ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
СОЮЗА ССР

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

ГОСТ 21354—75

Издание официальное

Цена 42 коп.

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СТАНДАРТОВ
СОВЕТА МИНИСТРОВ СССР
Москва

gost.e-ecolog.ru

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
СОЮЗА ССР

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

ГОСТ 21354—75

Издание официальное

МОСКВА—1976

РАЗРАБОТАН

Центральным научно-исследовательским институтом технологии машиностроения (ЦНИИТМАШ)

Зам. директора **Тимофеев М. М.**
Руководители темы и исполнители: **Полоцкий М. С.**, **Архипов И. Я., Голлер Д. Э., Мительман А. Е.**

Ленинградским механическим институтом (ЛМИ)

Ректор **Попов Б. А.**
Руководители темы и исполнители: **Кудрявцев В. Н., Ким С. Н.**

Экспериментальным научно-исследовательским институтом металлорежущих станков (ЭНИМС)

Директор **Васильев В. С.**
Руководители темы и исполнители: **Решетов Д. Н., Пратусевич Р. М.**

Одесским политехническим институтом (ОПИ)

Проректор **Сергеев С. Т.**
Руководители темы и исполнители: **Заблонский К. И., Филипович С. И., Нассаль В. И.**
Руководитель темы и исполнитель **Устименко В. Л.**

ВНЕСЕН Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Зам. министра **Кротов В. В.**

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Всесоюзным научно-исследовательским институтом по нормализации в машиностроении (ВНИИНМАШ)

Директор **Верченко В. Р.**

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 15 декабря 1975 г. № 3905

УДК 621.833.1.001.24(083.74) Группа Г02

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР

Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ

Cilindrical involute gear pairs.
Calculation of strength

ГОСТ 21354—75

Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 15 декабря 1975 г. № 3905 срок действия установлен

с 01.01. 77
до 01.01. 82

Настоящий стандарт распространяется на зубчатые передачи внешнего зацепления, состоящие из стальных зубчатых колес с модулем от 1 мм и выше.

Стандарт устанавливает структуру формул расчета зубчатых передач на контактную выносливость активных поверхностей зубьев и на выносливость зубьев при изгибе.

Допускается вводить в структурные формулы дополнительные коэффициенты, учитывающие факторы, не указанные в настоящем стандарте, но оказывающие существенное влияние на прочность зубчатых передач.

Стандарт соответствует требованиям рекомендации СЭВ по стандартизации РС 2204—69.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Термины и обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, — по ГОСТ 16530—70 и ГОСТ 16531—70.

1.2. Метод расчета геометрических параметров зубчатой передачи — по ГОСТ 16532—70.

1.3. Метод расчета зубчатых передач на прочность активных поверхностей зубьев и на прочность зубьев при изгибе, а также значения коэффициентов, входящих в установленные настоящим стандартом формулы расчета, приведены в рекомендуемых приложениях 1, 2, 3, 4.

2. РАСЧЕТ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ АКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ

2.1. Расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления (σ_H), МПа (кгс/мм^2), определяется по формуле

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u+1}{u}} \qquad (1)$$

и должно удовлетворять условию

$$\sigma_H \leqslant \sigma_{HP}. \qquad (2)$$

Примечание. Допускается определять контактные напряжения и в других характерных точках профиля зуба.

Здесь Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;

Z_M — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, Н$^{1/2}$/мм (кгс$^{1/2}$/мм);

Z_ε — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

d_{w1} — начальный диаметр шестерни, мм;

u — передаточное число.

Издание официальное ★ Перепечатка воспрещена

© Издательство стандартов, 1976

2.2. Удельная расчетная окружная сила (w_{Ht}), Н/мм (кгс/мм), определяется по формуле

$$w_{Ht}=\frac{F_{Ht}}{b_w}K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{HV}, \quad (3)$$

где F_{Ht} — исходная расчетная окружная сила при расчете на контактную выносливость поверхностей зубьев, Н (кгс);

$K_{H\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете на контактную выносливость поверхностей зубьев;

$K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете на контактную выносливость поверхностей зубьев;

K_{Hv} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, при расчете на контактную выносливость поверхностей зубьев;

b_w — рабочая ширина венца, мм.

2.3. Допускаемое контактное напряжение (σ_{HP}), МПа (кгс/мм²), определяется по формуле

$$\sigma_{HP}=\frac{\sigma_{H\,lim}}{S_H}Z_R Z_v K_L K_{xH}, \quad (4)$$

где $\sigma_{H\,lim}$ — предел контактной выносливости поверхностей зубьев при заданном числе циклов перемены напряжений, МПа (кгс/мм²);

S_H — коэффициент безопасности при расчете на контактную выносливость активных поверхностей зубьев;

Z_R — коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

Z_v — коэффициент, учитывающий окружную скорость;

K_L — коэффициент, учитывающий влияние смазки;

K_{xH} — коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса при расчете на контактную выносливость активных поверхностей зубьев.

3. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

3.1. Расчетное напряжение изгиба зубьев (σ_F), МПа (кгс/мм²), определяется по формуле

$$\sigma_F=Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{w_{Ft}}{m} \quad (5)$$

и должно удовлетворять условию

$$\sigma_F \leqslant \sigma_{FP}, \quad (6)$$

где Y_F — коэффициент, учитывающий форму зуба;

Y_ε — коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

Y_β — коэффициент, учитывающий наклон зуба;

m — модуль, мм.

3.2. Удельная расчетная окружная сила (w_{Ft}), Н/мм (кгс/мм), определяется по формуле

$$w_{Ft}=\frac{F_{Ft}}{b_w}K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}, \quad (7)$$

где F_{Ft} — исходная расчетная окружная сила при расчете зубьев на выносливость при изгибе, Н (кгс);

$K_{F\alpha}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете зубьев на выносливость при изгибе;

$K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе;

K_{Fv} — коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, при расчете на выносливость при изгибе;

b_w — рабочая ширина венца, мм.

3.3. Допускаемое напряжение изгиба зубьев (σ_{FP}), МПа (кгс/мм²), определяется по формуле

$$\sigma_{FP}=\frac{\sigma_{F\,lim}}{S_F}Y_R Y_S K_{xF},$$

где $\sigma_{F\,lim}$ — предел выносливости зубьев при изгибе при заданном числе циклов перемены напряжений, МПа (кгс/мм²);

S_F — коэффициент безопасности при расчете зубьев на выносливость при изгибе;

Y_R — коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба;

Y_S — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений у основания зуба;

K_{xF} — коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса при расчете зубьев на выносливость при изгибе.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Рекомендуемое

МЕТОД РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ПРОЧНОСТЬ АКТИВНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ И НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЬЕВ ПРИ ИЗГИБЕ

Рекомендация распространяется на силовые зубчатые передачи внешнего зацепления, состоящие из стальных зубчатых колес, исходный контур которых соответствует требованиям ГОСТ 13755—68, работающие со смазкой в закрытом корпусе с окружной скоростью не свыше 25 м/с в пределах температур окружающего воздуха от минус 40 до 100°С, встроенные или выполненные в виде самостоятельных агрегатов.

Рекомендация не распространяется на передачи, при расчете прочности которых необходимо принимать во внимание дополнительные факторы, оказывающие существенное влияние на прочность зубчатых передач, а также на передачи, прочность которых надежно определена на основе экспериментов или методом подобия.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Термины и обозначения, относящиеся к геометрии и кинематике зубчатых передач, — по ГОСТ 16530—70 и ГОСТ 16531—70.

1.2. Метод расчета геометрических и кинематических параметров зубчатой передачи, применяемых в расчете на прочность, — по ГОСТ 16532—70.

1.3. Виды расчетов на прочность приведены в табл. 1.

1.4. Исходные данные для расчета на прочность приведены в табл. 2.

1.5. Алфавитный указатель буквенных обозначений параметров приведен в табл. 20.

1.6. Расчетные формулы представлены с применением единиц СИ, а также кратных и дольных от них.

Формулы и числовые значения, представленные с применением единиц измерения, отличающихся от единиц СИ, приведены для справок в скобках.

Таблица 1

Виды производимых расчетов	Назначение
Виды расчетов на прочность активных поверхностей зубьев	
Расчет на контактную выносливость	Предотвращение усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев
Расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки (расчет на контактную прочность)	Предотвращение остаточной деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя
Виды расчетов на прочность зубьев при изгибе	
Расчет на выносливость при изгибе	Предотвращение усталостного излома зубьев
Расчет на малоцикловую выносливость при изгибе	Предотвращение излома зубьев от малоцикловой усталости при плавном и ударном нагружении
Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	Предотвращение остаточной деформации или хрупкого излома зубьев

Примечание. В реверсивных зубчатых передачах, если условия их работы (величина нагрузки, длительность ее действия, число оборотов зубчатых колес и пр.) при изменении направления вращения меняются, расчеты на прочность активных поверхностей зубьев для каждой рабочей стороны зуба зубчатого колеса следует производить как для самостоятельной передачи.

Таблица 2

Исходные данные		Обозначения	Расчет на контактную выносливость	Расчет на контактную прочность	Расчет на выносливость при изгибе	Расчет на малоцикловую выносливость при изгибе	Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	Указания
1. Число зубьев	шестерни	z_1	+	—	+	+	—	
	колеса	z_2	+	—	+	+	—	
2. Модуль, мм		m	+	—	+	+	—	
3. Угол наклона, градус		β	+	—	+	+	—	
4. Коэффициент смещения	шестерни	x_1	+	—	+	+	—	
	колеса	x_2	+	—	+	+	—	
5. Рабочая ширина венца, мм		b_w	+	—	+	+	—	
6. Передаточное число		u	+	—	—	—	—	
7. Межосевое расстояние, мм		a_w	+	—	—	—	—	
8. Начальный диаметр, мм	шестерни	d_{w1}	+	—	+	+	—	
	колеса	d_{w2}	+	—	+	+	—	
9. Диаметр вершин зубьев, мм	шестерни	d_{a1}	—	—	+	+	—	
	колеса	d_{a2}	—	—	+	+	—	
10. Диаметр окружности верхних граничных точек однопарного зацепления, мм	шестерни	d_{u1}	—	—	+	+	—	
	колеса	d_{u2}	—	—	+	+	—	
11. Коэффициент торцового перекрытия		ε_α	+	—	+	+	—	
12. Составляющая коэффициента торцового перекрытия, определяемая начальными головками зубьев	шестерни	ε_{a1}	+	—	—	—	—	
	колеса	ε_{a2}	+	—	—	—	—	
13. Коэффициент осевого перекрытия		ε_β	+	—	+	+	—	
14. Наличие модификации профиля зуба		—	+	—	+	—	—	
15. Степень точности передачи по ГОСТ 1643—72		—	+	—	+	+	—	

Метод расчета по ГОСТ 16532—70.

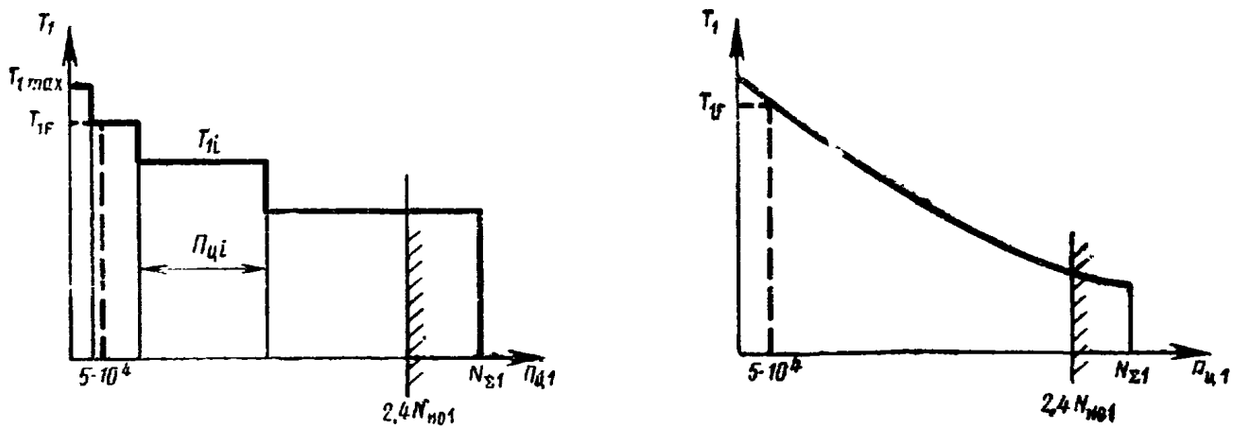
Допускается определение значений $\frac{d_a - d_u}{2m}$ по графику (черт. 23) и $\frac{\varepsilon_a}{z}$ по графику (черт. 19)

Продолжение табл. 2

Исходные данные		Обозначения	Расчет на контактную выносливость	Расчет на контактную прочность	Расчет на выносливость при изгибе	Расчет на малоцикловую выносливость при изгибе	Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой	Указания
16. Абсолютное значение предельного отклонения шага зацепления по ГОСТ 1643—72, мкм	шестерни	f_{pb1}	—	—	+	+	—	
	колеса	f_{pb2}	—	—	+	+	—	
17. Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789—73, мкм	шестерни	—	+	—	+	+	—	
	колеса	—	+	—	+	+	—	
18. Окружная скорость, м/с		v	+	—	+	+	—	
19. Ширина канавки между полушевронами, мм		$b_к$	+	—	+	+	—	
20. Циклограмма нагружения $T_1=f(n_{ц1})$		—	+	+	+	+	+	Циклограмма нагружения представляется ступенчатой линией или плавной кривой в системе координат (черт. 1), по оси ординат которой отложены действующие нагрузки T_1 в порядке их убывания, а по оси абсцисс — общее число циклов их действия $n_{ц1}$ за весь срок службы передачи
21. Марка стали	шестерни	—	+	+	+	+	+	
	колеса	—	+	+	+	+	+	
22. Способ упрочняющей обработки	шестерни	—	+	+	+	+	+	
	колеса	—	+	+	+	+	+	
23. Толщина упрочненного слоя, мм	шестерни	δ_{y1}	+	—	+	+	+	
	колеса	δ_{y2}	+	—	+	+	+	
24. Твердость поверхности зуба (средняя)	шестерни	H_1	+	+	+	+	+	
	колеса	H_2	+	+	+	+	+	
25. Твердость сердцевины зуба (средняя)	шестерни	$H_1^{сердц}$	—	—	+	+	+	
	колеса	$H_2^{сердц}$	—	—	+	+	+	
26. Предел текучести материала, МПа (кгс/мм^2)	шестерни	$\sigma_{т1}$	—	+	—	—	—	
	колеса	$\sigma_{т2}$	—	+	—	—	—	

Примечание. Знак «+» означает необходимость отмеченных исходных данных для указанного вида расчета, знак «—» означает отсутствие этой необходимости.

Пример циклограммы нагружения



Черт. 1

2. РАСЧЕТ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

2.1. При сопоставлении расчетного (σ_H), МПа (кгс/мм²), и допускаемого (σ_{HP}), МПа (кгс/мм²) контактных напряжений в полосе зацепления должно выполняться условие

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{w1}} \frac{u+1}{u}} \leqslant \sigma_{HP}, \tag{1}$$

где w_{Ht} — удельная расчетная окружная сила, Н/мм (кгс/мм),

$$w_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_w} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} = \frac{2000 T_{1H}}{b_w d_{w1}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}. \tag{2}$$

Величины, входящие в формулы (1) и (2), определяют по табл. 3.

Примечание. Расчетное напряжение σ_H может быть выражено через межосевое расстояние a_w и крутящий момент на шестерне T_{1H} по формуле

$$\sigma_H = 22{,}4 Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{a_w} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{(u+1)^3}{u} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}}. \tag{3}$$

2.1.1. В частном случае для прямозубых передач с учетом того, что $Z_M = 274$ (86.6) и $K_{H\alpha} = 1$, формула (1) имеет вид

$$\sigma_H = 6135 Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \tag{4}$$

$$\left(\sigma_H = 3880 Z_H Z_\varepsilon \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \right).$$

2.1.2. В частном случае для прямозубых передач, в которых $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$ и тогда $Z_H = 1{,}76$, формула (4) имеет вид

$$\sigma_H = 10800 Z_\varepsilon \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \tag{5}$$

$$\left(\sigma_H = 6820 Z_\varepsilon \frac{1}{d_{w1}} \sqrt{\frac{T_{1H}}{b_w} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \right).$$

2.2. За исходную расчетную нагрузку (T_{1H}), Н·м (кгс·м) принимают наибольшую из числа подводимых к передаче, число циклов действия которой превышает 0,03 N_{HE}, где N_{HE} — эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое по табл. 7, п. 1.2.2, с учетом всех действующих нагрузок.

Примечание. В практических расчетах могут быть использованы зависимости с коэффициентом контактных напряжений:

$$C_H = \left(\frac{\sigma_H}{Z_M} \right)^2 \text{ и } K_0 = \frac{2 T_{1H} (u+1)}{b_w d_{w1}^2 u}.$$

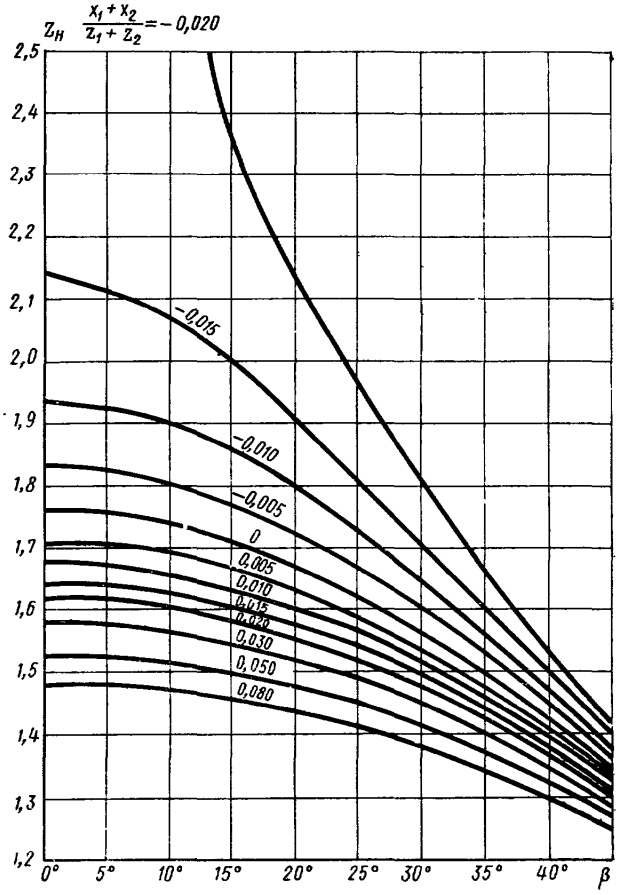
Таблица 3

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев	Z_H	Определяется по графику (черт. 2) или по формуле $$Z_H=\sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}},$$ где β_b — основной угол наклона; α_{tw} — угол зацепления. Метод расчета β_b и α_{tw} приведен в ГОСТ 16532—70
2. Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, $Н^{1/2}/мм$ ($кгс^{1/2}/мм$)	Z_M	$Z_M=275$ (86,6). В общем случае определяется по формуле $$Z_M=\sqrt{\frac{1}{\pi(1-\nu^2)}\cdot\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}},$$ где ν — коэффициент Пуассона; E_1, E_2 — модули упругости материалов соответственно шестерни и колеса, МПа ($кгс/мм^2$)
3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	Z_ε	Определяется по графику (черт. 3) или по формулам: для прямозубых передач $$Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$$ для косозубых и шевронных передач при $\varepsilon_\beta\geqslant 0{,}9$ $Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$
4. Исходная расчетная окружная сила, Н (кгс)	F_{Ht}	$$F_{Ht}=\frac{2000T_{1H}}{d_{w1}}=\frac{2000T_{2H}}{d_{w2}}$$
5. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{H\alpha}=1$. Для косозубых и шевронных передач коэффициент $K_{H\alpha}$ определяется по графику (черт. 4)
6. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца	$K_{H\beta}$	$$K_{H\beta}=1+(K^0_{H\beta}-1)K_{Hw}.$$ Примечания: 1. Определение ориентировочных значений коэффициента $K_{H\beta}$ может производиться по графику (черт. 5). 2. Определение коэффициента $K_{H\beta}$ при дополнительно заданных конструктивных параметрах передачи может производиться по справочному приложению 3
6.1. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца в начальный период работы передачи	$K^0_{H\beta}$	Для прямозубых и косозубых передач при $\psi_{bd}\leqslant 1{,}3$ $$K^0_{H\beta}=1+\frac{0{,}4b_w\gamma_\Sigma C_{\Sigma t}}{w_{Hm}}+K_k\left(\frac{b_w}{d_{w1}}\right)^2,$$ где $K_k=0{,}14$, если максимальная ордината эпюры распределения удельных нагрузок по ширине зубчатого венца расположена со стороны подвода крутящего момента, в противоположном случае принимают $K_k=-0{,}08$. Для шевронных передач с симметричным расположением относительно опор, при подводе мощности с одной стороны, при зацеплении шестерни только с одним колесом и $\psi_{bd}=b_w/d_{w1}>1{,}3$ коэффициент $K^0_{H\beta}$ определяют по графику (черт. 6) или по формуле $$K^0_{H\beta}=1+0{,}12(\psi_{bd}+0{,}4\frac{b_k}{d_{w1}})^{2,56}$$

Продолжение табл. 3

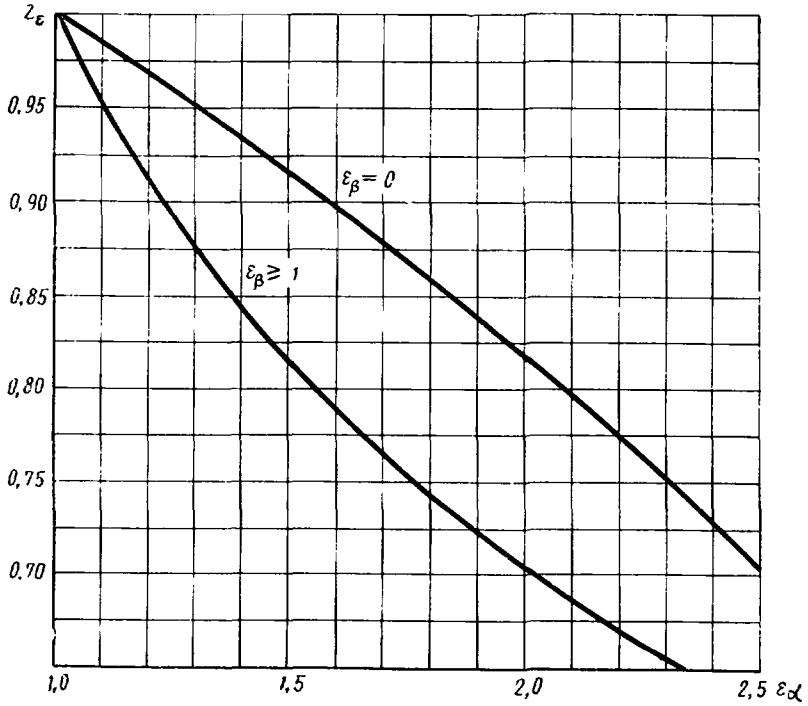
Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
6.1.1. Суммарный угол между проекциями осей зубчатых колес на плоскость зацепления	γ_Σ	$\gamma_\Sigma = \gamma_w + \gamma_\Delta$, где γ_w — угол, определяемый расчетом в зависимости от деформаций всех деталей в соответствии со схемой передачи; γ_Δ — угол, определяемый расчетом в зависимости от степени точности передачи
6.1.2. Суммарная удельная жесткость сопряженных зубьев, Н/мм² (кгс/мм²)	$G_{\Sigma t}$	Для прямозубой передачи $G_{\Sigma t} = 14000$ (1400). Для косозубой и шевронной передачи $G_{\Sigma t}$ определяют по графику (черт. 7)
6.1.3. Удельная средняя окружная сила, Н/мм (кгс/мм)	w_{Hm}	$w_{Hm} = \frac{F_{Ht}}{b_w} K_{H\alpha}$
6.2. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	K_{Hw}	Определяют по графику (черт. 8)
7. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	K_{Hv}	$K_{Hv} = 1 + \nu_H = 1 + \frac{w_{Hv} b_w d_{w1}}{2000 T_{1H} K_{H\alpha} K_{H\beta}}$, где ν_H — динамическая добавка
7.1. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм (кгс/мм)	w_{Hv}	$w_{Hv} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}$. Примечания: 1. Если с шестерней жестко связана массивная деталь (например, зубчатое колесо, одетое на вал-шестерню в непосредственной близости от этой шестерни) с моментом инерции в γ раз большим, чем у шестерни, то значение w_{Hv} следует увеличить в $\sqrt{\frac{(1+u^2)\gamma}{u^2+\gamma}}$ раз. 2. Если значения w_{Hv}, вычисленные по формуле превышают предельные значения, указанные в табл. 4, их следует принимать равными этим предельным значениям
7.1.1. Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев	δ_H	Определяют по табл. 5
7.1.2. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	g_0	Определяют по табл. 6

