МИНИСТЕРСТВО СТРОИТЕЛЬНОГО, ДОРОЖНОГО
И КОММУНАЛЬНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

РУКОВОДЯЩИЙ НОРМАТИВНЫЙ ДОКУМЕНТ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ МАШИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ. ЭТАП РАЗРАБОТКИ РАБОЧЕЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

РД 22-127—85

МОСКВА 1985

gost.e-ecolog.ru

УТВЕРЖДЕН Генеральным директором НПО «ВНИИстройдормаш» Э. Н. Кузиным 23 мая 1985 г.

ИСПОЛНИТЕЛИ: к. т. н. **Б. Ф. Хазов,**
Р. А. Краснощекова

Группа Г 02

РУКОВОДЯЩИЙ НОРМАТИВНЫЙ ДОКУМЕНТ

Строительные, дорожные, коммунальные машины и оборудование

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАДЕЖНОСТИ МАШИН ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ. РАСЧЕТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ. ЭТАП РАЗРАБОТКИ РАБОЧЕЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

РД 22-127-85

Взамен РД 22-62-81

Срок введения с 01.07.1986

Настоящий руководящий документ (РД) устанавливает методы расчета вероятности неразрушения деталей машин в течение заданного ресурса и распространяется на изделия основной номенклатуры отрасли строительного, дорожного и коммунального машиностроения.

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

I.I. Требования к ресурсным показателям деталей и соответствующим вероятностям принимаются по данным расчетов, выполненных по РД 22-61-81 на стадиях технического задания и технического проекта, и являются исходными данными при расчете ресурса деталей машин в вероятностном аспекте.

I.2. Геометрические размеры деталей (диаметры валов, радиусы галтелей и т.д.) твердость, качество поверхности и другие характеристики рассчитываемых деталей принимаются из рабочих чертежей деталей.

I.3. Механические характеристики (предел прочности материала и др. рассчитываемых деталей определяются по марочникам сталей в зависимости от твердости деталей, указываемой на рабочих чертежах.

I.4. Действующие на детали нагрузки (крутящие и изгибающие моменты в рассчитываемых сечениях) принимаются по данным традиционных (детерминистских) прочностных расчетов.

I.5. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса базируется на прочностном расчете при циклическом воздействии внешних нагрузок.

I.6. Необходимые для расчета коэффициенты и другие справочные данные выбираются по чертежам и таблицам, приведенным в приложении I.

I.7. Для существенного упрощения процесса расчета и сокращения времени на его выполнение в приложении 2 приводится алгоритм расчета в табличной форме, удобной для практического применения.

I.8. В приложении 3 даны примеры расчета.

I.9. Расчетные формулы и величины, входящие в них, даны в размерности СИ.

2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчет зубчатых передач на долговечность предусматривает определение долговечности зубчатых колес и шестерен, находящихся в зацеплении и составляющих зубчатую передачу. Расчет включает в себя уточнение исходных данных, вычисление геометрических параметров зубчатых передач в удобной для расчета форме и определение вероятности обеспечения заданного ресурса зубчатой передачи по принятому критерию. Методикой предусматривается расчет ресурса зубчатых колес (шестерен) по двум критериям: по усталостному выкрашиванию поверхности зубьев и по усталостной поломке зуба от изгиба.

2.I. Расчет цилиндрических зубчатых передач на долговечность

2.I.I. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостного выкрашивания

Основное расчетное условие

$$\gamma_н \geq \gamma,$$

где γ - заданная вероятность обеспечения ресурса, %;

$\gamma_н$ - расчетная вероятность неразрушения зуба по критерию усталостного выкрашивания, %.

$\gamma_н$ определяется по табл. II приложения I в зависимости от величины квантили $u_н$ распределения разности напряжений:

$$u_н = \frac{\sigma_{нр} - \sigma_н}{\sqrt{D_{\sigma_{нр}} + D_{\sigma_н}}} > 0,$$

где σ_{HP} - средняя величина предела контактной выносливости, МПа;

σ_H - расчетное контактное напряжение, МПа;

$D_{\sigma_{HP}}$ - дисперсия предела контактной выносливости, $МПа^2$;

D_{σ_H} - дисперсия контактного напряжения, $МПа^2$.

Определение σ_H и σ_{HP} производится в соответствии с ГОСТ 2I354-75 "Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность".

Расчетная формула;

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{\omega 1}} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}}, \qquad (I)$$

где Z_H - коэффициент формы поверхности (приложение I, черт.6);

Z_M - коэффициент свойств материалов, $МПа^{I/2}$ (для стальных зубчатых колес $Z_M = 275$);

Z_ε - коэффициент длины контактных линий (приложение I, черт.7);

$d_{\omega 1}$ - начальный диаметр шестерни, мм;

u - передаточное число;

W_{Ht} - удельная расчетная окружная сила, Н/мм.

В формуле (I) и далее в аналогичных случаях знак плюс соответствует внешнему зацеплению, знак минус - внутреннему.

Величина W_{Ht} определяется по формуле

$$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_{H1}}{b_w \cdot d_{\omega 1}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\upsilon},$$

где T_{H1} - расчетный крутящий момент на валу шестерни, Н·м;

b_w - рабочая ширина венца, мм;

$K_{H\alpha}$ - коэффициент распределения нагрузки между зубьями (приложение I, черт.8);

$K_{H\beta}$ - коэффициент распределения нагрузки по ширине венца (приложение I, черт.9);

$K_{H\upsilon}$ - коэффициент динамичности.

Коэффициент динамичности

$$K_{H\upsilon} = 1 + \vartheta_H ,$$

где ϑ_H - динамическая добавка, определяемая по формуле

$$\vartheta_H = \frac{W_{H\upsilon} \cdot b_\omega \cdot d_{\omega 1}}{200 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \qquad (2)$$

В формуле (2) $W_{H\upsilon}$ - удельная окружная динамическая сила, Н/мм,

$$W_{H\upsilon} = \delta_H \cdot g_0 \cdot \upsilon \sqrt{\frac{a_\omega}{u}} ,$$

где δ_H - коэффициент вида зубчатой передачи (приложение I, табл.I);

g_0 - коэффициент разности шагов шестерни и колеса (приложение I, табл.2);

υ - окружная скорость, м/с;

a_ω - межосевое расстояние, мм.

Среднюю величину предела контактной выносливости (σ_{HP}) определяют раздельно для шестерни и колеса с учетом разных чисел циклов нагружений, твердости рабочих поверхностей зубьев и т.п.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H lim b} \cdot Z_R \cdot Z_\upsilon \cdot K_{xH} \cdot K_{HL} ,$$

где $\sigma_{H lim b}$ - средняя величина базового предела контактной выносливости, МПа (приложение I, табл.3);

Z_R - коэффициент шероховатости (приложение I, табл.4):

Z_υ - скоростной коэффициент (при $\upsilon \leq 5$ м/с, $Z_\upsilon = 1$; при $\upsilon > 5$ м/с, Z_υ определяется по черт.IO приложения I):

K_{xH} - коэффициент размеров (приложение I, черт.II);

K_{HL} - коэффициент среднего ресурса, значение которого

K_{HL} определяется по формуле: $K_{HL} = \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$. (3)

Предельные значения K_{HL} ограничиваются: $K_{HL} \leq 2{,}6$ при объемном упрочнении, $K_{HL} \leq 1{,}8$ при поверхностном упрочнении. При $N_{HE} > N_{HO}$ коэффициент среднего ресурса $K_{HL} = 1$.

В формуле (3) :

N_{HO} – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости (приложение I, черт. I2) ;

N_{HE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от циклограммы напряжения.

Для постоянной нагрузки N_{HE} равно суммарному числу циклов перемены напряжений и выражается зависимостью

$$N_{HE} = 60\, n \cdot T_{p\gamma} ,$$

где n – частота вращения, мин$^{-1}$;

$T_{p\gamma}$ – гамма-процентный ресурс, ч.

При ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{HE} = \sum_{1}^{i} \left[\left(\frac{T_{1i}}{T_{11}} \right)^3 \cdot N_{1i} \right] \cdot \frac{1}{K_\gamma} ,$$

где T_{1i} – крутящий момент на валу шестерни, соответствующий i -ой ступени циклограммы нагружения;

T_{11} – крутящий момент на валу шестерни, соответствующий I-й ступени циклограммы нагружения (наибольший);

N_{1i} – число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки T_{1i} .

