряда R*a*40)	
18	Модуль зацепления	m, мм	При H ≤ 350HB m = (0,01...0,02) a_w. При H_1 > 45HRC и H_2 ≤ 350 HB m = (0,0125...0,025) a_w. При H > 45HRC m = (0,016...0,0315) a_w. При поверхностной закалке m >m_{min} = 3 мм. Уточнить по соотношению: $\psi_{bm}=b_w/m=\begin{cases} 30 \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \le 350 \text{ HB}; \\ 25 \text{ при } H_1 \le 50 \text{ HRC и } H_2 > 350 \text{ HB}; \\ 20 \text{ при } H_1 > 50 \text{ HRC}. \end{cases}$	
19	Модуль зацепления (принятое значение)	m, мм	По таблице А1.15	
20	**Условие**		$m>m_{min}$=1,5 мм	
21	Угол наклона зубьев	β, град.	По таблицам А1.16 или А1.17	
22	Суммарное число зубьев	z_Σ	По таблицам А1.16 или А1.17	
23	Условие достаточности ширины		$b_w \ge \frac{4m}{\sin\beta}$	
24	Число зубьев шестерни	z_1	$\frac{z_\Sigma}{u+1}$	
25	Число зубьев колеса	z_2	$z_\Sigma - z_1$	

1	2	3	4	5
26	Передаточное число (фактическое значение)	$u_ф$	$u_ф = \frac{z_2}{z_1}$	
27	Отклонение	$\Delta u,\%$	$\frac{u - u_ф}{u} \cdot 100\,\%$	
28	Допустимое отклонение	$[\Delta u]$	По таблице А1.12	
29	Условие		$\Delta u \le [\Delta u]$	
30	Окружная скорость	v, м/с	$\frac{m z_1 n_1}{19100 \cos\beta}$	
31	Степень точности		По таблице А1.7	
32	Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	При $\beta < 20^0$ $\left[1.88 - 3.2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta$	
33	Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$\frac{b_w}{\pi m}\sin\beta$	
34	Суммарный коэффициент перекрытия	ε_γ	$\varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$	
35	Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	Z_ε	При $\varepsilon_\beta \ge 1$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$	

1	2		3	4	5
36	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями		$K_{H\alpha}$	По таблице А1.9	
37	**Условие**			$1 \le K_{H\alpha} \le \varepsilon_{\gamma}$	
38	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении		$K_{H\nu}$	По таблице А1.10	
39	**Контактное напряжение**		σ_H, МПа	$10500 \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \frac{u+1}{a_w \cdot u} \sqrt{\frac{T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u+1)}{b_w}}$	
40	**Условие прочности**			$\sigma_H \le \sigma_{HP}$	
41	Предел выносливости материала зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений	ш	σ^0_{F1imb}, МПа	По таблице А1.6	
		к			

1	2		3	4	5
42	Базовое число циклов напряжений		N_{Flim} , цикл.	$N_{Flim1} = N_{Flim2} = 4 \cdot 10^6$	
43	Показатели степени кривой усталости при расчёте на изгибную выносливость		q_F	Для зубчатых колес с однородной структурой, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки их зубьев $\mathbf{q_F=6}$. Для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью $\mathbf{q_F = 9}$. q_{F1} = ; q_{F2} =	
44	Эквивалентное число циклов	ш	N_{FE}, цикл	При n_1 = const $60 n_1 L_h \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^{q_{F1}} t_i$	
		к		$\frac{N_{FE1}}{u}$	
45	Коэффициент долговечности	ш	Y_N	$\sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE}}}$	
		к			

1	2		3	4	5
46	Коэффициент долговечности (принятое значение)	ш	Y_N	При $q_F = 6$; $1 \le Y_N \le 4$; при $q_F = 9$; $1 \le Y_N \le 2{,}5$.	
		к			
47	Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	ш	Y_A	При одностороннем приложении нагрузки $\mathbf{Y_A = 1}$. При двустороннем приложении: для зубчатых колес из нормализованной и улучшенной стали $\mathbf{Y_A = 0{,}65}$; для зубчатых колес с твердостью поверхности H > 45 HRC, за исключением азотированных, $\mathbf{Y_A = 0{,}75}$; для азотированных колес $\mathbf{Y_A = 0{,}9}$. $Y_{A1} =$; $Y_{A2} =$	
		к			
48	Коэффициент запаса прочности	ш	S_F	По таблице А1.6	
49	**Допускаемое напряжение при изгибе**	ш	σ_{FP}, МПа	$\dfrac{\sigma^0_{Flimb} Y_A Y_N}{S_F}$	
		к			
50	Эквивалентное число зубьев	ш	z_v	$\dfrac{z}{\cos^3 \beta}$	
		к			
51	Коэффициент формы зуба	ш	Y_{FS}	$3{,}47 + \dfrac{13{,}2}{z_V}$	
		к			
52	Отношение	ш	$\dfrac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}}$, МПа	Проверка по напряжениям изгиба производится для элемента передачи, имеющего $(\sigma_{FP}/ Y_{FS})_{min}$, как более слабого	
		к			
53	Коэффициент, учитывающий наклон зуба		Y_β	$1 - \varepsilon_\beta \dfrac{\beta}{120} \ge 0.7$	

1	2		3	4	5
54	Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев		Y_ε	При $\varepsilon_\beta \geq 1$ $\quad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$	
55	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями		$K_{F\alpha}$	По таблице А1.9	
56	Условие		———	$1 \leq K_{F\alpha} \leq \varepsilon_\gamma$	
57	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий		$K_{F\beta}$	По рисунку А1.1 в зависимости от кинематической схемы передачи $1+1{,}1\psi_{bd}$/SXEM (при H ≤ 350HB); $1+1{,}8\psi_{bd}$/SXEM (при H > 350HB).	
58	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении		K_{FV}	По таблице А1.11	
59	Напряжение изгиба		σ_F, МПа	$Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \frac{1000 \cdot T_2 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu}}{a_w b_w m} \cdot \frac{u+1}{u}$	
60	Условие			$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$	
61	Делительный диаметр	ш	d, мм	$\frac{mz}{\cos\beta}$	
		к			
62	Диаметр вершин зубьев (h^*_a=1)	ш	d_a, мм	$d + 2h^*_a m$ $(h^*_a = 1)$	
		к			
63	Диаметр впадин зубьев (c^*=1)	ш	d_f, мм	$d - 2(h^*_a + c^*)m$ $(c^* = 0{,}25)$	
		к			

1	2	3	4	5
64	Ширина шестерни	b_1, мм	При $H_1 > H_2$ $b_1 = b_w + m$. При $H_1 \approx H_2$ $b_1 = b_w$.	
65	Ширина шестерни (принятое значение)	b_1, мм	По таблице А1.1 (ряд R*a* 40)	
66	Условие пригодности заготовок колес	——	Для шестерни $D_{заг} = d_a + 6$ мм, для колес с выточками меньшее из двух: $C_{заг} = 0{,}5b_2$; $S_{заг} = 8m$; для сплошного колеса $S_{заг} = b_2 + 8$мм, $D_{заг} \le D_{пред}$; $C_{заг}(S_{заг}) \le S_{пред}$, где $D_{пред}$ и $S_{пред}$ в таблице А1.2	
67	Окружное усилие	F_t, Н	$\frac{2000\,T_2}{d_2}$	
68	Радиальное усилие (α_w=20°)	F_r, Н	$F_t \frac{tg\alpha_w}{\cos\beta}$	
69	Осевое усилие	F_a, Н	$F_t\,tg\beta$	
70	Условие отсутствия резонанса	——	$\frac{\nu z_1}{1000} < 1.4$	

Вычисления параметров в соответствии с ГОСТ 19326-73 должны производиться со следующей точностью:

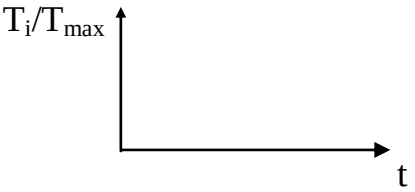
- линейные размеры - с точностью не ниже 0,0001 мм;
- отвлеченные размеры - с точностью не ниже 0,0001 мм;
- угловые размеры - с точностью не ниже 1´;
- тригонометрические величины - с точностью не ниже 0,00001;

передаточные числа, числа зубьев эквивалентных зубчатых колес, коэффициенты смещения и коэффициенты изменения толщины зуба - с точностью не ниже 0,01.

2. Методика расчета зубчатой конической передачи с учетом рекомендаций ГОСТ 13754-81 и ГОСТ 16202-81

Таблица 1 – Исходные данные

№ п/п	Наименование	Обозначение	Величина	Размерность
1	Крутящий момент на валу колеса	T_2		Н·м
2	Частота вращения вала колеса	n_2		мин$^{-1}$
3	Передаточное число (ГОСТ 12289–76)	u		—
4	Срок службы передачи	L_h		ч
5	Циклограмма нагружения			



i	T_i/T_{max}	$t_i = \frac{L_{hi}}{L_h}$
1		
2		
3		
4		

6	Частота вращения вала шестерни		n_1, мин$^{-1}$	$u \cdot n_2$
7	Материалы зубчатых колёс (таблицы А2.2, А2.3, А2.4)	ш		ГОСТ
		к		ГОСТ
8	Размеры сечений в мм	ш		
		к		
9	Механические свойства: Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	ш		
		к		
	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	ш		
		к		
10	Термическая обработка	ш		
		к		
11	Твёрдость поверхности зубьев: при H≤350 HB H_1-$H_2 \geq$ 40HB; при H>350 HB $H_1 \approx H_2$	ш		
		к		
12	Угол наклона линии зуба (для прямозубых колес $\beta_m = 0^0$, для колес с круговым зубом $\beta_m = 35^0$)		β_m, град	

Таблица 2 - Расчетные величины

1	2		3	4	5
1	Предел контактной выносливости	ш	σ_{Hlimb}, МПа	По таблице А2.5	
		к			
2	Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости	ш	N_{Hlim}, цикл	$30\ H_{HB}^{2.4} \leq 120 \cdot 10^6$	
		к		или $340\ H_{HRC}^{3.15} + 8 \cdot 10^6 \leq 120 \cdot 10^6$	
3	Эквивалентное число циклов при n= const	ш	N_{HE}, цикл	$60 n_1 L_h \Sigma (T_i / T_{max})^3 \cdot t_i$	
		к		$N_{HE\ 1}/u$	
4	Коэффициент долговечности	ш	Z_N	При $N_{HE} < N_{Hlim}$ $\sqrt[6]{N_{H\,lim} / N_{HE}}$	
		к		при $N_{HE} > N_{Hlim}$ $\sqrt[20]{N_{H\,lim} / N_{HE}}$	
5	Коэффициент долговечности (принятое значение)	ш	$Z_{N\ пр}$	При $N_{HE} < N_{Hlim}$ $1 \leq Z_{N\ пр} \leq 2{,}6$ для однородной структуры материала и $1 \leq Z_{N\ пр} \leq 1{,}8$ для поверхностного упрочнения. При $N_{HE} > N_{Hlim}$ $Z_{N\ пр} \geq 0{,}75$	
		к			
6	Коэффициент запаса прочности	ш	$S_{H\ min}$	Для зубчатых колес с однородной структурой $S_{H\ min} = 1{,}1$. Для колес с поверхностным упрочнением $S_{H\ min} = 1{,}2$.	
		к			
7	Допускаемые контактные напряжения	ш	σ_{HP}, МПа	$0{,}9 \cdot \sigma_{Hlimb} \cdot Z_{Nпр} / S_{H\ min}$	
		к			

1	2		3	4	5
8	Расчетное допускаемое контактное напряжение	ш	$\sigma_{HPрасч}$, МПа	$\sigma_{HP\,min} \le \sigma_{HP\,расч} \le 1{,}15\,\sigma_{HP\,min}$; $\sigma_{HP\,min}$ - меньшее из σ_{HP1} и σ_{HP2}. Для круговых зубьев $\sigma_{HP\,расч} = 0{,}45\,(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2})$, для прямых зубьев $\sigma_{HP\,расч} = \sigma_{HP\,min}$. Если $\sigma_{HP\,расч} < \sigma_{HP\,min}$, то принять $\sigma_{HP\,расч} = \sigma_{HP\,min}$	
		к			
9	Коэффициент ширины		K_{be}	b/R_e=0,28…0,29 (принимаем b/R_e =0,285)	
10	Коэффициент ширины по диаметру		ψ_{bd}	$(\sqrt{u^2+1})\,K_{be}/(2-K_{be})$	
11	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий		$K_{H\beta}$	По таблице А2.7 в зависимости от схемы передачи (рис.А2.1) $\sqrt{1+K_2\cdot\psi_{bd}/K_1}$	
12	Коэффициент, учитывающий влияние вида передачи и твердости рабочих поверхностей		υ_H	Таблица А2.12	
13	Внешний делительный диаметр колеса		d_{e2}, мм	$1650\cdot\sqrt[3]{\dfrac{T_2\cdot K_{H\beta}\cdot u}{\upsilon_H\,\sigma^2_{HPрасч}}}$ Принять значение d_{e2} по таблице А2.15	

14	Внешний делительный диаметр шестерни	d_{e1}, мм	d_{e2} /u	
1	2	3	4	5
15	Число зубьев шестерни	z_1, зубьев	$\sqrt{\left[22-9\lg u+(16/u-22)\sin^2\beta_m\right]^2+(6{,}25-4\lg u)(d_{e2}^2/645)}$ Округлить до целого числа z_1	
16	Число зубьев колеса	z_2, зубьев	u z_1 Округлить до целого числа z_2	
17	Передаточное число (фактическое)	$u_ф$	z_2 / z_1	
18	Отклонение	Δu, %	[(u - $u_ф$)/u] 100 По таблице А2.11 определить [Δu] Условие: $\Delta u \leq [\Delta u]$	
19	Внешний окружной модуль	m_{te}, мм	d_{e2}/ z_2	
20	Внешнее конусное расстояние	R_e, мм	$(m_{te}/2)\sqrt{z_1^2+z_2^2}$	
21	Ширина зубчатых венцов	b, мм	K_{be} R_e	
22	Ширина венцов (принятое значение)	b, мм	По таблице А2.14 или по таблице А2.1 (ряд *Ra* 40) ближайшее большее значение	
23	Средний модуль	m_{tm},мм	m_{te} (1- 0,5K_{be})	
24	Окружная скорость	v, м/с	π m_{tm} z_1 n_1/(60·1000)	
25	Степень точности передачи		По таблице А2.8 (на одну степень точнее)	
26	Окружная скорость (принятое значение)	v_{max}, м/с	По таблице А.8 v_{max} = Условие $v \leq v_{max}$	

27	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении		K_{HV}	По таблице А2.9 для передач, выполненных на одну степень менее точными	
1	2		3	4	5
28	Расчетное контактное напряжение		σ_H, МПа	$67000\sqrt{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} u/(\upsilon_H d_{e2}^3)}$ Условие: $\sigma_H \le \sigma_{HPрасч}$	
29	Предел выносливости материала зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений	ш	σ^0_{Flimb} МПа	Таблица А2.6	
		к			
30	Базовое число циклов напряжений		N_{Flim}, цикл	$4 \cdot 10^6$	
31	Показатель степени кривой усталости при расчете на изгибную выносливость	ш	q_F	Для зубчатых колес с однородной структурой, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки их зубьев q_F=6.Для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью q_F=9.	
		к			
32	Эквивалентное число циклов при $\mathbf{n}_1$=const	ш	N_{FE} , цикл	$60 n_1 L_h \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^{q_F} t_i$	

		к		N_{FE}/u	
33	Коэффициент долговечности		Y_N	$\sqrt[q_F]{N_{F\lim} / N_{FE}}$ $Y_{N1}=$ $Y_{N2}=$	
1	2		3	4	5
34	Коэффициент долговечности (принятое значение)		Y_N	При $q_F=6$ $1 \le Y_N \le 4$ $Y_{N1}=$ при $q_F=9$ $1 \le Y_N \le 2,5$ $Y_{N2}=$	
35	Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки		Y_A	При одностороннем приложении нагрузки $Y_A=1$. При двухстороннем приложении, для зубчатых колес из нормализованной и улучшенной стали $Y_A=0,65$, для зубчатых колес с твердостью поверхности H>45HRC , за исключением азотированных, $Y_A=0,75$; для азотированных колес $Y_A=0,9$. $Y_{A1}=$ $Y_{A2}=$	
36	Коэффициент запаса прочности	ш	S_F	По таблице А2.6	
		к			
37	Допускаемое напряжение при изгибе	ш	σ_{FP}, МПа	$\sigma^0_{Flimb} Y_A Y_N / S_F$	
		к			
38	Угол делительного конуса, град., мин., сек.	ш	δ_1	$\arccos (u/\sqrt{u^2+1})$	
		к	δ_2	$90° - \delta_1$	
39	Эквивалентное число зубьев	ш	z_{v1}	$z/(\cos\delta \cos\beta_m)$ Таблицы А2.13 и А2.16	
		к	z_{v2}		

40	Коэффициент смещения	ш	x_{n1}	$x_n=1{,}75u^{0{,}14}\ z^{--0{,}67}$	
		к	x_{n2}	для круговых зубьев $x_{n2}=-x_{n1}$	
41	Коэффициент формы зуба	ш	Y_{FS}	$3{,}6\cdot[1-(2{,}8x_n+0{,}93)/z_v+(112x_n^2-154x_n+71)/z_v^2]$	
		к			
1	2		3	4	5
42	Отношение	ш	$\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}}$ МПа	Проверка по напряжениям изгиба производится для элемента передачи, имеющего $(\sigma_{FP}/Y_{FS})_{min}$, как более слабого	
		к			
43	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий		$K_{F\beta}$	По таблице А2.7 в зависимости от схемы передачи (рис.А2.1) $\sqrt{1+K_3\cdot\psi_{bd}/K_1}$	
44	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении		K_{FV}	По таблице А2.10 для передач, выполненных на одну степень менее точными	
45	Коэффициент, учитывающий влияние вида передачи и твердости рабочих поверхностей		υ_F	По таблице А2.12	
46	Напряжение изгиба		σ_F, МПа	$2720\ T_2\ K_{F\beta}\ K_{FV}\ Y_{FS}/\ (\upsilon_F\ d_{e2}\ m_{te}\ b)$ при условии $\sigma_F\leq\sigma_{FP}$	
47	Число зубьев плоского колеса		z_C	$\sqrt{z_1^2+z_2^2}$	
48	Среднее конусное расстояние		R_m,мм	$R_e-0{,}5b$	
49	Модуль средний нормальный		m_m ,мм	$2R_m\cos\beta_m/z_C$	
50	Высота головки зуба в расчетном сечении ($h_a^*=1$)	ш	h_{a1},мм	$(h_a^*+x_{n1})\ m_m$	
		к	h_{a2},мм	$(h_a^*+x_{n2})\ m_m$	

51	Высота ножки зуба (c*=0,2 – прямозубая; 0,25 – косозубая)	ш	h_{f1},мм	$(h_a^*+c^*- x_{n1})\ m_m$	
		к	h_{f2},мм	$(h_a^*+c^*- x_{n2})\ m_m$	
52	Угол ножки зуба (град., мин., сек.)	ш	θ_{f1}	$\mathrm{arctg}\ (h_{f1} / R_m)$	
		к	θ_{f2}	$\mathrm{arctg}\ (h_{f2} / R_m)$	
1	2		3	4	5
53	Угол головки зуба (град., мин., сек.)	ш	θ_{a1}	θ_{f2}	
		к	θ_{a2}	θ_{f1}	
54	Угол конуса вершин (град., мин., сек.)	ш	δ_{a1}	$\delta_1+ \theta_{a1}$	
		к	δ_{a2}	$\delta_2+ \theta_{a2}$	
55	Угол конуса впадин (град., мин, сек)	ш	δ_{f1}	$\delta_1+ \theta_{f1}$	
		к	δ_{f2}	$\delta_2+ \theta_{f2}$	
56	Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец	ш	Δh_{ae1}, мм	$0{,}5\ b\ \mathrm{tg}\ \theta_{a1}$	
		к	Δh_{ae2}, мм	$0{,}5\ b\ \mathrm{tg}\ \theta_{a2}$	
57	Внешняя высота головки зуба	ш	h_{ae1}, мм	$h_{a1}+\Delta h_{ae1}$	
		к	h_{ae2}, мм	$h_{a2}+\Delta h_{ae2}$	
58	Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец	ш	Δh_{fe1}, мм	h_{ae2}	
		к	Δh_{fe2}, мм	h_{ae1}	
59	Внешняя высота ножки зуба	ш	h_{fe1}, мм	$h_{f1}+\Delta h_{fe1}$	