График для определения коэффициента Z_H



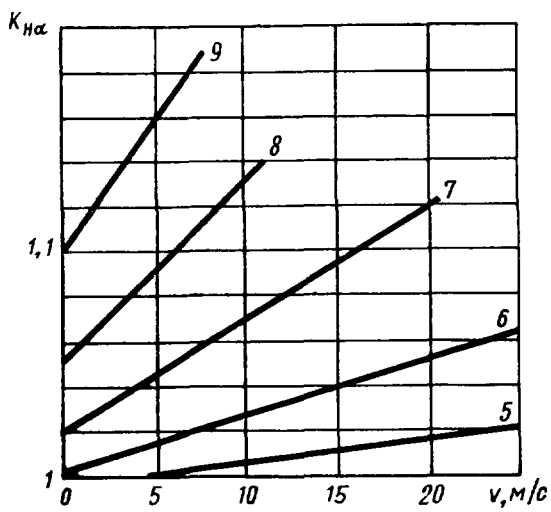
Черт. 2

График для определения коэффициента Z_ε



Черт. 3

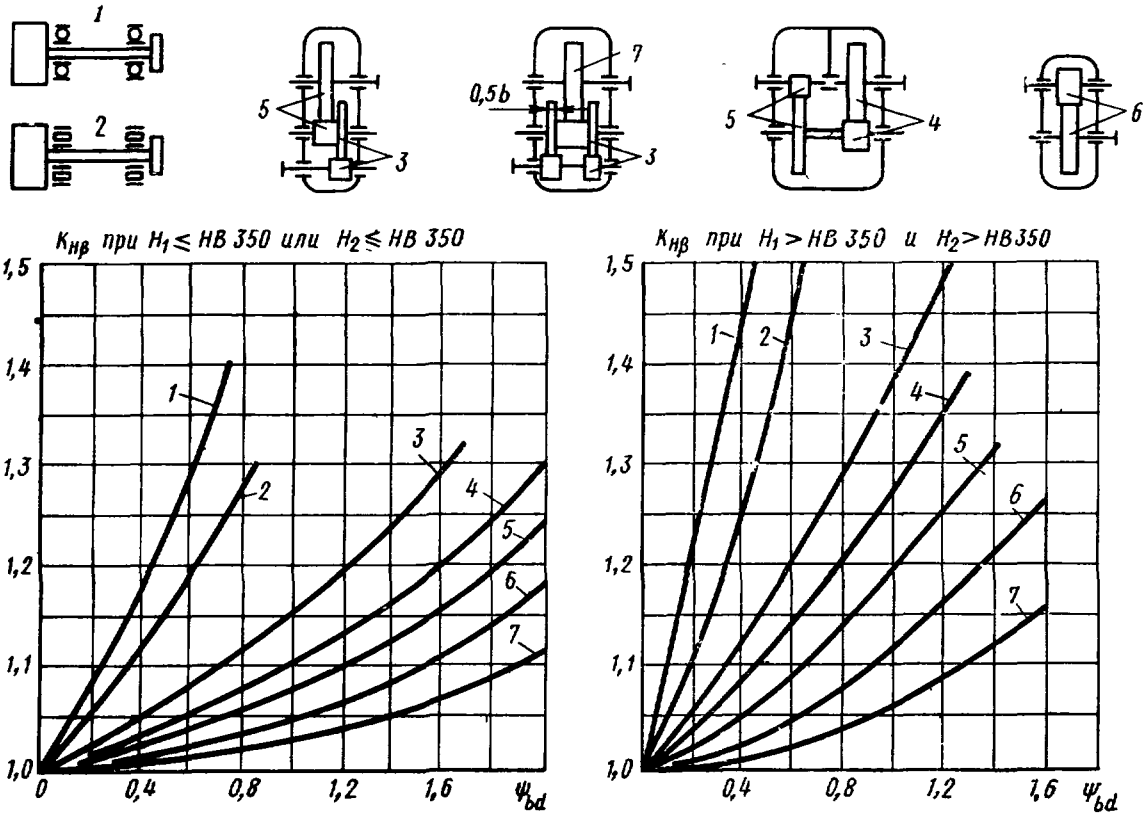
График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач



Черт. 4

Примечание. Цифры у кривых означают степени точности по нормам плавности работы по ГОСТ 1643—72.

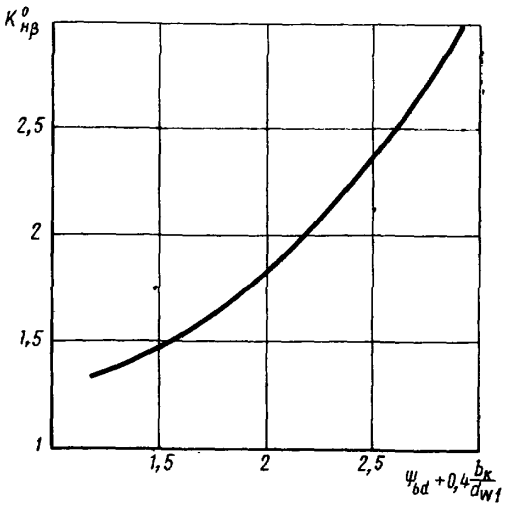
График для определения ориентировочных значений коэффициента $K_{H\beta}$



Черт. 5

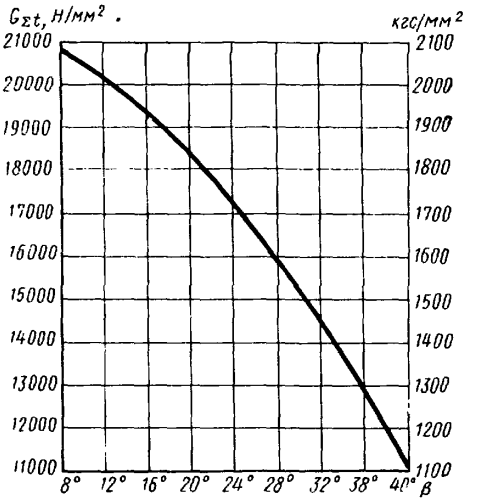
Примечание. Цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах.

График для определения коэффициента $K^0_{H\beta}$



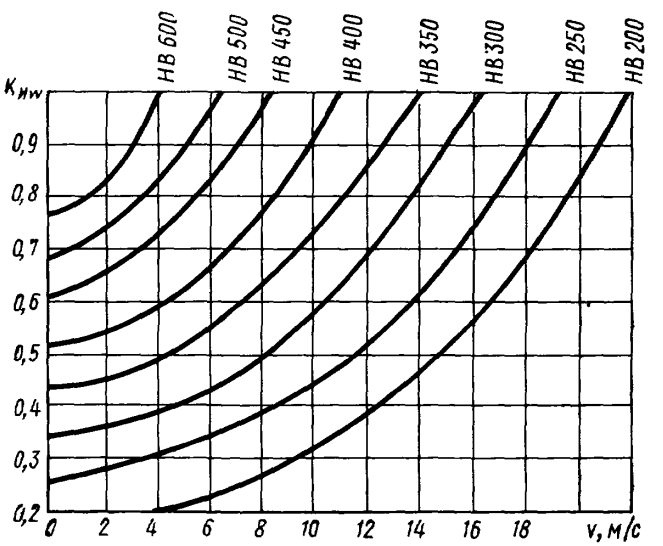
Черт. 6

График для определения удельной жесткости зубьев $G_{\Sigma t}$ косозубой и шевронной передачи



Черт. 7

График для определения коэффициента K_{Hv}



Черт. 8

Таблица 4

Модуль m, мм	Предельные значения w_{Hv}, w_{Fv}, Н/мм (кгс/мм)					
	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643—72					
	4	5	6	7	8	9
До 3,55	32(3,2)	85(8,5)	160(16)	240(24)	380(38)	700(70)
Св. 3,55 до 10	53(5,3)	105(10,5)	194(19,4)	310(31)	410(41)	880(88)
Св. 10	—	150(15)	250(25)	450(45)	590(59)	1050(105)

Таблица 5

Твердость поверхностей зубьев по Бринеллю	Вид зубьев	Значение коэффициента δ_H
При твердости $H_1 \leqslant$ НВ 350 или $H_2 \leqslant$ НВ 350	Прямые без модификации головки	0,006
	Прямые с модификацией головки	0,004
	Косые	0,002
При твердости $H_1 >$ НВ 350 и $H_2 >$ НВ 350	Прямые без модификации головки	0,014
	Прямые с модификацией головки	0,010
	Косые	0,004

Таблица 6

Модуль m, мм	Значения коэффициента g_o					
	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643—72					
	4	5	6	7	8	9
До 3,55	17(1,7)	28(2,8)	38(3,8)	47(4,7)	56(5,6)	73 (7,3)
Св. 3,55 до 10	22(2,2)	31(3,1)	42(4,2)	53(5,3)	61(6,1)	82(8,2)
Св. 10	—	37(3,7)	48(4,8)	64(6,4)	73(7,3)	100(10)

2.3. Допускаемое контактное напряжение (σ_{HP}), МПа (кгс/мм²), для прямозубых передач определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\,lim}}{S_H} Z_R Z_v K_L K_{xH}. \qquad (6)$$

Величины, входящие в формулу (6), определяют по табл. 7.

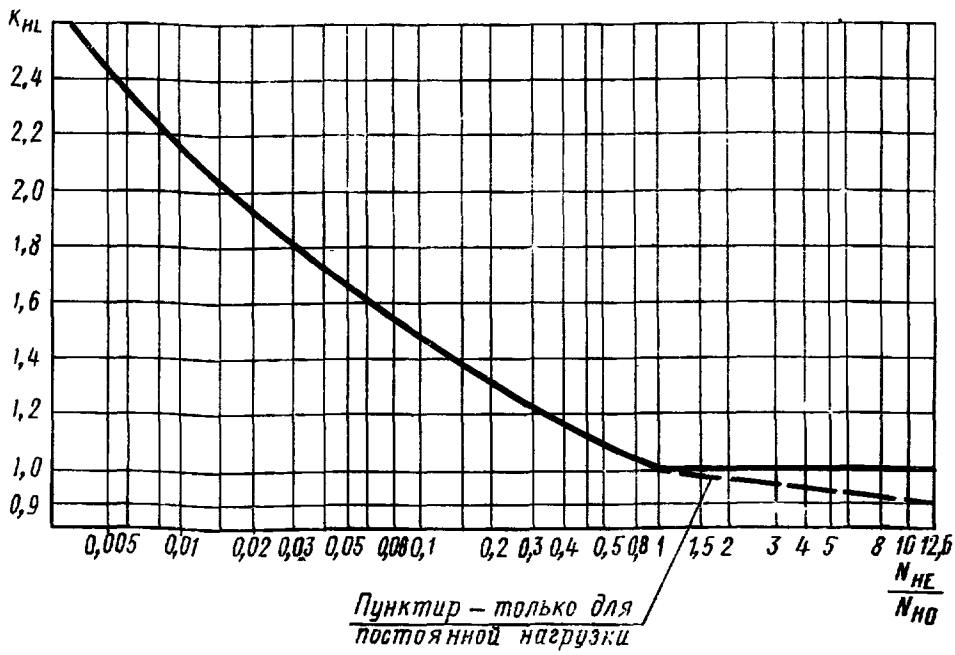
Таблица 7

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа (кгс/мм²)	σ_{Hlim}	$\sigma_{Hlim} = \sigma_{Hlimb} K_{HL}$
1.1. Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа (кгс/мм²)	σ_{Hlimb}	Определяют по табл. 8. Примечания: 1. Значения $\sigma_{H\,lim\,b}$ можно принять отличающимися от приведенных в таблицах, если они оправданы стендовыми или натурными испытаниями спроектированных зубчатых колес или их моделей. 2. Значение $\sigma_{H\,lim\,b}$ для азотирования установлено только для зубчатых колес с шероховатостью поверхности не ниже 7-го класса по ГОСТ 2789—73 и суммарном пятне контакта зубьев в передаче не меньшем предусмотренного 6-й степенью точности по ГОСТ 1643—72
1.2. Коэффициент долговечности	K_{HL}	Определяют по графику (черт. 9) или по формуле $K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$. При $\frac{N_{HE}}{N_{HO}} > 1$ для постоянной нагрузки коэффициент K_{HL} определяют по формуле $K_{HL} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$, принимая значение K_{HL} не меньшим 0,9, а для непостоянной нагрузки принимают $K_{HL} = 1$. Для однородной структуры материала коэффициент K_{HL} принимают не более 2,6. Для поверхностного упрочнения коэффициент K_{HL} принимают не более 1,8.
1.2.1. Базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости	N_{HO}	Определяют по графику (черт. 10) или по формуле $N_{HO} = 30 H_{HB}^{2,4}$. При $H >$ HRC 56 принимают $N_{HO} = 120 \cdot 10^6$
1.2.2. Эквивалентное число циклов перемены напряжений	N_{HE}	Определяют в зависимости от характера циклограммы нагружения. Для постоянной нагрузки $N_{HE} = N_\Sigma$ (черт. 1). При ступенчатой циклограмме нагружения $N_{HE} = N_\Sigma \sum_i \left\{ \left[\frac{T_{1i} + \nu_H T_{1H}}{T_{1H}(1+\nu_H)} \right]^3 \frac{n_{ui}}{N_\Sigma} \right\}$, где T_{1i} — нагрузка, соответствующая i-й ступени циклограммы нагружения (черт. 1); n_{ui} — число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки T_{1i} (черт. 1). При плавном характере циклограммы нагружения: $N_{HE} = N_\Sigma \int_{T_{1min}}^{T_{1max}} \left[\frac{T_1 + \nu_H T_{1H}}{T_{1H}(1+\nu_H)} \right]^3 d\left(\frac{n_u}{N_\Sigma} \right)$. Примечания: 1. При определении N_{HE} для непостоянной нагрузки учитывается только та часть циклограммы нагружения, в которой число циклов действия нагрузки не более 2,4 N_{HO}, т. е. при $N_\Sigma > 2{,}4\ N_{HO}$ принимать $N_\Sigma = 2{,}4\ N_{HO}$ (черт. 1). 2. При определении N_{HE} можно не учитывать те участки циклограммы нагружения, соответствующие кратковременным нагрузкам, общее число циклов действия которых менее $0{,}03 N_{HE}$. По этим нагрузкам выполняется проверочный расчет по формуле (6), в которой принимают $Z_R = 1$, $Z_v = 1$, $K_{xH} = 1$, $K_L = 1$ и $K^{HL} = 2{,}6$ для зубчатых колес с однородной структурой материала и $K_{HL} = 1{,}8$ для поверхностного упрочнения. 3. Если $\nu_H < 0{,}1$, то при расчете N_{HE} можно принимать $\nu_H = 0$. 4. При плавном характере циклограммы нагружения допускается приведение к одному из типовых режимов нагружения по справочному приложению 4.

Продолжение табл. 7

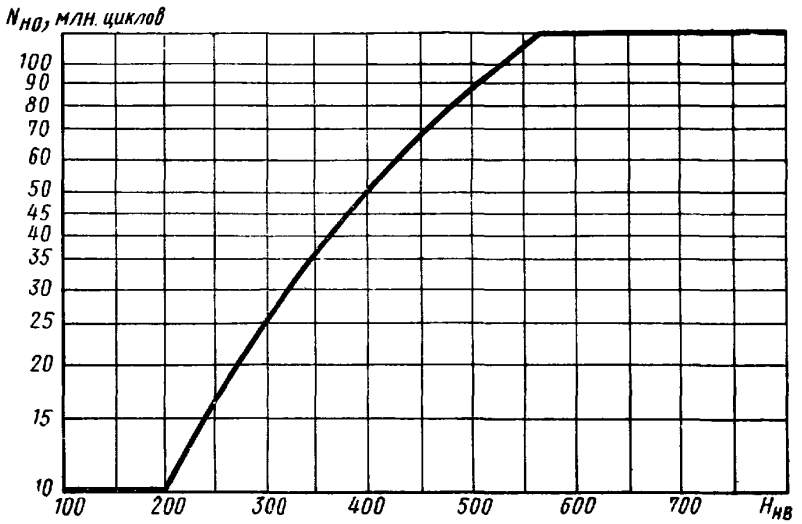
Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
2. Коэффициент безопасности	S_H	Для зубчатых колес с однородной структурой материла $S_H = 1{,}1$. Для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев $S_H = 1{,}2$. Примечания: 1. Для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями, значения коэффициентов безопасности следует увеличивать до $S_H = 1{,}25$ и $S_H = 1{,}35$ соответственно. 2. Значения S_H можно принять отличающимися от установленных, если они оправданы статистическими характеристиками по фактическим данным
3. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев	Z_R	Значение Z_R, общее для шестерни и колеса, принимают для того из зубчатых колес пары, зубья которого имеют более грубые поверхности, в зависимости от класса шероховатости поверхности Для 7-го класса (*Ra* 1,25—0,63) $Z_R = 1$ Для 6-го класса (*Ra* 2,5—1,25) $Z_R = 0{,}95$ Для 5 и 4-го классов (*Rz* 40—10) $Z_R = 0{,}9$
4. Коэффициент, учитывающий окружную скорость	Z_v	Определяют по графику (черт. 11) или по формулам при $H \leqslant$ НВ 350 $Z_v = 0{,}85v^{0{,}1}$, при $H >$ НВ 350 $Z_v = 0{,}925v^{0{,}05}$. Для $v \leqslant 5$ м/с принимать $Z_v = 1$
5. Коэффициент, учитывающий влияние смазки	K_L	$K_L = 1$
6. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	K_{xH}	Определяют по графику (черт. 12) или по формуле $K_{xH} = \sqrt{1{,}07 - 10^{-4} d_w}$. При $d_w \leqslant 700$ мм принимать $K_{xH} = 1$

График для определения коэффициента K_{HL}



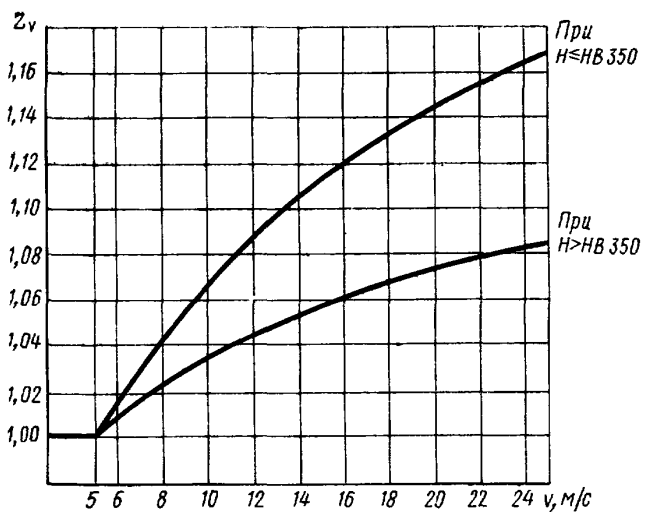
Черт. 9

График для определения базового числа циклов перемены напряжений N_{HO}



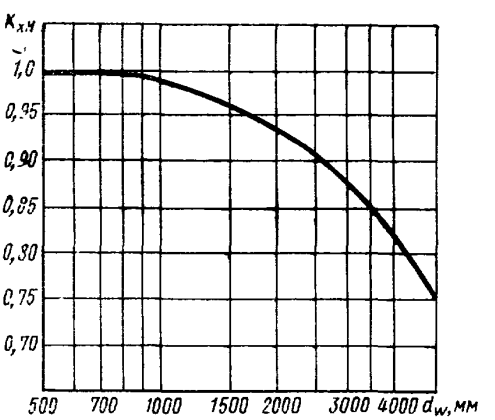
Черт. 10

График для определения коэффициента Z_v



Черт. 11

График для определения коэффициента K_{xH}



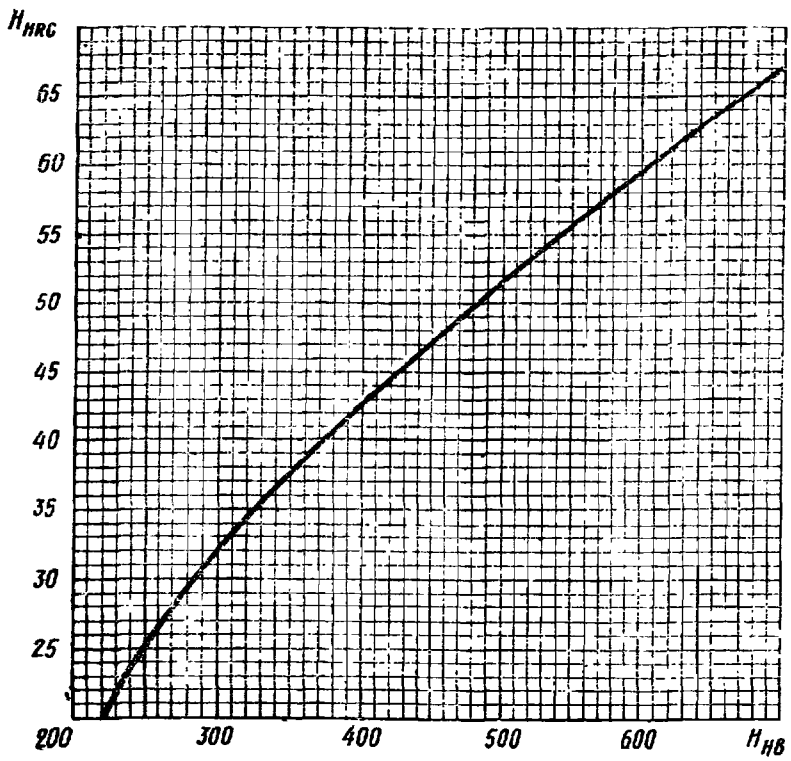
Черт. 12

Таблица 8

Способы термической и химико-термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Стали	Формулы для расчета значений $\sigma_{H\,lim\,b}$, МПа (кгс/мм²)
1. Отжиг, нормализация или улучшение	Менее НВ 350	Стали углеродистые и легированные	$\sigma_{H\,lim\,b}=2H_{HB}+70$ ($\sigma_{H\,lim\,b}=0,2H_{HB}+7$)
2. Объемная закалка	HRC 38—50		$\sigma_{H\,lim\,b}=18H_{HRC}+150$ ($\sigma_{H\,lim\,b}=1,8H_{HRC}+15$)
3. Поверхностная закалка	HRC 40—50		$\sigma_{H\,lim\,b}=17H_{HRC}+200$ ($\sigma_{H\,lim\,b}=1,7H_{HRC}+20$)
4. Цементация и нитроцементация	Более HRC 56	Стали легированные	$\sigma_{H\,lim\,b}=23H_{HRC}$ ($\sigma_{H\,lim\,b}=2,3H_{HRC}$)
5. Азотирование	HV 550—750		$\sigma_{H\,lim\,b}=1050$ ($\sigma_{H\,lim\,b}=105$)

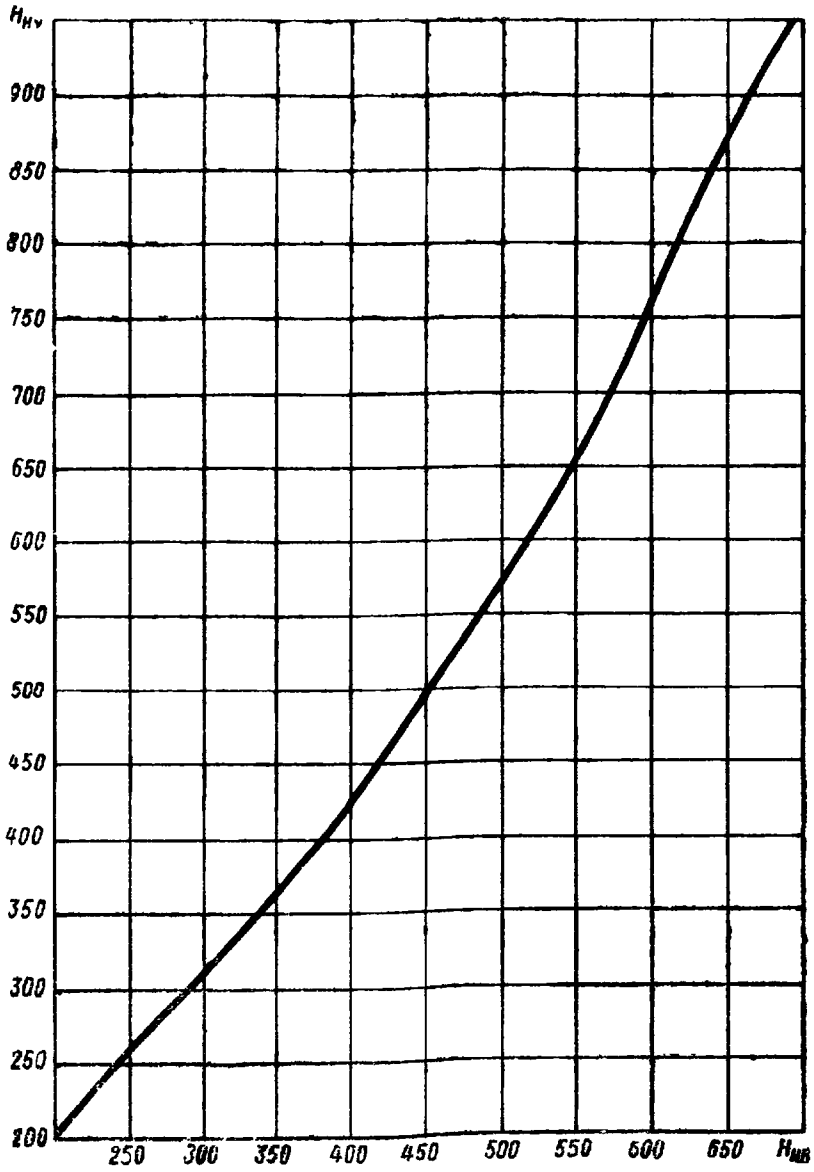
Примечание. Соотношения между твердостями, выраженными в единицах HRC и HB, HV и HB определяют по графикам (черт. 13 и 14).