K_γ – отношение среднего к гамма-процентному ресурсу при заданном законе распределения ресурса.

Дисперсия предела контактной выносливости ($D_{\sigma_{HP}}$) определяется зависимостью

$$D_{\sigma_{HP}} = \sigma_{HP}^2 \cdot V_{\sigma_{HP}}^2 ,$$

где $\upsilon_{\sigma_{HP}}$ - коэффициент вариации предела контактной выносливости, определяемый по формуле

$$\upsilon^2_{\sigma_{HP}} = \upsilon^2_{\sigma_{H lim b}} + \upsilon^2_{K_{HL}}$$

Здесь

$\upsilon_{\sigma_{H lim b}}$ - коэффициент вариации базового предела контактной выносливости (приложение I, табл.5);

$\upsilon_{K_{HL}}$ - коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса (при $K_{HL} < 1$, $\upsilon_{K_{HL}} = 0$, при $K_{HL} > 1$ $\upsilon_{K_{HL}} = 0{,}05$).

Дисперсия контактного напряжения (D_{σ_H}) определяется зависимостью

$$D_{\sigma_H} = \sigma_H^2 \cdot \upsilon^2_{\sigma_H},$$

где υ_{σ_H} - коэффициент вариации контактного напряжения из зависимости $\upsilon^2_{\sigma_H} = \frac{1}{4}\left(\upsilon^2_{TH1} + \upsilon^2_{K_{H\alpha}} + \upsilon^2_{K_{H\beta}} + \upsilon^2_{K_{H\upsilon}} + \right.$

$\left. + \upsilon_{K_{H\alpha}} \cdot \upsilon_{K_{H\beta}} + \upsilon_{K_{H\alpha}} \cdot \upsilon_{K_{H\upsilon}} + \upsilon_{K_{H\beta}} \cdot \upsilon_{K_{H\upsilon}}\right)$.

Входящие в эту зависимость коэффициенты вариации определяются в следующем порядке: коэффициент вариации нагрузки (υ_{TH1}) находится по табл.6 приложения I; коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями - по формуле

$$\upsilon_{K_{H\alpha}} = \frac{K_{H\alpha} - 1}{3K_{H\alpha}};$$

коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца - по формуле

$$\upsilon_{K_{H\beta}} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{H\beta} - 1{,}05}{3K_{H\beta}},$$

в которой S - степень точности; коэффициент вариации динамического коэффициента - по формуле

$$\upsilon_{K_{H\upsilon}} = \frac{K_{H\upsilon} - 1}{3K_{H\upsilon}}.$$

2.1.2. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостной поломки зуба от изгиба

Основное расчетное усилие $\gamma_F \geq \gamma$,

где γ_F – расчетная вероятность неразрушения зуба по критерию усталости от изгиба, %.

Значение γ_F определяется раздельно для шестерни и колеса по табл. II приложения I в зависимости от величины квантили u_F распределения разности напряжений

$$u_{F1} = \frac{\sigma_{FP1} - \sigma_{F1}}{\sqrt{D_{\sigma FP1} + D_{\sigma F1}}}$$ – для шестерни;

$$u_{F2} = \frac{\sigma_{FP2} - \sigma_{F2}}{\sqrt{D_{\sigma FP2} + D_{\sigma F2}}}$$ – для колеса,

где σ_{F1} и σ_{F2} – среднее напряжение изгиба соответственно для шестерни и колеса, МПа;

σ_{FP1} и σ_{FP2} – средняя величина предела выносливости материала соответственно шестерни и колеса, МПа;

$D_{\sigma F1}$ и $D_{\sigma F2}$ – дисперсия напряжения изгиба соответственно шестерни и колеса, $МПа^2$;

$D_{\sigma FP1}$ и $D_{\sigma FP2}$ – дисперсия предела выносливости соответственно шестерни и колеса, $МПа^2$.

Среднее напряжение изгиба на переходной поверхности шестерни определяется по формуле

$$\sigma_{F1} = \frac{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b_\omega \cdot d_{\omega 1} \cdot m} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \qquad (4)$$

Напряжение изгиба на переходной поверхности колеса определяется по формуле

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}}. \qquad (5)$$

Величины, входящие в формулы (4) и (5):

T_{F1} – расчетный крутящий момент на валу шестерни, Н·м (за расчетный момент принимается наибольший из тех подводимых к передаче моментов, число циклов действия которых превышает 5.10^4);

$K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

$K_{F\beta}$ – коэффициент распределения нагрузки по ширине венца (приложение 1, черт.13);

K_{Fv} – коэффициент динамичности;

Y_β – коэффициент наклона зуба (для прямозубых $Y_\beta = 1$, для косозубых $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$);

m – модуль, мм;

b_ω – рабочая ширина венца, мм;

Y_{F1} – коэффициент формы зуба шестерни (приложение 1, черт.14);

Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса (для передач с внешним зацеплением по черт.14, для передач с внутренним зацеплением по черт.15 приложения 1).

Коэффициент формы зуба выбирается от эквивалентного числа зубьев z_v; для прямозубого колеса $z_v = z$, для косозубого –

$$z_v = \frac{z}{\cos^3\beta}.$$

Коэффициент $K_{F\alpha}$ для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$; для косозубых: при $\varepsilon_\beta \leq 1$ $K_{F\alpha} = 1$, при $\varepsilon_\beta > 1$ – по формуле

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(8 - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}.$$

Здесь ε_α – коэффициент торцевого перекрытия;

ε_β – коэффициент осевого перекрытия;

S - степень точности по ГОСТ I643- 8I

Коэффициенты ε_α и ε_β выражаются зависимостями

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta \ ;$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m}$$

где z - число зубьев;

β - угол наклона, градус.

Коэффициент $K_{F\nu}$ определяется по формуле

$$K_{F\nu} = 1 + \nu_F \ ,$$

где ν_F - динамическая добавка.

$$\nu_F = \frac{W_{F\nu} \cdot b_\omega \cdot d_{\omega 1}}{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}} \ . \qquad (6)$$

В формуле (6)

$W_{F\nu}$ - удельная окружная динамическая сила, Н/мм, определяемая по формуле

$$W_{F\nu} = \frac{\delta_F}{\delta_H} W_{H\nu} \ ,$$

где δ_F - коэффициент вида зубчатой передачи:

для косозубых передач δ_F = 0,006,

для прямозубых передач δ_F = 0,0I6.

Величины δ_H и $W_{H\nu}$ берутся из расчета по критерию усталостного выкрашивания (см. 2.I.I.).

Средняя величина предела выносливости σ_{Fp} ,МПа, определяется раздельно для шестерни и колеса по формуле

$$\sigma_{Fp} = \sigma_{Flim\,b} \cdot K_{Fc} \cdot K_{FL} \cdot y_S \cdot K_{xF} \ ,$$

где $\sigma_{Flim\,b}$ - средняя величина базового предела выносливости, МПа (приложение I, табл.7);

K_{Fc} - коэффициент реверсивности;

K_{FL} - коэффициент среднего ресурса;

γ_s – коэффициент чувствительности материала (приложение I, черт.I6);

K_{xF} – коэффициент размеров (приложение I, черт.I7).

Коэффициент K_{FC} определяется по формуле

$$K_{FC} = 1 - R_{FC}\frac{T_1' \cdot t'}{T_{F1} \cdot t},$$

где R_{FC} – коэффициент влияния амплитуд напряжений противоположного знака (приложение I, табл.8);

T_1' – расчетный крутящий момент на реверсируемом валу шестерни, Н·м;

t' – время работы передачи при реверсе,

Коэффициент K_{FL} определяется по формуле $K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$,

где m_F – показатель кривой усталости (приложение I, табл.9);

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

N_{FE} – эквивалентное число циклов, определяемое согласно циклограмме нагружения. При постоянной нагрузке $N_{FE} = 60 n \cdot T_{FY}$; при ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{FE} = \sum\left[\left(\frac{T_{1i}}{T_{11}}\right)^{m_F} \cdot N_i\right] \cdot \frac{1}{K_Y}.$$

При $\frac{N_{FO}}{N_{FE}} < 1$ принимать $K_{FL} = 1$.