		к	h_{fe2}, мм	$h_{f2}+\Delta h_{fe2}$	
60	Внешняя высота зуба	ш	h_{e1}, мм	$h_{ae1}+ h_{fe1}$	
		к	h_{e2}, мм	$h_{ae2}+ h_{fe2}$	
1	2		3	4	5
61	Внешний делительный диаметр шестерни		d_{e1}, мм	$d_{e2} \cdot z_1/ z_2$	
62	Внешний диаметр вершин зубьев	ш	d_{ae1}, мм	$d_{e1}+2\ h_{ae1} \cos \delta_1$	
		к	d_{ae2}, мм	$d_{e2}+2\ h_{ae2} \cos \delta_2$	
63	Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев	ш	B_1, мм	$0{,}5\ d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1$	
		к	B_2, мм	$0{,}5\ d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2$	
64	Средний делительный диаметр колеса		d_{m2}, мм	$(R_m/R_e)\ d_{e2}$	
65	Окружное усилие		F_t, Н	$2000\ T_2 / d_{m2}$	
66	Осевое усилие (α=20˚)	ш	F_{a1}, Н	$F_t\ (\mathrm{tg}\ \alpha \sin \delta_1/\cos \beta_m \pm \mathrm{tg}\ \beta_m \cos \delta_1)$	
		к	F_{a2}, Н	$F_t\ (\mathrm{tg}\ \alpha \sin \delta_2/\cos \beta_m \mp \mathrm{tg}\ \beta_m \cos \delta_2)$	
67	Радиальное усилие	ш	F_{r1}, Н	$F_t\ (\mathrm{tg}\ \alpha \cos \delta_1/\cos \beta_m \mp \mathrm{tg}\ \beta_m \sin \delta_1)$	
		к	F_{r2}, Н	$F_t\ (\mathrm{tg}\ \alpha \cos \delta_2/\cos \beta_m \pm \mathrm{tg}\ \beta_m \sin \delta_2)$	

Примечания:

1. Верхние знаки в формулах 66 и 67 даны для случая, когда направления вращения рассматриваемого зубчатого колеса (если смотреть на него с вершины делительного конуса) совпадает с направлением наклона зубьев, нижние знаки – при отсутствии такого совпадения.
2. Направление вращения по часовой стрелке – правое, против часовой – левое.
3. Направления осевой силы F_a и радиальной силы F_r положительные, если под их действием зубчатые колеса раздвигаются.

Вычисления параметров в соответствии с ГОСТ 19326-73 должны производиться со следующей точностью:

- линейные размеры - с точностью не ниже 0,0001 мм;
- отвлеченные размеры - с точностью не ниже 0,0001 мм;
- угловые размеры - с точностью не ниже 1´;
- тригонометрические величины - с точностью не ниже 0,00001;

передаточные числа, числа зубьев эквивалентных зубчатых колес, коэффициенты смещения и коэффициенты изменения толщины зуба – с точностью не ниже 0,01.

3. Методика расчета червячной передачи с учетом рекомендаций ГОСТ 2144-93

Таблица 1 – Исходные данные

№ фор-мул	Наименование	Обозначение	Величина	Размер-ность Н·м
1	Крутящий момент на валу коле-са	T_2		Н·м
2	Частота вращения вала колеса (n=const)	n_2		мин$^{-1}$
3	Передаточное число (ГОСТ 2144–93)	u		
4	Срок службы передачи	L_h		ч.
5	Циклограмма нагружения T_i/T_{max}			
6	Частота вращения вала червяка	n_1, мин$^{-1}$	$u \cdot n_2$	

i	T_i/T_{max}	$t_i = \frac{L_{hi}}{L_h}$
1		
2		
3		
4		

Таблица 2 – Расчетные величины

№ формул	Искомая величина	Обозн. разм.	Формула, источник, подстановка значений	Величина
1	2	3	4	5
1	Скорость скольжения (ориентировочное значение)	$V_{s\,op}$, м/с	$0{,}00045 n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}$	
2	Материал венца червячного колеса		Таблица А3.2 ГОСТ $\sigma_в$=… МПа, $\sigma_т$=… МПа	
3	Материал червяка		Сталь … ГОСТ…	
4	Твердость поверхности витков червяка		$H \geq 45HRC$ после или $H < 45HRC$ после	
1	2	3	4	5
5	Допускаемое контактное напряжение, соответствующее базовому числу циклов перемены нагружений	$[\sigma_H]$, МПа	К - 25 $V_{s\,op}$ – для венцов из безоловянных бронз; $C_V K_1 \sigma_в$ – для венцов из оловянных бронз; где C_V – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала венца колеса: $C_V = \begin{cases} 1{,}42 - 0{,}1\,V_{s\,op} \text{ при } V_{s\,op} \leq 4 \text{ м/с}; \\ 1{,}66\,V_{s\,op}^{-0{,}352} \text{ при } 4 < V_{s\,op} < 8 \text{ м/с}; \\ 0{,}8 \text{ при } V_{s\,op} \geq 8 \text{ м/с}. \end{cases}$ K_2 - 35 $V_{s\,op}$ – для колес из чугунов; где К =300; K_1=0,9; K_2 = 200 - для червяков с $H \geq HRC45$ и К =275; K_1 =0,75; K_2 =175 - для червяков с H<HRC45.	
6	Базовое число циклов	N_{HO}	10^7 цикл	
7	Эквивалентное число циклов	N_{HE}, цикл	$60 n_2 L_h \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^4 t_i$	

1	2	3	4	5
8	Коэффициент долговечности	K_{HL}	$\sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$	
9	Коэффициент долговечности (принятое значение)	$K_{HLпр}$	Для бронз с $\sigma_B \geq 350$ МПа безоловянных и чугуна $K_{HLпр}=1$; для бронз с $\sigma_B \leq 300$ Мпа $0,67 \leq K_{HLпр} \leq 1,7$.	
10	Допускаемое контактное напряжение, соответствующее эквивалентному числу циклов	$[\sigma_H]_N$	$[\sigma_H]\ K_{HLпр}$	
11	Число витков червяка (принятое значение)	z_1	Таблица А3.3	
12	Число зубьев колеса ориентировочное	z_2	$u \cdot z_1$	
13	Коэффициент диаметра червяка	q	$q \geq 0,212\ z_2$ Принять q по таблице А3.4	
14	Межосевое расстояние	a_w, мм	$[(z_2/q)+1] \bullet \sqrt[3]{T_2\left(\frac{5400}{\frac{z_2}{q}[\sigma_H]_N}\right)^2}$ Принять a_w по таблице А3.9	
15	Допускаемое напряжение изгиба, соответствующее базовому числу циклов перемен напряжений	$[\sigma_F]^0$, МПа	$\frac{(0,44\sigma_т+0,14\sigma_в)}{1,75}$	
16	Базовое число циклов	N_{FO},	10^6 цикл	

1	2	3	4	5
17	Эквивалентное число циклов	N_{FE}	$60n_2L_h\sum_{i=1}^{n}\left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^9 t_i$	
18	Коэффициент долговечности	K_{FL}	$\sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$	
19	Коэффициент долговечности (принятое значение)	$K_{FLпр}$	Для бронз $0,54 \le K_{FL} \le 1$. Для чугуна $K_{FL}=1$.	
20	Допускаемое напряжение изгиба, соответствующее эквивалентному числу циклов	$[\sigma_F]_N$, Мпа	$[\sigma_F]^0\ K_{FL\ пр}$	
21	Делительный угол подъема линии витка червяка	γ, град	arctg (z_1/q) или по таблице А3.5	
22	Эквивалентное число зубьев колеса	z_{V2}, зуб	$\frac{z_2}{\cos^3\gamma}$	
23	Коэффициент формы зуба колеса	Y_{F2}	При $z_{V2} \le 37$; 2,4-0,0214 z_{V2}; при $37 < z_{V2} \le 45$ 2,21-0,0162 z_{V2}; при $z_{V2} > 45$ 1,72-0,0053 z_{V2}.	
24	Модуль зацепления	m, мм	$12,2\cdot\sqrt[3]{\frac{Y_{F2}T_2}{qz_2[\sigma_F]_N}}$ Принять m по таблице А3.6	
25	**Условие**		Значения m (п. 24), q (п. 13) и z_1 (п.11) должны соответствовать сочетанию по ГОСТ 2144-93. Таблица А3.8	
26	Коэффициент смещения червяка	x	$\frac{a_w}{m}-\frac{q+z_2}{2}$	

1	2	3	4	5
27	**Условие**		$-1 \le x \le 1$. Если $\lvert x \rvert > 1$, то изменить a_w, m, z_2 или q.	
28	**Принятые значения**		a_w= мм; m = мм. z_2 = q =	
29	Передаточное число (фактическое значение)	$u_{факт.}$	$\frac{z_2}{z_1}$	
30	Отклонение	$_{\Delta}u$, %	$\frac{u - u_{факт}}{u} \cdot 100$	
31	Допускаемое отклонение	$[_{\Delta}u]$,%	Таблица А3.7	
32	Условие		$_{\Delta}u \le [_{\Delta}u]$	
33	Действительный делительный угол подъема линии витка	γ, град	$\mathrm{arctg}\left(\frac{z_1}{q}\right)$ или по таблице А3.5	
34	Окружная скорость червяка	V_1, м/с	$\frac{\pi \cdot m \cdot q \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	
35	Скорость скольжения	V_S, м/с	$\frac{V_1}{\cos\gamma}$	
36	**Условие**		$V_S \le V_{S\ op}$	
37	Степень точности		Таблица А3.10 или см. п. 38	
38	Коэффициент динамической нагрузки	K_V	K_V=0,3+0,1·ST+0,02·Vs при Vs<10м/с ST=7; Vs< 5м/с ST=8; Vs< 1м/с ST=9; где ST-степень точности передачи.	
39	Коэффициент деформации червяка	θ	при z_1=1 18,4 q -73,5; при z_1=2 14,5 q – 58; при z_1=4 11,5 q – 45.	
40	Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца	K_β	$1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 \cdot \left(1 - \sum_{i=1}^{n} \frac{T_i}{T_{max}} \cdot t_i\right)$	

1	2	3	4	5
41	**Расчетное контактное напряжение**	σ_H, МПа	$\frac{5400}{z_2/q}\cdot\sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q}+1}{a_w}\right)^3 T_2 K_\beta K_V}$	
42	**Условие прочности**		$\sigma_H \le [\sigma_H]_N$ В случае необходимости по пунктам 5 и 10 можно уточнить $[\sigma_H]_N$ по фактической скорости V_S из пункта 35	
43	Эквивалентное число зубьев колеса	z_{V2}, зуб	$\frac{z_2}{\cos^3\gamma}$	
44	Коэффициент формы зуба для колеса	Y_{F2}	Повторить п.23	
45	**Расчетное напряжение изгиба**	σ_F, МПа	$1610\frac{Y_{F2}T_2K_\beta K_V}{m^3 q z_2}$	
46	**Условие прочности**		$\sigma_F \le [\sigma_F]_N$	
47	Угол трения	ρ, град	Оловянные бронзы при $V_S \le 0{,}25$ м/с $5{,}7\text{-}8V_S$ при $0{,}25<V_S \le 1$м/с $4{,}1\text{-}1{,}6V_S$ при $1<V_S \le 4$м/с $2{,}9\text{-}0{,}4V_S$ при $4<V_S \le 7$м/с $1{,}7\text{-}0{,}1V_S$ при $V_S > 7$м/с $1{,}147\text{-}0{,}021V_S$ Безоловянные бронзы при $V_S \le 0{,}25$ м/с $6{,}9\text{-}10{,}4V_S$ при $0{,}25<V_S \le 1$м/с $4{,}7\text{-}1{,}6V_S$ при $1<V_S \le 4$м/с $3{,}57\text{-}0{,}47V_S$ при $V_S > 4$м/с $1{,}94\text{-}0{,}06V_S$	

1	2		3	4	5
48	Делительный диаметр	ч	d_1, мм	$m \cdot q$	
		к	d_2, мм	$m \cdot z_2$	
49	Начальный диаметр	ч	d_{w1}, мм	$m\,(q+2x)$	
		к	d_{w2}, мм	d_2	
50	Межосевое расстояние		a_w, мм	$\frac{d_{w1}+d_{w2}}{2}$	
51	Диаметр вершин	ч	d_{a1}, мм	$d_1+2h_a{*}m$ ($h_a{*}=1$)	
		к	d_{a2}, мм	$d_2+2(h_a{*}+x)m$	
52	Диаметр впадин	ч	d_{f1}, мм	$d_1-2(h_a{*}+c{*})m$ ($c{*}=0{,}2$)	
		к	d_{f2}, мм	$d_2-2(h_a{*}+c{*}-x)\,m$	
53	Наибольший диаметр колеса		d_{am2}, мм	$\le d_{a2}+\frac{6m}{z_1+2}$	
54	Длина нарезанной части червяка		b_1, мм	Таблица А3.11 (с обязательным примечанием 2)	
	Длина нарезанной части червяка (принятое значение)		b_1, мм	Таблица А3.1, по ряду *Ra*40 ближайшее большее число	
55	Ширина венца колеса		b_2, мм	Таблица А3.12	
	Ширина венца колеса (принятое значение)		b_2, мм	Таблица А3.1, по ряду *Ra*40 ближайшее меньшее число	
56	Начальный угол подъема линии витка		γ_w, град	$\mathrm{arctg}\frac{z_1}{q+2x}$	
57	Коэффициент полезного действия передачи		η	$\frac{\mathrm{tg}\gamma_w}{\mathrm{tg}(\gamma_w+\rho)}$	
58	Окружное усилие на колесе		F_{t2}, Н	$\frac{2000T_2}{d_{w2}}$	
59	Радиальное усилие на колесе		F_{r2}, Н	$F_{t2}\,\mathrm{tg}\alpha$ ($\alpha=20°$)	

1	2	3	4	5
60	Осевое усилие на колесе	F_{a2}, Н	F_{t2} tg ($\gamma_w + \rho$)	
61	Окружное усилие на червяке	F_{t1}, Н	F_{a2}	
62	Радиальное усилие на червяке	F_{r1}, Н	F_{r2}	
63	Осевое усилие на червяке	F_{a1}, Н	F_{t2}	

Вычисления параметров в соответствии с ГОСТ 19326-73 должны производиться со следующей точностью:

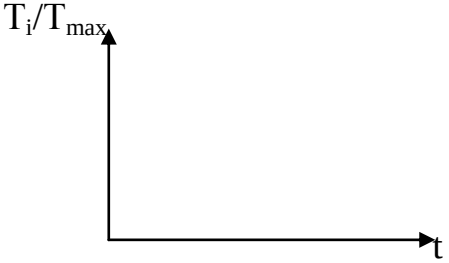
- линейные размеры - с точностью не ниже 0,0001 мм;
- отвлеченные размеры - с точностью не ниже 0,0001 мм;
- угловые размеры - с точностью не ниже 1´;
- тригонометрические величины - с точностью не ниже 0,00001;

передаточные числа, числа зубьев эквивалентных зубчатых колес, коэффициенты смещения и коэффициенты изменения толщины зуба – с точностью не ниже 0,01.

4. Пример расчета цилиндрической зубчатой косозубой передачи

Таблица 1 – Исходные данные

№ п/п	Наименование	Обозначение	Величина	Размерность
1	Крутящий момент на валу коле-	T_2	1000	Н·м
2	Частота вращения вала колеса	n_2	375	мин$^{-1}$
3	Передаточное число (ГОСТ 2185–66)	u	4,0	—
4	Срок службы передачи	L_h	7800	час
5	Циклограмма нагружения			



i	T_i/T_{max}	$t_i = \frac{L_{hi}}{L_h}$
1	1	0,4
2	0,6	0,6
3	-	-
4	-	-

6	Частота вращения вала шестерни		n_1, мин$^{-1}$	$u \cdot n_2$ =4•375=1500
7	Материалы зубчатых колёс (таблицы А1.2, А1.3, А1.4)		ш	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71
			к	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71
8	Размеры сечений в мм		ш	
			к	
9	Механические свойства	Временное сопротивление $\sigma_{в,}$, МПа	ш	850
			к	800
		Предел текучести $\sigma_{т}$, МПа	ш	700
			к	590
10	Термическая обработка		ш	улучшение
			к	улучшение
11	Твёрдость поверхности зубьев: при H≤350 HB H_{HB1}-$H_{HB2} \geq 40$ при H>350 HB $H_{HB1} \approx H_{HB2}$		ш	285
			к	245

Таблица 2 – Расчетные величины

№ п/п	Искомая величина		Обозначение, размерность	Формула, источник, подстановка значений	Результат
1	2		3	4	5
1	Предел контактной выносливости	ш	σ_{Hlimb}, МПа	$\sigma_{Hlimb1}= 2H_{HB1}+70=2\cdot285+70=$ По таблице А1.5 $\sigma_{Hlimb2}= 2H_{HB2}+70=2\cdot245+70=$	640
		к			560
2	Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости	ш	N_{Hlim}, цикл.	$30H_{HB}^{2,4} \le 120\cdot10^6$ или $340H_{HRC}^{3,15} + 8\cdot10^6 \le 120\cdot10^6$ $N_{Hlim1}=30H_{HB1}^{2,4} = 30\cdot285^{2,4}$; $N_{Hlim2}=30H_{HB2}^{2,4} = 30\cdot245^{2,4}$	$23,4\cdot10^6$
		к			$16,3\cdot10^6$
3	Эквивалентное число циклов	ш	N_{HE}, цикл.	При n=const $N_{HE1}= 60n_1L_h\sum\left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^3 t_i$ $=60\cdot1500\cdot7800\cdot(1^3\cdot0,4+0,6^3\cdot0,6) =371,7\cdot10^6$	
		к		$N_{HE2}=N_{HE1}/u=371,7\cdot10^6/4=92,9\cdot10^6$	
4	Коэффициент долговечности	ш	Z_N	При $N_{HE} \le N_{Hlim}$ $\sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}}$ или $Z_{N1}=\sqrt[20]{\frac{23,4\cdot10^6}{371,7\cdot106}}$	0,87
		к		при $N_{HE} > N_{Hlim}$ $\sqrt[20]{\frac{N_{Hlim}}{N_{HE}}}$ $Z_{N2}=\sqrt[20]{\frac{16,3\cdot10^6}{92,9\cdot106}}$	0,92