График соотношения твердостей, выраженных в единицах HB и HRC



Черт. 13

График соотношения твердостей, выраженных в единицах НВ и HV



Черт. 14

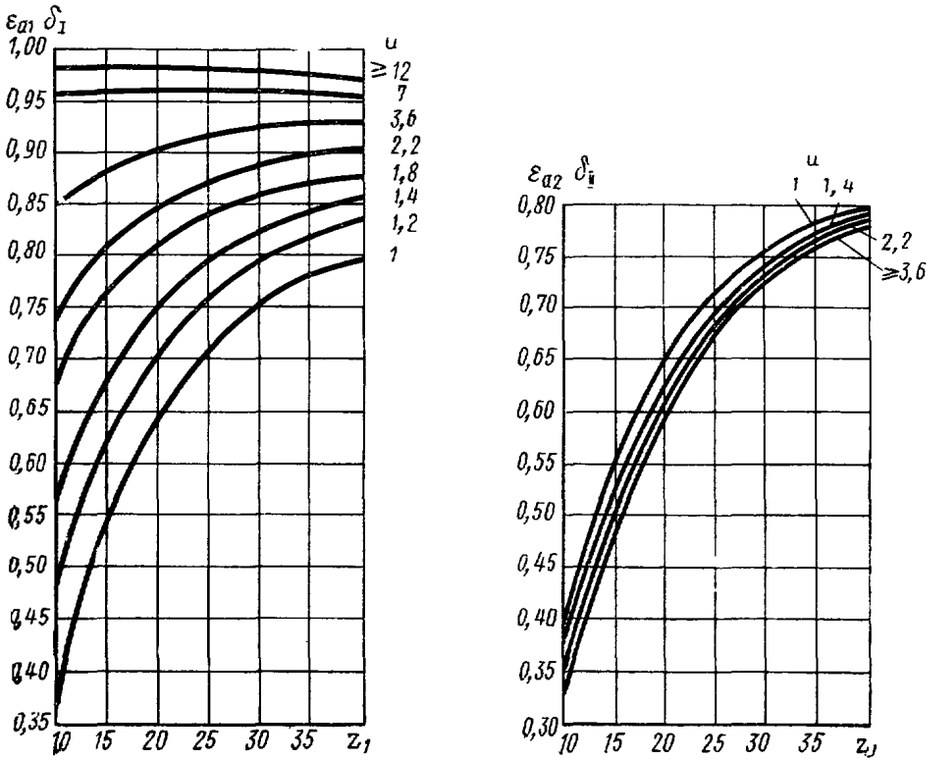
2.4. Для косозубых и шевронных передач в качестве допускаемого контактного напряжения σ_{HP} принимается условное допускаемое контактное напряжение, вычисляемое по формуле

$$\sigma_{HP}=\sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}(\varepsilon_{a1}\delta_1\,\sigma^2_{HP1}+\varepsilon_{a2}\delta_{II}\,\sigma^2_{HPII})}\,. \qquad (7)$$

Величины, входящие в формулу (7), определяют по табл. 9.

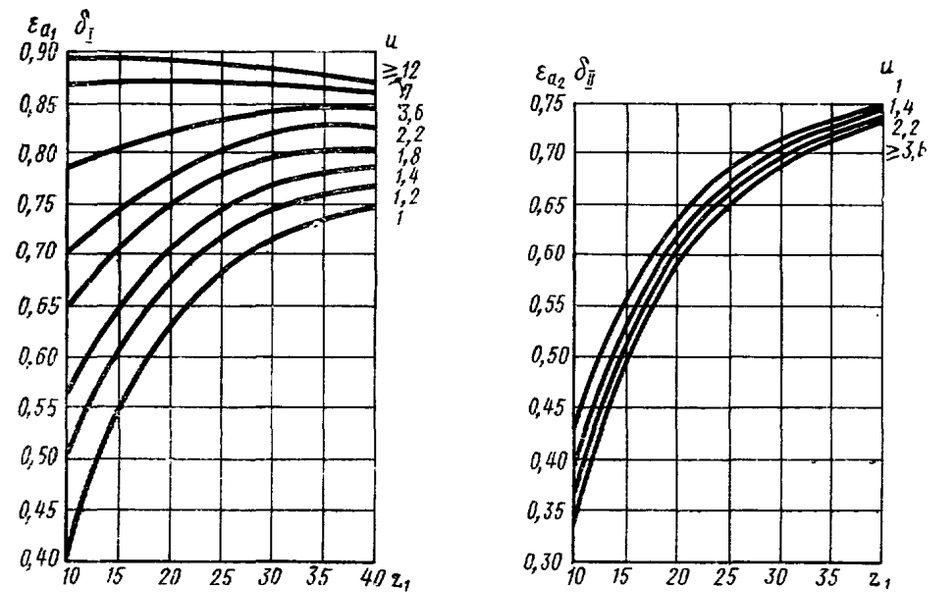
Примечание. Для передач без смещения значения $\varepsilon_{a1}\delta_1$ и $\varepsilon_{a2}\delta_{II}$ допускается определять по графикам (черт. 15—17).

График для определения значений $\varepsilon_{a1}\delta_{I}$ и $\varepsilon_{a2}\delta_{II}$ для косозубых передач без смещения при $\beta<15°$



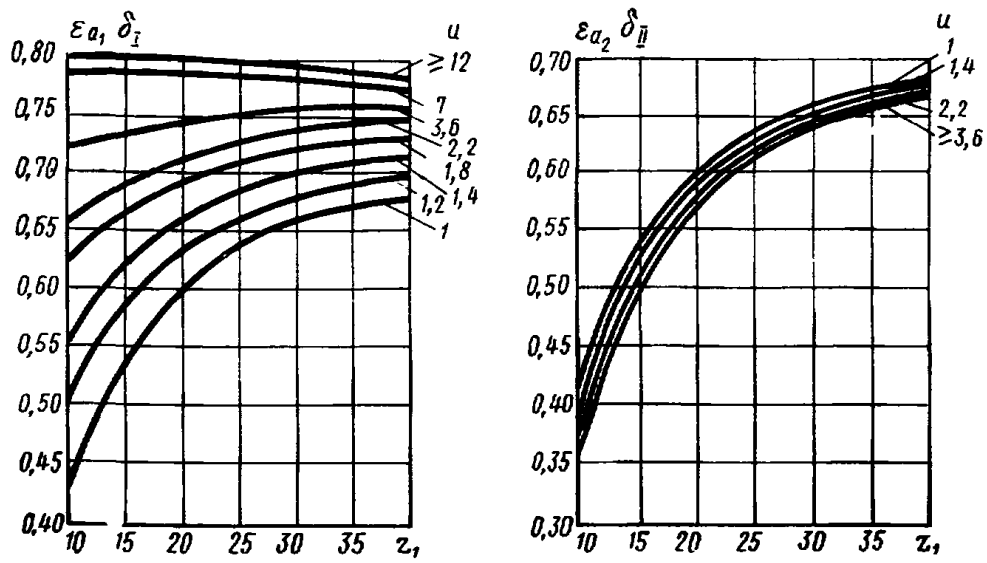
Черт. 15

График для определения значений $\varepsilon_{a1}\delta_{I}$ и $\varepsilon_{a2}\delta_{II}$ для косозубых передач без смещения при $15° \leqslant \beta \leqslant 27°$



Черт. 16

График для определения значений $\varepsilon_{a1}\delta_{I}$ и $\varepsilon_{a2}\delta_{II}$ для косозубых передач без смещения при $27° < \beta < 35°$



Черт. 17

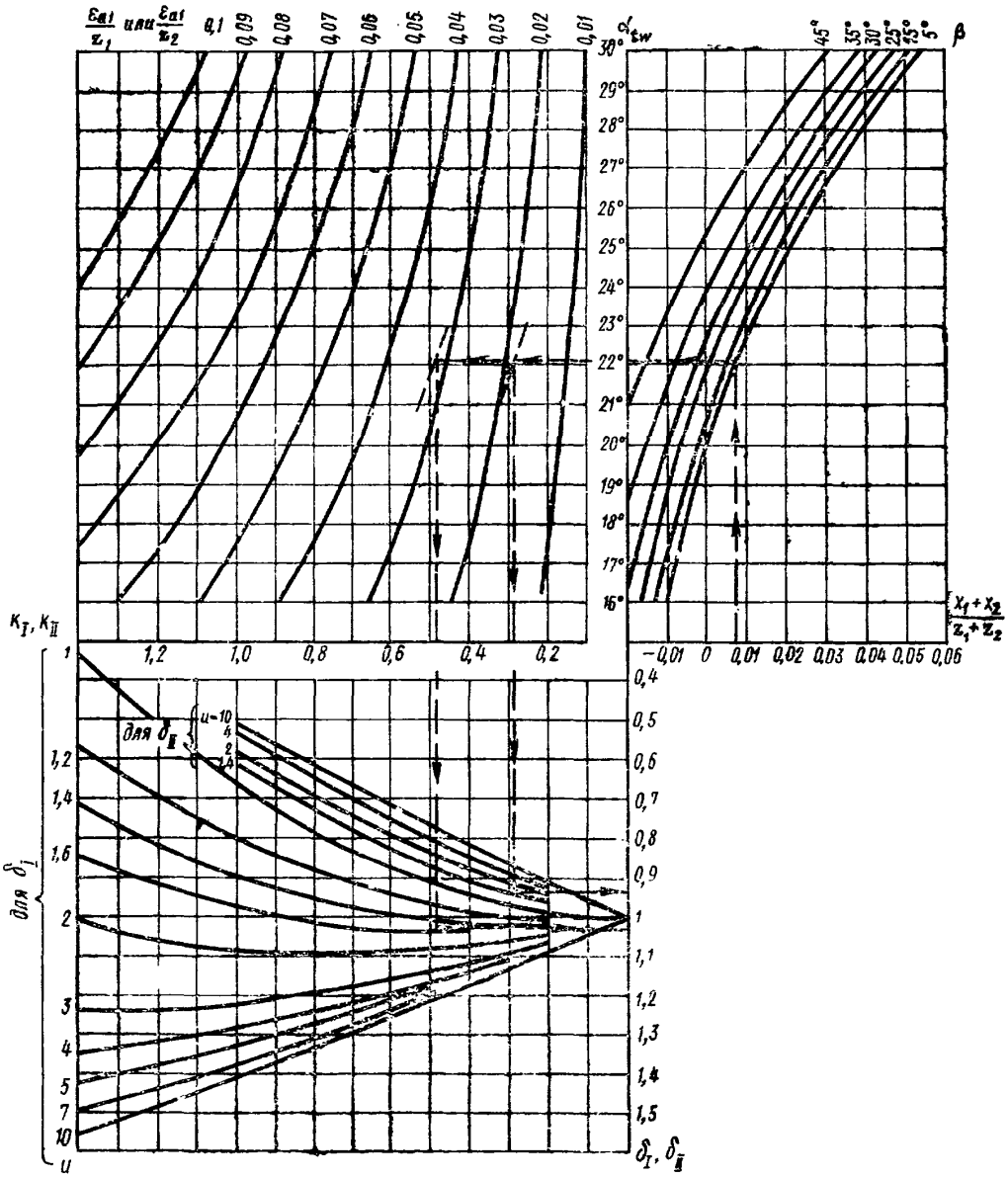
Таблица 9

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Коэффициент, учитывающий геометрические параметры зацепления, от которых зависит нагрузочная способность передачи в зоне I, где головки зубьев шестерни зацепляются с ножками зубьев колеса, и в зоне II, где головки зубьев колеса зацепляются с ножками зубьев шестерни	δ_I δ_{II}	Определяют по номограмме (черт. 18) или по формулам $\delta_I = 1 + 0{,}5K_I - 0{,}5\frac{K_I}{u} - \frac{K_I^2}{3u}$; $\delta_{II} = 1 - 0{,}5K_{II} + 0{,}5\frac{K_{II}}{u} - \frac{K_{II}^2}{3u}$, где $K_I = \frac{2\varepsilon_{a1}\pi}{z_1 \operatorname{tg}\alpha_{tw}}$; $K_{II} = K_I \frac{\varepsilon_{a2}}{\varepsilon_{a1}}$, α_{tw} — угол зацепления; метод расчета α_{tw} — по ГОСТ 16532—70

Продолжение табл. 9

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
2. Допускаемое контактное напряжение, МПа (кгс/мм²)	для зоны I	σ_{HPI}	Принимать меньшее из двух значений: $\mu_{k1}\sigma_{HP1}$ и σ_{HP2}	где σ_{HP1} и σ_{HP2} — допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса, определяемые по формуле, приведенной в п. 2.3
	для зоны II	σ_{HPII}	Принимать меньшее из двух значений: σ_{HP1} и $\mu_{k2}\sigma_{HP2}$	
			Примечание. При $\sigma_{HPI} \neq \sigma_{HPII}$ величина вспомогательного параметра, представляющего собой отношение большего из двух значений σ_{HPI} и σ_{HPII} к меньшему, не должна превышать допустимого значения φ_P. Для твердости $H_1 \ll$ НВ 350 или $H_2 \ll$ НВ 350 при $v<15$ м/с, $\varphi_P=\sqrt{2,7-0,1v}$; при $v\geqslant 15$ м/с, $\varphi_P=1,12$. Для твердости $H_1>$НВ 350 и $H_2>$НВ 350 при $v<9$ м/с, $\varphi_P=\sqrt{1,9-0,1v}$, при $v\geqslant 9$ м/с, $\varphi_P=1$. В противном случае большее из значений σ_{HPI} и σ_{HPII} принимается равным меньшему, умноженному на величину φ_P	
2.1. Коэффициенты увеличения допускаемого контактного напряжения для поверхностей головок зубьев шестерни и колеса относительно значения σ_{HP} для полюса		μ_k	Определяют по графику (черт. 20) или по формуле $\mu_k=1,6\sqrt[4]{\frac{200}{H_{HB}}}$. При $H_{HB}<$НВ 200 принимать $\mu_k=1,6$.	

График для определения коэффициентов δ_I и δ_{II}



Черт. 18

Пример. Дано: $z_1=30$, $z_2=45$, $x_1=0{,}5$, $x_2=0$, $\beta=10°$, $d_{a1}=334{,}20$, $d_{a2}=476{,}52$, $d_{w1}=308{,}46$, $d_{w2}=462{,}69$.

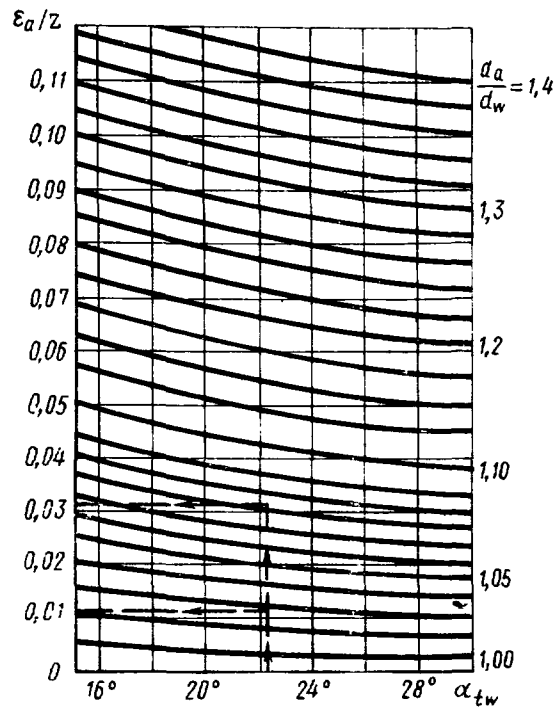
По графику определяем при $\frac{x_1+x_2}{z_1+z_2}=0{,}0067$ $\alpha_{tw}=22°{,}1$.

По графику (черт. 19) определяем $\frac{\varepsilon_{a1}}{z_1}=0{,}032$ и $\frac{\varepsilon_{a2}}{z_2}=0{,}013$.

Вычисляем $\frac{\varepsilon_{a2}}{z_1}=\frac{\varepsilon_{a2}}{z_2}u=0{,}013\cdot 1{,}5=0{,}019$.

Далее по графику определяем при $u=1{,}5$ и $\frac{\varepsilon_{a1}}{z_1}=0{,}032$ $\delta_I=1{,}03$ и при $u=1{,}5$ и $\frac{\varepsilon_{a2}}{z_1}=0{,}019$ $\delta_{II}=0{,}93$.

График для определения значений $\frac{\varepsilon_{a1}}{z_1}$ и $\frac{\varepsilon_{a2}}{z_2}$

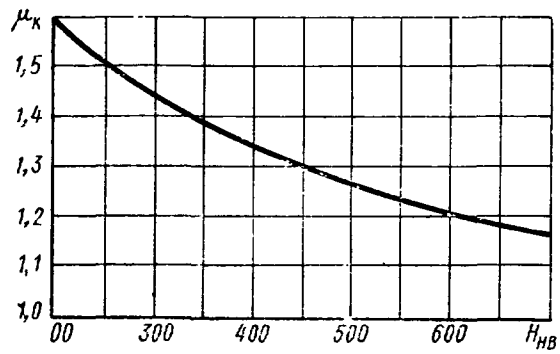


Черт. 19

Пример. Дано: d_{a1}=334,20, d_{a2}=476,52, d_{w1}=308,46 d_{w2}=462,69 α_{tw}=22°,1.

По графику определяем при $\frac{d_{a1}}{d_{w1}}$=1,082 $\frac{\varepsilon_{a1}}{z_1}$=0,032 и при $\frac{d_{a2}}{d_{w2}}$=1,028 $\frac{\varepsilon_{a2}}{z_2}$=0,013.

График для определения коэффициента μ_k



Черт. 20

2.5. Для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес необходимо проводить расчет на глубинную прочность в случае, если расчетное напряжение σ_H превышает величину $\sigma_{H\,гл}$, МПа (кгс/мм²), найденную по уравнению

$$\sigma_{H\,гл}=0,48A_{\varphi}\,H_{HB}^{сердц}$$

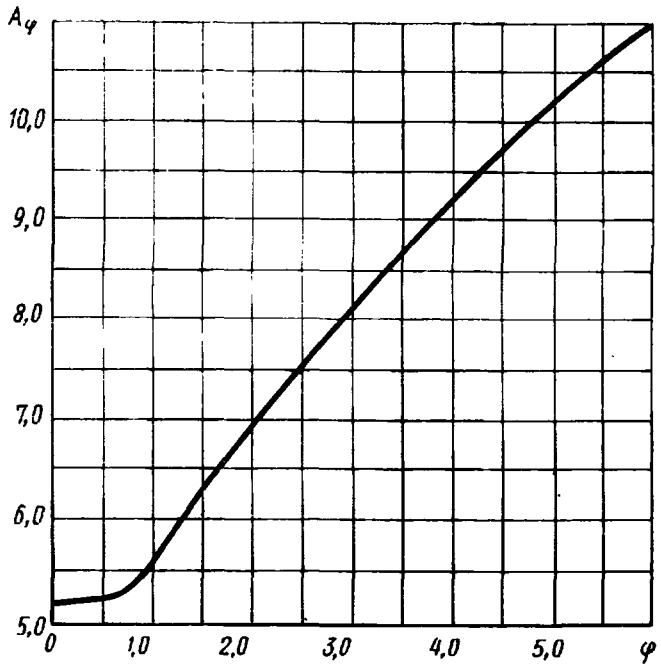
$$(\sigma_{H\,гл}=0,048A_{\varphi}\,H_{HB}^{сердц}).$$

Параметр A_φ определяют по графику (черт. 21) в зависимости от вспомогательного параметра $\varphi = \frac{\delta_y \cdot 10^4}{\rho_v \cdot H_{HB}^{\text{сердц}}}$,

где $\rho_v = \frac{0{,}17 d_{w1} u}{(u+1)\cos^2\beta}$ — приведенный радиус кривизны профилей в полюсе зацепления.

Расчет на предотвращение глубинного контактного разрушения приведен в справочном приложении 2.

График для определения параметра A_φ



Черт. 21

3. Проектировочный расчет на контактную выносливость

3.1. Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров и не может заменить проведения расчета на контактную выносливость по п. 2.

Исходными данными для проектировочного расчета являются:

циклограмма нагружения (табл. 2, подпункт 20),

параметр $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$ или $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$,

передаточное число u,

вид передачи — прямозубая или косозубая,

способ термической или химикотермической обработки и твердость рабочих поверхностей зубьев.

3.2. Ориентировочное значение диаметра начальной окружности (d_{w1}), мм, определяют по формуле

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_{1H} K_{H\beta}}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}},$$

где K_d — вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_d = 770(360)$, для косозубых и шевронных передач $K_d = 675(315)$.

Ориентировочное значение межосевого расстояния (a_w), мм, определяют по формуле

$$a_w = K_a (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_{2H} K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}},$$

где K_d — вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_a = 495(230)$, для косозубых и шевронных передач $K_a = 430(200)$.

3.3. Исходная расчетная нагрузка (T_{1H}), Н·м (кгс·м), определяется в соответствии с указаниями п. 2.2.

3.4. Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимается в зависимости от параметра ψ_{bd} по графику на черт. 5.

Примечание. Коэффициенты ψ_{bd} и ψ_{ba} связаны зависимостью

$$\psi_{bd}=\frac{\psi_{ba}(u+1)}{2}.$$

3.5. В качестве допускаемого контактного напряжения σ_{HP} для прямозубой передачи принимается допускаемое контактное напряжение того зубчатого колеса (шестерни или колеса), для которого оно меньше.

Допускаемое контактное напряжение рассчитывают в соответствии с указаниями п. 2.4, при этом следует принимать

$$Z_R Z_v K_L K_{Hx}=0,9.$$

3.6. В качестве допускаемого контактного напряжения σ_{HP} для косозубой и шевронной передачи принимается условное допускаемое контактное напряжение, определяемое по формуле

$$\sigma_{HP}=0,45(\sigma_{HP1}+\sigma_{HP2}).$$

При этом должно выполняться условие

$$\sigma_{HP}<1,23\sigma_{HP\min},$$

где $\sigma_{HP\,min}$ — меньшее из значений σ_{HP1} и σ_{HP2}.

В противном случае принимают $\sigma_{HP}=1,23\sigma_{HP\,min}$.

4. РАСЧЕТ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

4.1. При сопоставлении расчетного $\sigma_{H\,max}$, МПа (кгс/мм²) и допускаемого $\sigma_{HP\,max}$, МПа (кгс/мм²), контактных напряжений должно выполняться условие $\sigma_{H\,max}\leqslant\sigma_{HP\,max}$.

Расчет производится для шестерни и колеса раздельно.

4.2. Расчетное напряжение $\sigma_{H\,max}$, создаваемое наибольшей нагрузкой $T_{1\,max}$ из числа подводимых к передаче, даже при однократном ее действии на зуб, вычисляют по формуле

$$\sigma_{H\,max}=\sigma_H\sqrt{\frac{T_{1\max}}{T_{1H}}}.$$

4.3. Допускаемое предельное напряжение $\sigma_{HP\,max}$ зависит от способа химико-термической обработки зубчатого колеса.

4.3.1. Для зубьев зубчатых колес, подвергнутых нормализации, улучшению или объемной закалке с низким отпуском (в том числе и после нагрева ТВЧ)

$$\sigma_{HP\,max}=2,8\sigma_T,$$

где σ_T — предел текучести материала при растяжении, МПа (кгс/мм²).