Максимальные значения K_{FL} ограничены: при $m_F = 9$ $K_{FL} \leq 1{,}63$; при $m_F = 6$ $K_{FL} \leq 2$.

Дисперсия предела выносливости $D_{\sigma_{FP}}$ определяется зависимостью $D_{\sigma_{FP}} = \sigma_{FP}^2 \cdot \upsilon_{\sigma_{FP}}^2$,

где $\upsilon_{\sigma_{FP}}$ – коэффициент вариации предела выносливости, определяемый по формуле

$$\upsilon_{\sigma FP}^2 = \upsilon_{\sigma F lim B}^2 + \upsilon_{KFL}^2.$$

Здесь $\upsilon_{\sigma F lim B}$ – коэффициент вариации базового предела выносли-

вости (приложение I, табл.I0);

υ_{KFL} - коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса (при $K_{FL} \leq I$, $\upsilon_{KFL} = 0$; при $K_{FL} > I$, $\upsilon_{KFL} = 0{,}05$).

Дисперсия напряжения изгиба $D_{\sigma F}$ определяется зависимостью

$$D_{\sigma F} = \sigma_F^2 \cdot \upsilon_{\sigma F}^2 ,$$

где $\upsilon_{\sigma F}$ - коэффициент вариации напряжения изгиба, определяемый из зависимости

$$\upsilon_{\sigma F}^2 = \frac{1}{4}\left(\upsilon_{TF1}^2 + \upsilon_{K F\alpha}^2 + \upsilon_{K F\beta}^2 + \upsilon_{KFv}^2 + \upsilon_{K F\alpha} \cdot \upsilon_{K F\beta} + \right.$$
$$\left. + \upsilon_{K F\alpha} \cdot \upsilon_{KFv} + \upsilon_{K F\beta} \cdot \upsilon_{KFv}\right).$$

Входящие в эту зависимость коэффициенты определяются в следующем порядке:

коэффициент вариации нагрузки $\upsilon_{TF1} = \upsilon_{TH1}$;

коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями - по формуле

$$\upsilon_{K F\alpha} = \frac{K_{F\alpha} - 1}{3 K_{F\alpha}} ;$$

коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца - по формуле

$$\upsilon_{K F\beta} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{F\beta} - 1{,}05}{3 K_{F\beta}} ;$$

коэффициент вариации динамического коэффициента - по формуле

$$\upsilon_{KFv} = \frac{K_{Fv} - 1}{3 K_{Fv}} .$$

2.2. Расчет конических зубчатых передач на долговечность

Расчет конических передач на долговечность аналогичен расчету цилиндрических передач. Различие состоит в определении расчетного контактного напряжения и напряжения изгиба.

Расчетное контактное напряжение определяется по формуле

$$\sigma_H = z_H \cdot z_M \cdot z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}\sqrt{u^2+1}}{0{,}85 \cdot d_{m1} \cdot u}} \qquad (7)$$

напряжение изгиба на шестерне по формуле

$$\sigma_{F1} = \frac{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_\beta \cdot Y_{F1}}{0{,}85 \cdot d_{m1} \cdot b \cdot m_{nm}}. \qquad (8)$$

В формулах (7) и (8)

d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни, мм;

m_{nm} – средний нормальный модуль, мм.

Остальные величины определяются так же, как для цилиндрических передач.

3. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчет вала на долговечность предусматривает определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталости.

Расчет включает в себя составление расчетной схемы вала, построение эпюр изгибающих и крутящих моментов и определение значения этих моментов в опасных сечениях вала.

При расчете учитывают все основные факторы, влияющие на долговечность, а именно: напряженное состояние, статические и усталостные характеристики материала вала, изменение предела выносливости вследствие концентрации напряжений и влияния абсолютных размеров вала, качество поверхности и поверхностное упрочнение.

Основное расчетное условие:

$$\gamma_F \geq \gamma,$$

где γ - заданная вероятность обеспечения ресурса, %;

γ_F - расчетная вероятность обеспечения ресурса, %;

γ_F определяется на основании статических данных по табл.II приложения I в зависимости от величины квантили распределения разности напряжений u_F :

$$u_F = \frac{(\sigma_{-1})_\partial - \sigma_{экв.}}{\sqrt{D_{(\sigma_{-1})_\partial} + D_{\sigma_{экв}}}} > 0 \,, \qquad (9)$$

где $(\sigma_{-1})_\partial$ - предел выносливости вала при изгибе, МПа;

$\sigma_{экв}$ - эквивалентное напряжение, МПа;

$D_{(\sigma_{-1})_\partial}$ - дисперсия предела выносливости, $МПа^2$;

$D_{\sigma_{экв}}$ - дисперсия эквивалентного напряжения, $МПа^2$.

Предел выносливости вала при изгибе $(\sigma_{-1})_g$ определяется по формуле

$$(\sigma_{-1})_g = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_g} \cdot K_v \cdot K_{FL} ,$$

где σ_{-1} - предел выносливости при изгибе, МПа (приложение I, табл.I4);

K_v - коэффициент влияния поверхностного упрочнения (приложение I, табл.22);

$(K_\sigma)_g$ - коэффициент концентрации напряжений при изгибе;

K_{FL} - коэффициент среднего ресурса.

Коэффициент концентрации напряжений при изгибе $(K_\sigma)_g$ определяется для сечений с посаженными деталями по табл.2I приложения I, а для остальных видов концентраторов напряжений (галтель, выточка, шпонка, шлицы и др.) - по зависимости

$$(K_\sigma)_g = \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{n\sigma}} - 1 ,$$

где K_σ - эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе (приложение I, табл.I6, I7 и I8);

$K_{d\sigma}$ - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения при изгибе (приложение I, табл.I9);

$K_{n\sigma}$ - коэффициент влияния шероховатости при изгибе (приложение I, табл.20).

Коэффициент среднего ресурса K_{FL} определяется по формуле

$$K_{FL} = \sqrt[g]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} ,$$

где N_{FO} - базовое число циклов перемены напряжений (обычно $N_{FO} = 10^7$);

N_{FE} - эквивалентное число циклов, определяемое согласно циклограмме нагружения.

При постоянной нагрузке

$$N_{FE} = 60 \cdot n \cdot T_{P\gamma} \ ;$$

при ступенчатой циклограмме нагружения

$$N_{FE} = \sum^{i} \left[\left(\frac{T_i}{T_1} \right)^9 \cdot N_i \right] \cdot \frac{1}{K_\gamma} \ ,$$

где n - частота вращения, мин$^{-1}$;

$T_{P\gamma}$ - гамма-процентный ресурс, ч;

T_i - крутящий момент, соответствующий i-ой ступени циклограммы нагружения, Н·м;

T_1 - крутящий момент, соответствующий I-й ступени циклограммы нагружения (наибольший), Н·м;

N_i - число циклов перемены напряжений за время действия нагрузки T_i .

При $N_{FE} > N_{F0}$ коэффициент среднего ресурса $K_{FL} = I$. Предельное значение $K_{FL} \leq I,6$.

Величина эквивалентного напряжения $\sigma_{экв}$, входящая в формулу (9), определяется из условия:

$$\sigma_{экв} = \sigma \sqrt{1 + \left(\frac{n_\sigma}{n_\tau} \right)^2} \ ,$$

где σ - нормальные напряжения в опасных сечениях, МПа;

n_σ и n_τ - запасы прочности соответственно при изгибе и кручении.

Нормальные напряжения определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M_{FE}}{W_u} \ ,$$

где W_u - момент сопротивления изгибу, см^3 (приложение I, табл.I5);

M_{FE} - изгибающий момент в опасных сечениях, найденный по расчетному крутящему моменту T_{FE} (за момент T_{FE}

принимается наибольший из числа подводимых к валу моментов, число циклов действия которого превышает 5.10^4).