1	2		3	4	5
5	Коэффициент долговечности (принятое значение)	ш	$Z_{Nпр}$	$0,75 \le Z_{N\,пр} \le 2,6$ - для однородной структуры материала, $0,75 \le Z_{N\,пр} \le 1,8$ - для поверхностного упрочнения.	0,87
		к			0,92
6	Коэффициент запаса прочности	ш	S_{Hmin}	Для зубчатых колес с однородной структурой $S_{H\,min} = 1,1$; для колес с поверхностным упрочнением $S_{H\,min} = 1,2$.	1,1
		к			1,1
7	Допускаемые контактные напряжения	ш	σ_{HP}, МПа	$0,9\dfrac{\sigma_{H1imb} \cdot Z_{Nnp}}{S_H}$ $\sigma_{HP1}=0,9\dfrac{\sigma_{Hlimb1} \cdot Z_{Nnp1}}{S_{Hmin1}} = 0,9\dfrac{0,87 \cdot 640}{1,1}$ $\sigma_{HP2}=0,9\dfrac{\sigma_{Hlimb2} \cdot Z_{Nnp2}}{S_{Hmin2}} = 0,9\dfrac{0,92 \cdot 560}{1,1}$	455,6
		к			421,5
8	**Расчетное допускаемое контактное напряжение**		σ_{HP}, МПа	$\sigma_{HP} = 0,45(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2})$ при условии $\sigma_{HP\,min} \le \sigma_{HP} \le 1,25\sigma_{HP\,min}$ $0,45(455,6+421,5)=308,6<\sigma_{HPmin}=421,5$; принимаем $\sigma_{HP}=\sigma_{HPmin}$	421,5
9	Коэффициент ширины		ψ_{ba}	По таблице А1.14	0,315
10	Коэффициент ширины по диаметру		ψ_{bd1}	$\psi_{ba}\dfrac{u+1}{2} = 0,315\dfrac{4+1}{2}$	0,786
11	Предельное значение коэффициента		ψ_{bdmax}	По таблице А1.8	1,25
12	**Условие**			$\psi_{bd1} \le \psi_{bdmax}$ 0,786 < 1,25	

1	2	3	4	5
13	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	При H ≤ 350HB $K_{H\beta\beta}$ =1+0,51ψ_{bd}/SXEM=1+0,51·0,786/6 При H > 350HB $K_{H\beta\beta}$ =1+1,1ψ_{bd}/SXEM где SXEM- номер схемы передачи на рисунке А1.1	1,067
14	Межосевое расстояние	a_w, мм	$430(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2 \sigma_{HP}^2}}$ =430(4+1) $\sqrt[3]{\frac{1000 \cdot 1,067}{0,315 \cdot 4^2 \cdot 421,5^2}}$	228
15	Межосевое расстояние (принятое значение)	a_w, мм	По таблице А1.13	224
16	Рабочая ширина венца	b_w, мм	$\psi_{ba} \cdot a_w$ = 0,315·224 =	70,54
17	Рабочая ширина венца (принятое значение)	b_w, мм	По таблице А1.1 (ближайшее из ряда R*a*40)	71
18	Модуль зацепления	m, мм	При H ≤ 350HB m = (0,01...0,02) a_w =(0,01…0,02) ·224= При H_1 > 45HRC и H_2 ≤ 350 HB m = (0,0125...0,025) a_w. При H > 45HRC m = (0,016...0,0315) a_w. При поверхностной закалке m >m_{min} = 3 мм. Уточнить по соотношению: $\psi_{bm}=b_w/m=$ { 30 при H_1 и H_2 ≤ 350 HB; 25 при H_1≤ 50 HRC и H_2 > 350 HB; 20 при H_1 > 50 HRC.	2,24…4,48

1	2	3	4	5
19	Модуль зацепления (принятое значение)	m, мм	По таблице А1.15	2,5
20	**Условие**		$m>m_{min}=1,5$ мм	2,5>1,5
21	Угол наклона зубьев	β, град.	По таблице А1.16	8°59’14”
22	Суммарное число зубьев	z_Σ	По таблице А1.16	177
23	**Условие достаточности ширины**		$b_w \geq \frac{4m}{\sin\beta}$ $71>\frac{4\cdot 2,5}{\sin 8°59'14''}$	64
24	Число зубьев шестерни	z_1	$\frac{z_\Sigma}{u+1}=\frac{177}{4+1}=35,4$	36
25	Число зубьев колеса	z_2	$z_\Sigma - z_1 = 177-36$	141
26	Передаточное число (фактическое значение)	$u_ф$	$u_ф = \frac{z_2}{z_1} = \frac{141}{36}$	3,92
27	Отклонение	Δu,%	$\frac{u-u_ф}{u}\cdot 100\,\% = \frac{4-3,92}{4}\cdot 100 =$	2%
28	Допустимое отклонение	[Δu]	По таблице А1.12	2,5

1	2	3	4	5
29	**Условие**		$\Delta u \le [\Delta u]$	2<2,5
30	Окружная скорость	v, м/с	$\frac{mz_1n_1}{19100\cos\beta} = \frac{2,5\cdot36\cdot1500}{19100\cdot\cos8°59'14''}$	7,156
31	Степень точности передачи		По таблице А1.7	8
32	Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	При $\beta < 20^0$ $\left[1.88 - 3.2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta = \left[1,88 - 3,2\left(\frac{1}{36} + \frac{1}{141}\right)\right]\cdot\cos8°59'14''$	1,77
33	Коэффициент осевого перекрытия	ε_β ε_γ	$\frac{b_w}{\pi m}\sin\beta = \frac{71}{\pi\cdot2,5}\sin8°59'14''$ $\varepsilon_\alpha+\varepsilon_\beta$	1,412
34	Суммарный коэффициент перекрытия	ε_γ	$\varepsilon_\alpha+\varepsilon_\beta$ =1,77+1,412	3,182
35	Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	Z_ε	При $\varepsilon_\beta \ge 1$ $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,77}}$	0,752

1	2	3	4	5
36	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	По таблице А1.9	1,1
37	**Условие**		$1 \le K_{H\alpha} \le \varepsilon_\gamma$ $1 \le 1,1 \le 3,182$	
38	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	$K_{H\nu}$	По таблице А1.10	1,064
39	**Контактное напряжение**	σ_H, МПа	$10500 \cdot Z_\varepsilon \cdot \frac{u+1}{a_w \cdot u}\sqrt{\frac{T_2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}(u+1)}{b_w}}$ $= 10500 \cdot 0,752 \frac{3,92+1}{224 \cdot 3,92}\sqrt{\frac{1000 \cdot 1,1 \cdot 1,08 \cdot 1,064 \cdot (3,92+1)}{71}}$	414
40	**Условие прочности**		$\sigma_H \le \sigma_{HP}$ $414 < 421,5$	
41	Предел выносливости материала зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений ш	σ^0_{F1imb}, МПа	$\sigma^0_{F\lim b1} = 1,75H_{HB1} = 1,75 \cdot 285 =$ По таблице А1.6	498,75
к			$\sigma^0_{F\lim b2} = 1,75H_{HB1} = 1,75 \cdot 245 =$	428,75

1	2		3	4	5
42	Базовое число циклов напряжений		N_{Flim}, цикл.	$N_{Flim1} = N_{Flim2} = 4 \cdot 10^6$	
43	Показатели степени кривой усталости при расчёте на изгибную выносливость		q_F	Для зубчатых колес с однородной структурой, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, и зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки их зубьев $\mathbf{q_F=6}$. Для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью $\mathbf{q_F = 9}$. $q_{F1} = 6$; $q_{F2} = 6$	
44	Эквивалентное число циклов	ш	N_{FE}, цикл	При n_1 = const $N_{FE1} = 60 n_1 L_h \Sigma \left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^{q_{F1}} t_i = 60 \cdot 1500 \cdot 7800 \cdot (1^6 \cdot 0{,}4 + 0{,}6^6 \cdot 0{,}6) = 300 \cdot 10^6$	
		к		$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u} = \frac{300 \cdot 10^6}{3{,}92}$	$76{,}5 \cdot 10^6$
45	Коэффициент долговечности	ш	Y_N	$\sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim}}{N_{FE}}}$ $Y_{N1} = \sqrt[q_{F1}]{\frac{N_{F\lim 1}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{300 \cdot 10^6}}$; $Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{76{,}5 \cdot 10^6}}$	0,49
		к			0,61

1	2		3	4	5
46	Коэффициент долговечности (принятое значение)	ш	Y_N	При $q_F = 6$; $1 \le Y_N \le 4$; при $q_F = 9$; $1 \le Y_N \le 2{,}5$.	1
		к			1
47	Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	ш к	Y_A	При одностороннем приложении нагрузки $\mathbf{Y_A = 1}$. При двустороннем приложении: для зубчатых колес из нормализованной и улучшенной стали $\mathbf{Y_A = 0{,}65}$; для зубчатых колес с твердостью поверхности H > 45 HRC, за исключением азотированных, $\mathbf{Y_A = 0{,}75}$; для азотированных колес $\mathbf{Y_A = 0{,}9}$. $Y_{A1} = 1$; $Y_{A2} = 1$	
48	Коэффициент запаса прочности	ш	S_F	По таблице А1.6	1,7
					1,7
49	**Допускаемое напряжение при изгибе**	ш	σ_{FP}, МПа	$\frac{\sigma^0_{Flimb} Y_A Y_N}{S_F}$ $\sigma_{FP1} = \frac{\sigma^0_{F\lim b1} Y_{A1} Y_{N1}}{S_{F1}} = \frac{498{,}75 \cdot 1 \cdot 1}{1{,}7}$; $\sigma_{FP2} = \frac{428{,}75 \cdot 1 \cdot 1}{1{,}7}$	293,4
		к			252,2
50	Эквивалентное число зубьев	ш	z_v	$\frac{z}{\cos^3 \beta}$ $z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{36}{\cos^3 8°59'14''}$; $z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{141}{\cos^3 8°59'14''}$	37
		к			146
51	Коэффициент формы зуба	ш	Y_{FS}	$3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_V}$; $Y_{FS1} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_{V1}} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{37}$; $Y_{FS2} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{146}$	3,83
		к			3,56
52	Отношение	ш	$\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}}$, МПа	Проверка по напряжениям изгиба производится для элемента передачи, имеющего $(\sigma_{FP}/ Y_{FS})_{min}$, как более слабого $\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{293{,}4}{3{,}83}$; $\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{252{,}2}{3{,}56}$	76,6
		к			70,0

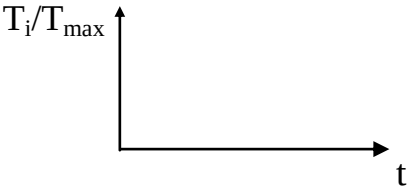
1	2	3	4	5
53	Коэффициент, учитывающий наклон зуба	Y_β	$1-\varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} \geq 0.7$ $\quad Y_\beta = 1-1{,}412\frac{8^\circ 59' 14''}{120} > 0{,}7$	0,9
54	Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	Y_ε	При $\varepsilon_\beta \geq 1$ $\quad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}77}$	0,565
55	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	По таблице А1.9	1,3
56	Условие	———	$1 \leq K_{F\alpha} \leq \varepsilon_\gamma$ $\quad 1 < 1{,}3 < 3{,}182$	
57	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	По рисунку А1.1 в зависимости от кинематической схемы передачи $1+1{,}1\psi_{bd}$/SXEM (при H ≤ 350HB); $\quad 1+1{,}1\cdot 0{,}786/6 = 1{,}144$ $1+1{,}8\psi_{bd}$/SXEM (при H > 350HB).	
58	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	K_{FV}	По таблице А1.11	1,19
59	Напряжение изгиба	σ_F, МПа	$Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \frac{1000 \cdot T_2 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}}{a_w b_w m} \cdot \frac{u+1}{u} = 3{,}56 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}565 \frac{1000 \cdot 1000 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}144 \cdot 1{,}19}{224 \cdot 71 \cdot 2{,}5} \cdot \frac{3{,}92+1}{3{,}92} = 101{,}1$	
60	Условие	------	$\sigma_F \leq \sigma_{FP}$ $\quad 101{,}1 < 252{,}2$	

1	2		3	4	5
61	Делительный диаметр	ш к	d, мм	$\frac{mz}{\cos\beta}$ $d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta} = \frac{2{,}5\cdot 36}{\cos 8^\circ 59'14''}$; $d_2 = \frac{mz_2}{\cos\beta} = \frac{2{,}5\cdot 141}{\cos 8^\circ 59'14''}$	91,12 356,88
62	Диаметр вершин зубьев (h^*_a=1)	ш к	d_a, мм	$d + 2h^*_a m$ $d_{a1} = d_1 + 2h^*_a m = 88{,}59 + 2\cdot 1\cdot 2{,}5$ $(h^*_a = 1)$ $d_{a2} = d_2 + 2h^*_a m = 359{,}41 + 2\cdot 1\cdot 2{,}5$	96,12 361,88
63	Диаметр впадин зубьев (c^*=1)	ш к	d_f, мм	$d - 2(h^*_a + c^*)m$ $d_{f1} = d_1 - 2(h^*_a + c^*) = 88{,}59 - 2(1 + 0{,}25)$ $(c^* = 0{,}25)$ $d_{f2} = d_2 - 2(h^*_a + c^*) = 359{,}41 - 2(1 + 0{,}25)$	84,87 350,63
64	Ширина шестерни		b_1, мм	При $H_1 > H_2$ $b_1 = b_w + m = 71+2{,}5$ При $H_1 \approx H_2$ $b_1 = b_w$.	73,5
65	Ширина шестерни (принятое значение)		b_1, мм	По таблице А1.1 (ряд *Ra* 40)	75
66	Условие пригодности заготовок колес		——	Для шестерни $D_{заг} = d_a + 6$ мм, для колес с выточками меньшее из двух: $C_{заг} = 0{,}5b_2$; $S_{заг} = 8m$; для сплошного колеса $S_{заг} = b_2 + 8$мм, $D_{заг} \le D_{пред}$; $C_{заг}(S_{заг}) \le S_{пред}$, где $D_{пред}$ и $S_{пред}$ в таблице А1.2 $D_{заг1} = d_{a1} + 6 = 96{,}12 + 6 = 102{,}12$ мм; $S_{заг2} = 8m = 8\cdot 2{,}5 = 20$ мм	
67	Окружное усилие		F_t, Н	$\frac{2000\,T_2}{d_2} = \frac{2000\cdot 1000}{356{,}88}$	5604
68	Радиальное усилие (α_w=20°)		F_r, Н	$F_t \frac{tg\alpha_w}{\cos\beta} = 5564{,}7 \frac{tg 20^\circ}{\cos 8^\circ 59'14''}$	2065
69	Осевое усилие		F_a, Н	$F_t tg\beta = 5564{,}7\cdot tg 8^\circ 59'14''$	886
70	Условие отсутствия резонанса		——	$\frac{\nu z_1}{1000} < 1.4$ $\frac{\nu z_1}{1000} = \frac{7{,}156\cdot 36}{1000}$	0,258<1,4

5. Пример расчета зубчатой конической передачи с круговым зубом

Таблица 1 - Исходные данные

№ п/п	Наименование	Обозначение	Величина	Размер-ность
1	Крутящий момент на валу колеса	T_2	121,96	Н·м
2	Частота вращения вала колеса	n_2	212,2	мин$^{-1}$
3	Передаточное число (ГОСТ 12289–76)	u	4,5	—
4	Срок службы передачи	L_h	21130	ч
5	Циклограмма нагружения			



i	T_i/T_{max}	$t_i = \frac{L_{hi}}{L_h}$
1	1,0	0,6
2	0,7	0,2
3	0,5	0,2
4	-	-

6	Частота вращения вала шестерни		n_1, мин$^{-1}$	$u \cdot n_2$	4,5·212,5=955
7	Материалы зубчатых колёс (таблицы А2.2, А2.3, А2.4)		ш	Сталь 40ХН	ГОСТ 4543-71
			к	Сталь 40ХН	ГОСТ 4543-71
8	Размеры сечений в мм		ш	60…100	
			к	100…300	
9	Механические свойства	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	ш	850	
			к	800	
		Предел текучести $\sigma_т$, МПа	ш	700	
			к	590	
10	Термическая обработка		ш	Улучшение	
			к	улучшение	
11	Твёрдость поверхности зубьев: при H≤350 HB H_1-$H_2 \geq$40HB; при H>350 HB $H_1 \approx H_2$		ш	285	
			к	248	
12	Угол наклона линии зуба (для прямозубых колес β_m= 0^0, для колес с круговым зубом β_m = 35^0)		β_m, град	35	

Таблица 2 – Расчетные величины

№ п/п	Искомая величина		Обозн. разм.	Формула, источник, подстановка значений	Величина
1	2		3	4	5
1	Предел контактной выносливости	ш	σ_{Hlimb}, МПа	По таблице А2.5 $\sigma_{Hlimb1}= 2H_{HB1}+70=2\cdot285+70=$	640
		к		$\sigma_{Hlimb2}= 2H_{HB2}+70=2\cdot248+70=$	566
2	Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости	ш	N_{Hlim}, цикл	$30\,H_{HB}^{2.4} \le 120\cdot10^6$ $30\cdot285^{2,4}=$ $30\cdot248^{2,4}=$ или $340\,H_{HRC}^{3.15} + 8\cdot10^6 \le 120\cdot10^6$	$23,4\cdot10^6$
		к			$16,7\cdot10^6$
3	Эквивалентное число циклов при n= const	ш	N_{HE}, цикл	$60n_1L_h\,\Sigma(T_i/T_{max})^3\cdot t_i=60\cdot955\cdot21130\cdot(1^3\cdot0,6+0,7^3\cdot0,2+0,5^3\cdot0,2)$	$839,8\cdot10^6$
		к		$N_{HE\,1}/u = 839,8\cdot10^6 / 4,5$	$186,6\cdot10^6$
4	Коэффициент долговечности	ш	Z_N	При $N_{HE} < N_{Hlim}$ $\sqrt[6]{N_{H\lim}/N_{HE}}$ $\sqrt[20]{23,4\cdot10^6/839,8\cdot10^6}$ при $N_{HE} > N_{Hlim}$ $\sqrt[20]{N_{H\lim}/N_{HE}}$ $\sqrt[20]{16,7\cdot10^6/186,6\cdot10^6}$	0,836
		к			0,886
5	Коэффициент долговечности (принятое значение)	ш	$Z_{N\,пр}$	При $N_{HE} < N_{Hlim}$ $1 \le Z_{N\,пр} \le 2,6$ для однородной структуры материала и $1\le Z_{N\,пр} \le 1,8$ для поверхностного упрочнения. При $N_{HE} > N_{Hlim}$ $Z_{N\,пр} \ge 0,75$	0,836
		к			0,886
6	Коэффициент запаса прочности	ш	$S_{H\,min}$	Для зубчатых колес с однородной структурой $S_{H\,min} = 1,1$. Для колес с поверхностным упрочнением $S_{H\,min} = 1,2$.	1,1
		к			1,1

1	2		3	4	5
7	Допускаемые контактные напряжения	ш	σ_{HP}, МПа	$0{,}9\cdot\sigma_{Hlimb}\cdot Z_{Nпр}/S_{H\,min}$ 0,9·640·0,836/1,1=	437,76
		к		0,9·566·0,886/1,1=	410,30
8	Расчетное допускаемое контактное напряжение	ш	$\sigma_{HPрасч}$, МПа	$\sigma_{HP\,min} \le \sigma_{HP\,расч} \le 1{,}15\,\sigma_{HP\,min}$; $\sigma_{HP\,min}$ - меньшее из σ_{HP1} и σ_{HP2}. $\sigma_{HP\,расч} = 0{,}45\,(\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2})$=0,45(437,76+410,3)=381,63 для прямых зубьев $\sigma_{HP\,расч} = \sigma_{HP\,min}$. Если $\sigma_{HP\,расч} < \sigma_{HP\,min}$, то принять $\sigma_{HP\,расч} = \sigma_{HP\,min}$	410,3
9	Коэффициент ширины		K_{be}	b/R_e=0,28…0,29 (принимаем b/R_e =0,285)	0,285
10	Коэффициент ширины по диаметру		ψ_{bd}	$(\sqrt{u^2+1})\,K_{be}/(2-K_{be}) = (\sqrt{4.5^2+1})\cdot 0{,}285/(2-0{,}285)$	0,766
11	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий		$K_{H\beta}$	По таблице А2.7 в зависимости от схемы передачи (рис.А2.1) $\sqrt{1+K_2\cdot\psi_{bd}/K_1} = \sqrt{1+0{,}51\cdot 0{,}766/2}$	1,093
12	Коэффициент, учитывающий влияние вида передачи и твердости рабочих поверхностей		υ_H	Таблица А2.12 1,22+0,21·u =1,22+0,21·4,5=	2,165