4.3.2. Для зубьев цементированных, а также подвергнутых контурной закалке после нагрева ТВЧ

$$\sigma_{HPmax}=40H_{HPC}\ (\sigma_{HP\,max}=4H_{HRC}).$$

4.3.3. Для зубьев азотированных

$$\sigma_{HP\,max}=3H_{HV}(\sigma_{HP\,max}=0,3H_{HV}).$$

5. РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

5.1. Предотвращение усталостного излома гарантируется с заданной степенью вероятности при сопоставлении расчетного напряжения на переходной поверхности зуба (σ_F), МПа (кгс/мм²), с допускаемым напряжением σ_{FP}, МПа (кгс/мм²), по условию

$$\sigma_F=Y_F Y_\varepsilon Y_\beta\frac{w_{Ft}}{m}\leqslant\sigma_{FP}, \tag{8}$$

где w_{Ft} — удельная расчетная окружная сила, Н/мм (кгс/мм).

$$w_{Ft}=F_{Ft}\frac{K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}}{b_w}=\frac{2000T_{1F}}{b_w d_1}K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}. \tag{9}$$

Примечание. Под расчетным понимается максимальное местное напряжение, вызываемое расчетной нагрузкой на переходной поверхности зубьев из упругого материала со стороны растяжения.

Расчет по формуле (8) производится для менее прочного зубчатого колеса передачи.

При одинаковой ширине зубчатых венцов шестерни и колеса ($b_1=b_2$) можно для определения расчетных напряжений в одном из элементов передачи пользоваться соотношением

$$\frac{\sigma_{F1}}{\sigma_{F2}}=\frac{Y_{F1}}{Y_{F2}}.$$

5.1.1. В частном случае для прямозубых передач

$$\sigma_F=\frac{2000T_{1F}K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}Y_F}{b_w d_1 m}. \qquad (10)$$

5.1.2. В частном случае для косозубых передач

$$\sigma_F=\frac{2000T_{1F}K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}}{b_w d_1 m}Y_F Y_\beta. \qquad (11)$$

Величины, входящие в формулу (8) — (11), определяются по табл. 10.

5.2. За исходную расчетную нагрузку T_{1F}, Нм (кгс·м), принимают наибольшую длительно действующую нагрузку с числом циклов перемен напряжений более $5\cdot10^4$, а при плавном характере циклограммы нагружения — нагрузку, соответствующую $5\cdot10^4$ циклам перемен напряжений.

Если величина исходной расчетной нагрузки для зубчатого колеса определяется условиями, заданными на другом, например, конечном элементе механизма, в состав которого входит рассчитываемое зубчатое колесо, то выбранное по циклограмме нагружения число циклов перемен напряжений может быть менее $5\cdot10^4$.

Таблица 10

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Исходная расчетная окружная сила, Н (кгс)	F_{Ft}	$F_{Ft}=\frac{2000T_{1F}}{d_1}=\frac{2000T_{2F}}{d_2}$
2. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	Расчет прямозубых зубчатых колес первоначально производится в предположении, что в зацеплении находится одна пара зубьев и принимают: $K_{F\alpha}=1$. Если при этом окажется, что $\sigma_F>\sigma_{FP}$, для передач не грубее 8-й степени по нормам плавности ГОСТ 1643—72, следует провести проверку условия распределения нагрузки между двумя парами зубьев по условию: $\lambda=0{,}418+0{,}55\frac{\sqrt{f_{pb1}^2+f_{pb2}^2}}{F_{Ft}/b_w}<1.$ Если $\lambda\geqslant 1$, то предотвращение усталостного излома зубьев не гарантируется. Если $\lambda<1$, то проводится уточненный расчет с учетом распределения нагрузки между двумя парами зубьев. Для этого определяется параметр ϑ. При отсутствии уравнительного смещения значение ϑ определяют по графику (черт. 22) при $H=\frac{d_a-d_u}{2m}.$ При наличии уравнительного смещения значение ϑ определяют по формуле $\vartheta=\frac{\vartheta'}{\vartheta''},$ где ϑ' и ϑ'' принимают по графику (черт. 22) соответственно при $H=\frac{d_a+2\Delta ym-d_u}{2m}$ и $H=\Delta y$, где Δy — коэффициент уравнительного смещения. Если $\vartheta<\lambda$, то $K_{F\alpha}=\lambda$. Если $\vartheta\geqslant\lambda$, то $K_{F\alpha}=1$. Примечания: 1. Величину $\frac{d_a-d_u}{2m}$ для колеса и шестерни можно определить по номограммам (черт. 23). При $x_1+x_2\neq 0$ номограммы составлены с учетом уравнительного смещения из условия обеспечения стандартного бокового зазора в передаче $c=0{,}25m.$ 2. Под λ понимается доля полной нагрузки, которую при двухпарном зацеплении воспринимает одна пара зубьев. Условие $\vartheta<\lambda$ означает, что наибольшее напряжение на переходной поверхности возникает, когда к вершине зуба приложена нагрузка, составляющая $\lambda\cdot100\%$ полной нагрузки. Условие $\vartheta\geqslant\lambda$ означает, что наибольшее напряжение на переходной поверхности возникает, когда нагрузка целиком приложена в верхней граничной точке однопарного зацепления.

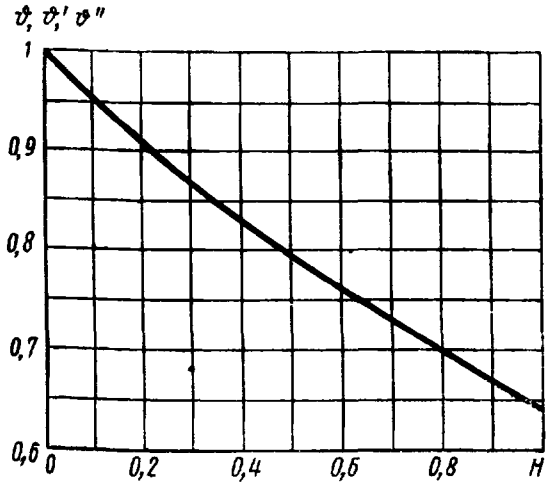
Продолжение табл. 10

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
2. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	Для косозубых зубчатых колес с коэффициентом осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \leqslant 1$ принимают коэффициент $K_{F\alpha}$ как для прямозубых передач. Для косозубых зубчатых колес с коэффициентом осевого перекрытия $\varepsilon_\beta > 1$ коэффициент $K_{F\alpha}$ определяют по формуле $$K_{F\alpha}=\frac{4+(\varepsilon_\alpha-1)(n-5)}{4\varepsilon_\alpha},$$ где n — степень точности передачи по нормам контакта по ГОСТ 1643—72. Если степень точности грубее 9-й, то принимают $n=9$, если степень точности выше 5-й, то принимают $n=5$. Примечание. При величине отношения большего из двух значений σ_{HPI} и σ_{HPII} к меньшему, превышающем 1,15, величину $K_{F\alpha}$ увеличивают на 20%. Здесь σ_{HPI} и σ_{HPII} — по п. 2 табл. 9
3. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца	$K_{F\beta}$	$$K_{F\beta}=1+(K^0_{F\beta}-1)K_{Fw}.$$ Примечания: 1. Определение ориентировочных значений коэффициента $K_{F\beta}$ может производиться по графику (черт. 24). 2. Определение коэффициента $K_{F\beta}$ при дополнительно заданных конструктивных параметрах передачи может производиться по справочному приложению 3
3.1. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зуба в начальный период работы передачи	$K^0_{F\beta}$	Определяют по графику (черт. 25) в зависимости от b_w и $K^0_{H\beta}$, где коэффициент $K^0_{H\beta}$ определяют по табл. 3, п. 6.1
3.2. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	K_{Fw}	При $H_1>$НВ 350 и $H_2>$НВ 350 $K_{Fw}=1$. При $H_1<$НВ 350 или $H_2<$НВ 350 определяют K_{Fw} по графику (черт. 26). Примечания: 1. При различных твердостях рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса принимают меньшую величину твердости. 2. При $H<$НВ 200 принимают $H=$НВ 200
4. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	K_{Fv}	$$K_{Fv}=1+\nu_F=1+\frac{w_{Fv}b_w d_1}{2000T_{1F}K_{F\alpha}K_{F\beta}},$$ где ν_F — динамическая добавка
4.1. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм (кгс/мм)	w_{Fv}	$$w_{Fv}=\delta_F g_0 v\sqrt{\frac{a_w}{u}}.$$ Примечания: 1. Если с шестерней жестко связана массивная деталь (например, зубчатое колесо, закрепленное на вал-шестерне в непосредственной близости от этой шестерни) с моментом инерции в γ раз большим, чем у шестерни, то значение w_{Fv} надо увеличить в $\sqrt{\frac{(1+u)^2\gamma}{u^2+\gamma}}$ раз. 2. Если значения w_{Fv}, вычисленные по формуле, превышают предельные значения, указанные в табл. 4, их следует принимать равными этим предельным значениям
4.1.1. Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев	δ_F	Для косозубых и шевронных передач $\delta_F=0{,}006$. Для прямозубых передач с модификацией головки $\delta_F=0{,}011$. Для прямозубых передач без модификации головки $\delta_F=0{,}016$
4.1.2. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	g_0	Определяют по табл. 6
5. Коэффициент, учитывающий форму зуба	Y_F	Определяют по графику (черт. 27) в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_v=\frac{z}{\cos^3\beta}$. Примечание. Под коэффициентом Y_F понимают максимальное местное напряжение, вызываемое удельной расчетной окружной силой, равной единице, на переходной поверхности при приложении ее к вершине зуба прямозубого колеса с модулем $m=1$ мм, изготовленного из упругого материала

Продолжение табл. 10

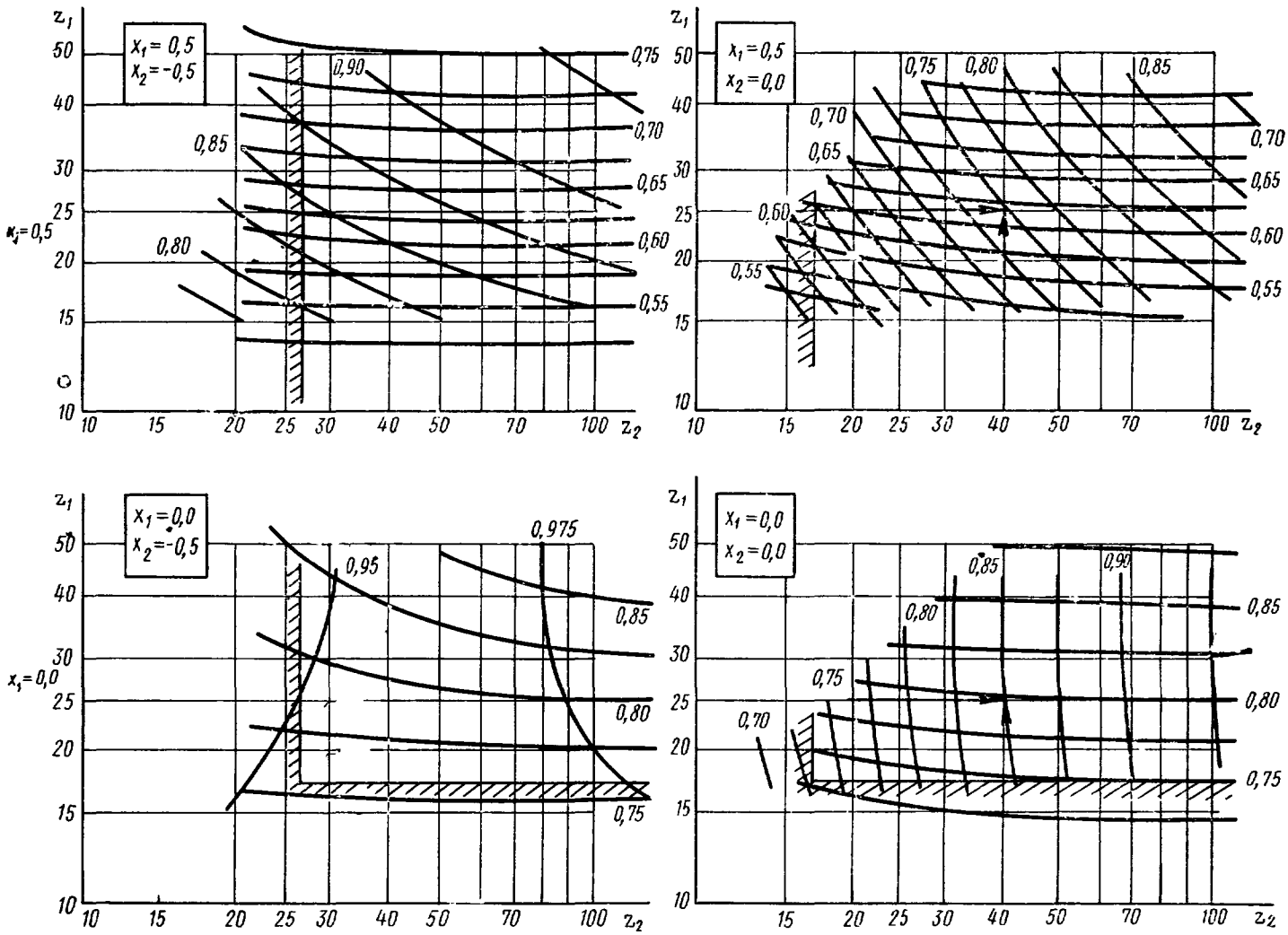
Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
6. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	Y_ε	Для прямозубых передач первоначально принимают $Y_\varepsilon = 1$. Если при $Y_\varepsilon = 1$ и $K_{F\alpha} = 1$ окажется, что $\sigma_F > \sigma_{FP}$, то следует в соответствии с указаниями п. 2 настоящей таблицы проверить условие распределения нагрузки между двумя парами зубьев. Если $\lambda \gg 1$, то предотвращение усталостного излома не гарантируется. При отсутствии уравнительного смещения, если $\lambda < 1$, следует повторить расчет, приняв при $\vartheta < \lambda$ $Y_\varepsilon = 1$ и $K_{F\alpha} = \lambda$, при $\vartheta \geqslant \lambda$ $Y_\varepsilon = \vartheta$ и $K_{F\alpha} = 1$, где значение ϑ определяют по графику (черт. 22) при $$H = \frac{d_a - d_u}{2m}.$$ При наличии уравнительного смещения, если $\lambda < 1$, следует повторить расчет, приняв при $\vartheta < \lambda$ $Y_\varepsilon = \vartheta''$ и $K_{F\alpha} = \lambda$, при $\vartheta \geqslant \lambda$ $Y_\varepsilon = \vartheta$ и $K_{F\alpha} = 1$, где ϑ и ϑ'' принимают в соответствии с указаниями п. 2 настоящей таблицы для зубчатых колес с уравнительным смещением. Для косозубых и шевронных передач принимают $Y_\varepsilon = 1$
7. Коэффициент, учитывающий наклон зуба	Y_β	Для прямозубых передач $Y_\beta = 1$. Для косозубых и шевронных передач Y_β определяют по графику (черт. 28) или по формуле $$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140},$$ где β — в градусах. При $\beta \geqslant 42°$ $Y_\beta = 0{,}7$.

График для определения коэффициента ϑ, ϑ', ϑ''



Черт. 22

Номограмма для определения значений



Черт. 23

Примечание. Значения $\frac{d_{a1}-d_{u1}}{2m}$ определяют по кривым, имеющим больший наклон к оси абсцисс, значения

$\frac{d_{a1}-d_{u1}}{2m}$ и $\frac{d_{a2}-d_{u2}}{2m}$

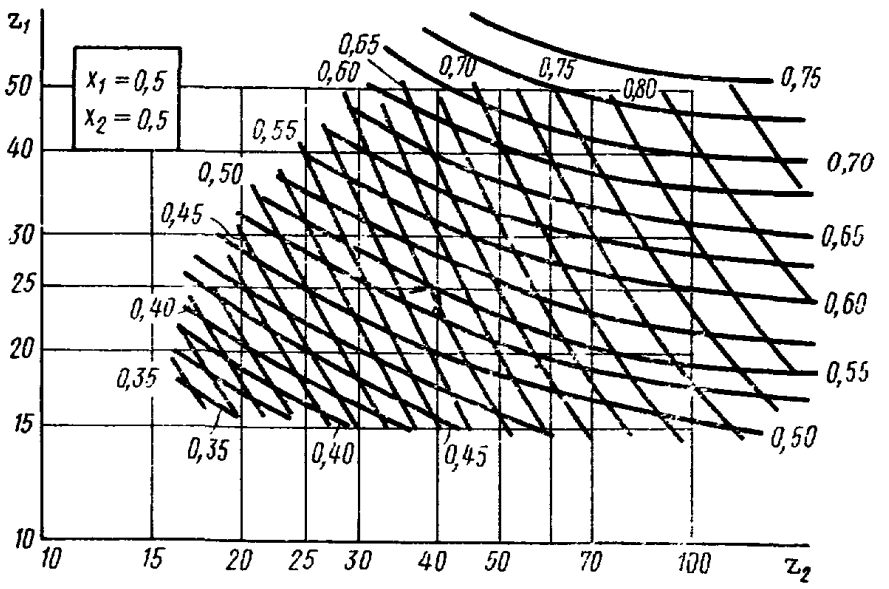


Схема интерполяции

Пример.
Дано: $z_1=25$; $z_2=40$; $x_1=0,3$; $x_2=0,1$.

Так как отсутствует график для сочетания $x_1=0,3$; $x_2=0,1$, то $\frac{d_{a1}-d_{u1}}{2m}$ и $\frac{d_{a2}-d_{u2}}{2m}$ для $z_1=25$ и $z_2=40$ определяются по ближайшим графикам (обозначены на схеме значком ■) интерполяцией или экстраполяцией. В числителях условных дробей даны значения $\frac{d_{a1}-d_{u1}}{2m}$, а в знаменателях — значения $\frac{d_{a2}-d_{u2}}{2m}$. После двойной интерполяции: $\frac{d_{a1}-d_{u1}}{2m}=0,74$; $\frac{d_{a2}-d_{u2}}{2m}=0,68$.

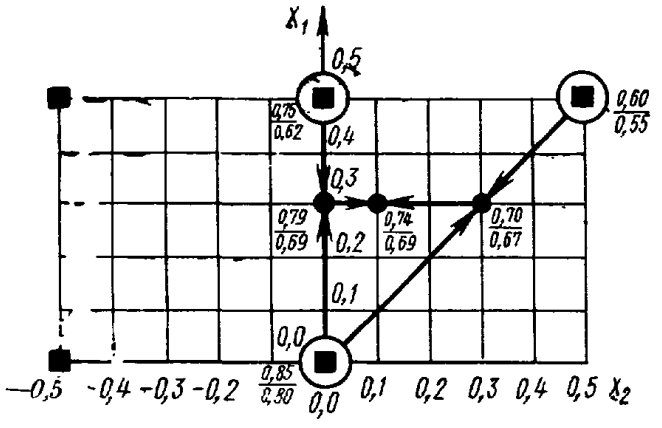
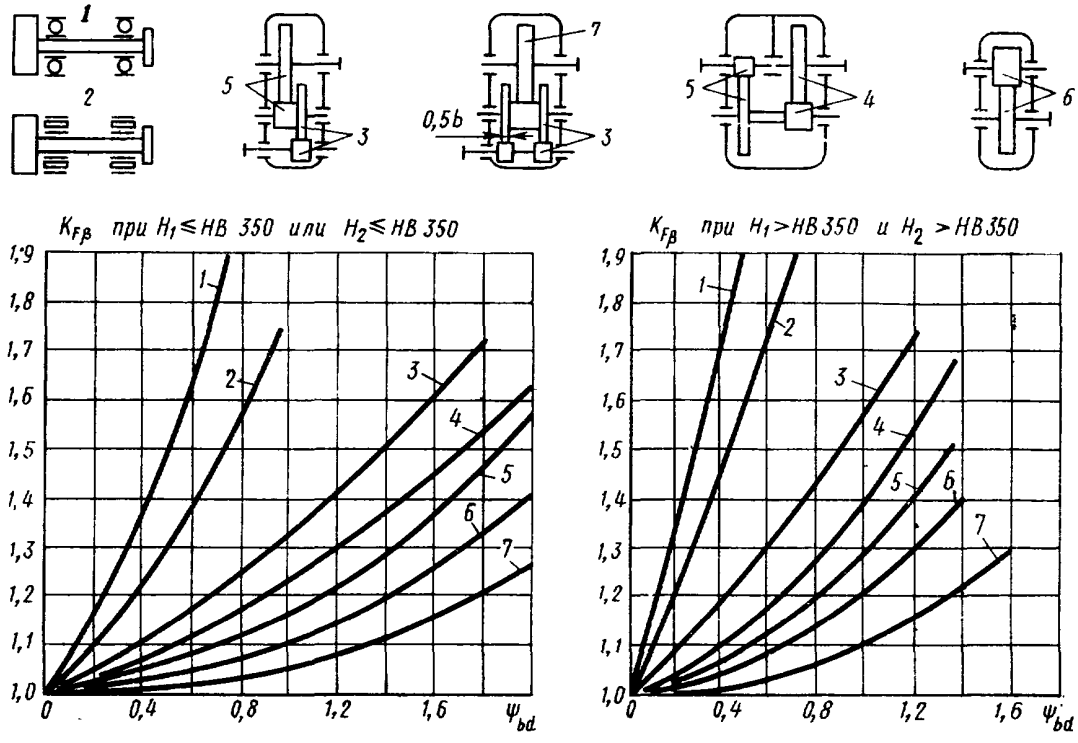


Схема интерполяции для определения значений $\frac{d_{a1}-d_{u1}}{2m}$ и $\frac{d_{a2}-d_{u2}}{2m}$ при отсутствии графика с необходимым сочетанием x_1 и x_2 (■ — графики для имеющихся сочетаний x_1 и x_2).

$\frac{d_{a2}-d_{u2}}{2m}$ — по кривым, имеющим меньший наклон.

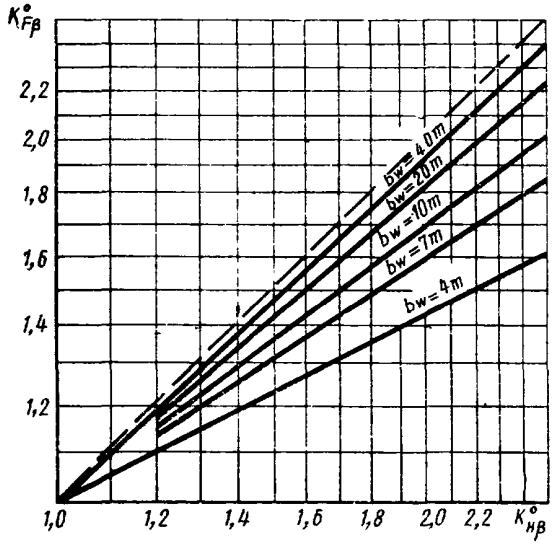
График для определения ориентировочных значений коэффициента $K_{F\beta}$



Черт. 24

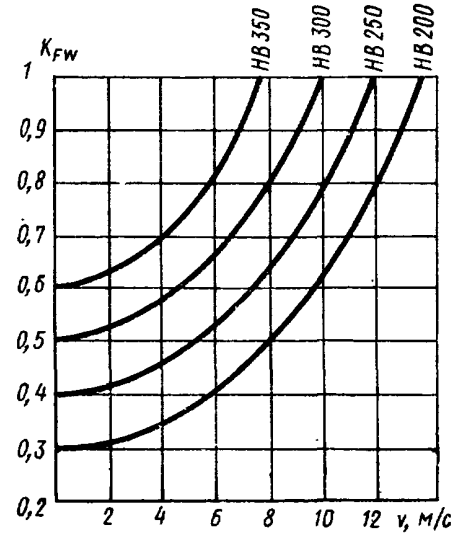
Примечание. Цифры у кривых соответствуют передачам, указанным на схемах.