Запасы прочности определяются из выражений:

$$n_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_\vartheta}{\sigma} \quad \text{- при изгибе;}$$

$$n_\tau = \frac{2(\tau_{-1})_\vartheta}{\tau\left[1 + \frac{\psi_\tau}{(K_\tau)_\vartheta}\right]} \quad \text{- при кручении.}$$

Здесь $(\tau_{-1})_\vartheta$ - предел выносливости вала при кручении, МПа;

τ - касательные напряжения в опасных сечениях, МПа;

$(K_\tau)_\vartheta$ - коэффициент концентрации напряжений при кручении;

ψ_τ - коэффициент чувствительности к асимметрии напряжений

$$\psi_\tau = 0{,}01 + 10^{-4}\sigma_\vartheta .$$

Предел выносливости вала при кручении $(\tau_{-1})_\vartheta$ определяется по формуле

$$(\tau_{-1})_\vartheta = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_\vartheta} \cdot K_V \cdot K_{FL} ,$$

где τ_{-1} - предел выносливости материала при кручении, МПа (приложение 16 табл.14);

$(K_\tau)_\vartheta$ - коэффициент концентрации напряжений при кручении.

Значение коэффициента $(K_\tau)_\vartheta$ определяется: для сечений с посаженными деталями - по табл.21 приложения 1, для сечений с остальными видами концентраторов - по зависимости

$$(K_\tau)_\vartheta = \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{n\tau}} - 1,$$

где K_τ - эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении (приложение 1, табл.16, 17 и 18);

$K_{d\tau}$ – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения при кручении (приложение I, табл.I9);

$K_{n\tau}$ – коэффициент влияния шероховатости при кручении

$$K_{n\tau} = 0{,}575 \cdot K_{n\sigma} + 0{,}425 .$$

Касательные напряжения определяются по формуле

$$\tau = \frac{T_{FE}}{W_K} ,$$

где W_K – момент сопротивления кручению, $см^3$ (приложение I, табл.I5).

Входящие в выражение (9) дисперсия предела выносливости $D_{(\sigma_{-1})_д}$ и дисперсия эквивалентного напряжения $D_{\sigma_{экв}}$ определяются по формулам: $D_{(\sigma_{-1})_д} = (\sigma_{-1})^2_д \cdot v^2_{(\sigma_{-1})_д}$,

$$D_{\sigma_{экв}} = \sigma^2_{экв} \cdot v^2_{\sigma_{экв}} .$$

В этих формулах

$v_{\sigma_{экв}}$ – коэффициент вариации эквивалентного напряжения (приложение I, табл.6);

$v_{(\sigma_{-1})_д}$ – коэффициент вариации коэффициента выносливости вала

$$v^2_{(\sigma_{-1})_д} = v^2_{\sigma_{-1}} + v^2_{(K_\sigma)_д} + v^2_{K_V} + v_{\sigma_{-1}} \cdot v_{(K_\sigma)_д} + v_{(K_\sigma)_д} \cdot v_{K_V} ,$$

где $v_{\sigma_{-1}}$ – коэффициент вариации предела выносливости материала ($v_{\sigma_{-1}}$ = 0,09...0,II в зависимости от качества материала);

$v_{(K_\sigma)_д}$ – коэффициент вариации коэффициента концентрации напряжений (от напрессовки $v_{(K_\sigma)_д}$ = 0,04; от других видов концентраторов $v_{(K_\sigma)_д}$ = 0,02);

v_{K_V} – коэффициент вариации коэффициента упрочнения (v_{K_V} = 0,I2; а при отсутствии упрочнения v_{K_V} = 0).

4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчетная вероятность неразрушения подшипника γ_r определяется по графику (приложение I, черт.I8) в зависимости от соотношения девяностопроцентного ресурса T_{p90} и гамма-процентного ресурса $T_{p\gamma}$. Значение $T_{p\gamma}$ дается в задании на расчет подшипника. Значение T_{p90} определяется по формуле

$$T_{p90} = \frac{10^6 \left(\frac{C}{P}\right)^p}{60\, n},$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н;

P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

n – частота вращения подшипника, мин$^{-1}$;

p – степенной показатель (p = 3 – для шарикоподшипников; p = I0/3 – для роликоподшипников).

Динамическая грузоподъемность C является основной характеристикой подшипника. Она зависит от размеров и конструкции подшипника и приводится в таблицах каталогов для всех стандартных подшипников.

Эквивалентная динамическая нагрузка P определяется по формуле

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_\delta \cdot K_T,$$

где F_r и F_a – соответственно радиальная и осевая нагрузка, Н;

V – коэффициент вращения (V = I – если вращается внутреннее кольцо подшипника; V = I,2 – если вращается наружное);

X и Y – соответственно коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, зависящие от типа подшипника (даны в справочнике-каталоге);

K_T – коэффициент, учитывающий влияние температурного режи-

ма работы на долговечность подшипника (приложение I, табл.24);

K_δ – коэффициент безопасности в зависимости от характера нагрузки (приложение I, табл.23).

Если нагрузка переменная (изменяется по величине и времени действия), то определение эквивалентной динамической нагрузки ведется по средней радиальной F_{rm} и средней осевой нагрузке F_{am}, которые определяются по формулам:

$$F_{rm} = \left(\sum_1^i F_{ri}^{10/3} \frac{q_i}{100} \cdot \frac{n_i}{n_m} \right)^{3/10}$$

$$F_{am} = \left(\sum_1^i F_{ai}^{10/3} \frac{q_i}{100} \cdot \frac{n_i}{n_m} \right)^{3/10},$$

где F_{ri} и F_{ai} – радиальные и осевые нагрузки, воспринимаемые подшипником при каждом i-ом режиме, Н;

q_i – продолжительность работы при каждом i-ом режиме относительно общей продолжительности, %;

n_i – частота вращения при каждом i-ом режиме работы, $мин^{-1}$;

n_m – средняя частота вращения, $мин^{-1}$, определяемая по формуле

$$n_m = \sum_1^i \frac{q_i}{100} \cdot n_i .$$

Особенности расчета радиально-упорных подшипников обусловлены наличием радиальной и осевой составляющих внешней нагрузки.

Для восприятия такой нагрузки конструкция радиально-упорных подшипников предусматривает отклонение нормалей в точках контакта тел качения с кольцами на угол α от торцевой плоскости подшипника. Вследствие этого от действия радиальных нагрузок F_r возникают внутренние осевые силы S, значение которых необходимо учитывать при определении расчетных осевых нагрузок

F_{apI} и $F_{ap\,II}$ (приложение I, табл.25).

При расчете принимается, что радиальные нагрузки F_{r1} и F_{r2} приложены в точках пересечения контактных нормалей с осью вала.

5. РАСЧЕТ ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Ресурс роликовой цепи устанавливается по критерию усталостной прочности пластин.

Расчетная вероятность обеспечения ресурса определяется в зависимости от отношения среднего ресурса цепи $T_{p\,ср}$ к гамма-процентному ресурсу $T_{p\gamma}$ по графику (приложение I, черт.20). Значение гамма-процентного ресурса $T_{p\gamma}$ дается в задании на расчет цепи. Средний ресурс цепи $T_{p\,ср}$ находится по формуле

$$T_{p\,ср} = \frac{m_ц \cdot t_ц \cdot N_э}{3{,}6 \cdot 10^6 \cdot V}\ , \qquad (10)$$

где $m_ц$ – число звеньев в цепи;

$t_ц$ – шаг цепи, мм;

$N_э$ – эквивалентное число циклов нагружения;

V – скорость движения цепи, м/с.

Значение $N_э$ находится по графику (приложение I, черт.19) в зависимости от коэффициента $K_{pн}$, который определяется по формуле

$$K_{pн} = \frac{F_t \cdot K_э}{S}\ . \qquad (11)$$

В формуле (II):

F_t - окружная сила, Н (для практических расчетов натяжение в ведущей ветви цепи $F_t = F_1$);

S - статическая разрушающая нагрузка, Н (приводится в обозначении типоразмера цепи по ГОСТ I3568-75);

$K_э$ - коэффициент эксплуатации

$$K_э = K_д \cdot K_а \cdot K_н \cdot K_р \cdot K_с \cdot K_п , \qquad (I2)$$

Коэффициенты, входящие в формулу (I2), даны в табл.26 приложения I.