13	Внешний делительный диаметр колеса	d_{e2}, мм	$1650\cdot\sqrt[3]{\frac{T_2\cdot K_{H\beta}\cdot u}{\upsilon_H\sigma^2_{HP\text{расч}}}} = 1650\cdot\sqrt[3]{\frac{121{,}96\cdot 1{,}093\cdot 4{,}5}{2{,}165\cdot 410{,}3^2}} =$ 194,811 Принять значение d_{e2} по таблице А2.15	200
1	2	3	4	5
14	Внешний делительный диаметр шестерни	d_{e1}, мм	d_{e2} /u =200/4,5	44,44
15	Число зубьев шестерни	z_1, зубьев	$\sqrt{\left[22-9\lg u+(16/u-22)\sin^2\beta_m\right]^2+(6{,}25-4\lg u)d^2_{e2}/645}$ $\sqrt{\left[22-9\lg 4{,}5+(16/4.5-22)\sin^2 35\right]^2+(6.25-4\lg 4.5)200^2/645}$ Округлить до целого числа: принимаем z_1 = 19	18,072
16	Число зубьев колеса	z_2	u z_1 =4,5· 19 = 85,5 Округлить до целого числа z_2	86
17	Передаточное число (фактическое)	$u_ф$	z_2 / z_1 =86/19	4,526
18	Отклонение	Δu, %	[(u - $u_ф$)/u] 100 = [(4,5-4,526)/4,5]·100 По таблице А2.11 определить [Δu] Условие: $\Delta u \le [\Delta u]$ |-0,57| < 3	-0,57
19	Внешний окружной модуль	m_{te}, мм	d_{e2}/ z_2 = 200/86	2,325
20	Внешнее конусное расстояние	R_e, мм	$(m_{te}/2)\sqrt{z_1^2+z_2^2}$ = (2,325/2)·$\sqrt{19^2+86^2}$ =	102,386
21	Ширина зубчатых венцов	b, мм	K_{be} R_e = 0,285·102,386	29,18
22	Ширина венцов (принятое значение)	b, мм	По таблице А2.14 или по таблице А2.1 (ряд *Ra* 40) ближайшее большее значение	30

23	Средний модуль		m_{tm},мм	m_{te} (1- 0,5K_{be}) = 2,325·(1-0,5·0,285)	1,994
24	Окружная скорость		v, м/с	$\pi\ m_{tm}\ z_1\ n_1/(60\cdot1000) = \pi\cdot1{,}994\cdot19\cdot955/(60\cdot1000)$	1,894
25	Степень точности передачи			По таблице А2.8 (на одну степень точнее)	8
26	Окружная скорость (принятое значение)		v_{max}, м/с	По таблице А.8 v_{max} = 9 Условие $v \leq v_{max}$ 1,894 < 9	
1	2		3	4	5
27	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении		K_{HV}	По таблице А2.9 для передач, выполненных на одну степень менее точными	1,02
28	Расчетное контактное напряжение		σ_H, МПа	$67000\sqrt{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} u/(\upsilon_H d_{e2}^3)} =$ $= 67000\sqrt{121{,}96\cdot1{,}093\cdot1{,}02\cdot4{,}5/(2{,}165\cdot200^3)} =$ Условие: $\sigma_H \leq \sigma_{HPрасч}$ 398,22 < 410,3	398,22
29	Предел выносливости материала зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений	ш	σ^0_{Flimb} МПа	Таблица А2.6 $1{,}75H_{HB1}$ =1,75·285 = $1{,}75H_{HB2}$ =1,75·248 =	498,75
		к			434,0
30	Базовое число циклов напряжений		N_{Flim}, цикл	$4\cdot10^6$	$4\cdot10^6$
31	Показатель степени кривой усталости при расчете на изгибную выносливость	ш		Для зубчатых колес с однородной структурой, включая закаленные при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой, зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью	6

		к	$\mathbf{q}_F$	независимо от твердости и термообработки их зубьев $\mathbf{q}_F$=6.Для зубчатых колес азотированных, а также цементированных и нитро цементированных с нешлифованной переходной поверхностью $\mathbf{q}_F$=9.	6
		к		$N_{FE}/u = 758{,}72\cdot10^6/4{,}5$	$168{,}6\cdot10^6$
33	Коэффициент долговечности		Y_N	$\sqrt[q_F]{N_{F\lim}/N_{FE}}$ $Y_{N1}=\sqrt[6]{4\cdot10^6/758{,}72\cdot10^6}$ $Y_{N2}=\sqrt[6]{4\cdot10^6/168{,}6\cdot10^6}$	0,417 0,536
1	2		3	4	5
34	Коэффициент долговечности (принятое значение)		Y_N	При q_F=6 $1\le Y_N\le 4$ $Y_{N1}=1$ при q_F=9 $1\le Y_N\le 2{,}5$ $Y_{N2}=1$	
35	Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки		Y_A	При одностороннем приложении нагрузки Y_A=1. При двухстороннем приложении, для зубчатых колес из нормализованной и улучшенной стали Y_A =0,65, для зубчатых колес с твердостью поверхности H>45HRC, за исключением азотированных, Y_A =0,75; для азотированных колес Y_A=0,9. Y_{A1} = 1 Y_{A2}= 1	
36	Коэффициент запаса прочности	ш	S_F	По таблице А2.6	1,7
		к			1,7
37	Допускаемое напряжение при изгибе	ш	σ_{FP}, МПа	$\sigma^0_{Flimb1}\,Y_{A1}\,Y_{N1}/S_{F1}=498{,}75\cdot1\cdot1/1{,}1$ $\sigma^0_{Flimb2}\,Y_{A2}\,Y_{N2}/S_{F2}=434{,}0\cdot1\cdot1/1{,}1$	453,41
		к			394,56
38	Угол делительного конуса, град., мин., сек.	ш	δ_1	$\arccos(u/\sqrt{u^2+1})$	12,529
		к	δ_2	$90°-\delta_1 = 90-12{,}529$	77,471
39	Эквивалентное число зубьев	ш	z_{v1}	$z/(\cos\delta\cos\beta_m) = 19/(\cos12{,}529\cdot\cos35)$	23,76

		к	z_{v2}	= 86/(cos77,471·cos35)	483,96
40	Коэффициент смещения	ш	x_{n1}	$x_1=1{,}75u^{0,14}\ z^{--0,67}=1{,}75\cdot4{,}5^{0,14}\cdot19^{-0,67}$	0,30
		к	x_{n2}	для круговых зубьев $x_{n2}=-x_{n1}$ (или таблицы А.13 и А.16)	-0,30
41	Коэффициент формы зуба	ш	Y_{FS}	$3{,}6\cdot[1-(2{,}8x_n+0{,}93)/z_v+(112x_n^2-154x_n+71)/z_v^2]$	3,554
		к			6,619
1	2		3	4	5
42	Отношение	ш	$\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}}$ МПа	Проверка по напряжениям изгиба производится для элемента передачи, имеющего $(\sigma_{FP}/Y_{FS})_{min}$, как более слабого	127,58
		к			73,12
43	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки вдоль контактных линий		$K_{F\beta}$	По таблице А2.7 в зависимости от схемы передачи (рис.А2.1) $\sqrt{1+K_3\cdot\psi_{bd}/K_1}=\sqrt{1+1{,}1\cdot0{,}766/2}=1{,}192$	
44	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении		K_{FV}	По таблице А2.10 для передач, выполненных на одну степень менее точными	1,06
45	Коэффициент, учитывающий влияние вида передачи и твердости рабочих поверхностей		υ_F	По таблице А2.12 0,94+0,08·u =0,94+0,08·4,5=	1,3
46	Напряжение изгиба		σ_F, МПа	$2720\ T_2\ K_{F\beta}\ K_{FV}\ Y_{FS}/(\upsilon_F\ d_{e2}\ m_{te}\ b)=2720\cdot121{,}96\cdot1{,}192\cdot1{,}06\cdot6{,}619/$ $/(1{,}3\cdot200\cdot2{,}325\cdot30)$ $\sigma_F\leq\sigma_{FP}$ 152,98 < 394,56	152,98
47	Число зубьев плоского колеса		z_C	$\sqrt{z_1^2+z_2^2}=\sqrt{19^2+86^2}$	88
48	Среднее конусное расстояние		R_m,мм	$R_e-0{,}5b=102{,}386-0{,}5\cdot30$	87,386

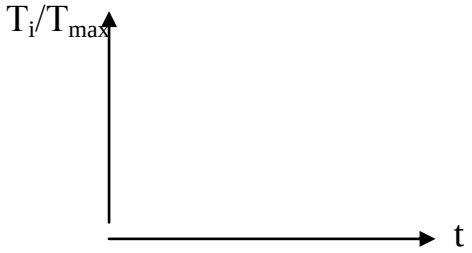
49	Модуль средний нормальный		m_m ,мм	$2R_m \cos \beta_m / z_C = 2 \cdot 87{,}386 \cdot \cos 35/88$	1,627
50	Высота головки зуба в расчетном сечении ($\mathbf{h}_a^*=1$)	ш	h_{a1},мм	$(h_a^* + x_{n1})\, m_m = (1+0{,}3) \cdot 1{,}627$	2,115
		к	h_{a2},мм	$(h_a^* + x_{n2})\, m_m = (1-0{,}3) \cdot 1{,}627$	1,139
51	Высота ножки зуба (**c***=0,2 – прямозубая; 0,25-косозубая)	ш	h_{f1},мм	$(h_a^* + c^* - x_{n1})\, m_m = (1+0{,}25-0{,}3) \cdot 1{,}627$	1,546
		к	h_{f2},мм	$(h_a^* + c^* - x_{n2})\, m_m = [1+0{,}25-(-0{,}3)] \cdot 1{,}627$	2,522
52	Угол ножки зуба (град., мин., сек.)	ш	θ_{f1}	$\mathrm{arctg}\,(h_{f1} / R_m) = \mathrm{arctg}(0{,}712/87{,}386)$	0,447
		к	θ_{f2}	$\mathrm{arctg}\,(h_{f2} / R_m) = \mathrm{arctg}(2{,}441/87{,}386)$	1,600
1	2		3	4	5
53	Угол головки зуба (град., мин., сек.)	ш	θ_{a1}	θ_{f2}	1,600
		к	θ_{a2}	θ_{f1}	0,447
54	Угол конуса вершин (град., мин., сек.)	ш	δ_{a1}	$\delta_1 + \theta_{a1} = 12{,}529+1{,}600$	14,129
		к	δ_{a2}	$\delta_2 + \theta_{a2} = 77{,}471+0{,}447$	77,917
55	Угол конуса впадин (град., мин, сек)	ш	δ_{f1}	$\delta_1 + \theta_{f1} = 12{,}529+0.447$	12,976
		к	δ_{f2}	$\delta_2 + \theta_{f2} = 77{,}471+1{,}600$	79,071
56	Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец	ш	Δh_{ae1}, мм	$0{,}5\ b\ \mathrm{tg}\ \theta_{a1} = 0{,}5 \cdot 30 \cdot \mathrm{tg}1{,}6$	0,419
		к	Δh_{ae2}, мм	$0{,}5\ b\ \mathrm{tg}\ \theta_{a2} = 0{,}5 \cdot 30 \cdot \mathrm{tg}0{,}447$	0,117
57	Внешняя высота головки зуба	ш	h_{ae1}, мм	$h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 2{,}115+0{,}419$	2,534
		к	h_{ae2}, мм	$h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1{,}139+0{,}117$	1,256
58	Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного	ш	Δh_{fe1}, мм	h_{ae2}	1,256

	сечения на внешний торец	к	Δh_{fe2}, мм	h_{ae1}	2,534
59	Внешняя высота ножки зуба	ш	h_{fe1}, мм	$h_{f1}+\Delta h_{fe1}$ = 1,546+1,256	2,802
		к	h_{fe2}, мм	$h_{f2}+\Delta h_{fe2}$ = 2,522+2,534	5,056
60	Внешняя высота зуба	ш	h_{e1}, мм	$h_{ae1}+ h_{fe1}$ = 2,534+2,802	5,336
		к	h_{e2}, мм	$h_{ae2}+ h_{fe2}$ = 1,256+5,056	6,312
1	2		3	4	5
61	Внешний делительный диаметр шестерни		d_{e1}, мм	$d_{e2} \cdot z_1/ z_2$ = 200·19/86	44,186
62	Внешний диаметр вершин зубьев	ш	d_{ae1}, мм	$d_{e1}+2\ h_{ae1} \cos \delta_1$ = 44,186+2·2,534·cos12,529	49,133
		к	d_{ae2}, мм	$d_{e2}+2\ h_{ae2} \cos \delta_2$ = 200+2·1,256·cos77,471	200,545
63	Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев	ш	B_1, мм	$0{,}5\ d_{e2} - h_{ae1} \sin \delta_1$ = 0,5·200-2,534·sin12,529	99,450
		к	B_2, мм	$0{,}5\ d_{e1} - h_{ae2} \sin \delta_2$ = 0,5·44,186-1,256·sin77,471	20,866
64	Средний делительный диаметр колеса		d_{m2}, мм	$(R_m/R_e)\ d_{e2}$ = (87,386/102,386)·200	170,699
65	Окружное усилие		F_t, Н	$2000\ T_2 / d_{m2}$ = 2000·121,96/170,699	1429
66	Осевое усилие (α=20˚)	ш	F_{a1}, Н	$F_t\ (\mathrm{tg}\ \alpha \sin \delta_1/\cos \beta_m \pm \mathrm{tg}\ \beta_m \cos \delta_1)$ =1429·(tg20·sin12,529/cos35+tg35·cos12,529)	1115

		к	F_{a2}, Н	F_t (tg α sin δ_2/cos β_m ∓ tg β_m cos δ_2) =1429·(tg20·sin77,471/cos35-tg35·cos77,471)	403
67	Радиальное усилие	ш	F_{r1}, Н	F_t (tg α cos δ_1/cos β_m ∓ tg β_m sin δ_1) =1429·(tg20·cos12,529/cos35-tg35·sin12,529)	403
		к	F_{r2}, Н	F_t (tg α cos δ_2/cos β_m ± tg β_m sin δ_2) =1429·(tg20·cos77,471/cos35+tg35·sin77,471)	1115

6. Пример расчета червячной передачи

Таблица 1 – Исходные данные

№ п/п	Наименование	Обозначение	Величина	Размерность
1	Крутящий момент на валу колеса	T_2	1910	Нм
2	Частота вращения вала колеса (n=const)	n_2	30	$мин^{-1}$
3	Передаточное число (ГОСТ 2144–93)	u	25	-
4	Срок службы передачи	L_h	7500	час
5	Циклограмма нагружения 			
6	Частота вращения вала червяка	n_1, $мин^{-1}$	$u \cdot n_2 = 30 \cdot 25 = 750$	

i	T_i/T_{max}	$t_i = \frac{L_{hi}}{L_h}$
1	1	0,2
2	0,3	0,8
3	-	-
4	-	-

Таблица 2 – Расчетные величины

№ п/п	Искомая величина	Обозн. разм.	Формула, источник, подстановка значений	Величина
1	2	3	4	5
1	Скорость скольжения (ориентировочное значение)	$V_{s\,op}$, м/с	$0{,}00045 n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 0{,}00045 \cdot 750 \cdot \sqrt[3]{1910}$	4,19
2	Материал венца червячного колеса		Таблица А3.2 Бр А9ЖЗЛ ГОСТ 493-79 $\sigma_в$=500 МПа, $\sigma_т$=200 МПа, v_{smax}=7м/с	
3	Материал червяка		Сталь 45 ГОСТ 1050-88	
4	Твердость поверхности витков червяка		H ≥ 45HRC после **закалки** или H < 45HRC после	

1	2	3	4	5
5	Допускаемое контактное напряжение, соответствующее базовому числу циклов перемены нагружений	$[\sigma_H]$, МПа	К - 25 $V_{s\,op}$ – для венцов из безоловянных бронз; C_V $K_1\sigma_в$ – для венцов из оловянных бронз; где C_V – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала венца колеса: $C_V = \begin{cases} 1{,}42 - 0{,}1\,V_{s\,op} \text{ при } V_{s\,op} \le 4 \text{ м/с;} \\ 1{,}66\,V_{s\,op}^{-0{,}352} \text{ при } 4 < V_{s\,op} < 8 \text{ м/с;} \\ 0{,}8 \text{ при } V_{s\,op} \ge 8 \text{ м/с.} \end{cases}$ K_2 - 35 $V_{s\,op}$ – для колес из чугунов; где К =300; K_1=0,9; K_2 = 200 - для червяков с Н ≥ HRC45 и К =275; K_1 =0,75; K_2 =175 - для червяков с Н<HRC45. $K - 25V_{sop} = 300 - 25 \cdot 4{,}19$	195,25
6	Базовое число циклов	N_{HO}	10^7 цикл	10^7
7	Эквивалентное число циклов	N_{HE}, цикл	$60 n_2 L_h \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^4 t_i =$ $60 \cdot 30 \cdot 7500 \cdot (1^4 \cdot 0{,}2 + 0{,}3^4 \cdot 0{,}8)$	$0{,}279 \cdot 10^7$
8	Коэффициент долговечности	K_{HL}	$\sqrt[8]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{0{,}279 \cdot 10^7}}$	1,172
9	Коэффициент долговечности (принятое значение)	$K_{HLпр}$	Для бронз с $\sigma_B \ge 350$ МПа безоловянных и чугуна $K_{HLпр}$=1; для бронз с $\sigma_B \le 300$ МПа 0,67 $\le K_{HLпр} \le$ 1,7 .	1
10	**Допускаемое контактное напряжение, соответствующее эквивалентному числу циклов**	$[\sigma_H]_N$	$[\sigma_H]$ $K_{HLпр}$ =195,25·1	195,25

1	2	3	4	5
11	Число витков червяка (принятое значение)	z_1	Таблица А3.3 для 16<u<30	2
12	Число зубьев колеса ориентировочное	z_2	$u \cdot z_1 = 25 \cdot 2$	50
13	Коэффициент диаметра червяка	q	$q \geq 0{,}212 z_2 = 0{,}212 \cdot 50 = 10{,}6$ Принять q по таблице А3.4	12,5
14	Межосевое расстояние	a_w, мм	$[(z_2/q)+1] \bullet \sqrt[3]{T_2\left(\frac{5400}{\frac{z_2}{q}[\sigma_H]_N}\right)^2} =$ $\left[\left(\frac{50}{12{,}5}\right)+1\right] \cdot \sqrt[3]{1910\left(\frac{5400}{\frac{50}{12{,}5}192{,}5}\right)^2}$ Принять a_w по таблице А3.9 Принимаем $a_w = 250$ мм	227,3
15	Допускаемое напряжение изгиба, соответствующее базовому числу циклов перемен напряжений	$[\sigma_F]^0$, МПа	$\frac{(0{,}44\sigma_T + 0{,}14\sigma_в)}{1{,}75} = \frac{(0{,}44 \cdot 200 + 0{,}14 \cdot 500)}{1{,}75}$	90,28
16	Базовое число циклов	N_{FO},	10^6 цикл	10^6
17	Эквивалентное число циклов	N_{FE}	$60 n_2 L_h \sum_{i=1}^{n}\left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^9 t_i =$ $60 \cdot 30 \cdot 7500 \cdot (1^9 \cdot 0{,}2 + 0{,}3^9 \cdot 0{,}8)$	$2{,}7 \cdot 10^6$
18	Коэффициент долговечности	K_{FL}	$\sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{2{,}7 \cdot 10^6}}$	0,896
19	Коэффициент долговечности (принятое значение)	$K_{FLпр}$	Для бронз $0{,}54 \leq K_{FL} \leq 1$. Для чугуна $K_{FL} = 1$.	0,896
20	**Допускаемое напряжение изгиба, соответствующее эквивалентному числу циклов**	$[\sigma_F]_N$, МПа	$[\sigma_F]^0 \; K_{FL\,пр} = 90{,}28 \cdot 0{,}896$	80,89