График для определения коэффициента $K^{0}_{F\beta}$



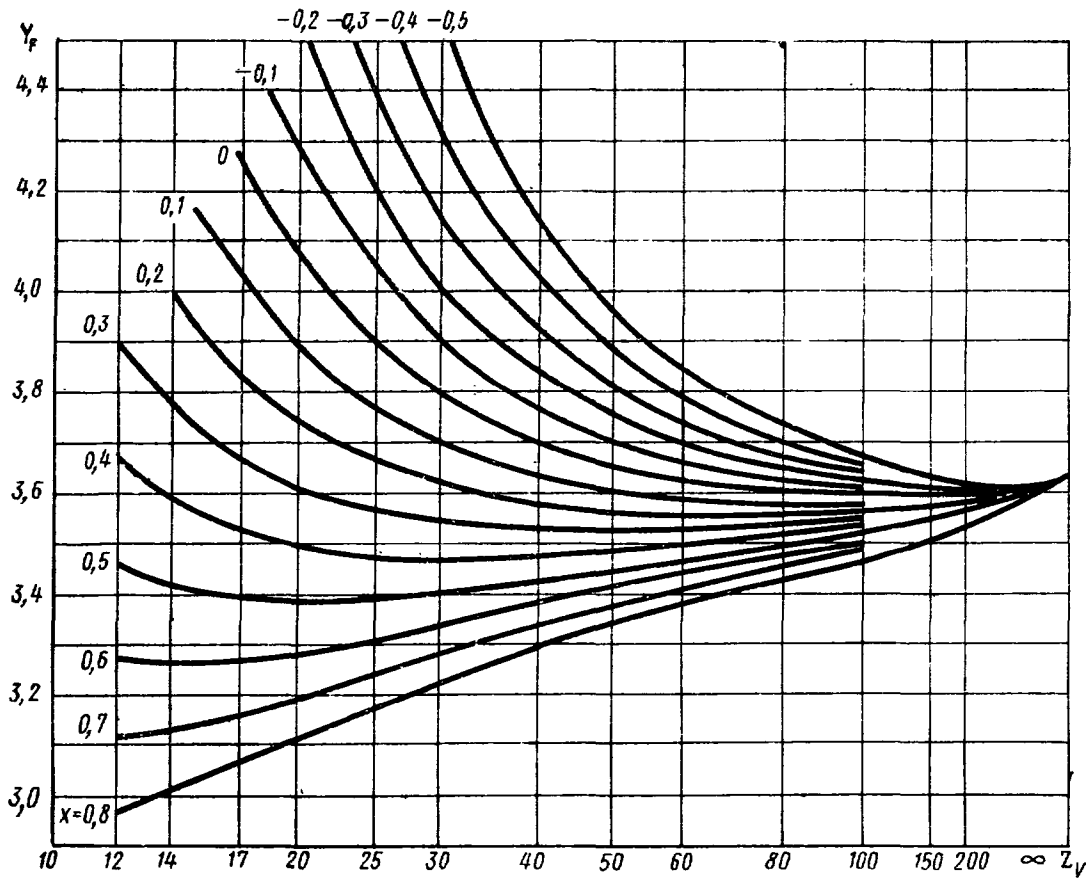
Черт. 25

График для определения коэффициента K_{Fw}



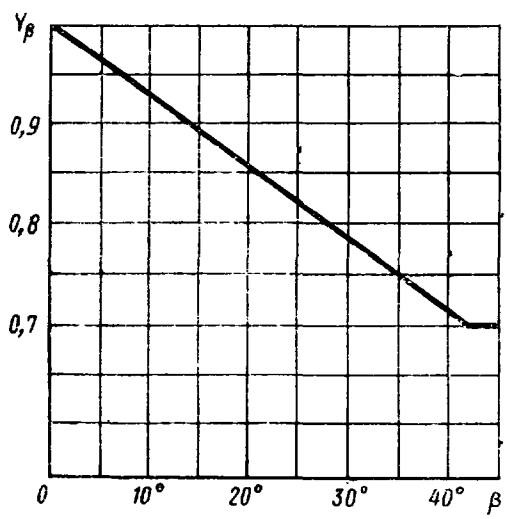
Черт. 26

График для определения коэффициента Y_F



Черт. 27

График для определения коэффициента Y_β



Черт. 28

5.3. Допускаемое напряжение при расчете на выносливость зубьев (σ_{FP}), МПа (кгс/мм²), определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{FP}=\frac{\sigma_{F\,\lim}}{S_F}Y_S Y_R K_{xF}. \qquad (12)$$

Величины, входящие в формулу (12), определяют по табл. 11.

Таблица 11

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа (кгс/мм²)	$\sigma_{F\lim}$	$\sigma_{F\lim}=\sigma^0_{F\lim b}K_{Fg}K_{Fd}K_{Fc}K_{FL}$
1.1. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа (кгс/мм²)	$\sigma^0_{F\lim b}$	Установлен для отнулевого цикла перемены напряжений. Определяется в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по табл. 12—15 Примечания: 1. В качестве $\sigma^0_{F\lim b}$ в таблицах использованы усредненные значения предела выносливости зубьев цилиндрических эвольвентных колес внешнего зацепления, найденного экспериментально и выраженного в максимальных местных напряжениях. Максимальные местные напряжения определялись в предположении упругого поведения материала. 2. Значения $\sigma^0_{F\lim b}$ можно принять отличающимися от приведенных в таблицах, если это оправдано стендовыми или натурными испытаниями спроектированных зубчатых колес или их моделей
1.2. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	K_{Fg}	Определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по табл. 12—15 — Для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев принимают $K_{Fg}=1$
1.3. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности	K_{Fd}	Для зубчатых колес без деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности принимают $K_{Fd}=1$
1.4. Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	K_{Fc}	При одностороннем приложении нагрузки $K_{Fc}=1$. При двухстороннем приложении нагрузки $K_{Fc}=1-\gamma_{Fc}\frac{T'_{1F}\,n'_{\text{ц}1}}{T_{1F}n_{\text{ц}1}}$
1.4.1. Коэффициент, учитывающий влияние амплитуд напряжений противоположного знака	γ_{Fc}	Для зубчатых колес из отожженной, нормализованной и термоулучшенной стали $\gamma_{Fc}=0,35$. Для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев более HRC 45, за исключением азотированных, $\gamma_{Fc}=0,25$. Для азотированных зубчатых колес $\gamma_{Fc}=0,1$
1.4.2. Исходная расчетная нагрузка, действующая при реверсе передачи, Нм (кгс·м)	T'_{1F}	Принимают по циклограмме нагружения в соответствии с указаниями п. 5.2 аналогично определению нагрузки T_{1F}
1.4.3. Числа циклов перемен напряжений при нагрузках	T_{1F} / T'_{1F}	$n_{\text{ц}1}$ / $n'_{\text{ц}1}$ — Принимают по циклограмме нагружения
1.5. Коэффициент долговечности	K_{FL}	$K_{FL}=\sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$. Для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев $H\leqslant$ НВ 350, а также для зубчатых колес, закаленных при нагреве ТВЧ с обрывом закаленного слоя у переходной поверхности, и зубчатых колес со шлифован-

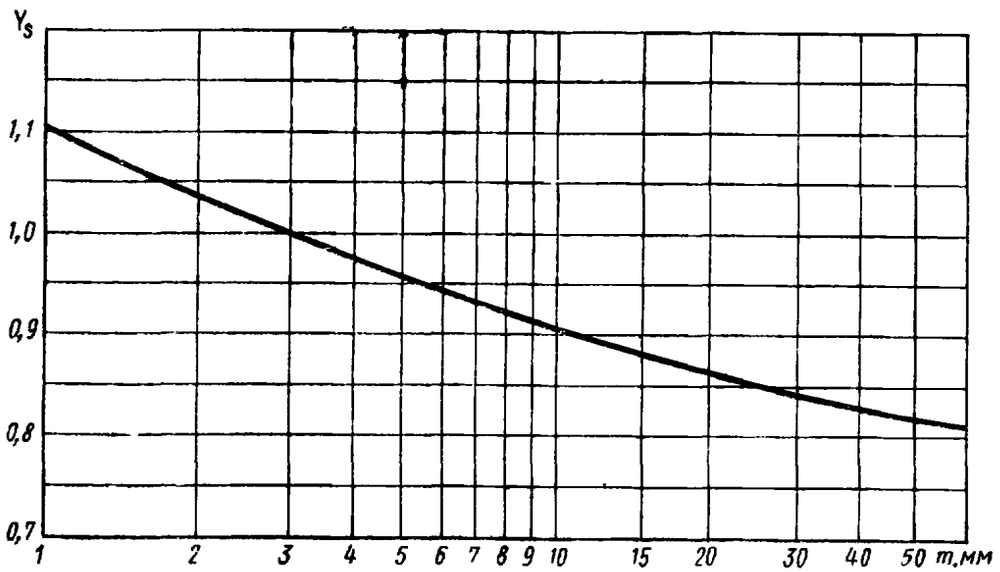
Продолжение табл. 11

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
		ной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки их зубьев, $m_F=6$. Для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью при твердости поверхности зубьев $H>$НВ 350 $m_F=9$. При $N_{FE}>N_{FO}$ принимают $K_{FL}=1$ Примечание. Если окажется, что $K_{FL}>\sqrt[m_F]{80,}$, то принимают $K_{FL}=\sqrt[m_F]{80,}$, что соответствует при $m_F=6$ $K_{FL}=2{,}08$, при $m_F=9$ $K_{FL}=1{,}63$
1.5.1. Базовое число циклов перемены напряжений	N_{FO}	$N_{FO}=4\cdot10^6$ Примечание. Под базовым числом циклов перемены напряжений понимается число циклов, соответствующее на диаграмме усталости переходу наклонного участка кривой усталости в горизонтальный участок или участок с очень малым наклоном к оси чисел циклов
1.5.2. Эквивалентное число циклов перемены напряжений	N_{FE}	Определяется в зависимости от характера циклограммы нагружения: при постоянной нагрузке $N_{FE}=N_\Sigma$; при ступенчатой циклограмме нагружения $N_{FE}=\Sigma\left\{\left[\frac{T_{1i}+\nu_F T_{1F}}{T_{1F}(1+\nu_F)}\right]^{m_F} n_{ui}\right\}$, где T_{1i} — нагрузка, соответствующая i-й ступени циклограммы нагружения (черт. 1); n_{ui} — число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки T_{1i} (черт. 1); m_F — показатель кривой усталости, определяемый по п. 1.5 настоящей таблицы. При плавной циклограмме нагружения $N_{FE}=N_\Sigma\int_{T_{\min}}^{T_{\max}}\left[\frac{T_{1F}+\nu_F T_{1F}}{T_{1F}(1+\nu_F)}\right]^{m_F} d\left(\frac{n_u}{N_\Sigma}\right)$, в том числе при линейной циклограмме $N_{FE}=\frac{1-\left(\frac{T_{\min}}{T_{\max}}\right)^{m_F+1}}{(m_F+1)\left(1-\frac{T_{\min}}{T_{\max}}\right)}N_\Sigma$. Примечания: 1. При определении N_{FE} допускается исключать из расчета нагрузки, которым соответствуют значения σ_F меньшие, чем $0{,}7\,\sigma^0_{F\lim b}$. 2. Если $\nu_F<0{,}1$, то при расчете N_{FE} можно принимать $\nu_F=0$. 3. При плавном характере циклограммы нагружения переменный режим допускается приводить к одному из типовых режимов нагружения по справочному приложению 3
2. Коэффициент безопасности	S_F	$S_F=S'_F S''_F$. Значения S_F допускается принимать отличающимися от установленных, если это оправдано статистическими характеристиками по фактическим данным
2.1. Коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса и ответственность зубчатой передачи	S'_F	Определяют в зависимости от способа термической и химико-термической обработки и заданной вероятности неразрушения по табл. 12—15

Продолжение табл. 11

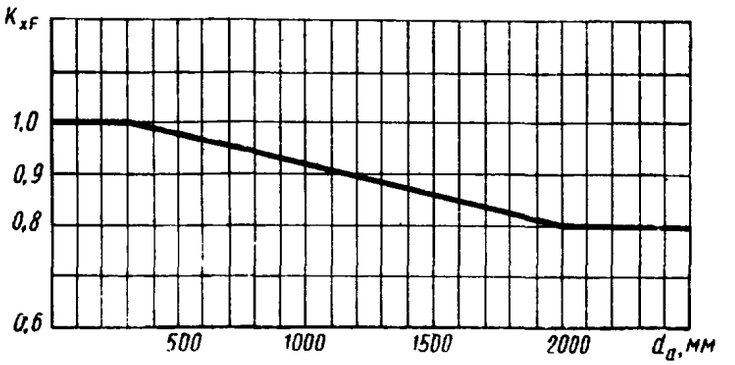
Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
2.2. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса	S''_F	Для поковок и штамповок $S''_F = 1$. Для проката $S''_F = 1{,}15$. Для литых заготовок $S''_F = 1{,}3$
3. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений	Y_S	Для зубчатых колес из конструкционных сталей Y_S определяют в зависимости от модуля по графику (черт. 29)
4. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности	Y_R	Для шлифования и зубофрезерования при классе шероховатости поверхности не ниже 4 $Y_R = 1$. Для полирования Y_R в зависимости от способа термического упрочнения принимают: при цементации, нитроцементации, азотировании (полирование до химико-термической обработки) $Y_R = 1{,}05$; при нормализации и улучшении $Y_R = 1{,}2$; при закалке ТВЧ, когда закаленный слой повторяет очертание впадины между зубьями $Y_R = 1{,}05$; при закалке ТВЧ, когда закаленный слой распространяется на все сечения зуба, а также часть ступицы под основанием зуба и впадины или обрывается у переходной поверхности $Y_R = 1{,}2$
5. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	K_{xF}	Определяют в зависимости от диаметра вершин зубчатого колеса по графику (черт. 30)

График для определения коэффициента Y_S



Черт. 29

График для определения коэффициента K_{XF}



Черт. 30

Таблица 12

Определение параметров σ^0_{Flimb}, K_{Fg}, K_{Fd} и S' для цементованных зубчатых колес

Легированные стали	Концентрация углерода на поверхности, %	Твердость зубьев на поверхности HRC	σ^0_{Flimb}[1], МПа (кгс/мм²)	K_{Fg}[3]	K_{Fd}		S'[6] при вероятности неразрушения	
					дробь, ролики[4]	электрохимическая обработка[5]	0,99	св. 0,99
1. Стали, содержащие никель более 1% и хром 1% и менее (например, стали марок 20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А, 20ХН3А, 15ХГНТА по ГОСТ 4543—71)	0,75—1,1 (достигается при контроле и автоматическом регулировании углеродного потенциала карбюризатора и закалочной атмосферы)	57—63	950 (95)	$\frac{0,75}{0,6}$	$\frac{1,0-1,05}{1,1-1,3}$	$\frac{1,0}{1,2}$	1,55	1,95
2. Безникелевые стали, содержащие никель менее 1% (например, стали марок 18ХГТ, 30ХГТ, 20Х, 20ХГР по ГОСТ 4543—71 и сталь марки 25ХГНМА) Стали, содержащие хром более 1% и никель более 1% (например, стали марок 12Х2Н4А, 20Х2Н4А, 18Х2Н4ВА на ГОСТ 4543—71 и сталь марки 14ХГСН2МА			820[2] (82)	$\frac{0,75}{0,65}$	$\frac{1,0-1,1}{1,1-1,3}$	$\frac{1,1}{1,2}$	1,55	1,95
3. Легированные стали всех марок	0,6—1,4 (достигается при цементации в средах с неконтролируемым углеродным потенциалом и закалке с применением средств против обезуглероживания)	56—63	800 (80)	$\frac{0,8}{0,65}$	$\frac{1,1-1,2}{1,15-1,3}$	$\frac{1,2}{1,25}$	1,65	2,05

Продолжение табл. 12

Легированные стали	Концентрация углерода на поверхности, %	Твердость зубьев на поверхности HRC	σ^0_{Flimb} [1], МПа (кгс/мм²)	K_{Fg} [3]	K_{Fd}: дробь, ролики [4]	K_{Fd}: электрохимическая обработка [5]	S' [6] при вероятности неразрушения: 0,99	S' [6] при вероятности неразрушения: св. 0,99
4. Стали, содержащие никель более 1% (например, стали марок 20Х2Н4А, 20ХН3А, 18Х2Н4ВА по ГОСТ 4543—71)	Возможно обезуглероживание (производится при закалочном нагреве в атмосфере воздуха или продуктах сгорания смеси углеводородов с воздухом)	55—63	800 (80)	0,8 / 0,65	1,1—1,2 / 1,15—1,3	1,2 / 1,25	1,75	2,2
5. Прочие легированные стали (например стали марок 18ХГТ, 30ХГТ по ГОСТ 4543—71)			700 (70)	0,8 / 0,7			1,75	2,2

[1] Значения σ^0_{Flimb} установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

а) толщина диффузионного слоя у переходной поверхности зубьев находится в пределах $(0{,}28m—0{,}007m^2)\pm0{,}2$ мм; данную формулу применяют при расчете колес с модулями до 20 мм. Толщину диффузионного слоя рекомендуется определять на отожженных шлифах как толщину слоя до структуры сердцевины;

б) твердость сердцевины зубьев, измеренная у их основания, находится в пределах HRC 30—45;

в) зерно исходного аустенита в диффузионном слое не грубее балла 5 по ГОСТ 5639—65.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения σ^0_{Flimb} снижать на 25%.

Марку стали и технологию химико-термической обработки выбирают, исходя из требуемой прочности зубьев с учетом экономических факторов. Не всегда целесообразно выполнять условия 1, так как это может быть связано с дополнительными издержками производства.

Значения σ^0_{Flimb} установлены для условий плавного изменения напряжений на переходной поверхности и не касаются спектра нагружения, для которого характерно наличие ударных нагрузок. Если в спектр включены ударные нагрузки, то независимо от технологии химико-термической обработки предпочтительнее применять стали с высоким содержанием никеля.

[2] Для сталей с содержанием хрома более 1% и никеля более 1%, закаливаемых после высокого отпуска, принимают $\sigma^0_{Flimb}=950$ МПа (кгс/мм²), если высокий отпуск проводится в безокислительной среде.

[3] Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов или острой шлифовочной ступеньки на переходной поверхности.

[4] Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочненных дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Максимальные значения K_{Fd} следует принимать при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

[5] Значения K_{Fd} установлены для условий бескоррозионной электрохимической обработки, проводимой для удаления слоя интенсивного обезуглероживания и слоя внутреннего окисления. Данные в знаменателе принимают в случае, если электрохимическая обработка проводится после шлифования переходной поверхности. Если электрохимической обработке подвергается колесо со шлифовочной ступенькой на зубе, то принимают $K_{Fd}=1$

[6] Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения S' в индивидуальном порядке.

Таблица 13

Определение параметров $\sigma^0_{F\lim b}$, K_{Fg}, K_{Fd}, S' для нитроцементованных зубчатых колес

Легированные стали	Концентрация углерода на 1 поверхности, %	Концентрация азота на поверхности, %	Твердость зубьев на поверхности HRC	$\sigma^0_{F\lim b}$ [2], МПа (кгс/мм²)	K_{Fg} [3]	K_{Fd} [4]	S' [5] при вероятности неразрушения	
							0,99	св. 0,99
1. Хромомарганцевые стали, содержащие молибден, закаливаемые с нитроцементационного нагрева (например, сталь марки 25ХГМ по ГОСТ 4543—71)	0,7—1,0	0,15—0,3	57—63	1000 (100)	0,7	$\frac{1,0}{1-1,35}$	1,55	1,95
2. Стали, не содержащие молибден, закаливаемые с нитроцементационного нагрева (например, сталь марки 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х по ГОСТ 4543—71)	0,7—1,0	0,15—0,5	57—63	750 (75)	0,75	$\frac{1,05—1,1}{1,1—1,35}$	1,55	1,95

[1] Концентрация углерода достигается при контроле и автоматическом регулировании углеродного потенциала карбюризатора и атмосферы для нагрева при закалке.

[2] Значения $\sigma^0_{F\lim b}$ установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

а) толщина диффузионного слоя у переходной поверхности зубьев $0{,}13m$—$0{,}2m$, но не более 1,2 мм (применять нитроцементацию для зубчатых колес с модулем более 8 мм без специальных испытаний не рекомендуется). Толщину диффузионного слоя рекомендуется определять на отожженных шлифах как толщину слоя до структуры сердцевины;

б) твердость сердцевины зубьев, измеренная у их основания, должна быть HRC 30—45;

в) зерно исходного аустенита в диффузионном слое не грубее балла 6 по ГОСТ 5639—65.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения $\sigma^0_{F\lim b}$ уменьшить на 25%. Наличие темной составляющей в структуре диффузионного слоя не допускается. Значения $\sigma^0_{F\lim b}$ справедливы для плавного изменения напряжений на переходной поверхности и не касаются спектра нагружения, для которого характерно наличие ударных нагрузок.

[3] Данные установлены для случаев, когда гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов или острой шлифовочной ступеньки на переходной поверхности. Если эти условия не гарантированы, то значение K_{Fg} уменьшают на 25%.

[4] Данные в знаменателе в скобках принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Максимальные значения K_{Fd} следует принимать при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

[5] Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения S' в индивидуальном порядке.

Таблица 14

Определение параметров $\sigma^0_{F\lim b}$, K_{Fg}, K_{Fd}, S' для зубчатых колес из отожженной, нормализованной и улучшенной стали, зубчатых колес, закаленных при объемном нагреве, и азотированных зубчатых колес

Стали	Способ термической или химико-термической обработки	Твердость зубьев		$\sigma^0_{F\lim b}$ [1], МПа (кгс/мм²)	K_{Fg} [2]	K_{Fa} [3]	S' [4] при вероятности неразрушения	
		на поверхности	в сердцевине у основания				0,99	Св. 0,99
1. Углеродистые и легированные стали, содержащие углерод более 0,15 % (например, стали марок 40, 45 по ГОСТ 1050—60, стали марок 40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2МА, 18Х2Н4ВА по ГОСТ 4543—71)	Нормализация, улучшение	НВ 180—350		$1{,}8H_{HB}$ ($0{,}18H_{HB}$)	1,1	$\frac{1,1—1,3}{1,1—1,3}$	1,75	2,2
2. Легированные стали, содержащие углерод 0,4—0,55% (например, стали марок 40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2М по ГОСТ 4543—71)	Объемная закалка с применением средств против обезуглероживания	HRC 45—55		600 (60)	$\frac{0,9}{0,75}$	$\frac{1,05—1,15}{1,1—1,2}$	1,75	2,2

Продолжение табл. 14

Стали	Способ термической или химико-термической обработки	Твердость зубьев		[1] $\sigma^0_{F\lim b}$, МПа (кгс/мм²)	[2] K_{Fg}	[3] K_{Fa}	S' [4] при вероятности неразрушения	
		на поверхности	в сердцевине у основания				0,99	Св. 0,99
3. Легированные стали, содержащие никеля более 1 % (например, стали марок 40ХН, 50ХН, 40ХН2МА по ГОСТ 4543—71)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	HRC 45—55		550 (55)	1,0 / 0,8	1,1—1,3 / 1,1—1,2	1,85	2,3
4. Прочие легированные стали (например, стали марок 40Х, 40ХФА по ГОСТ 4543—71)				500 (50)				
5. Стали, содержащие алюминий	Азотирование	HV 700—950	HRC 24—40	300+ +1,2 $H^{серд}_{HRC}$	—	1,0	1,75	2,2
6. Прочие легированные стали		HV 550—750	HRC 24—40	(30+ +1,2$H^{серд}_{HRC}$)				

[1] Значения $\sigma^0_{F\lim b}$ установлены для азотированных зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

а) толщина диффузионного слоя для зубчатых колес из сталей с алюминием равна 0,07 m—0,1 m, для зубчатых колес из прочих легированных сталей равна 0,1 m—0,13 m;

б) в структуре диффузионного слоя отсутствует замкнутая нитридная сетка или ε-фаза.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения $\sigma^0_{F\lim b}$ уменьшить на 20 %.

[2] Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов, микротрещин или острой шлифовочной ступеньки.

[3] Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Максимальные значения K_{Fd} следует принимать при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

[4] Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения S' в индивидуальном порядке.

Таблица 15

Определение параметров $\sigma^0_{F\lim b}$, K_{Fg}, K_{Fd}, S' для зубчатых колес, закаленных при нагреве ТВЧ

Стали	Форма закаленного слоя	Твердость зубьев		[1] $\sigma^0_{F\lim b}$, МПа (кгс/мм²)	[5] K_{Fg}	[6] K_{Fd}	S' [7] при вероятности неразрушения	
		на переходной поверхности	в сердцевине				0,99	Св. 0,99
1. Стали пониженной прокаливаемости, содержащие углерод 0,5—0,6 % (например, сталь марки У6 по ГОСТ 1435—54, сталь марки 55ПП)	Закаленный слой повторяет очертания впадины	HRC 58—62	HRC 28—35	900 [2] (90)	0,75 / 0,55	1,0 / 1,1—1,2	1,75	2,2
2. Стали специальные легированные, содержащие углерод 0,6 % (например, стали марок 60ХВ, 60Х, 60ХН)		HRC 54—60	HRC 25—35	750 [3] (75)	0,8 / 0,7	1,0 / 1,1—1,2	1,75	2,2

Продолжение табл. 15

Стали	Форма закаленного слоя	Твердость зубьев		$\sigma^0_{F\,\lim b}$ [1], МПа (кгс/мм^2)	K_{Fg} [5]	K_{Fd} [6]	S' [7] при вероятности неразрушения	
		на переходной поверхности	в сердцевине				0,99	Св. 0,99
3. Стали легированные, содержащие углерод 0,35—0,5 % и никель 1 % и более (например, стали марок 40ХН, 40ХН2МА по ГОСТ 4543—71)	Закаленный слой повторяет очертания впадины	HRC 48—58	HRC 25—35	700 (70)		1,05—1,1 / 1,1—1,2		
4. Прочие легированные стали, содержащие углерод 0,35—0,45 % (например, стали марок 40Х, 35ХМ по ГОСТ 4543—71)				600 (60)				
5. Стали легированные, содержащие углерод 0,35—0,45 % и никель 1 % и более (например, стали марок 40ХН, 40ХН2МА по ГОСТ 4543—71)	Закаленный слой распространяется на все сечение зуба и часть тела колеса под основанием зуба и впадины	HRC 48—55		600[4] (60)	1,0 / 0,8	1,15—1,35 / 1,1—1,2	1,75	2,2
6. Прочие легированные стали, содержащие углерод 0,35—0,45 % (например, стали марок 40Х, 35ХМ по ГОСТ 4543—71)				500[4] (50)				
7. Стали углеродистые и легированные	Закаленный слой обрывается на переходной поверхности или вблизи нее	Незакаленной части зуба НВ 200—300		400 (40)		1,2—1,4 / 1,1—1,3		

[1] Значения $\sigma^0_{F\,\lim b}$ установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

а) толщина закаленного слоя (до структуры сердцевины) у переходной поверхности $0{,}2m$—$0{,}4\ m$;

б) в структуре закаленного слоя отсутствует феррит.