Скорость движения цепи, входящая в формулу (I0) определяется по зависимости

$$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t_ц}{60\,000},$$

где z_1 - число зубьев ведущей звездочки;

n_1 - частота вращения ведущей звездочки, мин$^{-1}$.

6. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВИНТОВЫХ ПРУЖИН СЖАТИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Данный расчет предназначен для стальных цилиндрических пружин сжатия из прутка круглого сечения диаметром от 0,5 до 30 мм, в которых при работе отсутствует инерционное соударение витков. Проверка пружин на отсутствие инерционного соударения витков производится по ГОСТ I3765-68.

Основное расчетное условие

$$\gamma_p \geq \gamma$$

где γ_p - расчетная вероятность обеспечения заданного ресурса, %;

γ - заданная вероятность обеспечения ресурса, %.

Расчетная вероятность обеспечения заданного ресурса определяется по номограмме (приложение I, черт.22) в зависимости от коэффициента вариации v и отношения среднего ресурса пружины $T_{p\,cp.}$ к гамма-процентному ресурсу $T_{p\gamma}$.

Значение гамма-процентного ресурса дается в задании на расчет пружины и выражается количеством циклов нагружения. Коэффициент вариации выбирается в зависимости от условий производства и характера нагрузок по таблице 28 приложения I.

Средний ресурс пружины определяется по графику (приложение I, черт.21) в зависимости от коэффициента уменьшения условного допускаемого напряжения Q и коэффициента асимметрии r, значения которых находятся по формулам

$$Q = \frac{\tau_{max}}{0{,}75 \cdot \tau_{усл}} \quad ; \quad r = \frac{P_{min}}{P_{max}} ,$$

где τ_{max} - максимальное напряжение цикла, МПа;

$\tau_{усл}$ - условное допускаемое напряжение, МПа (приложение I, табл.27);

P_{min} - нагрузка в начале рабочего хода пружины, Н (обычно усилие предварительного поджатия пружины);

P_{max} - нагрузка в конце рабочего хода пружины, Н.

Максимальное напряжение цикла определяется по формуле

$$\tau_{max} = \frac{2{,}55 \cdot K \cdot P_{max} \cdot c}{d^2} ,$$

где d - диаметр проволоки (прутка), мм;

K - коэффициент кривизны

$$K = 1 + \frac{1{,}5}{c}$$

c – индекс пружины

$$c = \frac{D}{d}$$

D – средний диаметр витка пружины, мм.

7. РАСЧЕТ КАНАТОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчет предусматривает определение вероятности недостижения стальным канатом норм браковки по количеству оборванных проволок в течение заданного срока.

Основное расчетное условие

$$\gamma_p \geq \gamma ,$$

где γ_p – расчетная вероятность недостижения норм браковки каната, %;

γ – заданная вероятность обеспечения ресурса каната, %.

Расчетная вероятность γ_p определяется по номограмме (приложение I, черт.23) в зависимости от коэффициента вариации v и отношения среднего ресурса каната T_{pcp} к гамма-процентному ресурсу $T_{p\gamma}$.

Значение гамма-процентного ресурса дается в задании на расчет каната и выражается количеством часов наработки. Коэффициент вариации принимается $v = 0,6$.

Средний ресурс каната определяется по формуле

$$T_{pcp} = 0,75 \cdot T_r \cdot T_{сл.ср} ,$$

где T_r – средняя продолжительность работы техники за год в часах фактической работы;

$T_{сл.ср.}$ - средний срок службы каната, лет.

$$T_г = 8760 \cdot K_и \ ; \qquad (I3)$$

$$T_{сл.ср.} = \frac{У}{\sum z \cdot K_t} . \qquad (I4)$$

В формулах (I3) и (I4)

$K_и$ - средний коэффициент использования астрономического времени (задается в задании на расчет);

$\sum z$ - число перегибов каната на блоках в эксплуатации в течение года (задается в задании на расчет);

K_t - температурный коэффициент (если температура окружающего воздуха до -40°С, то K_t = I; если ниже, то K_t = I,5...2,5);

$У$ - число перегибов, которое выдерживает канат до норм браковки.

$$У = У_н \cdot K_{прив} . \qquad (I5)$$

В формуле (I5)

$У_н$ - число перегибов, которое выдерживает эталонный канат до норм браковки;

$K_{прив}$ - суммарный коэффициент приведения каната.

$$У_н = 30 \left(\frac{D_1}{d}\right)^2 (K - 1,7),$$

где D_1 - диаметр наибольшего блока (барабана), мм;

d - диаметр каната, мм;

K - коэффициент запаса прочности, принимаемый по "Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов".

Суммарный коэффициент приведения каната определяется по формуле

$$K_{прив} = K_н \cdot K_к \cdot K_б \cdot C \ ,$$

где $K_н$ - коэффициент режима работы;

$K_к$ - коэффициент приведения каната;

$K_б$ - коэффициент приведения блоков;

C - коэффициент условий работы (при расчете канатов на долговечность C = 0,4).

Коэффициент режима работы находится из зависимости

$$K_н = 1,25 \frac{Q_{max}}{Q_{ср}},$$

где Q_{max} - максимальная нагрузка на крюке, Н;

$Q_{ср}$ - среднеарифметическая нагрузка на крюке, Н.

Коэффициент приведения каната определяется по формуле

$$K_{прив} = K_к' \cdot K_к'' \cdot K_к''',$$

где $K_к'$ - коэффициент, учитывающий влияние диаметра каната (приложение I, табл.29);

$K_к''$ - коэффициент, учитывающий предел прочности проволоки (приложение I, табл.30);

$K_к'''$ - коэффициент, учитывающий тип и конструкцию каната (приложение I, табл.3I).

Коэффициент приведения блоков в случае, если блоки имеют одинаковые диаметры $K_б$ = I, если разные, то

$$K_б = \frac{\sum_1^i D_i^2}{i \cdot D_1^2},$$

где D_i - диаметры блоков (барабанов), измеряемые по средней линии, мм;

D_1 - диаметр наибольшего барабана, мм;

i - количество барабанов.

8. РАСЧЕТ КЛИНОВОГО РЕМНЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Расчет передачи сводится к подбору типа и числа ремней по методике, изложенной в ГОСТ 1284.3-80.

Расчетная вероятность обеспечения заданного ресурса определяется по номограмме (приложение 1, черт.23) в зависимости от коэффициента вариации v (принимается v =0,5) и отношения среднего ресурса наработки $T_{p\,ср}$ к гамма-процентному ресурсу $T_{p\gamma}$.

Значение $T_{p\gamma}$ дается в задании на расчет клиновых ремней и выражается в часах, а средний ресурс наработки $T_{p\,ср}$ принимается по ГОСТ 1284.2-80. Для случая эксплуатации при среднем режиме нагрузки (умеренные колебания)

$$T_{p\,ср} = 2000\ ч$$

При других условиях

$$T_{p\,ср} = 2000 \cdot K_1 \cdot K_2 ,$$

где K_1 - коэффициент режима нагрузки (приложение 1, табл.32);

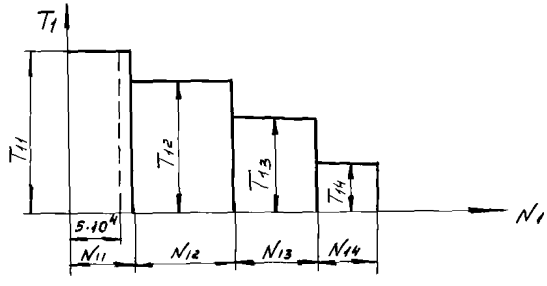
K_2 - коэффициент климатических условий (для центральных зон K_2 =1; для зон с холодным климатом K_2 =0,75).