1	2	3	4	5
21	Делительный угол подъема линии витка червяка	γ, град.	arctg (z_1/q) =arctg(2/12,5) или по таблице А3.5	$9^\circ 05' 25''$
22	Эквивалентное число зубьев колеса	z_{V2}, зуб	$\frac{z_2}{\cos^3\gamma} = \frac{50}{\cos^3 8^\circ 05' 25''}$	51,9 ≈52
23	Коэффициент формы зуба колеса	Y_{F2}	При $z_{V2} \le 37$; 2,4-0,0214 z_{V2}; при $37 < z_{V2} \le 45$ 2,21-0,0162 z_{V2}; при $z_{V2} > 45$ 1,72-0,0053 z_{V2}. 1,72-0,0053z_{V2}=1,72-0,0053·52=1,444	
24	Модуль зацепления	m, мм	$12{,}2 \cdot \sqrt[3]{\frac{Y_{F2} T_2}{q z_2 [\sigma_F]_N}} =$ $12{,}2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1{,}444 \cdot 1910}{12{,}5 \cdot 50 \cdot 80{,}89}}$ Принять m по таблице А3.6	4,628
25	**Условие**		Значения m (п. 24), q (п. 13) и z_1 (п.11) должны соответствовать сочетанию по ГОСТ 2144-93. Таблица А3.8	да
26	Коэффициент смещения червяка	x	$\frac{a_w}{m} - \frac{q + z_2}{2} = \frac{250}{8} - \frac{12{,}5 + 50}{2}$	0
27	**Условие**		$-1 \le x \le 1$. Если $\lvert x \rvert > 1$, то изменить a_w, m, z_2 или q.	
28	**Принятые значения**		a_w= 250 мм ; m = 8 мм. z_2 = 50 q = 12,5	
29	Передаточное число (фактическое значение)	$u_{факт.}$	$\frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{2}$	25
30	Отклонение	$_\Delta u$, %	$\frac{u - u_{факт}}{u} \cdot 100 = \frac{25 - 25}{25} \cdot 100$	0
31	Допускаемое отклонение	$[_\Delta u]$,%	Таблица А3.7	4

1	2	3	4	5
32	Условие		$_{\Delta}u \le [_{\Delta}u]$ 0 < 4	
33	Действительный делительный угол подъема линии витка	γ, град	$\mathrm{arctg}\left(\frac{z_1}{q}\right)=\mathrm{arctg}(\frac{2}{12,5})$ или по таблице А3.5	9°05′25″
34	Окружная скорость червяка	V_1, м/с	$\frac{\pi\cdot m\cdot q\cdot n_1}{60\cdot 1000}=\frac{\pi\cdot 8\cdot 12,5\cdot 750}{60\cdot 1000}$	4,03
35	Скорость скольжения	V_S, м/с	$\frac{V_1}{\cos\gamma}=\frac{4,03}{\cos 9°\,05'25''}$	4,081
36	**Условие**		$V_S \le V_{S\,op}$ 4,081 < 4,3	
37	Степень точности		Таблица А3.10 или см. п. 38	8
38	Коэффициент динамической нагрузки	K_V	K_V=0,3+0,1·ST+0,02·Vs при Vs<10м/с ST=7; Vs< 5м/с ST=8; Vs< 1м/с ST=9; где ST-степень точности передачи. $0,3+0,1\cdot ST+0,02\cdot 4,081$	1,18
39	Коэффициент деформации червяка	θ	при z_1=1 18,4 q -73,5; при z_1=2 14,5 q – 58; при z_1=4 11,5 q – 45. $14,5\cdot 12,5-58$	123,25
40	Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца	K_β	$1+\left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3\cdot\left(1-\sum_{i=1}^{n}\frac{T_i}{T_{max}}\cdot t_i\right)$ = $1+(\frac{50}{123,25})^3\cdot\left[1-(1\cdot 0,2+0,3\cdot 0,8)\right]$	1,038
41	**Расчетное контактное напряжение**	σ_H, МПа	$\frac{5400}{z_2/q}\cdot\sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q}+1}{a_w}\right)^3 T_2 K_\beta K_V}$ $\frac{5400}{\frac{50}{12,5}}\cdot\sqrt{\left(\frac{\frac{50}{12,5}+1}{250}\right)^3 1910\cdot 1,038\cdot 1,18}$	184,6

1	2	3	4	5
42	**Условие прочности**		$\sigma_H \le [\sigma_H]_N$ В случае необходимости по пунктам 5 и 10 можно уточнить $[\sigma_H]_N$ по фактической скорости V_S из пункта 35 184,6 < 195,25	
43	Эквивалентное число зубьев колеса	z_{V2}, зуб	$z_2/cos^3\gamma$	52
44	Коэффициент формы зуба для колеса	Y_{F2}	Повторить п.23	1,444
45	**Расчетное напряжение изгиба**	σ_F, МПа	$1610\frac{Y_{F2}T_2K_\beta K_V}{m^3qz_2}$ $=1610\frac{1,444\cdot1910\cdot1,038\cdot1,18}{8^3\cdot12,5\cdot50}$	16,95
46	**Условие прочности**		$\sigma_F \le [\sigma_F]_N$ 16,95 < 80,89	
47	Угол трения	ρ, град	Оловянные бронзы при $V_S \le 0,25$ м/с $5,7-8V_S$ при $0,25<V_S \le 1$м/с $4,1-1,6V_S$ при $1<V_S \le 4$м/с $2,9-0,4V_S$ при $4<V_S \le 7$м/с $1,7-0,1V_S$ при $V_S > 7$м/с $1,147-0,021V_S$	$01^\circ41'42''$
			Безоловянные бронзы при $V_S \le 0,25$ м/с $6,9-10,4V_S$ при $0,25<V_S \le 1$м/с $4,7-1,6V_S$ при $1<V_S \le 4$м/с $3,57-0,47V_S$ при $V_S > 4$м/с $1,94-0,06V_S$ $\rho=1,94-0,06\cdot V_S=1,94-0,06\cdot4,081$	

1	2		3	4	5
48	Делительный диаметр	ч	d_1, мм	$m \cdot q = 8 \cdot 12{,}5$	100
		к	d_2, мм	$m \cdot z_2 = 8 \cdot 50$	400
49	Начальный диаметр	ч	d_{w1}, мм	$m\,(q + 2x) = 8 \cdot (12{,}5 + 2 \cdot 0)$	100
		к	d_{w2}, мм	d_2	400
50	Межосевое расстояние		a_w, мм	$\frac{d_{W1}+d_{W2}}{2} = \frac{100+400}{2}$	250
51	Диаметр вершин	ч	d_{a1}, мм	$d_1 + 2h_a{*}m = 100 + 2 \cdot 1 \cdot 8$ ($h_a{*}=1$)	116
		к	d_{a2}, мм	$d_2 + 2(h_a{*} + x)m = 400 + 2(1+0) \cdot 8$	416
52	Диаметр впадин	ч	d_{f1}, мм	$d_1 - 2(h_a{*} + c{*})m = 100 - 2(1+0{,}2) \cdot 8$ ($c{*}=0{,}2$)	80,8
		к	d_{f2}, мм	$d_2 - 2(h_a{*} + c{*} - x)m = 400 - 2(1+0{,}2-0) \cdot 8$	380,8
53	Наибольший диаметр колеса		d_{am2}, мм	$\le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 416 + \frac{6 \cdot 8}{2+2}$	428
54	Длина нарезанной части червяка		b_1, мм	Таблица А3.11 (с обязательным примечанием 2)	137
	Длина нарезанной части червяка (принятое значение)		b_1, мм	Таблица А3.1, по ряду *Ra*40 ближайшее большее число	140
55	Ширина венца колеса		b_2, мм	Таблица А3.12	87
	Ширина венца колеса (принятое значение)		b_2, мм	Таблица А.1, по ряду *Ra*40 ближайшее меньшее число	85
56	Начальный угол подъема линии витка		γ_w, град	$\mathrm{arctg}\frac{z_1}{q+2x} = \mathrm{arctg}\frac{2}{12{,}5 + 2 \cdot 0}$	9°05′25″
57	Коэффициент полезного действия передачи		η	$\frac{\mathrm{tg}\gamma_w}{\mathrm{tg}(\gamma_w + \rho)} = \frac{\mathrm{tg}9°\,05'25''}{\mathrm{tg}(9°\,05'25'' + 01°\,41'42'')}$	0,84
58	Окружное усилие на колесе		F_{t2}, Н	$\frac{2000T_2}{d_{w2}} = \frac{2000 \cdot 1910}{400}$	9550

1	2	3	4	5
59	Радиальное усилие на колесе	F_{r2}, Н	$F_{t2}\,tg\alpha = 9550 \cdot tg20^{\circ}$ (α=20°)	3476
60	Осевое усилие на колесе	F_{a2}, Н	$F_{t2}\,tg\,(\gamma_w + \rho)= =9550 \cdot tg(9^{\circ}05'25''+01^{\circ}41'42'')$	1820
61	Окружное усилие на червяке	F_{t1}, Н	F_{a2}	1820
62	Радиальное усилие на червяке	F_{r1}, Н	F_{r2}	3476
63	Осевое усилие на червяке	F_{a1}, Н	F_{t2}	9550

Приложение А1
(справочное)

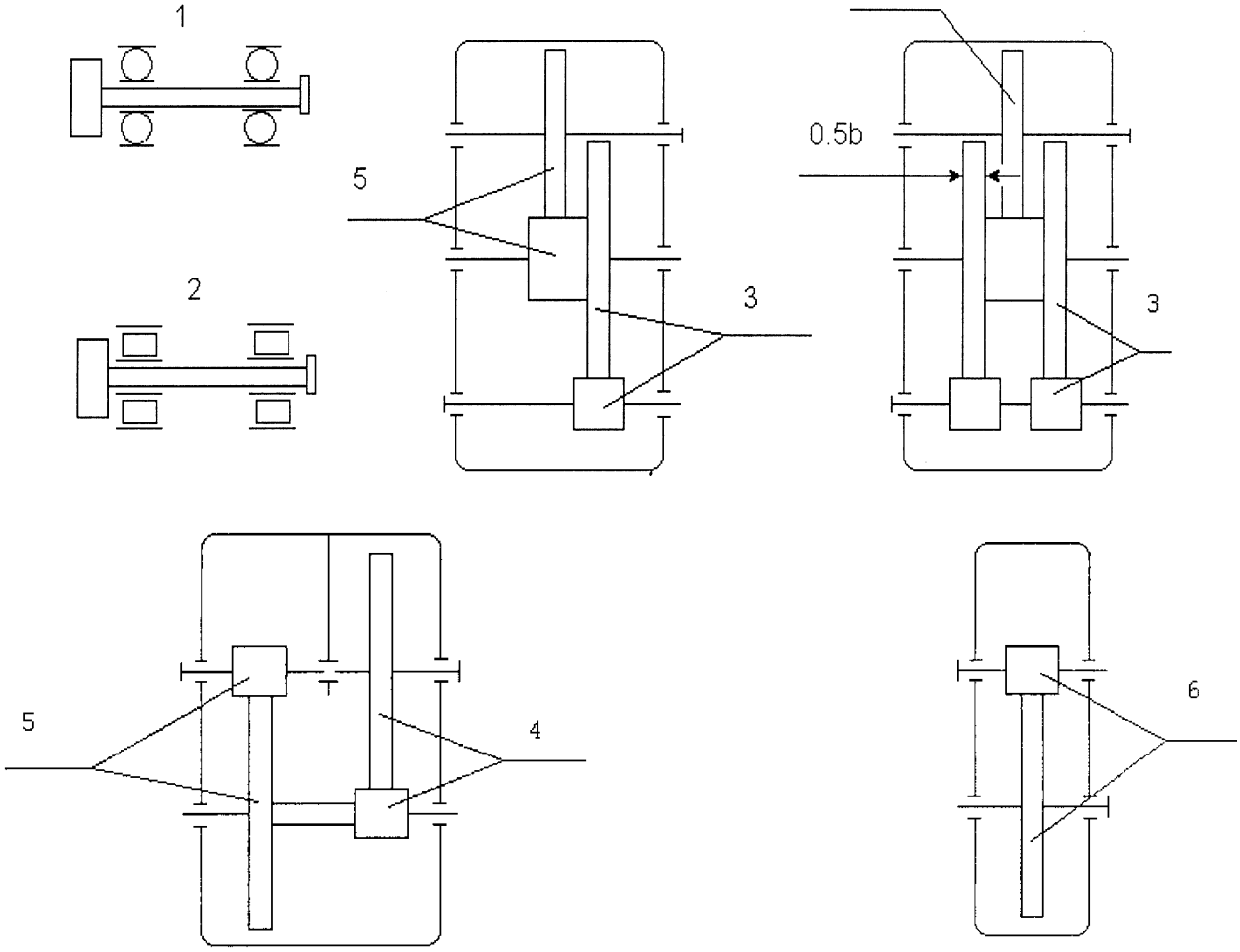


Рисунок А1.1 – Кинематические схемы передач

Таблица А1.1 - Нормальные линейные размеры (диаметры, длины, высоты и др.) по ГОСТ 6636-69, мм

Ряды				Допол-нительные размеры	Ряды				Допол-нительные размеры
Ra5	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*		*Ra5*	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*	
1,0	1,0	1,0	1,0					5,3	5,5
			1,05				5,6	5,6	5,8
		1,1	1,1					6,0	6,2
			1,15		6,3	6,3	6,3	6,3	6,5
	1,2	1,2	1,2	1,25				6,7	7,0
			1,3	1,35			7,1	7,1	7,3
		1,4	1,4	1,45				7,5	7,8
			1,5	1,55		8,0	8,0	8,0	8,2
1,6	1,6	1,6	1,6	1,65				8,5	8,8
			1,7	1,75			9,0	9,0	9,2
		1,8	1,8	1,85				9,5	9,8
			1,9	1,95	10	10	10	10	10,2
	2,0	2,0	2,0	2,05				10,5	10,8
			2,1	2,15			11	11	11,2
		2,2	2,2	2,30				11,5	11,8
			2,4			12	12	12	12,5
2,5	2,5	2,5	2,5					13	13,5
			2,6	2,7			14	14	14,5
		2,8	2,8	2,9				15	15,5
			3,0	3,1	16	16	16	16	16,5
	3,2	3,2	3,2	3,3				17	17,5
			3,4	3,5			18	18	18,5
		3,6	3,6	3,7				19	19,5
			3,8	3,9		20	20	20	20,5
4,0	4,0	4,0	4,0	4,1				21	21,5
			4,2	4,4			22	22	23
		4,5	4,5	4,6				24	
			4,8	4,9	25	25	25	25	
	5,0	5,0	5,0	5,2				26	27

Продолжение таблицы А1.1

Ra5	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*		*Ra5*	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*	
		28	28	29	250	250	250	250	
			30	31				260	270
	32	32	32	33			280	280	290
			34	35				300	310
		36	36	37		320	320	320	330
			38	39				340	350
40	40	40	40	41			360	360	370
			42	44				380	390
		45	45	46	400	400	400	400	410
			48	49				420	440
	50	50	50	52			450	450	460
			53	55				480	490
		56	56	58		500	500	500	515
			60	62				530	545
63	63	63	63	65			560	560	580
			67	70				600	615
		71	71	73	630	630	630	630	650
			75	78				670	690
	80	80	80	82			710	710	730
			85	88				750	775
		90	90	92		800	800	800	825
			95	98				850	875
100	100	100	100	102			900	900	925
			105	108				950	975
		110	110	112	1000	1000	1000	1000	1030
			120	115				1060	1090
	125	125	125	118			1120	1120	1150
			130	135				1180	1220
		140	140	145		1250	1250	1250	1280
			150	155				1320	1360
160	160	160	160	165			1400	1400	1450
			170	175				1500	1550
		180	180	185	1600	1600	1600	1600	1650
			190	195				1700	1750
	200	200	200	205			1800	1800	1850
			210	215				1900	1950
		220	220	230		2000	2000	2000	2060
			240					2120	2180

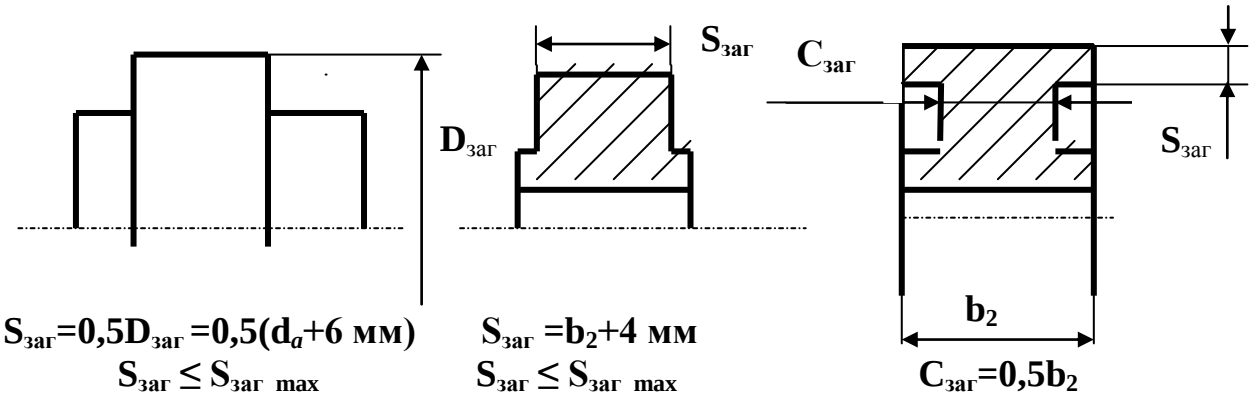
Окончание таблицы А1.1

Ra5	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*		*Ra5*	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*	
		2240	2240	2300				4750	4870
			2360	2430		5000	5000	5000	5150
2500	2500	2500	2500	2580				5300	5450
			2650	2720			5600	5600	5800
		2800	2800	2900				6000	6150
			3000	3010	6300	6300	6300	6300	6500
	3150	3150	3150	3250				6700	6900
			3350	3450			7100	7100	7300
		3550	3550	3650				7500	7750
			3750	3850		8000	8000	8000	8250
4000	4000	4000	4000	4120				8500	8750
			4250	4370			9000	9000	9250
		4500	4500	4620				9500	9750

Примечания: 1. Таблица не распространяется на технологические межоперационные размеры, размеры, зависящие от других принятых величин и размеры, установленные в стандартах на конкретные изделия.

2. При выборе размеров предпочтение должно отдаваться рядам с более крупной градацией (ряд *Ra5* следует предпочитать ряду *Ra10*, ряд *Ra10* – ряду *Ra20*, ряд *Ra20* – ряду *Ra40*). Дополнительные размеры, приведенные в таблице, допускается применять лишь в отдельных, технически обоснованных случаях.