Если хотя бы одно условие не выполняется, то следует приведенные в таблице значения $\sigma^0_{F\,\lim b}$ уменьшать на 30 %.

[2] Форма закаленного слоя, повторяющего очертания впадины между зубьями, достигается на зубчатых колесах с модулем 6 мм и более при глубинном индукционном электронагреве и охлаждении в быстродвижущемся потоке воды с самоотпуском.

[3] Форма закаленного слоя, повторяющего очертания впадины между зубьями, может быть получена при индукционном электронагреве токами двух частот.

[4] Значения $\sigma^0_{F\,\lim b}$ установлены для зубчатых колес, для которых выполнены следующие условия:

а) толщина закаленного слоя (до структуры сердцевины) под основанием впадины между зубьями $0{,}5\ m$—$1{,}0\ m$;

б) в структуре закаленного слоя отсутствует феррит.

Если хотя бы одно условие не выполняется, следует приведенные в таблице значения $\sigma^0_{F\,\lim b}$ уменьшать на 25 %.

[5] Данные в знаменателе принимают, если не гарантировано отсутствие шлифовочных прижогов или острой шлифовочной ступеньки на переходной поверхности.

[6] Данные в знаменателе принимают для зубчатых колес, упрочняемых дробью или роликами после шлифования переходной поверхности или шлифования с образованием ступеньки на переходной поверхности.

Максимальные значения K_{Fd} принимают при оптимальных режимах деформационного упрочнения.

[7] Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения S' в индивидуальном порядке.

6. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ЗУБЬЕВ ПРИ ИЗГИБЕ

6.1. Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров и не может заменить проведение расчета на выносливость зубьев при изгибе по п. 6.

Исходными данными для проектировочного расчета являются:

циклограмма нагружения (табл. 2, п. 20);

параметр $\psi_{bd}=\frac{b_w}{d_{w1}}$ или межосевое расстояние a_w;

число зубьев шестерни z_1;

угол наклона зуба $\beta=0$ или $\beta\neq 0$;

коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta>1$ или $\varepsilon_\beta<1$;

способ термической или химико-термической обработки и твердость рабочих поверхностей зубьев.

6.2. Расчет производится для шестерни.

6.3. Ориентировочное значение модуля (m), мм, при заданном параметре ψ_{bd} вычисляют по формуле

$$m=K_m\sqrt[3]{\frac{T_{1F}K_{F\beta}}{z_1^2\psi_{bd}\sigma_{FP1}}Y_{F1}},$$

где K_m — вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_m=14$; для косозубых ($\varepsilon_\beta>1$) и шевронных передач $K_m=11{,}2$; для косозубых ($\varepsilon_\beta<1$) передач $K_m=12{,}5$.

Ориентировочное значение модуля (m), мм, при заданном межосевом расстоянии a_w вычисляют по формуле

$$m=K_{ma}\frac{T_{1F}(u+1)Y_{F1}}{a_w b_w\sigma_{FP1}},$$

где K_{ma} — вспомогательный коэффициент.

Для прямозубых передач $K_{ma}=1400$; для косозубых передач ($\varepsilon_\beta<1$) $K_{ma}=1100$; для косозубых ($\varepsilon_\beta>1$) и шевронных передач $K_{ma}=850$.

6.4. Исходную расчетную нагрузку (T_{1F}), Нм (кгс·м), определяют в соответствии с указаниями п. 5.2.

6.5. Коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра $\psi_{bd}=\frac{b_w}{d_{w1}}$ по графику (черт. 24).

6.6. Допускаемое изгибное напряжение (σ_{FP}), МПа (кгс/мм²) определяют по формуле

$$\sigma_{FP}=0{,}4\,\sigma^0_{F\lim b}K_{FL},$$

где $\sigma^0_{F\lim b}$ — базовый предел выносливости зубьев, определяемый в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по табл. 12—15.

Коэффициент долговечности K_{FL} определяют в соответствии с указаниями табл. 11, п. 11.5.

Примечание. Для реверсивных зубчатых передач σ_{FP} уменьшить на 25 %.

6.7. Коэффициент, учитывающий форму зуба Y_F, определяют по графику (черт. 27).

7. РАСЧЕТ НА МАЛОЦИКЛОВУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

7.1. Предотвращение излома зубьев от малоцикловой усталости при плавном и ударном нагружении гарантируется с заданной степенью вероятности при сопоставлении расчетного напряжения σ_{FL}, МПа (кгс/мм²), с допускаемым напряжением σ_{FPL}, МПа (кгс/мм²), при соблюдении условия

$$\sigma_{FL}=Y_F Y_\varepsilon Y_\beta\frac{w_{FtL}}{m}\leqslant\sigma_{FPL}, \qquad (13)$$

где w_{FtL} — удельная расчетная окружная сила, Н/мм (кгс/мм), определяемая по формуле

$$w_{FtL}=F_{FtL}\frac{K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}}{b_w}=\frac{2000T_{1FL}}{b_w d_1}K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}.$$

Примечание. Под расчетным понимается максимальное местное напряжение, вызываемое расчетной нагрузкой на переходной поверхности зубьев из упругого материала со стороны растяжения.

Расчет по формуле (13) производится для менее прочного зубчатого колеса передачи. При одинаковой ширине зубчатых венцов шестерни и колеса ($b_1=b_2$) можно для определения расчетных напряжений в одном из элементов передачи пользоваться соотношением $\frac{\sigma_{FL1}}{\sigma_{FL2}}=\frac{Y_{F1}}{Y_{F2}}$.

7.2. Коэффициенты Y_F, Y_ε, Y_β, $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv} вычисляют по формулам, приведенным в разд. 5, поэтому можно пользоваться зависимостью

$$\sigma_{FL}=\sigma_F\cdot\frac{T_{1FL}}{T_{1F}}.$$

7.3. За исходную расчетную нагрузку T_{1FL}, Нм (кгс·м), принимают при ступенчатой циклограмме каждую из ступеней с соответствующим ей на циклограмме числом циклов, если оно не превышает 10^5; при этом производится отдельная проверка прочности по каждой степени. При плавной циклограмме нагружения следует производить расчет при 10^3, 10^4 и 10^5 числах циклов, приняв за исходные те расчетные нагрузки, которые на циклограмме нагружения соответствуют указанным числам циклов.

7.4. Допускаемое напряжение (σ_{FPL}), МПа (кгс/мм²) определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{FPL}=\frac{\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}K_{FLg}K_{FLd}}{S_{FL}}\,Y_S\,Y_{RL}\,Y_{xF}, \qquad (14)$$

где коэффициенты Y_S и K_{xF} определяют соответственно по подпунктам 3 и 5 табл. 11, а все остальные параметры, входящие в формулу (14), определяют по табл. 16.

Таблица 16

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Исходное предельное напряжение, не вызывающее излома зубьев от малоцикловой усталости, МПа (кгс/мм²)	$\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}$	Определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки и числа циклов перемены напряжений по табл. 17. Если суммарное число циклов перемены напряжений при расчетной нагрузке находится в промежутке между установленными в табл. 17 числами циклов, то для определения $\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}$ пользуются линейной интерполяцией по логарифмам соседних значений чисел циклов, приведенных в табл. 17, и логарифмам соответствующих значений $\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}$. **Пример.** Требуется применительно к зубчатым колесам группы 4 (см. табл. 17) определить $\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}$ для числа циклов перемены напряжений $4\cdot10^2$. По табл. 17 для чисел циклов 10^2 и 10^3 находим соответствующие значения $\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}$, а именно $\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}=2100$ МПа, $\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}=1700$ МПа. Определяем логарифмы для чисел 10^2; $4\cdot10^2$; 10^3; 2100; 1700, равные соответственно 2; 2,20; 3; 3,145; 3,131. По правилам линейной интерполяции логарифм искомого $\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}$ равен $$\lg\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}=3{,}145-\frac{3{,}145-3{,}131}{3-2}(2{,}20-2)=3{,}142,$$ откуда $\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}=2000$ МПа. Значения $\sigma_{F\,\mathrm{lim}L}$ можно принять отличающимися от приведенных в табл. 17, если это оправдано стендовыми или натурными испытаниями спроектированных зубчатых колес или их моделей
2. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	K_{FLg}	Для зубчатых колес с нешлифуемыми зубьями $K_{FLg}=1$ В остальных случаях определяют по табл. 17 в зависимости от способа термической обработки и числа циклов перемены напряжений с применением линейной интерполяции, как указано в п. 1 настоящей таблицы
3. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности	K_{FLd}	Для зубчатых колес без упрочнения переходной поверхности $K_{FLd}=1$
4. Коэффициент безопасности	S_{FL}	Определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки и заданной вероятности неразрушения по табл. 17. Значения S_{FL} можно принять отличающимися от установленных, если это оправдано статистическими характеристиками по фактическим данным
5. Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности	Y_{RL}	$Y_{RL}=1$

Таблица 17

Определение параметров $\sigma_{F\,lim\,L}$, K_{Fg}, K_{Fd}, S_{FL}

Стали	Способ и условия термической или химико-термической обработки зубьев	Твердость зубьев		Толщина диффузионного или закаленного слоя	1 $\sigma_{F\,lim\,L}$, МПа(кгс/мм²) при числе циклов перемены напряжений				K_{FgL} при числе циклов перемены напряжений			3 K_{Fd} при числе циклов перемены напряжений			4 S_{FL} при вероятности неразрушения	
		на поверхности	в сердцевине у основания		10^2	10^3	10^4	10^5	10^2 и 10^3	10^4	10^5	10^2 и 10^3	10^4	10^5	0,99	Св. 0,99
1. Легированные стали, содержащие никель более 1 %	Цементация. Закалка с применением средств против обезуглероживания	HRC 57—62	HRC 30—45	(0,28 m—0,007 m^2) ±0,2 мм	2650[2] (265)	2150[2] (215)	1650 (165)	1100 (110)	1,1	0,9	0,85	0,95 / 0,95	1,05 / 1,05	1,1 / 1,1	1,55	1,98
2. Прочие легированные стали					2100[2] (210)	1750[2] (175)	1350	1000								
3. Легированные стали, содержащие никель более 1 %	Цементация. Закалка в условиях, допускающих обезуглероживание	HRC 56—62			2650[2] (265)	2100[2] (210)	1450 (145)	1000 (100)					1,15 / 1,15	1,3 / 1,3	1,75	2,2
4. Прочие легированные стали					2100 (210)	1700 (170)	1250 (125)	900 (90)								
5. Легированные стали, содержащие молибден (например, сталь марки 25ХГМ по ГОСТ 4543—71)	Нитроцементация. Закалка с нитроцементационного нагрева с применением средств против обезуглероживания, деазотации	HRC 57—62 (содержание азота 0,15—0,3 %)	HRC 30—45	0,13m—0,2 m, но не более 1,2 мм	2650 (265)	2200 (220)	1700 (170)	1350 (135)	0,95	0,85	0,75	0,95 / 1,0	1,05 / 1,3	1,1 / 1,6	1,55	1,95
6. Прочие легированные стали		HRC 57—62 (содержание азота 0,15—0,5 %)				1950 (195)	1550 (155)	1100 (110)								
7. Легированные стали, содержащие алюминий	Азотирование	HV 700—950	HRC 24—31	0,07 m—0,1 m	1700 (170)	1300 (130)	1000 (100)	750 (75)	—	—	—	—	—	—	1,75	2,2
8. Легированные стали, содержащие алюминий			HRC 32—40		1800 (180)	1400 (140)	1100 (110)	850 (85)								
9. Легированные стали, не содержащие алюминий		HV 500—700	HRC 24—31	0,1 m—0,13 m	1900 (190)	1450 (145)	1100 (110)	800 (80)								
10. Легированные стали, не содержащие алюминий			HRC 32—40		2100 (210)	1600 (160)	1200 (120)	900 (90)								

Продолжение табл. 17

Стали	Способ и условия термической или химико-термической обработки зубьев		Твердость зубьев: на поверхности	Твердость зубьев: в сердцевине	Толщина диффузионного или закаленного слоя	1 $\sigma_{F\,lim\,L}$, МПа(кгс/мм²) при числе циклов перемены напряжений: 10^2	10^3	10^4	10^5	K_{FgL} при числе циклов перемены напряжений: 10^2 и 10^3	10^4	10^5	3 K_{Fd} при числе циклов перемены напряжений: 10^2 и 10^3	10^4	10^5	4 S_{FL} при вероятности неразрушения: 0,99	Св. 0,99
11. Стали пониженной прокаливаемости (например, сталь марки У6 по ГОСТ 1435—54, сталь марки 55ПП)	Закалка при нагреве ТВЧ	Закаленный слой повторяет очертания впадины между зубьями	HRC 58—62	HRC 28—35	0,2 m—0,4 m	—	—	—	—	1,1	1,0	1,0	—	—	—	1,75	2,2
12. Легированные стали, содержащие никель 1 % и более			HRC 48—60	HRC 25—35		2500 (250)	1750 (175)	1250 (125)	900 (90)								
13. Прочие легированные стали						2200 (220)	1600 (160)	1100 (110)	750 (75)								
14. Легированные стали, содержащие никель 1 % и более		Закаленный слой распространяется на все сечение зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием зуба и впадины	HRC 48—55		—	2800 (280)	1950 (195)	1252 (125)	850 (85)				0,95 / 0,95	1,15 / 1,15	1,25 / 1,25		
15. Прочие легированные стали					—	2500 (250)	1650 (165)	1100 (110)	700 (70)								
16. Легированные и углеродистые стали		Закаленный слой обрывается на переходной поверхности или вблизи нее	HB 200—300		—	2000 (200)	1400 (140)	900 (90)	600 (60)								
17. Легированные стали, содержащие никель 1 % и более	Закалка при объемном нагреве		HRC 45—55		—	2800 (280)	1900 (190)	1200 (120)	800 (80)	1,0	1,0	1,0	—	—	—		
18. Прочие легированные стали					—	2500 (250)	1650 (165)	1100 (110)	700 (70)								

[1] Значения $\sigma_{F\,lim\,L}$ установлены на основании результатов испытаний зубьев на малоцикловую ударную прочность. Использование этих значений в расчете на малоцикловую изломную прочность при плавном приложении нагрузки гарантирует дополнительную надежность против излома зубьев.

Если расчет ведется для случая плавного (безударного) приложения нагрузки, то $\sigma_{F\,lim\,L}$ для числа циклов перемены напряжений 10^5 определяют по формуле $\sigma_{F\,lim\,L}=\sigma^0_{F\,lim\,b}\,K_{FL}$, где $\sigma^0_{F\,lim\,b}$ определяют по табл. 12—15, а K_{FL} —по табл 11, п. 1,5. В этом же случае S'_{FL} принимать равным S'_F в табл. 8, 9, 10 и 11.

[2] Для зубчатых колес, закаливаемых с повторного нагрева, значения увеличивать на 15%.

[3] Данные в знаменателе установлены для зубчатых колес со шлифуемой переходной поверхностью.

[4] Для передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения S_{FL} в индивидуальном порядке.

8. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ

8.1. Предотвращение остаточных деформаций или хрупкого излома зубьев от действия максимальной нагрузки гарантируется с заданной степенью вероятности при сопоставлении наибольшего расчетного напряжения σ_{FM}, МПа (кгс/мм²), с допускаемым напряжением $\sigma_{F\,\lim M}$, МПа (кгс/мм²), при соблюдении условия

$$\sigma_{FM}=Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \frac{w_{FtM}}{m} \leqslant \sigma_{FPM}, \qquad (15)$$

где w_{FtM} — наибольшая за срок службы расчетная окружная сила, Н/мм (кгс/мм), определяемая по формуле

$$w_{FtM}=F_{FtM}\frac{K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}}{b_\omega}=\frac{2000T_{1FM}}{b_\omega d_1}K_{F\alpha}K_{F\beta}K_{Fv}.$$

Примечание. Под расчетным понимается максимальное местное напряжение, вызываемое расчетной нагрузкой на переходной поверхности зубьев из упругого материала со стороны растяжения.

Расчет по формуле (15) производится для менее прочного зубчатого колеса передачи. При одинаковой ширине зубчатых венцов шестерни и колеса ($b_1=b_2$) можно для определения расчетных напряжений в одном из элементов передачи пользоваться соотношением

$$\frac{\sigma_{FM1}}{\sigma_{FM2}}=\frac{Y_{F1}}{Y_{F2}}.$$

8.2. За исходную расчетную нагрузку T_{1FM}, Н·м (кгс·м) принимают максимальную из действующих за расчетный срок службы (согласно циклограмме нагружения).

8.3. Коэффициенты Y_F, Y_ε, Y_β; $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$, K_{Fv} вычисляют по формулам, приведенным в разд. 5, поэтому можно пользоваться зависимостью

$$\sigma_{FM}=\sigma_F\frac{T_{1FM}}{T_{1F}}.$$

8.4. Допускаемое напряжение σ_{FPM}, МПа (кгс·мм²) определяют отдельно для шестерни и для колеса по формуле

$$\sigma_{FPM}=\frac{\sigma_{F\,\lim M}K_{FMg}K_{FMd}}{S_{FM}}Y_S Y_{RM}K_{xF}, \qquad (16)$$

где коэффициенты Y_S и K_{xF} определяют соответственно по подпунктам 3 и 5 табл. 1, коэффициент $Y_{RM}=1$, а все остальные параметры, входящие в формулу (16), определяют по табл. 18

Таблица 18

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, МПа (кгс/мм²)	$\sigma_{F\,\lim M}$	Определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки и числа циклов перемены напряжений по табл. 19. Примечание. Значения $\sigma_{F\,\lim M}$ можно принять отличающимися от приведенных в табл. 19, если это оправдано стендовыми или натурными испытаниями спроектированных зубчатых колес или их моделей
2. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	K_{FMg}	
3. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения переходной поверхности	K_{FMd}	Для колес с твердостью поверхностей зубьев более HRC 45 принимают $K_{FMd}=0{,}95$, в остальных случаях $K_{FMd}=1$
4. Коэффициент безопасности	S'_{FM}	Определяют в зависимости от способа термической или химико-термической обработки и заданной вероятности неразрушения по табл. 19. Значения S'_{FM} можно принять отличающимися от приведенных в табл. 19, если это оправдано статистическими характеристиками по фактическим данным

Таблица 19

Определение параметров $\sigma_{F\,lim M}$, K_{FMg}, S'_{FM} для зубчатых колес с различной обработкой материала

Стали	Способ и условия термической или химико-термической обработки зубьев	Твердость зубьев: на поверхности	Твердость зубьев: в сердцевине	Толщина диффузионного или закаленного слоя	$\sigma_{F\,lim M}$, МПа (кгс/мм²)	K_{FMg} [1]	S'^{2}_{FM} [2] при вероятности неразрушения: 0,99	S'^{2}_{FM} [2] при вероятности неразрушения: Св. 0,99
1. Легированные стали, содержащие никель 1 % и более	Цементация. Закалка с цементационного нагрева	HRC 56—62	HRC 30—45	$(0{,}28\,m - 0{,}007\,m^2) \pm 0{,}02$ мм	2650 (265)	1,0 / 1,1	1,75	2,2
2. Прочие легированные стали					2100 (210)			
3. Легированные стали, содержащие никель 1 % и более	Цементация. Закалка с повторного нагрева				3100 (310)			
4. Прочие легированные стали					2100 (210)			
5. Легированные стали	Нитроцементация			$0{,}13m - 0{,}2\,m$, но не более 1,2 мм	2650 (265)	1,1 / 1,0		
6. Легированные стали, содержащие алюминий	Азотирование	HV 700—950	HRC 24—40	$0{,}07\,m - 0{,}1\,m$	2000 (200)	—		
7. Легированные стали, не содержащие алюминий		HV 500—700		$0{,}1\,m - 0{,}13\,m$	1750 (175)			
8. Легированные стали, содержащие никель 1 % и более	Закалка при нагреве ТВЧ. Закаленный слой повторяет очертания впадины между зубьями	HRC 48—60	HRC 30—35	$0{,}2\,m - 0{,}4\,m$	2500 (250)	1,0 / (1,1)	1,75	2,2
9. Прочие легированные стали			HRC 25—29		2200 (220)			
10. Легированные стали, содержащие никель 1 % и более	Закаленный слой распространяется на все сечение зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием зуба и впадины	HRC 48—55		$0{,}5\,m - 1\,m$ (под основанием впадины)	2800 (280)			
11. Прочие легированные стали					2500 (250)			
12. Легированные и углеродистые стали	Закаленный слой обрывается у переходной поверхности	Твердость незакаленной части зуба НВ 200—300		—	6 $H_{НВ}$ (0,6 $H_{НВ}$)			
13. Легированные стали, содержащие никель 1 % и более	Закалка при объемном нагреве	HRC 45—50	—	—	2800 (280)	1,0 / (1,0)	1,75	2,2
14. Прочие легированные стали					2450 (245)			
15. Легированные и углеродистые стали	Нормализация, улучшение	НВ 180—350	—	—	4,8 $H_{НВ}$ (0,48 $H_{НВ}$)	—		

[1] Данные в знаменателе в скобках принимают для зубчатых колес со шлифуемой переходной поверхностью.

[2] Для зубчатых передач особо высокой ответственности допускается устанавливать значения S'_{FM} в индивидуальном порядке.