ПРИЛОЖЕНИЕ I

Обязательное

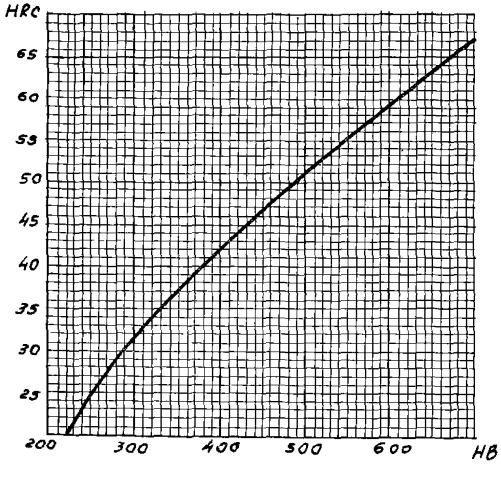
СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Циклограмма нагружения



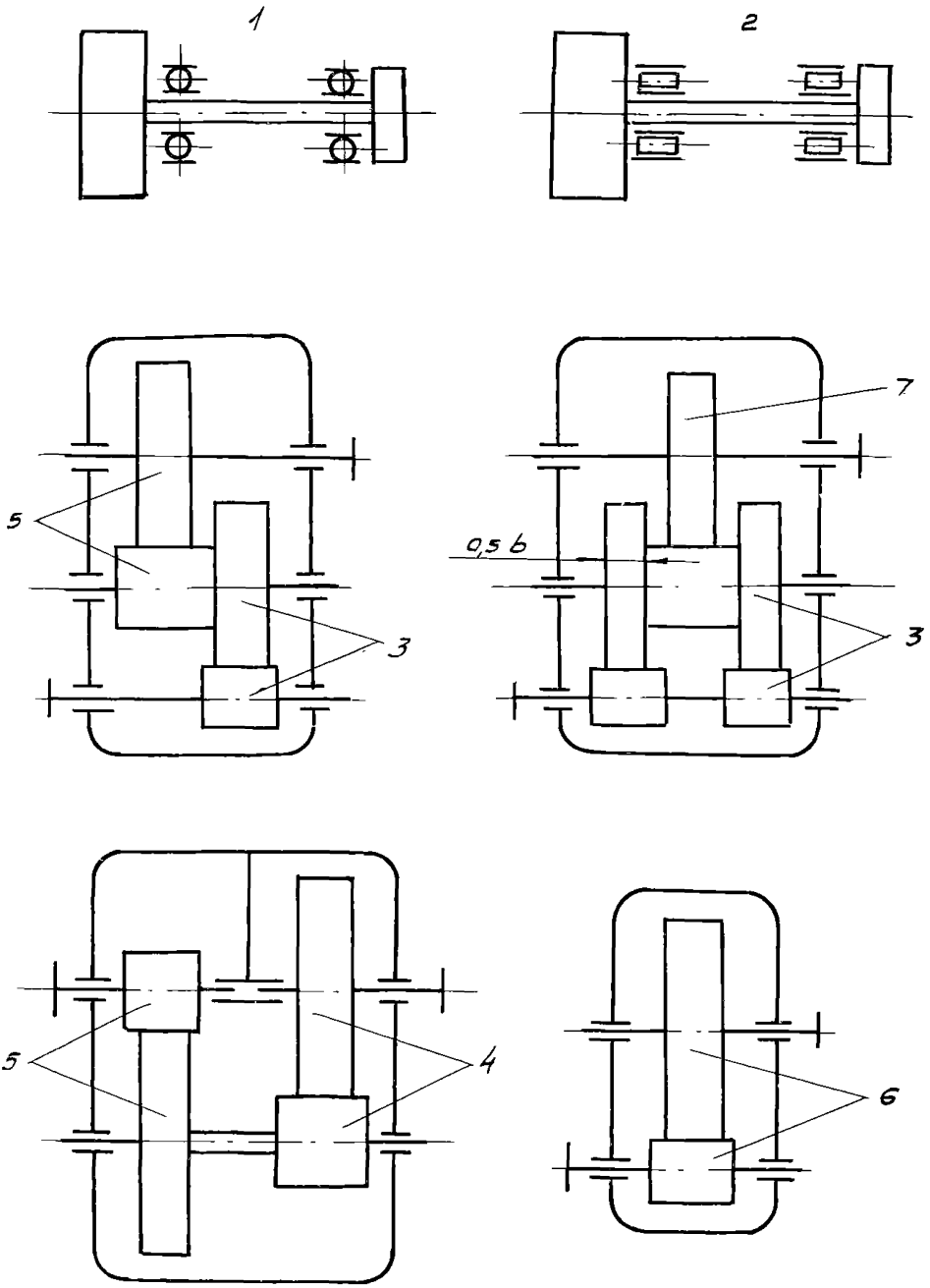
Черт. I

График соотношения твердостей, выраженных в единицах HB и HRC



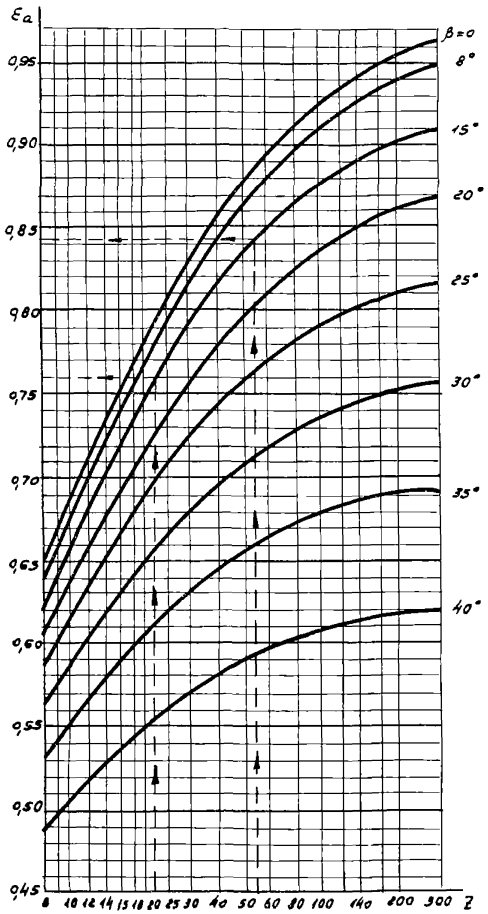
Черт. 2

Схемы расположения колес относительно опор



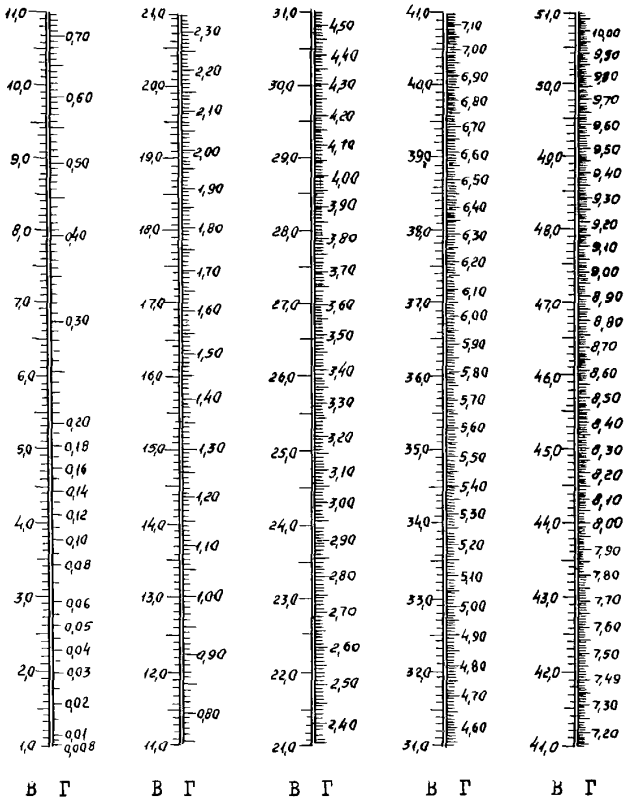
Черт. 3

График для определения составляющих коэффициента торцевого перекрытия ε_{α_1} и ε_{α_2}