Таблица А1.2 - Механические свойства сталей, применяемых в качестве материалов зубчатых колес



Марка Стали	ГОСТ	Размер сечения $S_{заг}$,мм не более	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Твёрдость		Термическая обработка
					Поверхности	Сердцевины	
1	2	3	4	5	6	7	8
45	1050-88	80	600	340	(170…217)HB		Нормализация
50	--\\--	80	640	350	(180…223)HB		Улучшение
45	--\\--	60	850	580	(240…285)HB		
		100	750	450	(190…240)HB		Улучшение
50	--\\--	80	700…800	530	(230…255)HB		
40Х	4543-71	60	950	700	(260…280)HB		
		100	800	580	(165…270)HB		
45Х	--\\--	100	850	650	(230…280)HB		
40ХН	--\\--	100	850	600	(230…300)HB		
		100…300	800	580	≥240HB		
35ХМ	--\\--	50	900	800	270HB		
		100	900	800	240HB		
40ХНМА	--\\--	80	1100	900	≥ 300HB		
		300	700	500	≥ 220HB		
35ХГСА	--\\--	40	1100	960	310HB		
		60	980	880	270HB		
		150	≥760	≥500	≥235HB		
40ХН	--\\--	40	1600	1400	(48…54)HRC		Закалка
35ХМ	--\\--	40	1600	1400	(45…53)HRC		
35ХГСА	--\\--	30	1700…1950	1350…1600	(46…53)HRC		
45	1050-88				(40…50)HRC		Закалка ТВЧ сквозная с обхватом дна впадины
40Х	4543-71				(48…52)HRC		
40ХН	--\\--				(48…55)HRC		

Окончание таблицы А1.2

1	2	3	4	5	6	7	8
45	1050-88				(40…50)HRC	(240…280)HB	Закалка ТВЧ поверхностная с обхватом дна впадины
40Х	4543-71				(48…52)HRC	(250…280)HB	
40ХН	--\\--				(52…56)HRC	(260…300)HB	
20Х	--\\--	60	650	400	(56…63)HRC	197 HB	Цементация
12ХН3А	--\\--	60	900	700	(56…63)HRC	250 HB	
18Х2Н4М	--\\--	120	1200	1100	(58…63)HRC	(320…420)HB	
18ХГТ	--\\--	60	1000	800	(56…63)HRC	240 HB	
25ХГТ	--\\--	——	1150	950	(58…63)HRC	——	
30ХГТ	--\\--	<60	1100	800	(56…63)HRC	300 HB	
		60..100	900	750	(56…63)HRC	270 HB	
		100…150	850	750	(56…63)HRC	240 HB	
20ХН3А	--\\--	100	900	700	(58…63)HRC	240 HB	
20Х2Н3А	--\\--	50	1250	1070	(58…63)HRC	350 HB	
38ХМ10А	--\\--	——	1050	900	(57…67)HRC	(30…35)HRC	Азотирование

Таблица А1.3 - Механические свойства литейных сталей, применяемых в качестве материалов зубчатых колес

Марка стали	ГОСТ	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Твердость	Термическая обработка
35Л	977-88	500	280	(130…207) НВ	Нормализация
40Л	----\\----	530	300	(146…210)НВ	
45Л	----\\----	550	320	(148…217)НВ	
50Л	----\\----	580	340	(159…229)НВ	
55Л	----\\----	600	350	(159…229)НВ	
40ГЛ	----\\----	650	350	>175НВ	
45ГЛ	----\\----	650	330	>175НВ	
35ХНЛ	----\\----	550	300	(145…180)НВ	
30ХГСЛ	----\\----	700	350	≤200НВ	
30ХМЛ	----\\----	700	550	(217…269)НВ	
35ГЛ	----\\----	550	300	>175НВ	Улучшение
40ХНЛ	----\\----	800	600	(200…270)НВ	
35ХГСЛ	----\\----	800	600	>200НВ	
40Г2Л	----\\----	630	320	(190…225) НВ	
35ХНЛ	----\\----	700	500	(207…269) НВ	

Таблица А1.4 - Механические свойства чугунов, применяемых в качестве материалов зубчатых колес и допускаемые напряжения изгиба σ_{FP}^{0}

Марка чугуна	ГОСТ	Временное сопротивление при растяжении $\sigma_в$, МПа	Твёрдость	σ^0_{FP}, МПа
СЧ15	1412-85	150	(163…229)НВ	46
СЧ20	----\\----	200	(170…235)НВ	64
СЧ25	----\\----	250	(170…242)НВ	78
СЧ30	----\\----	300	(187…255)НВ	94
СЧ35	----\\----	350	(197…269)НВ	111
ВЧ45	7293-85	450	(187…225)НВ	141
ВЧ50	----\\----	500	(187…225)НВ	157
ВЧ60	----\\----	600	(197…269)НВ	187

Таблица А1.5 - Пределы контактной выносливости σ_{Hlimb} в зависимости от материалов колес и термической обработки зубьев

Материалы колёс	Способы термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твёрдость поверхности зубьев	σ_{Hlimb}, МПа
Углеродистые и легированные стали	Отжиг, нормализация или улучшение	<350НВ	$2H_{HB}+70$
	Объёмная и поверхностная закалка	(38…50)HRC	$17H_{HRC}+200$
Легированные стали	Цементация и нитроцементация	>56 HRC	$23H_{HRC}$
	Азотирование	(550…750)HV	1050
Чугун	Без термической обработки	———	$2H_{HB}$

Таблица А1.6 - Пределы изгибной выносливости σ^0_{Flimb} и коэффициенты безопасности S_F для стальных колес

Марки сталей	Способы термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твёрдость зубьев		σ^0_{Flimb}, МПа	S_F
		на поверхности	в сердцевине		
40,45,40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2МА, 18Х2Н4ВА	Нормализация, улучшение	(180…350)HB	(180…350) HB	$1{,}75H_{HB}$	1,7
40ХН, 50ХН 40ХН2МА, 40ХФА	Объёмная закалка	(45…55)HRC	(45…55)HRC	580	1,7
40ХН, 40ХН2МА	Закалка ТВЧ по всему контуру	(48…58)HRC	(48…58)HRC	580	1,7
40Х, 35ХМ				480	
40ХН, 40ХН2МА	Закалка ТВЧ (закалённый слой повторяет очертания впадины)	(48…58)HRC	(25…35)HRC	680	1,7
40Х, 35ХМ				580	
38Х2Ю, 38Х2МЮА	Азотирование	(700…950)HV	(24…40) HRC	290 $+12H_{HRC}$	1,7
40Х, 40ХФА, 40ХН2МА		(550…750)HV			
20ХН, 12ХН2 20ХН2М, 12ХН3А, 20ХН3А, 15ХГНТА	Цементация с автоматическим регулированием процесса	(57…63)HRC	_____	950	1,55
18ХГТ, 20ХГР, 30ХГТ,20Х, 25ХГНМА, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А				820	
20Х2Н4А, 20ХН3А	Цементация	(57…63)HRC	----------	780	1,7
18ХГТ,30ХГТ				680	
25ХГМ	Нитроцементация	(57…63)HRC	----------	1000	1,55
25ХГТ, 30ХГТ, 35Х				750	

Таблица А1.7 - Предельные окружные скорости зубчатых колёс v_{max}, м/с

Степень точности	Твёрдость	v_{max}, м/с			
		Прямозубые колёса		Непрямозубые колёса	
		Цилиндрическая передача	Коническая передача	Цилиндрическая передача	Коническая передача
6	≤350HB	До 18	До 15	До 36	До 25
	>350HB	До 15	До 12	До 30	До 18
7	≤350HB	До 12	До 10	До 25	До 16
	>350HB	До 10	До 8	До 20	До 12
8	≤350HB	До 6	До 5	До 12	До 9
	>350HB	До 5	До 4	До 9	До 6
9	≤350HB	До 3	До 2	До 4	До 3
	>350HB	До 2	До 1,5	До 3	До 2

Таблица А1.8 - Предельные значения коэффициента $\psi_{bd\,max} = \frac{b_w}{d_{w_1}}$

Расположение колеса относительно опор	Режим нагрузки	$\Psi_{bd\,max}$ при твердости рабочих поверхностей зубьев	
		$H_2 \leq 350HB$ или $H_1 \leq 350HB$ и $H_2 \leq 350HB$	$H_1 > 350HB$ и $H_2 > 350HB$
Симметричное или вблизи опор	А	1,60(2,40)	1,00(1,40)
	В	1,20(1,90)	0,90(1,20)
Несимметричное	А	1,25(1,90)	0,80(1,20)
	В	1,00(1,65)	0,65(1,10)
Консольное	А	0,70	0,55
	В	0,60	0,45

Примечания: 1. Режим А – нагрузка, мало изменяющаяся по величине; режим В - нагрузка, резко изменяющаяся по величине.

2. В скобках даны значения $\psi_{bd\,max}$ для шевронных передач, для которых b_w - сумма значений ширин обоих полушевронов.

Таблица А1.9 - Значения коэффициентов, учитывающих распределение нагрузки между зубьями, при расчете на контактную прочность $К_{Hα}$ и изгибную прочность $К_{Fα}$ косозубых передач

Окружная скорость, м/с	Степень точности	$К_{Hα}$	$К_{Fα}$
До 5	7	1,03	1,01
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35
Св. 5 до 10	7	1,05	1,20
	8	1,10	1,30
Св. 10 до 15	7	1,08	1,25
	8	1,15	1,40

Таблица А1.10 - Значения коэффициента динамической нагрузки $К_{Hv}$ при расчете на контактную прочность зубчатых передач

Степень точности	Твердость поверхности зубьев колеса H_2	Зубья	Окружная скорость v, м/с					
			1	2	4	6	8	≥10
7	≤350 HB	Прямые	-----	-----	1,14	1,21	1,29	1,36
		Косые	-----	-----	1,05	1,06	1,07	1,08
	>350 HB	Прямые	-----	-----	1,09	1,14	1,19	1,24
		Косые	-----	-----	1,02	1,03	1,03	1,04
8	≤350 HB	Прямые	-----	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
		Косые	-----	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	>350 HB	Прямые	-----	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
		Косые	-----	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
9	≤350 HB	Прямые	1,06	1,10	1,20	-----	-----	-----
		Косые	1,01	1,03	1,05	-----	-----	-----
	>350 HB	Прямые	1,04	1,07	1,13	-----	-----	-----
		Косые	1,01	1.01	1,02	-----	-----	-----

Таблица А1.11 - Значения коэффициента динамической нагрузки K_{Fv} при расчете на изгибную прочность зубчатых передач

Степень точности	Твердость поверхности зубьев колеса H_2	Зубья	Окружная скорость v, м/с					
			1	2	4	6	8	≥10
1	2	3	4	5	6	7	8	9
7	≤350HB	Прямые	-----	-----	1,33	1,50	1,57	1,87
		Косые	-----	-----	1,11	1,16	1,22	1,27
	>350HB	Прямые	-----	-----	1,09	1,13	1,17	1,22
		Косые	-----	-----	1,03	1,05	1,07	1,08
8	≤350HB	Прямые	-----	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		Косые	-----	1,86	1,11	1,17	1,23	1,29
	>350HB	Прямые	-----	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
		Косые	-----	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9	≤350HB	Прямые	1,13	1,28	1,50	-----	-----	-----
		Косые	1,04	1,07	1,14	-----	-----	-----
	>350HB	Прямые	1,04	1,07	1,14	-----	-----	-----
		Косые	1,01	1,02	1,04	-----	-----	-----

Таблица А1.12 - Номинальные передаточные числа $u_{ном}$ цилиндрических зубчатых передач по ГОСТ 2185-66

Ряд 1	1,0	----	1,25	----	1,6	----	2,0	----	2,5	----	3,15	----
Ряд 2	----	1,12	----	1,4	-----	1,8	----	2,24	----	2,8	----	3,55
Ряд 1	4,0	----	5,0	----	6,3	----	8,0	----	10	----	12,5	
Ряд 2	----	4,5	----	5,6	-----	7,1	----	9,0	----	11,2	----	

Примечания: 1. Значения ряда 1 следует предпочитать значениям ряда 2.
2. Фактические значения u не должны отличаться от номинальных более, чем на 2,5% при $u \le 4,5$ и на 4% при $u > 4,5$.

Таблица А1.13 - Межосевые расстояния a_w цилиндрических зубчатых передач по ГОСТ 2185-66, мм

Ряд 1	40	50	63	---	80	---	100	---	125	---	160
Ряд 2	---	---	---	71	---	90	---	112	---	140	---
Ряд 1	---	200	---	250	---	315	---	400	---	500	---
Ряд 2	180	---	224	---	280	---	355	---	450	---	560
Ряд 1	630	---	800	---	1000						
Ряд 2	---	710	---	900	---						

Примечание: Значения ряда 1 следует предпочитать значениям ряда 2.

Таблица А1.14 - Рекомендации по выбору ψ_{ba}

Положение или вид передачи	Твердость	ψ_{ba}
Несимметричное	H≤350HB	0,315…0,4
	H>40HRC	0,25…0,315
Симметричное Разнесенный шеврон Шеврон с канавкой	Любая	0,4…0,5 0,2…0,25 0,63…1,0

Коэффициенты ширины зубчатых колес $\psi_{ba}=\frac{b_W}{a_W}$ цилиндрических зубчатых передач по ГОСТ 2185-66:
0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,0; 1,25

Примечания: 1. Ширина канавки для выхода режущего инструмента в шевронных колесах включается в величину b_w

2. При различной ширине сопряженных зубчатых колес значение ψ_{ba} относится к более узкому из них.

Таблица А1.15 - Модули нормальные m **цилиндрических зубчатых колес по ГОСТ 9563-60, мм**

Ряд 1	1	—	1,25	—	1,5	—	2	—	2,5	—	3	—	4	—	5
Ряд 2	—	1,125	—	1,375	—	1,75	—	2,25	—	2,75	—	3,5	—	4,5	
Ряд 1	—	6	—	8	—	10	—	12	—	16	—	20	—	25	
Ряд 2	5,5		7	—	9	—	11	—	14	—	18	—	22	—	

Примечание - Значения ряда 1 следует предпочитать значениям ряда 2.

Таблица А1.16 - Сочетание геометрических параметров цилиндрических косозубых передач с коэффициентом суммы смещений $x_\Sigma = 0$ и коэффициентом осевого перекрытия ε_β=1,25

m, мм	**a_w=80 мм**							
	ψ_{ba} = 0,2		**ψ_{ba} = 0,25**		**ψ_{ba} = 0,315**		**ψ_{ba} = 0,4**	
	Z_Σ	***β***	**Z_Σ**	***β***	**Z_Σ**	***β***	**Z_Σ**	***β***
1,5	*99*	*21°51'20''*	*101*	*18°45'35''*	*103*	*15°4'*	*104*	*12°50'19''*
m, мм	**a_w=90 мм**							
	ψ_{ba} = 0,2		**ψ_{ba} = 0,25**		**ψ_{ba} = 0,315**		**ψ_{ba} = 0,4**	
	Z_Σ	***β***	**Z_Σ**	***β***	**Z_Σ**	***β***	**Z_Σ**	***β***
1,5	*113*	*19°40'*	*115*	*16°35'52''*	*117*	*12°50'19''*	*118*	*10°28'31''*

m, мм	a_w=100 мм							
	ψ_{ba} = 0,2		ψ_{ba} = 0,25		ψ_{ba} = 0,315		ψ_{ba} = 0,4	
	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β
1,5	127	17°43’50’’	129	14°38’51’’	130	12°50’19’’	131	10°44’5’’
2	91	24°29’45’’	94	19°56’54’’	96	16°15’37’’	98	11°28’42’’
m , мм	a_w=112 мм							
	ψ_{ba} = 0,2		ψ_{ba} = 0,25		ψ_{ba} = 0,315		ψ_{ba} = 0,4	
	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β
1,5	143	16°44’53’’	145	13°50’12’’	147	10°8’30’’	147	10°8’30’’
2	104	21°47’12’’	107	17°11’5’’	109	13°17’28’’	110	10°50’41’’
m, мм	a_w=125 мм							
	ψ_{ba} = 0,2		ψ_{ba} = 0,25		ψ_{ba} = 0,315		ψ_{ba} = 0,4	
	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β
1,5	161	14°59’17’’	163	12°2’48’’	164	10°16’13’’	165	8°6’34’’
2	118	19°15’56’’	120	16°15’37’’	122	12°34’41’’	183	10°15’47’’
2,5	-----	------	----	------	96	16°15’37’’	98	11°28’42’’
m, мм	a_w =140 мм							
	ψ_{ba} = 0,2		ψ_{ba} = 0,25		ψ_{ba} = 0,315		ψ_{ba} = 0,4	
	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β
1,5	182	12°50’19’’	183	11°22’30’’	184	9°41’47’’	184	9°41’47’’
2	134	16°50’6’’	136	13°43’45’’	137	11°52’57’’	138	9°41’47’’
2,5	104	21°47’12’’	107	17°11’5’’	109	13°17’28’’	110	10°50’41’’
m, мм	a_w=160 мм							
	ψ_{ba} = 0,2		ψ_{ba} = 0,25		ψ_{ba} = 0,315		ψ_{ba} = 0,4	
	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β
1,5	209	10°54’14’’	210	10°8’30’’	210	10°8’30’’	210	10°8’30’’
2	155	14°21’41’’	156	12°50’19’’	158	9°4’7’’	158	9°4’7’’
2,5	12	19°2’6’’	124	14°21’41’’	125	12°25’45’’	126	10°8’30’’

3	99	21°51’20’’	101	18°45’35’’	103	15°4’	104	12°50’19’’
m, мм	**a_w=180 мм**							
	ψ_{ba} = 0,2		**ψ_{ba} = 0,25**		**ψ_{ba} = 0,315**		**ψ_{ba} = 0,4**	
	Z_Σ	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**
1,5	236	10°28’30’’	237	9°4’7’’	237	9°4’7’’	237	9°4’7’’
2	175	13°32’10’’	117	10°28’30’’	178	8°32’57’’	178	8°32’57’’
2,5	138	16°35’52’’	140	13°32’10’’	141	11°42’57’’	142	9°33’37’’
3	113	19°40’	115	16°35’52’’	117	12°50’19’’	118	10°28’31’’
m, мм	**a_w=200 мм**							
	ψ_{ba} = 0,2		**ψ_{ba} = 0,25**		**ψ_{ba} = 0,315**		**ψ_{ba} = 0,4**	
	Z_Σ	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**
1,5	263	9°30’45’’	264	8°6’34’’	264	8°6’34’’	264	8°6’34’’
2	196	11°28’42’’	197	9°56’11’’	198	8°6’34’’	198	8°6’34’’
2,5	155	14°21’41’’	156	12°50’19’’	158	9°4’7’’	158	9°4’7’’
3	127	17°43’50’’	129	14°38’51’’	130	12°50’19’’	131	10°44’5’’
4	-----	-------	94	19°56’48’’	96	16°15’37’’	98	11°28’42’’
m, мм	**a_w=224 мм**							
	ψ_{ba} = 0,2		**ψ_{ba} = 0,25**		**ψ_{ba} = 0,315**		**ψ_{ba} = 0,4**	
	Z_Σ	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**
1,5	295	8°59’14’’	295	8°59’14’’	295	8°59’14’’	295	8°59’14’’
2	220	10°58’38’’	221	9°23’16’’	221	9°23’16’’	221	9°23’16’’
2,5	174	13°50’12’’	176	10°50’38’’	177	8°59’14’’	177	8°59’14’’
3	143	16°44’53’’	145	13°50’11’’	147	10°8’30’’	147	10°8’30’’
4	104	21°47’42’’	107	17°11’5’’	109	13°17’28’’	110	10°50’41’’
m, мм	**a_w=250 мм**							
	ψ_{ba} = 0,2		**ψ_{ba} = 0,25**		**ψ_{ba} = 0,315**		**ψ_{ba} = 0,4**	
	Z_Σ	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**