Таблица 20

Алфавитный указатель буквенных обозначений

Обозначения	Наименования параметров	Номера пунктов
	Латинский алфавит	
a_w	Межосевое расстояние, мм	Табл. 2, п. 7
$b_к$	Ширина канавки между полушевронами, мм	Табл. 2, п. 20
b_w	Рабочая ширина венца, мм	Табл. 2, п. 5
d_{a1}, d_{a2}	Диаметры вершин зубьев соответственно шестерни и колеса, мм	Табл. 2 п. 9
d_{u1}, d_{u2}	Диаметры окружности верхних граничных точек однопарного зацепления соответственно шестерни и колеса, мм	Табл. 2, п. 10
d_{w1}, d_{w2}	Начальные диаметры соответственно шестерни и колеса, мм	Табл. 2, п. 8
E_1, E_2	Модули упругости материалов соответственно шестерни и колеса, МПа (кгс/мм^2)	Табл. 3, п. 3;
F_{Ft}	Исходная окружная сила, Н (кгс)	Табл. 10, п. 1
F_{FtL}	То же	П. 7.1
F_{FtM}	То же	П. 8.1
F_{Ht}	То же	Табл. 3, п. 4
f_{pb1}, f_{pb2}	Абсолютные значения предельного отклонения шага зацепления соответственно шестерни и колеса, мкм	Табл. 2, п. 16
$G_{\Sigma t}$	Суммарная удельная жесткость сопряженных зубьев, Н/мм^2 (кгс/мм^2)	Табл. 3, п. 6.1.2
g_0	Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	Табл. 3, п. 7.1.2
H_1, H_2	Твердость поверхности зуба (средняя) соответственно шестерни и колеса	Табл. 2, п. 24
$H_1^{сердц}$, $H_2^{сердц}$	Твердость сердцевины зуба (средняя) соответственно шестерни и колеса	Табл. 2, п. 25
K_d, K_a	Вспомогательные коэффициенты, используемые в проектировочном расчете на контактную выносливость при вычислении значений соответственно d_{w1} и a_w	П 3.2
K_{Fc}	Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	Табл. 11, п. 1.4
K_{Fd}	Коэффициент учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности зуба	Табл. 11, п. 1.3
K_{Fg}	Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба	Табл. 11, п. 1.2
K_{FL}	Коэффициент долговечности	Табл. 11, п. 1.5
K_{FLd}	Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности	Табл. 16, п. 3;
K_{FMd}	То же	табл. 18, п. 3
K_{FLg}	Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности	Табл. 16, п. 2;
K_{FMg}	То же	табл. 18, п. 2
K_{Fv}	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	Табл. 10, п. 4
K_{Fw}	Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	Табл. 10, п. 3.2
$K_{F\alpha}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	Табл. 10, п. 2
$K_{F\beta}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца	Табл. 10, п. 3
$K_{F\beta}$	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зуба в начальный период работы передачи	Табл. 10, п. 3.1
K_{HL}	Коэффициент долговечности	Табл. 7, п. 1.2
K_{HR}	Коэффициент, учитывающий режим нагружения	Табл. 7, п. 1.3
K_{HV}	Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	Табл. 3, п. 7
K_{Hw}	Коэффициент, учитывающий приработку зубьев	Табл. 3, п. 6.2
$K_{H\alpha}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	Табл. 3, п. 5
$K_{H\beta}$	Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца	Табл. 3, п. 6
$K^0_{H\beta}$	Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца в начальный период работы передачи	Табл. 3, п. 6.1
K_L	Коэффициент, учитывающий влияние смазки	Табл. 7, п. 5
K_m	Коэффициент, используемый в проектировочном расчете на выносливость при изгибе	П. 6.2
K_{xF}	Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	Табл. 11, п. 5
K_{xH}	Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	Табл. 7, п. 6
m	Модуль, мм	Табл. 2, п. 2
m_F	Показатель кривой усталости	Табл. 11, п. 1.5.1
N_{FE}	Эквивалентное число циклов перемен напряжений	Табл. 11, п. 1.5.2
N_{FO}	Базовое число циклов перемен напряжений	Табл. 11, п. 1.5.1

Продолжение табл. 20

Обозначения	Наименования параметров	Номера пунктов
N_{HE}	Эквивалентное число циклов перемен напряжений	Табл. 7, п. 1.2.2
N_{H0}	Базовое число циклов перемен напряжений	Табл. 7, п. 1.2.1
N_{Σ}	Суммарное число циклов перемен напряжений	Табл. 2, п. 20
$n_{цi}$	Число циклов перемен напряжений за время действия нагрузки T_{1i}	Табл. 7, п. 1.2.2
$n_{ц1}$, $n'_{ц1}$	Число циклов перемен напряжений за время действия нагрузок соответственно T_{1F} и T'_{1F}	Табл. 11, п. 1.4.3
S_F	Коэффициент безопасности	Табл. 11, п. 2;
S_{FL}	То же	табл. 16, п. 4;
S_{FM}	То же	табл. 18, п. 4
S'_F	Коэффициент безопасности, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса и ответственность зубчатой передачи	Табл. 11, п. 2.1
S''_F	Коэффициент безопасности, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса	Табл. 11, п. 2.2
S_M	Коэффициент безопасности	Табл. 7, п. 2
T_{1i}	Нагрузка, соответствующая i-й ступени циклограммы нагружения, Н·м (кгс·м)	Табл. 7, п. 1.2.2
T_{1F}	Исходная расчетная нагрузка, Н·м (кгс·м)	П. 5.2;
T_{1FL}	То же	п. 7.3;
T_{1FM}	То же	п. 8.2
T'_{1F}	Исходная расчетная нагрузка, действующая при реверсе передачи, Н · м (кгс · м)	Табл. 11, п. 1.4.2
T_{1max}, T_{1min}	Наибольшая и наименьшая нагрузки по циклограмме нагружения, Н·м (кгс · м)	Табл. 2, п. 20
T_{1H}	Исходная расчетная нагрузка, Н · м (кгс · м)	П. 2.2
u	Передаточное число	Табл. 2, п. 6
v	Окружная скорость, м/с	Табл. 2, п. 18
w_{Ft}	Удельная расчетная окружная сила, Н·м/мм (кгс/мм)	П. 5.1;
w_{FtL}	То же	п. 7.1;
w_{FtM}	То же	п. 8.1
w_{FV}	Удельная окружная динамическая сила, Н/мм (кгс/мм)	Табл. 10, п. 4.1
w_{Hm}	Удельная средняя окружная сила, Н/мм (кгс/мм)	Табл. 3, п. 7.1
w_{Ht}	Удельная расчетная окружная сила, Н/мм (кгс/мм)	П. 2.1
w_{HV}	Удельная окружная динамическая сила, Н/мм (кгс/мм)	Табл. 3, п. 7.1
x_1, x_2	Коэффициент смещения соответственно шестерни и колеса	Табл. 2, п. 4
Y_F	Коэффициент, учитывающий форму зуба	Табл. 10, п. 5
Y_R	Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба	Табл. 11, п. 4
Y_{RL}	Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба	Табл. 16, п. 5
Y_{RM}	Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности зуба	П. 8.4
Y_S	Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала и концентрации напряжений	Табл. 11, п. 3
Y_{β}	Коэффициент, учитывающий наклон зуба	Табл. 10, п. 7
Y_{ε}	Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	Табл. 10, п. 6
Z_H	Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев	Табл. 3, п. 1
Z_M	Коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных зубчатых колес, $Н^{1/2}$· мм ($кгс^{1/2}$· мм)	Табл. 3, п. 2
Z_R	Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев	Табл. 7, п. 3
Z_v	Коэффициент, учитывающий окружную скорость	Табл. 7, п. 4
Z_{ε}	Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	Табл. 3, п. 3
z_1, z_2	Число зубьев соответственно шестерни и колеса	Табл. 2, п. 1
z_v	Эквивалентное число зубьев	Табл. 10, п. 5
	Греческий алфавит	
α_{tw}	Угол зацепления	Табл. 3, п. 1
β	Угол наклона	Табл. 2, п. 3
β_b	Основной угол наклона	Табл. 3, п. 1
γ_{Fc}	Коэффициент, учитывающий влияние амплитуд напряжений противоположного знака	Табл. 11, п. 1.4.1
γ_{Σ}	Суммарный угол между проекциями осей зубчатых колес на плоскость зацепления	Табл. 3, п. 6.1.1

Продолжение табл. 20

Обозначения	Наименования параметров	Номера пунктов
Δ_y	Коэффициент уравнительного смещения	Табл. 10, п. 2
δ_F δ_H	Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев	Табл. 10, п. 4.1.1; табл. 3, п. 7.1.1
δ_{y1}, δ_{y2}	Толщина упрочненного слоя соответственно шестерни и колеса ,мм	Табл. 2, п. 23
δ_I , δ_{II}	Коэффициенты, учитывающие геометрические параметры зацепления при расчете σ_{HP} для косозубых и шевронных передач	Табл. 9, п. 1
ε_{a1}, ε_{a2}	Составляющие коэффициента торцового перекрытия, определяемые начальными головками зубьев соответственно шестерни и колеса	Табл. 2, п. 12
ε_α	Коэффициент торцового перекрытия	Табл. 2, п. 11
ε_β	Коэффициент торцового перекрытия	Табл. 2, п. 13
μ_K	Коэффициент увеличения допускаемого контактного напряжения для поверхностей головок зубьев шестерни и колеса относительно значения σ_{HP} для полюса	Табл. 9, п. 2.1
ν	Коэффициент Пуассона	Табл. 3, п. 2
ν_F ν_H	Динамическая добавка	Табл. 10, п. 4
θ	Вспомогательный параметр при расчете коэффициента $K_{F\alpha}$	Табл. 10, п. 2
λ	Параметр, учитывающий распределение нагрузки между парами зацепляющихся зубьев	Табл. 10, п. 2
σ_F σ_{FL}	Расчетное напряжение на переходной поверхности, МПа (кгс/мм²)	П. 5.1; п. 7.1
σ_{Flim}	Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений, МПа (кгс/мм²)	Табл. 11, п. 1
σ_{FlimL}	Исходное предельное напряжение, не вызывающее излома зубьев от малоцикловой усталости, МПа (кгс/мм²)	Табл. 16, п. 1
σ_{FlimM}	Предельное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или крупного излома, МПа (кгс/мм²)	Табл. 18, п. 1
σ_{Flimb}	Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа (кгс/мм²)	Табл. 11, п. 1.1
σ_{FM}	Расчетное напряжение на переходной поверхности, МПа (кгс/мм²)	П. 8.1
σ_{FP}	Допускаемое напряжение в расчете на выносливость при изгибе, МПа (кгс/мм²)	П. 5.4
σ_{FPL}	Допускаемое напряжение в расчете на малоцикловую выносливость при изгибе, МПа (кгс/мм²)	П. 7.4
σ_{FPM}	Допускаемое напряжение в расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой, МПа (кгс/мм²)	П. 8.4
σ_H	Расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления, МПа (кгс/мм²)	П. 2.1
$\sigma_{H\text{гл}}$	Расчетное глубинное контактное напряжение, МПа (кгс/мм²)	П. 2.5
σ_{Hlim}	Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемен напряжений, МПа (кгс/мм²)	Табл. 7, п. 1
σ^0_{Hlim}	Предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемен напряжений, МПа (кгс/мм²)	Табл. 4, п. 1.1
σ_{Hmax}	Расчетное контактное напряжение при действии максимальной нагрузки, МПа (кгс/мм²)	П. 4.2
σ_{HP}	Допускаемое контактное напряжение, МПа (кгс/мм²)	П. 2.3
σ_{HPmax}	Допускаемое предельное контактное напряжение, МПа (кгс/мм²)	П. 4.3
σ_{HPI}, σ_{HPII}	Допускаемые контактные напряжения соответственно для зоны I и зоны II, МПа (кгс/мм²)	Табл. 9, п. 2
σ_{T1} , σ_{T2}	Пределы текучести материала соответственно шестерни и колеса, МПа (кгс/мм²)	Табл. 2, п. 26
ψ_{ba}, ψ_{bd}	Вспомогательные параметры	П. 3.1

Примечания:

1. Приняты следующие основные буквенные обозначения расчетных параметров:

F — расчетная окружная сила, Н (кгс);

K — коэффициент, учитывающий влияние каких-либо факторов при расчетах как прочности активных поверхностей зубьев, так и при расчетах на прочность зубьев при изгибе;

N — число циклов перемен напряжений;

S — коэффициент безопасности;

T — расчетная нагрузка (крутящий момент), Н · м (кгс · м);

w — удельная окружная сила, Н/мм (кгс/мм);

Y — коэффициент, учитывающий влияние каких-либо факторов только при расчете на предотвращение излома;

Z — коэффициент, учитывающий влияние каких-либо факторов только при расчете прочности активных поверхностей зубьев;

σ — напряжение, МПа (кгс/мм²).

2. Приняты следующие основные и дополнительные индексы для буквенных обозначений расчетных параметров:

F — основной индекс, относящийся ко всем видам расчетов на прочность зубьев при изгибе;

H — основной индекс, относящийся ко всем видам расчетов на прочность активных поверхностей зубьев;
L — дополнительный индекс, относящийся к расчетам на малоцикловую выносливость при изгибе;
M — дополнительный индекс, относящийся к расчетам на прочность при действии максимальной нагрузки;
P — дополнительный индекс, относящийся к допускаемым напряжениям;
дополнительные индексы M и L, относящиеся к расчетам на контактную выносливость и на выносливость при изгибе, не проставляют;
1 — относящийся к шестерне;
2 — относящийся к колесу;
отсутствие цифрового индекса означает отношение к любому зубчатому колесу передачи.

9. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

9.1. Исходные данные для расчета приведены в табл. 21.
9.2. Пример расчета на контактную выносливость приведен в табл. 22.
9.3. Пример расчета на выносливость при изгибе зуба приведен в табл. 23.

Таблица 21

Исходные данные		Обозначения	Расчет на контактную выносливость	Расчет на выносливость при изгибе	Указания
1. Число зубьев	шестерни	z_1	32	32	Определены по ГОСТ 16532—70
	колеса	z_2	64	64	
2. Модуль, мм		m	5	5	
3. Угол наклона, град.		β	16°15′	16°15′	
4. Коэффициент смещения	шестерни	x_1	0	0	
	колеса	x_2	0	0	
5. Рабочая ширина венца, мм		b_w	60	60	
6. Передаточное число		u	2	2	
7. Межосевое расстояние, мм		a_w	250	250	
8. Начальный диаметр, мм	шестерни	d_{w1}	166,7	333,3	
	колеса	d_{w2}	333,3	333,3	
9. Диаметр вершин зубьев, мм	шестерни	d_{a1}	176,7	176,7	
	колеса	d_{a2}	343,3	343,3	
10. Диаметр окружности верхних граничных точек однопарного зацепления, мм	шестерни	d_{u1}	—	168,0	
	колеса	d_{u2}		335,3	
11. Коэффициент торцового перекрытия		ε_α	1,63	1,63	
12. Составляющая коэффициента торцового перекрытия, определяемая начальными головками зубьев	шестерни	ε_{a1}	0,788	—	
	колеса	ε_{a2}	0,844	—	

Продолжение табл. 21

Исходные данные		Обозначения	Расчет на контактную выносливость	Расчет на выносливость при изгибе	Указания
13. Коэффициент осевого перекрытия		ε_β	1,07	1,07	
14. Наличие модификации профиля зуба		—	Нет	Нет	
15. Степень точности передачи по нормам плавности по ГОСТ 1643—72		—	7	7	
16. Абсолютное значение отклонения шага зацепления, мкм	шестерни	f_{pb1}	—	19	
	колеса	f_{pb2}	—	20	
17. Шероховатость поверхности по ГОСТ 2789—73	шестерни	—	класс 7	класс 7	
	колеса	—	класс 6	класс 6	
18. Окружная скорость, м/с		v	15,7	15,7	
19. Ширина канавки между полушевронами, мм		b_k	—	—	
20. Циклограмма нагружения $T_1=f(n_{ц1})$		—	Постоянная нагрузка $T_1=1970$ Н·м $N_\Sigma=3{,}88\cdot10^9$ циклов		
21. Марка стали	шестерни	—	Сталь марки 25ХГМ по ГОСТ 4543—71		Определены по ГОСТ 16532—70
	колеса	—			
22. Способ упрочняющей обработки	шестерни	—	Нитроцементация хромомарганцевых сталей с молибденом с закалкой с нитроцементационного нагрева		
	колеса	—			
23. Толщина упрочненного слоя, мм	шестерни	δ_{y1}	0,8—1,1	—	
	колеса	δ_{y2}	0,8—1,1	—	
24. Твердость поверхности зуба (средняя)	шестерни	H_1	HRC 59	HRC 59	
	колеса	H_2	HRC 59	HRC 59	
25. Твердость сердцевины зуба (средняя)	шестерни	$H_1^{сердц}$	—	HRC 36	
	колеса	$H_2^{сердц}$	—	HRC 36	
26. Предел текучести материала, МПа	шестерни	$\sigma_{т1}$	1000	—	
	колеса	$\sigma_{т2}$	1000	—	

Таблица 22

Наименования параметров	Обозначения	Номер таблицы или пункта	Расчетные формулы, указания по определению и числовые значения
1. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев	Z_H	Табл. 3, п. 1	По черт. 2 для $\beta = 16°15'$ и $x_1+x_2=0$ $Z_H=1{,}71$
2. Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес $H^{1/2}$/мм	Z_M	Табл. 3, п. 2	Для стальных зубчатых колес $Z_M=275$
3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий	Z_ε	Табл. 3, п. 3	По черт. 3 для $\varepsilon_\alpha=1{,}63$ и $\varepsilon_\beta>1$ $Z_\varepsilon=0{,}783$
4. Исходная расчетная нагрузка, Н·м	T_{1H}	П. 3.2	Нагрузка постоянная $T_{1H}=1970$
5. Исходная расчетная окружная сила, Н	F_{Ht}	Табл. 3, п. 4	$F_{Ht}=\frac{2000T_{1H}}{d_{w1}}=\frac{2000\ 1970}{166{,}7}=23600$
6. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Табл. 3, п. 5	По черт. 4 для 7-й степени точности и окружной скорости $v=15{,}7$ м/с $K_{H\alpha}=1{,}10$
7. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца	$K_{H\beta}$	Табл. 3, п. 6	По черт. 5 при $H_1>$НВ 350 и $H_2>$НВ 350 для схемы 3 и параметра $\psi_{bd}=\frac{b_{w1}}{d_{w1}}=\frac{60}{166{,}7}=0{,}36$ $K_{H\beta}=1{,}11$
8. Коэффициент, учитывающий влияние проявления погрешностей зацепления на динамическую нагрузку	δ_H	Табл. 5	При твердости $H_1>$НВ 350 и $H_2>$НВ 350, для косых зубьев $\delta_H=0{,}004$
9. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	g_0	Табл. 6	При 8-й степени точности по нормам плавности и модуле $m=5$ $g_0=5{,}3$
10. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{HV}	Табл. 3, п. 7.1	$w_{HV}=\delta_H g_0 v\sqrt{\frac{a_w}{u}}=0{,}004\cdot 53\ 15{,}7\sqrt{\frac{250}{2}}=372$
11. Динамическая добавка	ν_H	Табл. 3, п. 7	$\nu_H=\frac{w_{HV}b_w d_{w1}}{2000T_{1F}\ K_{H\alpha}K_{H\beta}}=\frac{372\cdot 60\cdot 166{,}7}{2000\cdot 1970\cdot 1{,}1\cdot 1{,}11}=0{,}08$
12. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	K_{HV}	Табл. 3 п. 7	$K_{HV}=1+\nu_H=1+0{,}08=1{,}08$
13. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ht}	П. 2.1	$w_{Ht}=F_{Ht}\frac{K_{H\alpha}\cdot K_{H\beta}\cdot K_{HV}}{b_w}=23600\ \frac{1{,}10\cdot 1{,}11\cdot 1{,}08}{60}=516$
14. Расчетное напряжение, МПа	σ_H	П. 2.1	$\sigma_H=Z_H Z_M Z_\varepsilon\sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{w1}}\cdot\frac{u+1}{u}}=$ $=1{,}71\ 275\cdot 0{,}783\sqrt{\frac{51{,}6}{166{,}7}\cdot\frac{2+1}{2}}=793$

Продолжение табл. 22

Наименования параметров	Обозначения	Номер таблицы или пункта	Расчетные формулы, указания по определению и числовые значения
15. Пределы контактной выносливости поверхности зуба, соответствующие базовому числу циклов, МПа	$\sigma_{H\lim b1(2)}$	Табл. 8	Для цементации при средней твердости поверхности зубьев HRC 59 $\sigma_{H\lim b_1}=\sigma_{H\lim b_2}=23\,H_{HRC}=23\cdot 59=1360$
16. Эквивалентное число циклов перемен напряжений	$N_{HE1(2)}$	Табл. 7, п. 1.2.2	Для постоянной нагрузки $N_{HE}=N_{\Sigma}$ $N_{HE1}=3880\cdot 10^6$ $N_{HE2}=1940\cdot 10^6$
17. Базовое число циклов перемен напряжений	$N_{HO1(2)}$	Табл. 7, п. 1.2.1	По черт. 13 твердость HRC 59 соответствует НВ 600. По черт. 10 для твердости $H_1=H_2=$НВ 600 $N_{HO1}=N_{HO2}=140\cdot 10^6$
18. Коэффициент долговечности	$K_{HL1(2)}$	Табл. 7, п. 1.2	Так как $N_{HE1}>N_{HO1}$ и $N_{HE2}>N_{HO2}$, то $K_{HL1}=1$ и $K_{HL2}=1$
19. Предел контактной выносливости поверхности зуба соответствующий эквивалентному числу циклов, МПа	$\sigma_{H\lim1(2)}$	Табл. 7, п. 1	$\sigma_{H\lim}=\sigma^0_{H\lim}K_{HL}$ $\sigma_{H\lim1}=\sigma_{H\lim2}=1360\cdot 1=1360$
20. Коэффициент безопасности	$S_{H(1(2)}$	Табл. 7, п. 2	Для поверхностно упрочненных зубьев $S_{H1}=S_{H2}=1{,}2$
21. Коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев	Z_R	Табл. 7, п. 3	Для класса шероховатости 6 $Z_R=0{,}95$
22. Коэффициент, учитывающий окружную скорость	$Z_{v1(2)}$	Табл. 7, п. 4	По графику на черт. 11 для $H>$НВ 350 при $v=15{,}7$ м/с $Z_{v1}=Z_{v2}=1{,}06$
23. Коэффициент, учитывающий влияние смазки	K_L	Табл. 7, п. 5	$K_L=1$
24. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса	$K_{xH1(2)}$	Табл. 7, п. 6	Так как $d_{w1}<700$ и $d_{w2}<700$, то $K_{xH1}=1$ и $K_{xH2}=1$
25. Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса, МПа	$\sigma_{HP1(2)}$	П. 2.3	$\sigma_{HP}=\frac{\sigma_{H\lim}}{S_H}Z_R Z_v K_L K_{xH}$ $\sigma_{HP1}=\sigma_{HP2}=\frac{1360}{1{,}2}0{,}95\cdot 1{,}06\cdot 1\cdot 1=1140$
26. Коэффициенты, учитывающие геометрические параметры зацепления	ε_{a1} $\delta_{\rm I}$ ε_{a2} $\delta_{\rm II}$	П. 2.4	Для передачи без смещения по черт. 16 $\beta=16°15'$; $z_1=32$ и $u=2$ $\varepsilon_{a1}\delta_{\rm I}=0{,}80$ $\varepsilon_{a2}\delta_{\rm II}=0{,}70$

Продолжение табл. 22

Наименования параметров	Обозначения	Номер таблицы или пункта	Расчетные формулы, указания по определению и числовые значения
27. Коэффициент увеличения допускаемого контактного напряжения для поверхностей головок зубьев шестерни	$\mu_{K1(2)}$	Табл. 9, п. 2.1	По черт. 20 для H=НВ 600 $\mu_{k1}=\mu_{k2}=1,22$
28. Допускаемое контактное напряжение для зоны I, где головки зубьев шестерни зацепляются с ножками зубьев колеса, МПа	σ_{HPI}	Табл. 9, п. 2	Принимается меньшее из двух значений $\mu_{k1}\sigma_{HP1}=1,22\cdot1140=1380$ и $\sigma_{HP2}=1140$ $\sigma_{HP1}=\sigma_{HP2}=1140$
29. Допускаемое контактное напряжение для зоны II, где головки зубьев колеса зацепляются с ножками зубьев шестерни, МПа	σ_{HPII}	Табл. 9, п. 2	Принимается меньшее из двух значений $\sigma_{HP1}=1140$ и $\mu_{k2}\sigma_{HP2}=1,22\cdot1140=1380$ $\sigma_{HPII}=\sigma_{HP1}=1140$
30. Условное допускаемое контактное напряжение для косозубой передачи, МПа	σ_{HP}	П. 2.4	$\sigma_{HP}=\sqrt{\frac{\varepsilon_{a1}\delta_I\ \sigma^2_{HP1}+\varepsilon_{a2}\delta_{II}\ \sigma^2_{HPII}}{\varepsilon_\alpha}}=$ $=\sqrt{\frac{0,80\cdot1140^2+0,70\cdot1140^2}{1,49}}=1140$
31. Сопоставление расчетного σ_H и допускаемого σ_{HP} напряжения	—	П. 2.1	$\sigma_H=793<\sigma_{HP}=1140$, следовательно, условие прочности выполнено

Выявление необходимости расчета на глубинную прочность

32. Приведенный радиус кривизны профилей в полюсе зацепления, мм	ρ_w	П. 2.5	$\rho_w=\frac{0,17\ d_{w1}\cdot u}{(u+1)\cos^2\beta}=\frac{0,17\cdot166,7\cdot2}{(2+1)\cdot0,99^2}=19,3$
33. Вспомогательный параметр	φ	П. 2.5	$\varphi=\frac{\delta_y\cdot10^4}{\rho_w\cdot H^{\text{сердц}}_{HB}}=\frac{0,8\cdot10^4}{19,3\cdot335}=1,2$
34. Коэффициент приведения глубинных касательных напряжений к предельным глубинным нормальным напряжениям	A_φ	П. 2.5	По графику на черт. 21 для $\varphi=1,2$ $A_\varphi=5,8$
35. Глубинное расчетное напряжение, МПа	$\sigma_{Hгл.}$	П. 2.5	$\sigma_{H\,гл.}=0,48\ A_\varphi H^{\text{сердц}}_{HB}=0,48\cdot5,8\cdot335=932$
36. Выявление необходимости проводить расчет на глубинную прочность	—	П. 2.5	$\sigma_H=79,3<\sigma_{Hгл}=932$, следовательно, можно не проводить расчет на глубинную прочность