Черт. 4

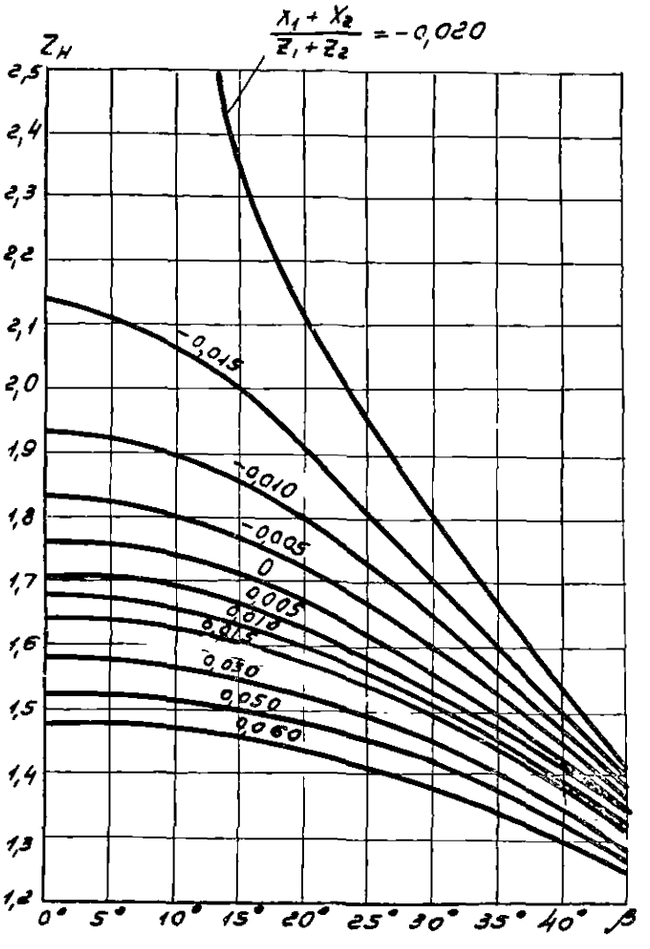
Номограмма для определения вспомогательной величины Г



Пример: В = 16,0 тогда Г = 1,45

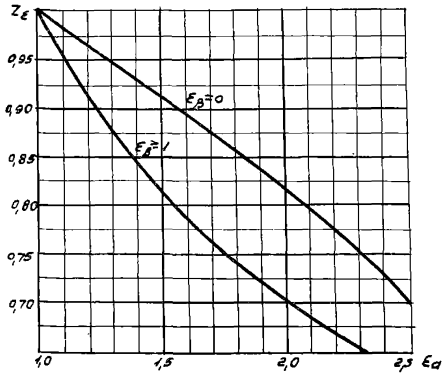
Черт. 5

График для определения коэффициента Z_H



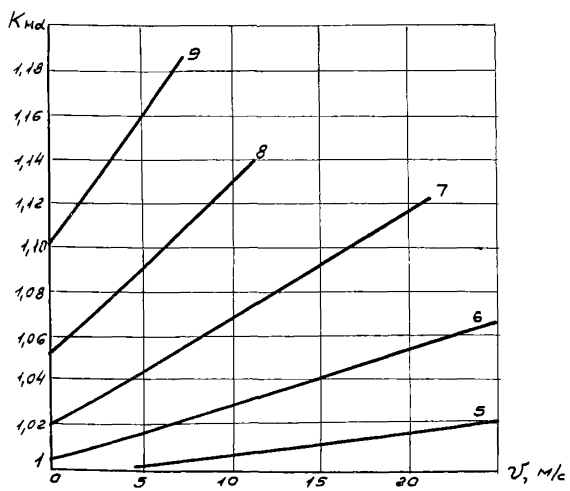
Черт. 6

График для определения коэффициента Z_ε



Черт. 7

График для определения коэффициента $K_{H\alpha}$



Примечание. Цифры у кривых означают степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-78.

Черт. 8

Таблица I

Коэффициент δ_H

Твердость поверхностей зубьев НВ	Вид зубьев	Значение коэффициента δ_H
При $H_1 \leq$ НВ 350	Прямые	0,006
или $H_2 \leq$ НВ 350	Косые	0,002
При $H_1 >$ НВ 350	Прямые	0,014
и $H_2 >$ НВ 350	Косые	0,004

Таблица 2

Коэффициент g_0

Модуль, мм	Значение коэффициента g_0			
	Степень точности по нормам плавности			
	6	7	8	9
До 3,5	38	47	56	73
3,5...10	42	53	61	82
Св. 10	48	64	73	100

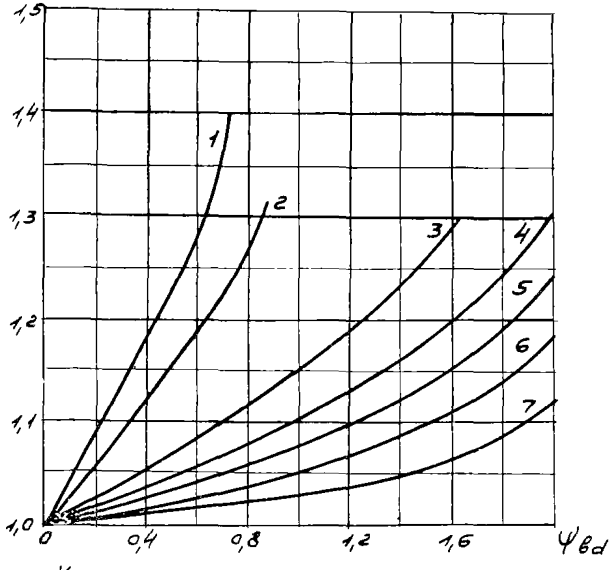
Таблица 3

Значение $\sigma_{H\,lim b}$

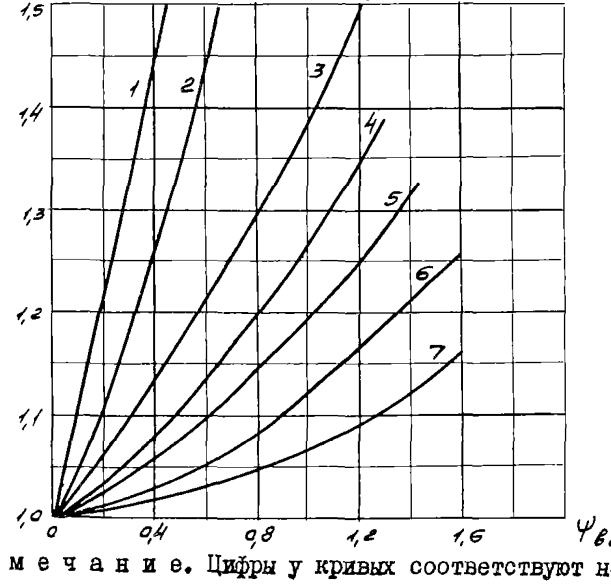
Способ упрочнения	Средняя твердость поверхности зубьев	$\sigma_{H\,lim b}$, МПа
Нормализация, улучшение	$H \leq$ НВ 350	$\sigma_{H\,lim b} = 2$ НВ + 70
Объемная закалка	H = HRC 38...50	$\sigma_{H\,lim b} =$ 18 HRC + 150
Поверхностная закалка	H = HRC 40...56	$\sigma_{H\,lim b} =$ 17 HRC + 200
Цементация, нитроцементация	$H >$ HRC 54	$\sigma_{H\,lim b} = 23$ HRC
Азотирование	H = HRC 55...75	$\sigma_{H\,lim b} =$ 1050

Графики для определения коэффициента $K_{H\beta}$

$K_{H\beta}$ при $H_I \leq$ НВ 350 или H_2 = НВ 350



$K_{H\beta}$ при $H_I >$ НВ 350 и $H_2 >$ НВ 350



Примечание. Цифры у кривых соответствуют номеру схемы расположения колес относительно опор (см. исходные данные)