1,5	330	8°6’34’’	330	8°6’34’’	330	8°6’34’’	330	8°6’34’’
2	246	10°15’47’’	247	8°53’6’’	247	8°53’6’’	247	8°53’6’’
2,5	195	12°50’19’’	197	9°56’11’’	198	8°6’34’’	198	8°6’34’’
3	161	14°59’17’’	163	12°28’18’’	164	10°16’13’	165	8°6’34’’
4	118	19°15’56’’	120	16°15’37’’	122	12°34’11’’	123	10°15’47’’
5	—	—	—	—	96	16°15’37’’	98	11°28’42’’
m, мм	**a_w=280 мм**							
	ψ_{ba} = 0,2		**ψ_{ba} = 0,25**		**ψ_{ba} = 0,315**		**ψ_{ba} = 0,4**	
	Z_Σ	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**
1,5	369	8°44’17’’	369	8°44’17’’	369	8°44’17’’	369	8°44’17’’
2	277	8°23’41’’	277	8°23’41’’	277	8°23’41’’	277	8°23’41’’
2,5	220	10°58’38’’	221	9°23’46’’	221	9°23’46’’	221	9°23’46’’
3	182	12°50’19’’	183	11°22’30’’	184	9°41’47’’	184	9°41’47’’
4	134	16°50’6’’	136	13°43’40’’	137	11°52’47’’	138	9°41’47’’
5	104	21°47’12’’	107	17°11’5’’	109	13°17’28’’	110	10°50’41’’
m, мм	**a_w=315 мм**							
	ψ_{ba} = 0,2		**ψ_{ba} = 0,25**		**ψ_{ba} = 0,315**		**ψ_{ba} = 0,4**	
	Z_Σ	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**
1,5	415	8°50’59’’	415	8°50’59’’	415	8°50’59’’	415	8°50’59’’
2	310	10°13’20’’	310	10°13’20’’	310	10°13’20’’	310	10°13’20’’
2,5	248	10°13’20’’	249	8°50’59’’	249	8°50’59’’	249	8°50’59’’
3	206	11°12’5’’	207	9°41’47’’	207	9°41’47’’	207	9°41’47’’
4	152	15°11’10’’	154	12°6’5’’	155	10°13’20’’	155	10°13’20’’
5	119	19°11’17’’	121	16°11’42’’	123	12°31’40’’	124	10°13’20’’
6	97	22°30’38’’	100	17°45’10’’	101	15°51’57’’	103	11°12’3’’

m, мм	a_w=355 мм							
	ψ_{ba} = 0,2		ψ_{ba} = 0,25		ψ_{ba} = 0,315		ψ_{ba} = 0,4	
	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β
1,5	468	8°36’33’’	468	8°36’33’’	468	8°36’33’’	468	8°36’33’’
2	351	8°36’33’’	351	8°36’33’’	351	8°36’33’’	351	8°36’33’’
2,5	280	9°37’40’’	280	9°37’40’’	280	9°37’40’’	280	9°37’40’’
3	233	10°5’55’’	234	8°36’33’’	234	8°36’33’’	234	8°36’33’’
4	172	14°18’’	114	11°23’50’’	175	9°37’40’’	175	9°37’40’’
5	136	16°42’54’’	138	13°37’52’’	139	11°47’34’’	140	9°37’40’’
6	111	20°16’37’’	114	15°33’13’’	115	13°37’52’’	116	11°23’49’’
m, мм	a_w=400 мм							
	ψ_{ba} = 0,2		ψ_{ba} = 0,25		ψ_{ba} = 0,315		ψ_{ba} = 0,4	
	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β
2	396	8°6’34’’	396	8°6’34’’	396	8°6’34’’	396	8°6’34’’
2,5	316	9°4’7’’	316	9°4’7’’	316	9°4’7’’	316	9°4’7’’
3	263	9°30’46’’	264	8°6’34’’	264	8°6’34’’	264	8°6’34’’
4	196	11°28’42’’	197	9°56’11’’	198	8°6’34’’	198	8°6’34’’
5	155	14°21’41’’	156	12°50’19’’	158	9°4’7’’	158	9°4’7’’
6	127	17°43’50’’	129	14°38’51’’	130	12°50’19’’	131	10°44’5’’
8	—	—	94	19°56’54’’	96	16°15’37’’	98	11°28’42’’
m, мм	a_w=450 мм							
	ψ_{ba} = 0,2		ψ_{ba} = 0,25		ψ_{ba} = 0,315		ψ_{ba} = 0,4	
	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β	Z_Σ	β
2	445	8°32’56’’	445	8°32’56’’	445	8°32’56’’	445	8°32’56’’
2,5	356	8°32’56’’	356	8°32’56’’’	356	8°32’56’’’	356	8°32’56’’’
3	297	8°6’34’’	297	8°6’34’’	297	8°6’34’’	297	8°6’34’’

4	220	12°6’5’’	222	9°22’	222	9°22’	222	9°22’
5	175	13°32’10	177	10°28’31’’	178	8°32’56’’	178	8°32’56’’
6	144	16°15’37’’	146	13°15’41’’	147	11°28’42’’	148	9°22’
8	105	21°2’22’’	107	17°59’24	109	14°19’46’’	110	12°6’5’’
m, мм	**a_w=500 мм**							
	ψ_{ba} = 0,2		**ψ_{ba} = 0,25**		**ψ_{ba} = 0,315**		**ψ_{ba} = 0,4**	
	Z_Σ	***β***	**Z_Σ**	***β***	**Z_Σ**	***β***	**Z_Σ**	***β***
2	495	8°6’34’’	495	8°6’34’’	495	8°6’34’’	495	8°6’34’’
2,5	398	8°6’34’’	398	8°6’34’’	398	8°6’34’’	398	8°6’34’’
3	330	8°6’34’’	330	8°6’34’’	330	8°6’34’’	330	8°6’34’’
4	246	10°15’47’’	247	8°53’6’’	247	8°53’6’’	247	8°53’6’’
5	195	12°50’19	197	9°56’11’’	198	8°6’34’’	198	8°6’34’’
6	161	14°59’17’’	163	12°2’48’’	164	10°16’13’’	165	8°6’34’’
8	118	19°15’56’’	120	16°15’37	122	12°34’41’’	123	10°15’47’’

Таблица А1.17 - Сочетания геометрических параметров шевронных передач с коэффициентом суммы смещений x_Σ = 0

m, мм	**a_w, мм**							
	100		**112**		**125**		**140**	
	Z_Σ	***β***	**Z_Σ**	***β***	**Z_Σ**	***β***	**Z_Σ**	***β***
1,5	117	28°39’28’’	98	28°57’18’’	148	27°22’37’’	165	27°52’48’’
2	------	------	------	------	110	28°21’27’’	123	28°31’46’’
2,5	------	------	------	------	------	------	99	27°52’48’’
m, мм	**a_w, мм**							
	160		**180**		**200**		**224**	
	Z_Σ	***β***	**Z_Σ**	***β***	**Z_Σ**	***β***	**Z_Σ**	***β***
1,5	187	28°46’10’’	210	28°57’18’’	234	28°39’28’’	262	28°41’23’’
2	140	28°57’18’’	158	28°37’28’’	176	28°21’27’’	196	28°57’18’’
2,5	112	28°57’18’’	126	28°57’18’’	140	28°57’18’’	157	28°49’22’’
3	------	------	105	28°57’18’’	117	28°39’28’’	131	28°41’23’’

4	-----	-------	------	------	------	------	98	28°57’18’’
m, мм	**a_w, мм**							
	250		**280**		**315**		**355**	
	Z_Σ	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**
1,5	296	28°22’37’’	330	27°52’48’’	370	28°14’33’’	420	27°27’40’’
2	220	28°21’27’’	246	28°31’46’’	278	28°21’59’’	314	27°48’33’’
2,5	176	28°21’27’’	198	27°52’48’’	222	28°14’33’’	252	27°27’40’’
3	148	28°22’37’’	165	27°52’48’’	185	28°14’33’’	210	27°27’40’’
4	110	28°21’27’’	123	28°31’46’’	139	28°2’59’’	157	27°48’33’’
5	------	-------	99	27°52’48’’	111	28°14’33’’	126	27°27’40’’
6	------	-------	-------	-------	-------	-------	105	27°27’40’’
m, мм	**a_w, мм**							
	400		**450**		**500**			
	Z_Σ	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**	**Z_Σ**	**β**
1,5	468	28°39’28’’	—	—	—	—		
2	352	28°21’27’’	396	28°21’27’’	440	28°21’27’’		
2,5	280	28°57’18’’	316	28°37’28’’	352	28°22’37’’		
3	234	28°39’28’’	264	28°21’27’’	296	28°22’37’’		
4	176	28°21’27’’	198	28°21’27’’	220	28°21’27’’		
5	140	28°57’18’’	158	28°37’28’’	176	28°21’27’’		
6	117	28°39’28’’	132	28°21’27’’	148	28°22’37’’		
7	100	28°57’18’’	99	28°21’27’’	110	28°21’27’’		

ПРИЛОЖЕНИЕ А2
(справочное)

Таблица А2.1 - Нормальные линейные размеры (диаметры, длины, высоты и др.) по ГОСТ 6636-69, мм

Ряды				Дополнительные размеры	Ряды				Дополнительные размеры
Ra5	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*		*Ra5*	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*	
1,0	1,0	1,0	1,0					5,3	5,5
			1,05				5,6	5,6	5,8
		1,1	1,1					6,0	6,2
			1,15		6,3	6,3	6,3	6,3	6,5
	1,2	1,2	1,2	1,25				6,7	7,0
			1,3	1,35			7,1	7,1	7,3
		1,4	1,4	1,45				7,5	7,8
			1,5	1,55		8,0	8,0	8,0	8,2
1,6	1,6	1,6	1,6	1,65				8,5	8,8
			1,7	1,75			9,0	9,0	9,2
		1,8	1,8	1,85				9,5	9,8
			1,9	1,95	10	10	10	10	10,2
	2,0	2,0	2,0	2,05				10,5	10,8
			2,1	2,15			11	11	11,2
		2,2	2,2	2,30				11,5	11,8
			2,4			12	12	12	12,5
2,5	2,5	2,5	2,5					13	13,5
			2,6	2,7			14	14	14,5
		2,8	2,8	2,9				15	15,5
			3,0	3,1	16	16	16	16	16,5
	3,2	3,2	3,2	3,3				17	17,5
			3,4	3,5			18	18	18,5
		3,6	3,6	3,7				19	19,5
			3,8	3,9		20	20	20	20,5
4,0	4,0	4,0	4,0	4,1				21	21,5
			4,2	4,4			22	22	23
		4,5	4,5	4,6				24	
			4,8	4,9	25	25	25	25	
	5,0	5,0	5,0	5,2				26	27

Продолжение таблицы А2.1

Ra5	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*		*Ra5*	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*	
		28	28	29	250	250	250	250	
			30	31				260	270
	32	32	32	33			280	280	290
			34	35				300	310
		36	36	37		320	320	320	330
			38	39				340	350
40	40	40	40	41			360	360	370
			42	44				380	390
		45	45	46	400	400	400	400	410
			48	49				420	440
	50	50	50	52			450	450	460
			53	55				480	490
		56	56	58		500	500	500	515
			60	62				530	545
63	63	63	63	65			560	560	580
			67	70				600	615
		71	71	73	630	630	630	630	650
			75	78				670	690
	80	80	80	82			710	710	730
			85	88				750	775
		90	90	92		800	800	800	825
			95	98				850	875
100	100	100	100	102			900	900	925
			105	108				950	975
		110	110	112	1000	1000	1000	1000	1030
			120	115				1060	1090
	125	125	125	118			1120	1120	1150
			130	135				1180	1220
		140	140	145		1250	1250	1250	1280
			150	155				1320	1360
160	160	160	160	165			1400	1400	1450
			170	175				1500	1550
		180	180	185	1600	1600	1600	1600	1650
			190	195				1700	1750
	200	200	200	205			1800	1800	1850
			210	215				1900	1950
		220	220	230		2000	2000	2000	2060
			240					2120	2180

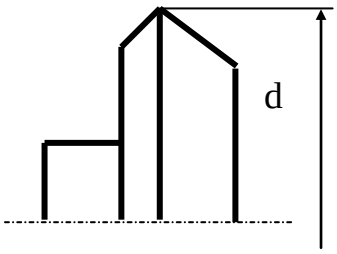
Окончание таблицы А2.1

Ra5	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*		*Ra5*	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*	
		2240	2240	2300				4750	4870
			2360	2430		5000	5000	5000	5150
2500	2500	2500	2500	2580				5300	5450
			2650	2720			5600	5600	5800
		2800	2800	2900				6000	6150
			3000	3010	6300	6300	6300	6300	6500
	3150	3150	3150	3250				6700	6900
			3350	3450			7100	7100	7300
		3550	3550	3650				7500	7750
			3750	3850		8000	8000	8000	8250
4000	4000	4000	4000	4120				8500	8750
			4250	4370			9000	9000	9250
		4500	4500	4620				9500	9750

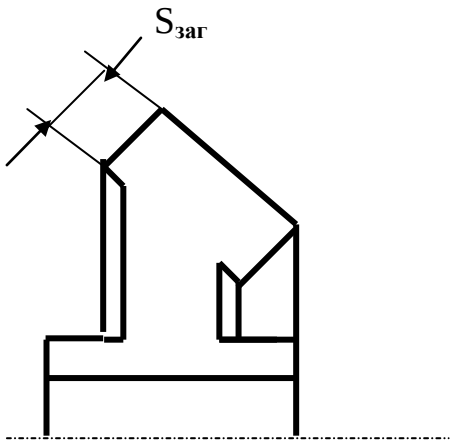
Примечания: 1. Таблица не распространяется на технологические межоперационные размеры, размеры, зависящие от других принятых величин и размеры, установленные в стандартах на конкретные изделия.

2. При выборе размеров предпочтение должно отдаваться рядам с более крупной градацией (ряд *Ra5* следует предпочитать ряду *Ra10*, ряд *Ra10* – ряду *Ra20*, ряд *Ra20* – ряду *Ra40*). Дополнительные размеры, приведенные в таблице, допускается применять лишь в отдельных, технически обоснованных случаях.

Таблица А2.2 - Механические свойства сталей, применяемых в качестве материалов зубчатых колес



$S_{заг}$=0,5d



Продолжение таблицы А2.2

Марка стали	ГОСТ	Размер сечения $S_{заг}$, мм не более	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Твёрдость		Термическая обработка
					поверхности	сердцевины	
1	2	3	4	5	6	7	8
45	1050-88	80	600	340	(170…217)HB		Нормализация
50	--\\--	80	640	350	(180…223)HB		Улучшение
45	--\\--	60	850	580	(240…285)HB		
		100	750	450	(190…240)HB		Улучшение
50	--\\--	80	700…800	530	(230…255)HB		
40Х	4543-71	60	950	700	(260…280)HB		
		100	800	580	(165…270)HB		
45Х	--\\--	100	850	650	(230…280)HB		
40ХН	--\\--	100	850	600	(230…300)HB		
		100…300	800	580	≥240HB		
35ХМ	--\\--	50	900	800	270HB		
		100	900	800	240HB		
40ХНМА	--\\--	80	1100	900	≥ 300HB		
		300	700	500	≥ 220HB		
35ХГСА	--\\--	40	1100	960	310HB		
		60	980	880	270HB		
		150	≥760	≥500	≥235HB		
40ХН	---\\--	40	1600	1400	(48…54)HRC		Закалка
35ХМ	---\\--	40	1600	1400	(45…53)HRC		
35ХГСА	---\\--	30	1700…1950	1350…1600	(46…53)HRC		
45	1050-88				(40…50)HRC		Закалка ТВЧ сквозная с обхватом дна впадины
40Х	4543-71				(48…52)HRC		
40ХН	---\\--				(48…55)HRC		

Окончание таблицы А2.2

1	2	3	4	5	6	7	8
45	1050-88				(40…50)HRC	(240…280)HB	Закалка ТВЧ поверхностная с обхватом впадины
40Х	4543-71				(48…52)HRC	(250…280)HB	
40ХН	--\\--				(52…56)HRC	(260…300)HB	
20Х	--\\--	60	650	400	(56…63)HRC	197 HB	Цементация
12ХН3А	--\\--	60	900	700	(56…63)HRC	250 HB	
18Х2Н4М	--\\--	120	1200	1100	(58…63)HRC	(320…420)HB	
18ХГТ	--\\--	60	1000	800	(56…63)HRC	240 HB	
25ХГТ	--\\--	—	1150	950	(58…63)HRC	——	
30ХГТ	--\\--	<60	1100	800	(56…63)HRC	300 HB	
		60..100	900	750	(56…63)HRC	270 HB	
		100..150	850	750	(56…63)HRC	240 HB	
20ХН3А	--\\--	100	900	700	(58…63)HRC	240 HB	
20Х2Н3А	--\\--	50	1250	1070	(58…63)HRC	350 HB	
38ХМ10А	--\\--	—	1050	900	(57…67)HRC	(30…35)HRC	Азотирование

Таблица А2.3 - Механические свойства литейных сталей, применяемых в качестве материалов зубчатых колес

Марка стали	ГОСТ	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Твердость	Термическая обработка
35Л	977-88	500	280	(130…207) HB	Нормализация
40Л	----\\----	530	300	(146…210) HB	
45Л	----\\----	550	320	(148…217) HB	
50Л	----\\----	580	340	(159…229) HB	
55Л	----\\----	600	350	(159…229) HB	
40ГЛ	----\\----	650	350	>175HB	
45ГЛ	----\\----	650	330	>175HB	
35ХНЛ	----\\----	550	300	(145…180) HB	
30ХГСЛ	----\\----	700	350	≤200HB	
30ХМЛ	----\\----	700	550	(217…269) HB	
35ГЛ	----\\----	550	300	>175HB	Улучшение
40ХНЛ	----\\----	800	600	(200…270) HB	
35ХГСЛ	----\\----	800	600	>200HB	
40Г2Л	----\\----	630	320	(190…225) HB	
35ХНЛ	----\\----	700	500	(207…269) HB	

Таблица А2.4 - Механические свойства чугунов, применяемых в качестве материалов зубчатых колес и допускаемые напряжения изгиба σ^0_{FP}

Марка чугуна	ГОСТ	Временное сопротивление при растяжении $\sigma_в$, МПа	Твёрдость	σ^0_{FP}, МПа
СЧ15	1412-85	150	(163…229)НВ	46
СЧ20	----\\----	200	(170…235)НВ	64
СЧ25	----\\----	250	(170…242)НВ	78
СЧ30	----\\----	300	(187…255)НВ	94
СЧ35	----\\----	350	(197…269)НВ	111
ВЧ45	7293-85	450	(187…225)НВ	141
ВЧ50	----\\----	500	(187…225)НВ	157
ВЧ60	----\\----	600	(197…269)НВ	187

Таблица А2.5 – Пределы контактной выносливости σ_{Hlimb} в зависимости от материалов колес и термической обработки зубьев

Материалы колёс	Способы термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твёрдость поверхности зубьев	σ_{Hlimb}, МПа
Углеродистые и легированные стали	Отжиг, нормализация или улучшение	<350НВ	$2H_{HB}+70$
	Объёмная и поверхностная закалка	(38…50) HRC	$17H_{HRC}+200$
Легированные стали	Цементация и нитроцементация	>56 HRC	$23H_{HRC}$
	Азотирование	(550…750) HV	1050
Чугун	Без термической обработки		$2H_{HB}$

Таблица А2.6 - Пределы изгибной выносливости σ^0_{Flimb} и коэффициенты безопасности S_F для стальных колес

Марки сталей	Способы термической и химико термической об работки зубьев	Средняя твёрдость зубьев		σ^0_{Flimb}, МПа	S_F
		на поверхности	в сердцевине		
40,45,40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2МА, 18Х2Н4ВА	Нормализация, улучшение	(180…350)НВ	(180…350) НВ	$1{,}75H_{HB}$	1,7
40ХН, 50ХН 40ХН2МА, 40ХФА	Объёмная закалка	(45…55)HRC	(45…55)HRC	580	1,7
40ХН, 40ХН2МА	Закалка ТВЧ по всему контуру	(48…58)HRC	(48…58)HRC	580	1,7
40Х, 35ХМ				480	
40ХН, 40ХН2МА	Закалка ТВЧ (закалённый слой повторяет очертания впадины)	(48…58)HRC	(25…35)HRC	680	1,7
40Х, 35ХМ				580	
38Х2Ю, 38Х2МЮА 40Х, 40ХФА, 40ХН2МА	Азотирование	(700…950)HV	(24…40) HRC	290+12 $H^{серд}_{HRC}$	1,7
		(550…750)HV			
20ХН, 12ХН2 20ХН2М, 12ХН3А, 20ХН3А, 15ХГНТА	Цементация с автоматическим регулированием процесса	(57…63)HRC		950	1,55
18ХГТ, 20ХГР, 30ХГТ,20Х, 25ХГНМА, 12Х2Н4А, 20Х2Н4А				820	
20Х2Н4А, 20ХН3А	Цементация	(57…63)HRC		780	1,7
18ХГТ,30ХГТ				680	
25ХГМ	Нитроцементация	(57…63)HRC		1000	1,55
25ХГТ, 30ХГТ, 35Х				750	