Таблица 23

Наименования параметров	Обозначения	Номер таблицы или пункта	Расчетные формулы, указания по определению и числовые обозначения
1. Исходная расчетная нагрузка, Н·м	T_{1F}	П. 5.2	Нагрузка постоянная $T_{1F}=1970$
2. Исходная расчетная окружная сила, Н	F_{Ft}	Табл. 10, п. 1	$F_{Ft}=\frac{2000\cdot T_{1F}}{d_1}=\frac{2000\cdot 1970}{166,7}=23600$
3. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	Табл. 10, п. 2	Для косозубой передачи 7-й степени точности $K_{F\alpha}=\frac{6+(\varepsilon_\alpha-1)(n-3)}{6\varepsilon_\alpha}=\frac{6+(1,63-1)(7-3)}{6\cdot 1,63}=0,855$
4. Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца	$K_{F\beta}$	Табл. 10, п. 3	По черт. 24 при $H_1>$НВ 350 и $H_2>$НВ 350 для схемы 3 и параметра $\psi_{bd}=0,36$ $K_{F\beta}=1,19$
5. Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и профильной модификации зубьев	δ_F	Табл. 10, п. 4.1.1	Для косозубой передачи $\delta_F=0,006$
6. Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса	g_0	Табл. 6	Для $m=5$ и 7-й степени точности $g_0=53$
7. Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Fv}	Табл. 10, п. 4.1	$w_{Fv}=\delta_F g_0 v\sqrt{\frac{a_w}{u}}=0,006\cdot 53\cdot 15,71\sqrt{\frac{250}{2}}=55,9$
8. Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении	K_{Fv}	Табл. 10, п. 4	$K_{Fv}=1+\nu_F=1+\frac{w_{Fv}b_w d_1}{2000T_{1F}K_{F\alpha}\cdot K_{F\beta}}=$ $=1+\frac{55,9\cdot 60\cdot 166,7}{2000\cdot 1970\cdot 0,76\cdot 1,19}=1,15$
9. Коэффициент, учитывающий форму зуба	Y_{F1}	Табл. 10, п. 5	По графику на черт. 27 для шестерни $Z_{v1}=\frac{z_1}{\cos^3\beta}=\frac{32}{0,885}=36,2$ и $x_1=0$ $Y_{F1}=3,73$
10. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев	Y_ε	Табл. 10, п. 6	Для косозубых шестерен $Y_\varepsilon=1$
11. Коэффициент, учитывающий наклон зубьев	Y_β	Табл. 10, п. 7	Для $\beta=16°26'$ $Y_\beta=1-\frac{\beta^\circ}{140}=1-\frac{16°26'}{140}=0,87$
12. Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ft}	П. 5.1	$w_{Ft}=F_{Ft}\cdot\frac{K_{F\alpha}\cdot K_{F\beta}\cdot K_{Fv}}{b_w}=23600\frac{0,76\cdot 1,19\cdot 1,15}{60}=410$
13. Расчетное напряжение на переходной поверхности, МПа	σ_F	П. 5.1	$\sigma_F=Y_F\cdot Y_\varepsilon\cdot Y_\beta\frac{w_{Ft}}{m}$ $\sigma_F=3,73\cdot 1\cdot 0,87\frac{410}{5}=265$
14. Предел изломной выносливости зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений для шестерни, МПа	σ^0_{Flimb1}	Табл. 13	Для нитроцементованных зубчатых колес из стали марки 25ХГН $\sigma^0_{F\,lim\,b_1}=1000$

Продолжение табл. 23

Наименования параметров	Обозначения	Номер таблицы или пункта	Расчетные формулы, указания по определению и числовые значения
15. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба шестерни	K_{Fg1}	Табл. 13	Для шестерни с нешлифованными зубьями $K_{Fg1}=1$
16. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности для шестерни	K_{Fd1}	Табл. 13	Для шестерни, не упрочняемой дробью $K_{Fd1}=1$
17. Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки	K_{Fc}	Табл. 11, п. 1.4	При одностороннем приложении нагрузки $K_{Fc}=1$
18. Эквивалентное число циклов перемены напряжений для шестерни	N_{FE1}	Табл. 11, п. 1.5.2	Для постоянной нагрузки $N_{FE}=N_{\Sigma}$ $N_{FE1}=3888\cdot10^6$
19. Базовое число циклов перемены напряжений	N_{FO1}	Табл. 11, п. 1.5.1	$N_{FO1}=4\cdot10^6$
20. Коэффициент долговечности для шестерни	K_{FL1}	Табл. 7, п. 1.5	При $N_{FE1}=3888\cdot10^6 > N_{FO}\cdot4\cdot10^6$ $K_{FL1}=1$
21. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений, МПа	σ_{Flim}	Табл. 7, п. 1	$\sigma_{Flim}=\sigma^0_{F\,lim}\cdot K_{Fg}\cdot K_{Fx}\cdot K_{Fc}\cdot K_{FL}=1000\cdot1\cdot1\cdot1\cdot1=1000$
22. Коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса и ответственность зубчатой передачи, для шестерни	S'_{F1}	Табл. 7, п. 2.1	Для вероятности неразрушения более 0,99 $S'_{F1}=1,95$
23. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки шестерни	S''_{F1}	Табл. 7, п. 2.2	Для поковки $S''_{F1}=1$
24. Коэффициент безопасности для шестерни	S_{F1}	Табл. 7, п. 2	$S_F=S'_F\cdot S''_F=1,95$
25. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений	Y_S	Табл. 7, п. 3	По графику на черт. 26 для $m=5$ мм $Y_S=0,96$
26. Коэффициент, учитывающий шероховатости переходной поверхности	Y_R	Табл. 7, п. 4	Для зубофрезерования при классе шероховатости поверхности не ниже ▽4 $Y_R=1$
27. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса	K_{xF}	Табл. 7, п. 5	По графику на черт. 27 для $d_a=176,66$ $K_{xF}=1$
28. Допускаемое напряжение при расчете на выносливость, МПа	σ_{FP}	Табл. 7, п. 5.3	$\sigma_{FP}=\frac{\sigma_{Flim}}{S_F}\cdot Y_S\cdot Y_R\cdot K_{xF}=\frac{1000}{1,95}\cdot0,96\cdot1\cdot1=492$
29. Сопоставление расчетного и допускаемого σ_{FP} напряжений	—	—	$\sigma_F=277<\sigma_{FP}=492$, таким образом выносливость зубьев при изгибе гарантируется с вероятностью неразрушения более 99%

Примечание. Расчет произведен для шестерни как для более слабого элемента зубчатой передачи.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Справочное

РАСЧЕТ НА ПРЕДОТВРАЩЕНИЕ ГЛУБИННОГО КОНТАКТНОГО РАЗРУШЕНИЯ

1. Расчет производится для азотированных, цементированных и нитроцементированных зубчатых колес (отдельно для шестерни и колеса).

2. При сопоставлении расчетного σ_H, МПа (кгс/мм²) и допускаемого предельного глубинного контактных напряжений $\sigma_{HP\,гл}$, МПа (кгс/мм²), должно выполняться условие

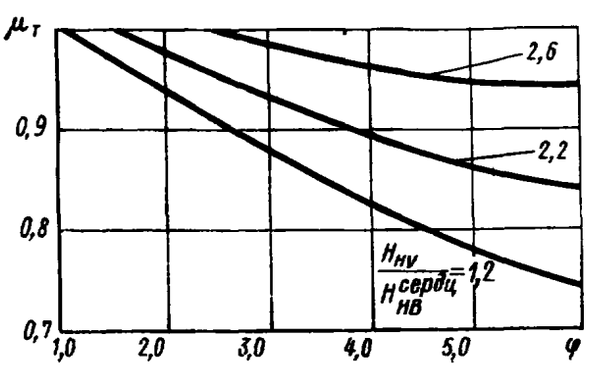
$$\sigma_{HP\,гл}=1,07H_{HB}^{сердц}A_{\varphi}\,\mu_T K_{HL\,гл}>1,4\sigma_H \qquad (1)$$

$$(\sigma_{HP\,гл}=0,107H_{HO}^{сердц}A_{\varphi}\,\mu_T K_{HL\,гл}>1,4\sigma_H).$$

Величины, входящие в формулу, определяют по таблице.

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Коэффициент приведения глубинных касательных напряжений к предельным глубинным нормальным напряжениям	A_{φ}	Определяют по графику, приведенному на черт. 21 приложения 1, в зависимости от вспомогательного параметра $\varphi=\frac{\delta_y\cdot 10^4}{\rho_{пр}H_{HB}^{сердц}}$
2. Коэффициент, учитывающий возможность возникновения трещин не в сердцевине, а в упрочненном слое	μ_T	Определяется по графику, приведенному на чертеже, в зависимости от отношения $\frac{H_{HV}}{H_{HB}^{сердц}}$ и вспомогательного параметра φ
3. Коэффициент, учитывающий число циклов напряжений рассчитываемого зубчатого колеса в расчетах на глубинные разрушения	K_{HL}	$K_{HL}=\sqrt[18]{\frac{N_{Oгл}}{N_{Eгл}}}$ При $N_{Oгл}<N_{Eгл}$ $K_{HLгл}=1$
3.1. Базовое число циклов глубинных напряжений	$N_{Oгл}$	$N_{Oгл}=(0,0133H_{HB}^{сердц}-1)\cdot 10^7$
3.2. Эквивалентное число циклов напряжений рассчитываемого зубчатого колеса при проверке на глубинные разрушения	$N_{Eгл}$	Определяется по п. 1.2.2 табл. 7 приложения 1 с заменой в формуле показателя степени 3 на 9
4. Расчетное напряжение в полюсе зацепления, МПа (кгс/мм²)	σ_H	Определяется по формуле (1) приложения 1

График для определения коэффициента μ_T



ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Справочное

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ $K_{H\beta}$ И $K_{F\beta}$

1. Дополнительные исходные данные для расчета коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименования параметров		Обозначения
1. Расстояние между опорами валов, мм	шестерни	L_1
	колеса	L_2
2. Расстояние от середины ширины венца зубчатого колеса до ближайшей опоры со стороны подвода крутящего момента, мм	для шестерни	L_{b1}
	для колеса	L_{b2}
3. Минимальный диаметр вала шестерни, мм		d_{f1}
4. Внутренний диаметр подшипника шестерни на валу, мм	шестерни	d_{n1}
	колеса	d_{n2}
5. Допуск на направление зуба по ГОСТ 1643—72, мкм		F_β

2. Коэффициент $K_{H\beta}$ при расчете на контактную выносливость определяют по формуле

$$K_{H\beta}=1+(K_w K_{H3}+K_\Delta \pm K_b)K_{Hw}. \quad (1)$$

Величины, входящие в формулу (1), определяют по табл. 2.

3. Коэффициент $K_{F\beta}$ при расчете на выносливость при изгибе определяют по формуле

$$K_{F\beta}=1+(K_w K_{F3}+K_\Delta \pm K_b)K_{Fw}. \quad (2)$$

Величины, входящие в формулу (2), определяют по табл. 3.

4. Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ вычисляют дважды:

а) для торца со стороны подвода крутящего момента; при этом в формулах (1), (2) и формулах табл. 2 пп. 1.1, 1.1.1, 2.1 принимают верхние знаки;

б) для торца противоположного подвода крутящего момента; при этом в формулах (1), (2) и формулах табл. 2 пп. 1.1, 1.1.1, 1.2.1 принимают нижние знаки.

В последующих расчетах на прочность следует принимать большие полученные значения $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$.

Таблица 2

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Коэффициент концентрации нагрузки	K_w	$K_w=K_K+K_f$
1.1. Коэффициент кручения шестерни и колеса	K_K	$K_K=0,04(1\pm3)\psi_{bd}^2 K_{Ku}K_T$
1.1.1. Коэффициент передаточного числа при кручении	K_{Ku}	Для одностороннего приложения момента к валам передачи $K_{Ku}=1+\frac{1}{u^2}$. Для разностороннего приложения моментов к валам передачи $K_{Ku}=1-\frac{1,25\pm0,75}{u^2}$
1.1.2. Коэффициент конструкции шестерни	K_T	Для прямозубых и косозубых вал-шестерен $K_T=1,0$. Для прямозубых и косозубых шестерен на неподвижной посадке $K_T=0,8$. Для прямозубых и косозубых шестерен на подвижной посадке $K_T=0,7$. Для шевронной передачи с односторонним подводом крутящего момента $K_T=0,5$. Для шевронной передачи с двухсторонним или серединным приложением крутящего момента $K_T=0,25$.

Продолжение табл. 2

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания
1.2. Коэффициент изгиба шестерни, колеса и их валов		K_f	$K_f = K_{f1} + K_{f2} K_{fu}$
1.2.1. Коэффициент изгиба зубчатого колеса и его вала	для шестерни	K_{f1}	Для зубчатого колеса, расположенного между опорами $K_f = 0{,}2\psi_{bd}^2 \psi_L \left(0{,}1\psi_{bd}^2 \pm \frac{1-2\psi_{Lb}}{\psi_{r1}}\right)$. Для зубчатого колеса, расположенного на консоли $K_f = \pm 0{,}3\psi_{bd}^4 \psi_L (0{,}9\psi_L + 1) \frac{\psi_{Lb}}{\psi_{r1}}$, где $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$; $\psi_L = \frac{L}{b_w}$ $\psi_{Lb} = \frac{L_b}{L}\psi_{r1} = \frac{d_{r1}}{d_{w1}}$
	для колеса	K_{f2}	
1.2.2. Коэффициент передаточного числа при изгибе		K_{fu}	$K_f = \frac{1}{u^2}$ При разностороннем расположении консольных валов шестерни и колеса K_{fu} берут со знаком минус
2. Коэффициент вида передачи		$K_{H\beta}$	Для прямозубой передачи $K_{H\beta} = 1{,}0$. Для косозубой передачи при $\varphi_{bd} \geqslant 0{,}3$, если шестерня расположена между опорами $K_{H\beta} = \frac{\psi_{bd}+0{,}25}{\psi_{bd}-0{,}2}$, если шестерня расположена на консоли $K_{H\beta} = \frac{\psi_{bd}}{\psi_{bd}-0{,}2}$. Для шевронной передачи $K_{H\beta} = 0{,}6$
3. Коэффициент точности передачи		K_A	$K_A = (1 - 0{,}3\psi_{bd}) \frac{F_\beta l_m}{F_{Ht}} \cos^2\beta$, где F_{Ht} определяют по табл. 3, п. 4 приложения 1
4. Коэффициент, учитывающий податливость подшипников передачи		K_b	$K_b = 50\sqrt{\psi_{ba}}(S_1 + S_2)\cos^2\beta$. Примечание. При разностороннем расположении консольных валов шестерни и колеса S_2 принимают со знаком минус
4.1. Относительное смещение на торце зубчатого колеса вследствие податливости опор его вала	для шестерни	S_1	$S = (2\psi_w \pm 1)\frac{K_t}{\psi_L}$. Примечание. Знак «минус» относится к случаю расположения зубчатого колеса между опорами, знак «плюс» — к консольному расположению
	для колеса	S_2	
4.1.1. Относительное смещение равнодействующей нагрузки от опоры со стороны подвода крутящего момента для вала зубчатого колеса	для шестерни	ψ_{w1}	$\psi_w = \psi_{Lb} - \frac{K_w^\tau - K_w^n}{10\psi_L}$, где K_w^τ и K_w^n — коэффициенты концентрации нагрузки, вычисленные по п. 1, соответственно для торца со стороны подвода крутящего момента и для противоположного торца
	для колеса	ψ_{w2}	
4.1.2. Коэффициент деформации подшипников вала зубчатого колеса	для шестерни	K_{t1}	Для роликовых подшипников $K_t = \frac{0{,}54}{d_n}$. Для шариковых подшипников $K_t = \frac{0{,}7}{\sqrt[3]{d_n^2}}$.
	для колеса	K_{t2}	
5. Коэффициент, учитывающий приработку зубьев		K_{Hw}	$K_{Hw} = 0{,}002H_{HB} + a_{Hv}$. где a_{Hv} принимают по графику, приведенному на чертеже. 1. При разных значениях твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса принимают наименьшую величину. 2. При твердости $H_{HB} <$ НВ 200 принимают $H_{HB} = 200$. 3. Если $K_{Hw} > 1$, то принимают $K_{Hw} = 1$.

График для определения коэффициента a_v

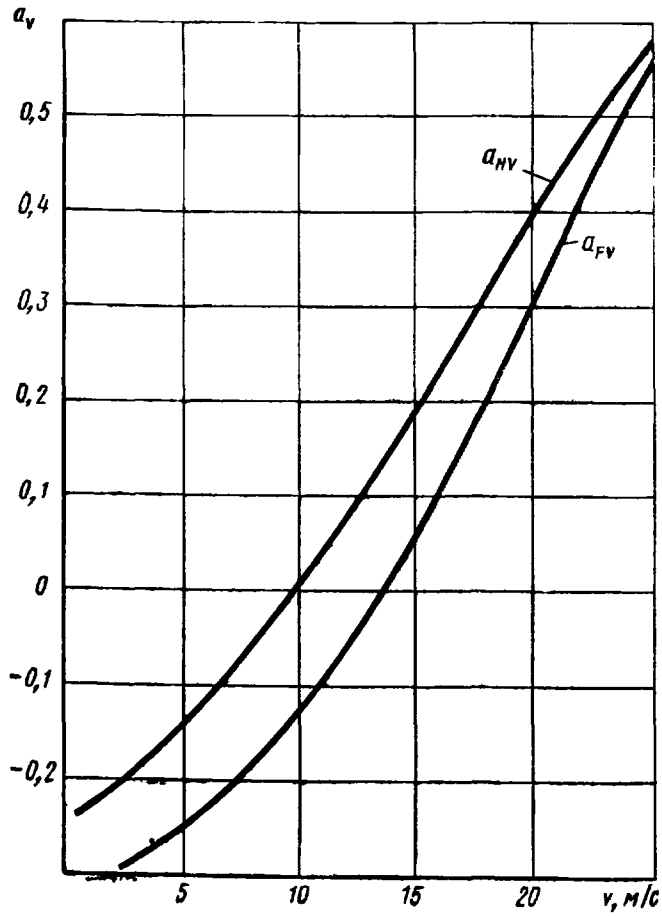


Таблица 3

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Коэффициент концентрации нагрузки	K_w	Определяют по табл. 2, п. 1
2. Коэффициент вида передачи	K_{F3}	Для прямозубой передачи $K_{F3}=\frac{0,6\psi_{bd}}{\psi_{bd}+0,1}$. Для косозубой передачи $K_{F3}=1$. Для шевронной передачи $K_{F3}=\frac{0,6\psi_{bd}}{\psi_{bd}+1,1}$
3. Коэффициент точности передачи	K_Δ	Определяют по табл. 2, п. 3 с заменой величины F_{Ht} на F_{Ft}, где F_{Ft} по табл. 6, п. 1 приложения 1
4. Коэффициент, учитывающий податливость подшипников передачи	K_b	Определяют по табл. 2, п. 4
5. Коэффициент приработки зубьев при расчете на изгиб	K_{Fw}	$K_{Fw}=0,002\ H_{HB}+a_{Fv}$, где a_{Fv} принимают по графику, приведенному на чертеже Примечания: 1. При разных значениях твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса принимают наименьшую ее величину. 2. При твердости $H<$ НВ 200 принимают $H=200$. 3. Если $K_{Fw}>1$, то принимают $K_{Fw}=1$

ПРИЛОЖЕНИЕ 4
Справочное

ТИПОВЫЕ РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ

1. В качестве типовых режимов нагружения, полученных на основе статистической обработки реальных режимов нагружения множества машин, приняты:

а) тяжелый режим — интегральная функция β-распределения

$$\Phi(\nu_i)=\frac{1}{B(a,b)}\int_0^{\nu_i}\nu_i^{a-1}(1-\nu_i)^{b-1}d\nu_i \qquad (1)$$

с параметрами $a=6$, $b=2$, $\nu_{cp}=0{,}75$;

б) средний — равновероятный, интегральная функция равновероятного распределения

$$\Phi(\nu_i)=\int_0^{\nu_i}d\nu_i \qquad (2)$$

с параметром $\nu_{cp}=0{,}5$;

в) средний — нормальный, интегральная функция нормального распределения

$$\Phi(\nu_i)=\frac{1}{S\sqrt{2\pi}}\int_{-\infty}^{\nu_i}e^{-\frac{(\nu_i-\nu_{cp})^2}{2S^2}}d\nu_i \qquad (3)$$

с параметрами $\nu_{cp}=0{,}5$, $S=0{,}167$;

г) легкий — интегральная функция γ - распределения

$$\Phi(\nu_i)=\frac{1}{\Gamma(\alpha)\beta^\alpha}\int_0^{\nu_i}\nu_i^{\alpha-1}e^{-\frac{\nu_i}{\beta}}d\nu_i \qquad (4)$$

с параметрами $\alpha=3$, $\beta=0{,}1$, $\nu_{cp}=0{,}3$.

В формулах (1)—(4)

$$\nu_i=\frac{T_i}{T_{1\max}}, \qquad \nu_{cp}=\frac{T_{1cp}}{T_{1\max}},$$

где T_{1cp} — среднее значение нагрузки, Н·м (кгс·м), представляющее собой высоту прямоугольника, площадь которого равна площади под циклограммой нагружения (черт. 1 приложения 1.)

2. Соответствие режима нагружения рассчитываемой передачи одному из типовых режимов устанавливается по подобию форм кривых (чертеж) и по средним значениям нагрузок. В качестве расчетного следует принимать типовой режим, более близкий к фактическому в области больших нагрузок.

3. Эквивалентные числа циклов определяют по следующим формулам:

а) при расчете на контактную выносливость

$$N_{HE}=\mu_3 N_\Sigma\left(\frac{T_{1\max}}{T_{1H}}\right)^3; \qquad (5)$$

б) при расчете на выносливость при изгибе

$$N_{FE}=\mu_6 N_\Sigma\left(\frac{T_{1\max}}{T_{1F}}\right)^6, \qquad (6)$$

если переходная поверхность шлифуется и твердость поверхности $H>$HRC 45, а также при нешлифованной переходной поверхности, независимо от твердости;

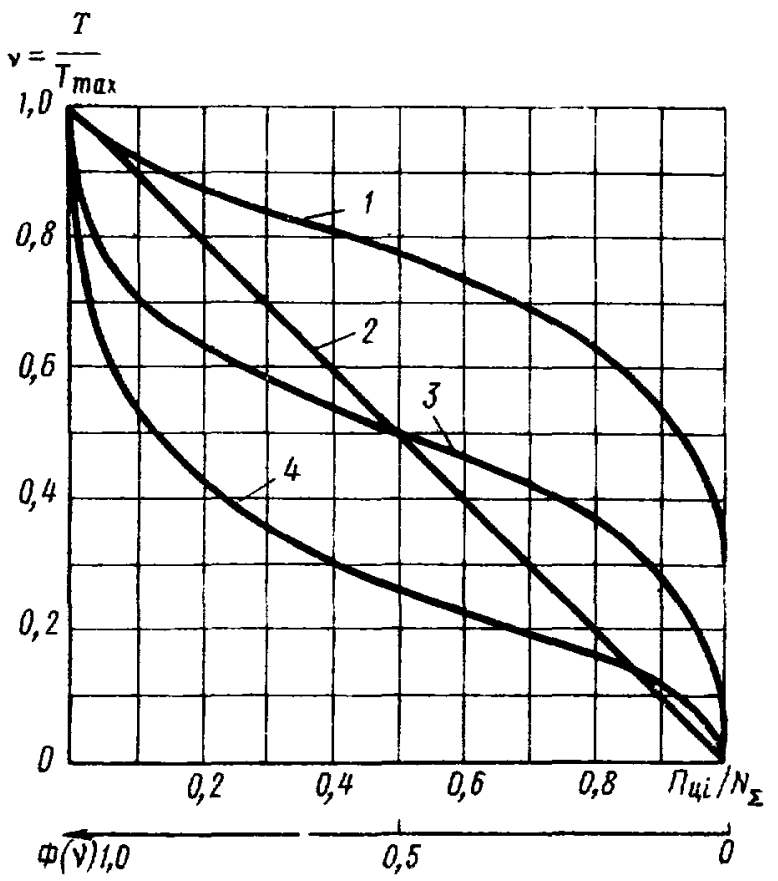
$$N_{FE}=\mu_9 N_\Sigma\left(\frac{T_{1\max}}{T_{1F}}\right)^9 \qquad (7)$$

в остальных случаях, включая упрочнение азотированием.

Значения коэффициентов μ_3, μ_6, μ_9 в формулах (5)—(7), характеризующих интенсивность типовых режимов нагружения, принимают по таблице.

Режимы нагружения	μ_3	μ_6	μ_9
Тяжелый (β-распределение)	0,466	0,270	0,175
Средний — равновероятный (равновероятное распределение)	0,250	0,143	0,100
Средний — нормальный (нормальное распределение)	0,185	0,072	0,042
Легкий (γ-распределение)	0,060	0,020	0,019

Типовые режимы нагружения



1 — тяжелый режим нагружения; *2* — средний равновероятностный режим нагружения; *3* — средний нормальный режим нагружения; *4* — легкий режим нагружения.

Редактор *И. И. Топильская*
Технический редактор *Н. М. Ильичева*
Корректор *А. Г. Старостин*

Сдано в набор 23. 01. 76 Подп. в печ. 20. 07. 76 8,0 п. л. Тир. 16000 Цена 42 коп.

Ордена «Знак Почета» Издательство стандартов. Москва. Д-557, Новопресненский пер., 3
Калужская типография стандартов, ул. Московская, 256. Зак. 321

gost.e-ecolog.ru