Таблица А2.7 - К определению коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Схема передачи (рисунок А2.1)	Тип зубьев	Твердость рабочих поверхностей зубьев	Тип подшипников в опорах шестерни	Коэффициенты		
				K_1	K_2	K_3
I (консольное расположение шестерни)	круговые	$H_1 \leq 350HB$ или $H_1 > 350HB$ и $H_2 \leq 350HB$	шариковые	1	0,51	1,1
			роликовые	2		
		H_1 и $H_2 > 350HB$	шариковые	1	1,1	1,8
			роликовые	2		
	прямые	$H_1 \leq 350HB$ или $H_1 > 350HB$ и $H_2 \leq 350HB$	шариковые	1	0,51	1,1
			роликовые	2		
		H_1 и $H_2 > 350HB$	шариковые	1	1,8	3,6
			роликовые	2		
II	круговые	$H_1 \leq 350HB$ или $H_1 > 350HB$ и $H_2 \leq 350HB$	не зависит	6	0,51	1,1
		H_1 и $H_1 > 350HB$			1,1	1,8
	прямые	$H_1 \leq 350HB$ или $H_1 > 350HB$ и $H_2 \leq 350HB$			0,51	1,1
		H_1 и $H_2 > 350HB$			1,8	3,6

Таблица А2.8 - Предельные окружные скорости зубчатых колёс v_{max}, м/с

Степень точности	Твёрдость	v_{max}, м/с	
		Прямозубые колёса	Колёса с круговыми зубьями
6	≤350HB	До 15	До 25
	>350HB	До 12	До 18
7	≤350HB	До 10	До 16
	>350HB	До 8	До 12
8	≤350HB	До 5	До 9
	>350HB	До 4	До 6
9	≤350HB	До 2	До 3
	>350HB	До 1,5	До 2

Таблица А2.9 - Значения коэффициента динамической нагрузки K_{Hv} при расчете на контактную прочность зубчатых передач

Степень точности	Твердость поверхности зубьев колеса H_2	Зубья	Окружная скорость v, м/с					
			1	2	4	6	8	≥10
7	≤350 HB	Прямые	-----	-----	1,14	1,21	1,29	1,36
		Круговые	-----	-----	1,05	1,06	1,07	1,08
	>350 HB	Прямые	-----	-----	1,09	1,14	1,19	1,24
		Круговые	-----	-----	1,02	1,03	1,03	1,04
8	≤350 HB	Прямые	-----	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
		Круговые	-----	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	>350 HB	Прямые	-----	1,06	1,10	1,16	1,22	1,26
		Круговые	-----	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
9	≤350 HB	Прямые	1,06	1,10	1,20	-----	-----	-----
		Круговые	1,01	1,03	1,05	-----	-----	-----
	>350 HB	Прямые	1,04	1,07	1,13	-----	-----	-----
		Круговые	1,01	1.01	1,02	-----	-----	-----

Таблица А2.10 - Значения коэффициента динамической нагрузки K_{Fv} при расчете на изгибную прочность зубчатых передач

Степень точности	Твердость поверхности зубьев колеса H_2	Зубья	Окружная скорость v, м/с					
			1	2	4	6	8	≥10
7	≤350HB	Прямые	-----	-----	1,33	1,50	1,57	1,87
			-----	-----	1,11	1,16	1,22	1,27
	>350HB	Прямые	-----	-----	1,09	1,13	1,17	1,22
		Круговые	-----	-----	1,03	1,05	1,07	1,08
8	≤350HB	Прямые	-----	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		Круговые	-----	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	>350HB	Прямые	-----	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
		Круговые	-----	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9	≤350HB	Прямые	1,13	1,28	1,50	-----	-----	-----
		Круговые	1,04	1,07	1,14	-----	-----	-----
	>350HB	Прямые	1,04	1,07	1,14	-----	-----	-----
		Круговые	1,01	1,02	1,04	-----	-----	-----

Таблица А2.11 - Номинальные значения передаточных чисел u **конических зубчатых передач (по ГОСТ 12289-76)**

1,00; (1,12); 1,25; (1,40);1,60; (1,80); 2,00; (2,24); 2,50; (2,80); 3,15; (3,55); 4,00; (4,50); 5,00; (5,60); 6,30.

Примечания: 1. Значения без скобок следует предпочитать значениям, заключенным в скобки.

2. Фактические значения не должны отличаться от номинальных более чем на 3 %.

Таблица А2.12 - Коэффициенты υ_F и υ_H, учитывающие влияние вида конической передачи и твердости рабочих поверхностей зубьев

	Зубья	Твердость поверхности		
		H_1 и H_2 ≤350HB	H_1>350HB H_2 ≤350HB	H_1 и H_2>350HB
υ_H	Прямые	0,85		
	Круговые	1,22+0,21 u	1,13+0,13 u	0,81+0,15 u
υ_F	Прямые	0,85		
	Круговые	0,94+0,08 u	0,85+0,043 u	0,65+0,11 u

Таблица А2.13 - Коэффициенты смещения для прямозубых конических передач x_1= -x_2 (по ГОСТ 19624-74)

Число зубьев шестер-ни z_1	Значения коэффициента смещения x_1 при передаточном числе u											
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2.0	2,5	3,15	4,0	5,0	≥6,3
12								0,50	0.53	0,56	0.57	0,58
13							0,44	0,48	0,52	0,54	0.55	0,56
14				0,27	0,34	0,38	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,54
15			0,18	0,26	0,31	0,36	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,52
16		0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,38	0,43	0,46	0,48	0,39	0,50
18	0,00	0,09	0,15	0,22	0,28	0,33	0,35	0,40	0,43	0,45	0.36	0,47
20	0,00	0,08	0,14	0,20	0,26	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,44
25	0,00	0,07	0,13	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,40
30	0,00	0,06	0,11	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,35
40	0,00	0,05	0,09	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28

Таблица А2.14 - Ширины зубчатых венцов конических колес b, мм (по ГОСТ 12289-76)

d_{e2},мм	Значения b для нормальных передаточных чисел u																	
	1.00	1,12	1,25	1,40	1,60	1,80	2,00	2,24	2,50	2,80	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00	5,60	6,30	—
50	10	9,5	9	9	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
56	11	10,5	10	10	9.5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
71	14	14	13	12	12	11,5	11,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—
90	18	17	16	16	15	15	14	14	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	—	—	—	—	—	—	—
112	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	—	—	—	—	—	—	—
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	—	—	—	—	—
140	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	20	—	—	—
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24	24
180	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26	26
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	28	28	28
225	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36	36
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40	40	40	40
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45	45
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	54	52
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65	65
500	100	95	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75	70	70	70

Таблица А2.15 - Номинальные значения внешнего делительного диаметра конического колеса d_{e2} (по ГОСТ 12289-76)

50;(56);63;(71);80;(90);100;(112);125;(140);160;(180);200;(225);250; 280;315;355;400;450;500;560;710;800;900;1000.

Примечания: 1. Значения без скобок следует предпочитать значениям, заключенным в скобки.

2. Фактические значения d_{e2} не должны отличаться от номинальных более чем на 2 %.

Таблица А2. 16-Коэффициенты смещения для конических колес с круговыми зубьями x_{n1}=-x_{n2} (по ГОСТ 19624-74)

Число зубьев шестерни z_1	Значения коэффициента смещения x_{n1} при передаточном числе u											
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	≥6,3
11								0,38	0,41	0.44	0.45	0,45
12							0,32	0,37	0,39	0,41	0,42	0,43
13						0,27	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40	0,41
14				0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38	0,38
15			0,12	0,17	0,22	0,25	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36	0,37
16		0,06	0,11	0,16	0,21	0,24	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35	0,35
18	0,00	0,05	0,10	0,15	0,19	0,22	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32	0,33
20	0,00	0,05	0,09	0,13	0,17	0,20	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29	0,30
25	0,00	0,04	0,08	0,11	0,15	0,17	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25	0,26
30	0,00	0,03	0,07	0,09	0,11	0,15	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22	0,23
40	0,00	0,03	0,05	0,07	0,09	0,11	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17	0,18

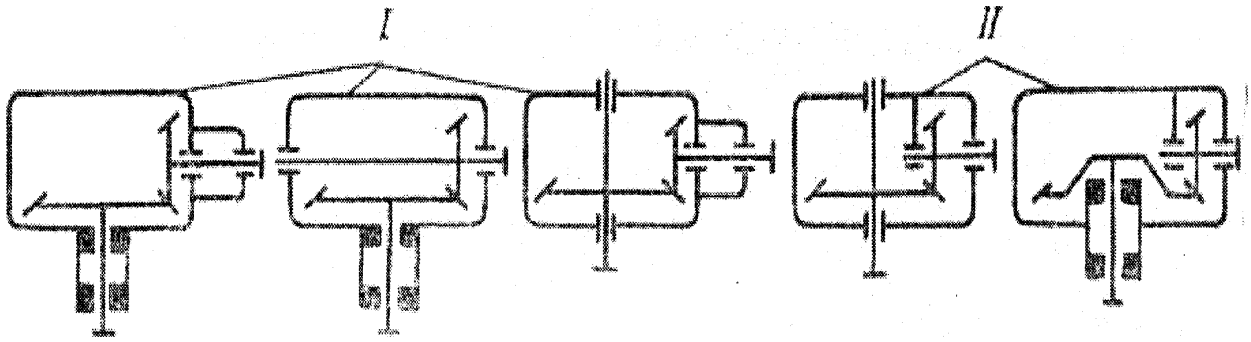


Рисунок А2.1 - Кинематические схемы передач

ПРИЛОЖЕНИЕ А3
(справочное)

Таблица А3.1 - Нормальные линейные размеры (диаметры, длины, высоты и др.) по ГОСТ 6636-69, мм

Ряды				Дополнительные размеры	Ряды				Дополнительные размеры
Ra5	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*		*Ra5*	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*	
1,0	1,0	1,0	1,0					5,3	5,5
			1,05				5,6	5,6	5,8
		1,1	1,1					6,0	6,2
			1,15		6,3	6,3	6,3	6,3	6,5
	1,2	1,2	1,2	1,25				6,7	7,0
			1,3	1,35			7,1	7,1	7,3
		1,4	1,4	1,45				7,5	7,8
			1,5	1,55		8,0	8,0	8,0	8,2
1,6	1,6	1,6	1,6	1,65				8,5	8,8
			1,7	1,75			9,0	9,0	9,2
		1,8	1,8	1,85				9,5	9,8
			1,9	1,95	10	10	10	10	10,2
	2,0	2,0	2,0	2,05				10,5	10,8
			2,1	2,15			11	11	11,2
		2,2	2,2	2,30				11,5	11,8
			2,4			12	12	12	12,5
2,5	2,5	2,5	2,5					13	13,5
			2,6	2,7			14	14	14,5
		2,8	2,8	2,9				15	15,5
			3,0	3,1	16	16	16	16	16,5
	3,2	3,2	3,2	3,3				17	17,5
			3,4	3,5			18	18	18,5
		3,6	3,6	3,7				19	19,5
			3,8	3,9		20	20	20	20,5
4,0	4,0	4,0	4,0	4,1				21	21,5
			4,2	4,4			22	22	23
		4,5	4,5	4,6				24	
			4,8	4,9	25	25	25	25	
	5,0	5,0	5,0	5,2				26	27

Продолжение таблицы А3.1

Ra5	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*		*Ra5*	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*	
		28	28	29	250	250	250	250	
			30	31				260	270
	32	32	32	33			280	280	290
			34	35				300	310
		36	36	37		320	320	320	330
			38	39				340	350
40	40	40	40	41			360	360	370
			42	44				380	390
		45	45	46	400	400	400	400	410
			48	49				420	440
	50	50	50	52			450	450	460
			53	55				480	490
		56	56	58		500	500	500	515
			60	62				530	545
63	63	63	63	65			560	560	580
			67	70				600	615
		71	71	73	630	630	630	630	650
			75	78				670	690
	80	80	80	82			710	710	730
			85	88				750	775
		90	90	92		800	800	800	825
			95	98				850	875
100	100	100	100	102			900	900	925
			105	108				950	975
		110	110	112	1000	1000	1000	1000	1030
			120	115				1060	1090
	125	125	125	118			1120	1120	1150
			130	135				1180	1220
		140	140	145		1250	1250	1250	1280
			150	155				1320	1360
160	160	160	160	165			1400	1400	1450
			170	175				1500	1550
		180	180	185	1600	1600	1600	1600	1650
			190	195				1700	1750
	200	200	200	205			1800	1800	1850
			210	215				1900	1950
		220	220	230		2000	2000	2000	2060
			240					2120	2180

Окончание таблицы А3.1

Ra5	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*		*Ra5*	*Ra10*	*Ra20*	*Ra40*	
		2240	2240	2300				4750	4870
			2360	2430		5000	5000	5000	5150
2500	2500	2500	2500	2580				5300	5450
			2650	2720			5600	5600	5800
		2800	2800	2900				6000	6150
			3000	3010	6300	6300	6300	6300	6500
	3150	3150	3150	3250				6700	6900
			3350	3450			7100	7100	7300
		3550	3550	3650				7500	7750
			3750	3850		8000	8000	8000	8250
4000	4000	4000	4000	4120				8500	8750
			4250	4370			9000	9000	9250
		4500	4500	4620				9500	9750

Примечания: 1. Таблица не распространяется на технологические межоперационные размеры, размеры, зависящие от других принятых величин и размеры, установленные в стандартах на конкретные изделия.

2. При выборе размеров предпочтение должно отдаваться рядам с более крупной градацией (ряд *Ra5* следует предпочитать ряду *Ra10*, ряд *Ra10* – ряду *Ra20*, ряд *Ra20* – ряду *Ra40*). Дополнительные размеры, приведенные в таблице, допускается применять лишь в отдельных, технически обоснованных случаях.

Таблица А3.2 - Материалы венца червячного колеса

Материал венца червячного колеса	Временное сопротивление $\sigma_в$, МПа	Предел текучести $\sigma_т$, МПа	Скорость скольжения $V_{S\,max}$, м/с
Бр ОНФ	284	170	35
Бр О10Ф1	230	140	25
Бр О6Ц603	160	90	12
Бр О5Ц5С5	176	90	12
Бр О4Ц4С17	147	90	10
Бр А9ЖЗЛ	500	200	7
Бр А10ЖЗМц2	500	200	5

Таблица А3.3 - Число витков червяка

Число витков червяка z_1	4	2	1
Передаточное число *u*	8…15	16…30	>30

Таблица А3.4 - Коэффициенты диаметра червяка q (по ГОСТ 19672-74)

Ряд 1	6,3		8,0		10,0		12,5		16,0		20,0		25,0
Ряд 2		7,1		9,0		11,2		14,0		18,0		22,4	

Примечание – Значения ряда 1 следует предпочитать значениям ряда 2 и q = 25,0 по возможности не применять.

Таблица А3.5 - Делительные углы подъема линии витка червяка γ

Число витков z_1	Значения γ при коэффициенте диаметра червяка q								
	6,3	7,1	8,0	9,0	10,0	11,2	12,5	14,0	16,0
1	9º 1′ 10′′	8º 1′ 1′′	7º 1′ 30′′	6º 20′ 25′′	5º 42′ 38′′	5º 6′ 8′′	4º 34′ 26′′	4º 5′ 8′′	3º 34′ 35′′
2	17º 36′ 45′′	15º 43′ 55′′	14º 2′ 10′′	12º 31′ 44′′	11º 18′ 36′′	10º 7′ 29′′	9º 5′ 25′′	8º 7′ 48′′	7º 7′ 30′′
4	32º 24′ 45′′	29º 23′ 46′′	26º 33′ 54′′	23º 57′ 35′′	21º 48′ 5′′	19º 39′ 12′′	17º 44′ 49′′	15º 50′ 43′′	14º 2′ 10′′

Таблица А3.6 - Модули m цилиндрических червячных передач, мм (по ГОСТ 19672-74)

1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0

Примечания: 1. Модуль определяется в осевом сечении червяка.
2. Допускается использование модулей: 1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0.

Таблица А3.7 - Номинальные передаточные числа $u_{ном}$ цилиндрических червячных передач (по ГОСТ 2144-93)

Ряд 1	8		10		12,5		16		20		25
Ряд 2		9		11,2		14		18		22,4	
Ряд 1		31,5		40		50		63		80	
Ряд 2	28		35,5		45		56		71		

Примечания: 1. Значения ряда 1 следует предпочитать значениям ряда 2.
2. Фактические значения u не должны отличаться от номинальных более, чем на 4 %.

Таблица А3.8 - Сочетания модулей m, коэффициентов диаметра q и чисел витков червяка z_1 (по ГОСТ 2144-93)

m	1,00		1,25			1,60			
Q	16,0	20,0	12,5	16,0	20,0	10,0	12,5	16,0	20,0
z_1	1	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4
m	2,0					2,50			
q	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0
z_1	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4
m	3,15					4,0				
q	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0
z_1	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4
m	5,0					6,3					
q	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	8,0	10,0	12,5	14,0	16,0	20,0
z_1	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4
m	8,0					10,0				
q	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0
z_1	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4
m	12,5					16,0				20,0	
q	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	8,0	10,0	12,5	16,0	8,0	10,0
z_1	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4

Примечание – Допускается использование следующих сочетаний m, q и z_1:

m	1,5		2,0	2,5	3,0		3,5		
q	14	16	12	12	10	12	10	12	14
z_1	1;2;4	1	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4	1	1
m	4,0				6,0		7,0	12,0	14,0
q	9		12		9	12	12	10	8
z_1	1;2;4		1		1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2	2

Таблица А3.9 - Межосевое расстояние a_w цилиндрических червячных передач, мм (по ГОСТ 2144-93)

Ряд 1	40		50		63		80		100		125	
Ряд 2		-		-		-		-		-		140
Ряд 1	160		200		250		315		400		500	
Ряд 2		180		225		280		355		450		

Примечание – Значения ряда 1 следует предпочитать значениям ряда 2.

Таблица А3.10 - Рекомендации по выбору степеней точности для силовых червячных передач

Степень точности	Скорость скольжения v_S, м/с	Методы нарезания и обработки	Условия работы
7	<10	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезано шлифованной червячной фрезой. Обкатка под нагрузкой.	Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам.
8	< 5	Допускается червяк с H<350HB, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой или «летучкой». Рекомендуется обкатка под нагрузкой.	Передачи среднескоростные со средними требованиями по шуму и габаритам.
9	< 1	Червяк с H<350HB не шлифуется. Колесо нарезается любым способом.	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие.

Таблица А3.11 –Длина нарезанной части червяка b_1 (по ГОСТ 19650-97)

Коэффициент смещения червяка x	Число витков червяка z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5+z_1)m$	$b_1 \geq (10,5+z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8+0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5+0,09z_2)m$
0	$b_1 \geq (11+0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5+0,09z_2)$ m
+0,5	$b_1 \geq (11+0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5+0,1z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12+0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13+0,1z_2)m$

Примечания: 1. При промежуточном значении x длину b_1 вычисляют по ближайшему пределу x, который дает большее значение b_1.

2. Для шлифованных и фрезеруемых червяков полученную по таблице длину b_1 следует увеличить:

на 25 мм - при m < 10 мм,
на 35…40 мм - при m = 10...16 мм,
на 50 мм - при m > 16 мм.

Таблица А4.12 - Ширина венца червячного колеса b_2 (по ГОСТ 19650-97)

Число витков червяка z_1	1 и 2	4
b_2	$\leq 0,75\ d_{a1}$	$\leq 0,67\ d_{a1}$