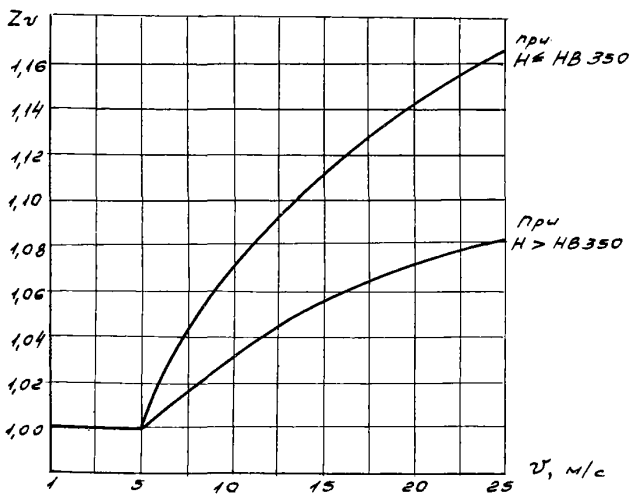
Черт. 9

Таблица 4

Коэффициент Z_R

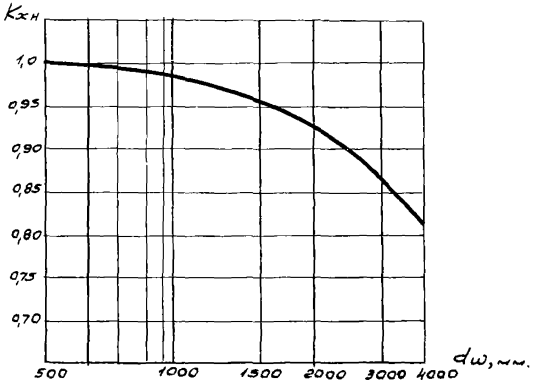
Класс шероховатости	Высота микронеровностей, мкм	Значение коэффициента
7 и 8	R_a = 1,25...0,32	1,0
6	R_a = 2,5...1,25	0,95
4 и 5	R_a = 40...10	0,9

График для определения коэффициента Z_v



Черт. 10

График для определения коэффициента K_{xH}



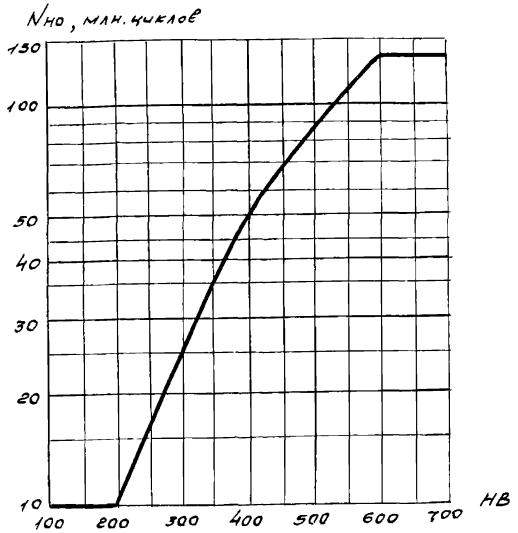
Черт. II

Таблица 5

Значение $\sigma_{H\,lim\,b}$

Степень точности по нормам плавности – S	Значение $\sigma_{H\,lim\,b}$ в зависимости от вида производства			
	Мелкосерийное	Серийное	Крупносерийное	Массовое
6	0,07	0,06	0,05	0,04
7	0,08	0,07	0,06	0,05
8	0,09	0,08	0,07	0,06
9	0,10	0,09	0,08	0,07

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



Черт. 12

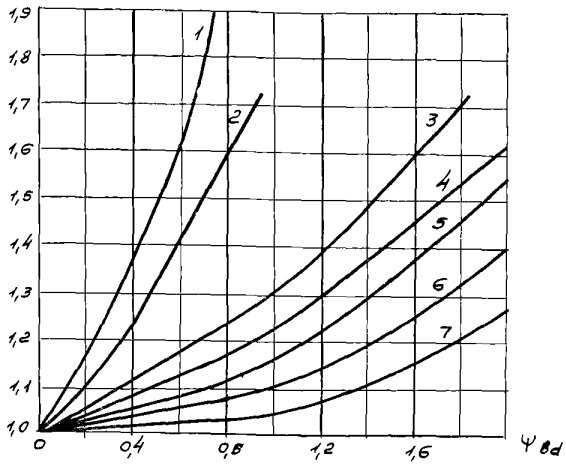
Таблица 6

Коэффициент вариации нагрузки – v_{TH1}

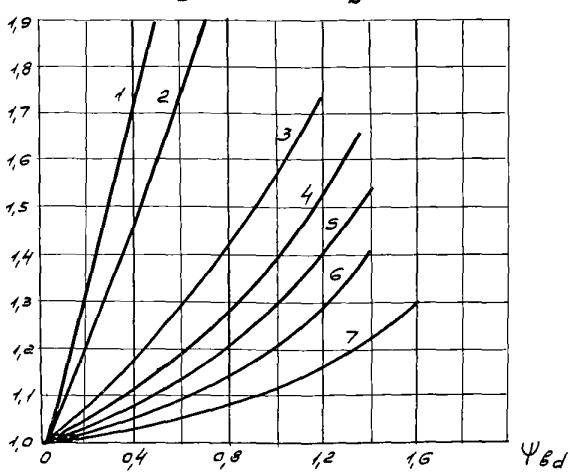
Условия работы передачи	Степень нагруженности передачи	Степень точности по нормам плавности – S	Коэффициент вариации v_{TH1} и $v_{\sigma экв.}$
Стабильные	Максимальная	8 и 9	0,15
		6 и 7	0,20
	Средняя	8 и 9	0,25
Изменяющиеся	Максимальная	8 и 9	0,35
	Средняя	6 и 7	0,45

Графики для определения коэффициента $K_{F\beta}$

$K_{F\beta}$ при $H_1 \leq$ НВ 350 или $H_2 \leq$ НВ 350



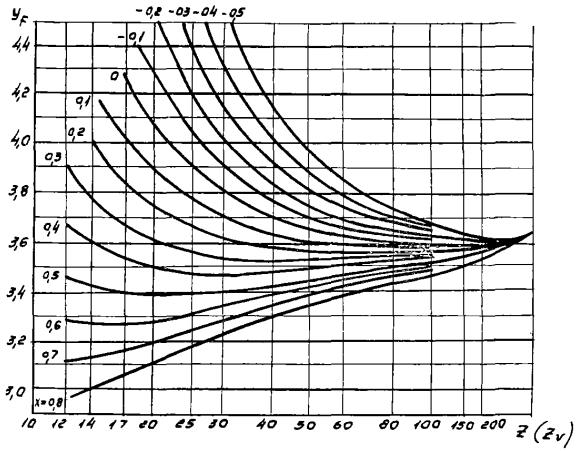
$K_{F\beta}$ при $H_1 >$ НВ 350 и $H_2 >$ НВ 350



Примечание. Цифры у кривых соответствуют номеру схемы расположения колес относительно опор (см. исходные данные).

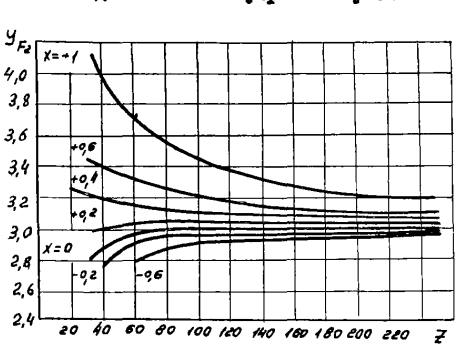
Черт. 13

График для определения коэффициента формы зуба y_F



Черт. 14

График для определения коэффициента y_F для колес с внутренним зубом



Черт. 15

Таблица 7

Значение $\sigma_{F\,lim\,b}$

Марка стали	Способ термообработки		Твердость зуба		$\sigma_{F\,lim\,b}$, МПа
			на поверхности	в сердцевине	
40, 45, 40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2МА, 18Х2Н4ВА	Нормализация, улучшение		НВ 180...220		360
			НВ 220...270		440
			НВ 270...350		560
40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХН2М	Объемная закалка с применением средств против обезуглероживания		HRC 45...55		600
40ХН, 50ХН, 40ХН2МА	Объемная закалка при возможном обезуглероживании		HRC 45...55		550
40Х, 40ХФА					500
40ХН, 40ХН2МА	Закалка ТВЧ	Закаленный слой повторяет очертания впадины	HRC 48...58	HRC 25...35	700
40Х, 35ХМ					600
40ХН, 40ХН2МА		Закаленный слой распространяется на все сечение зуба	HRC 48...55		600
40Х, 35ХМ					500
20ХН, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А, 20ХН3А, 15ХГНТА	Цементация	Достигается при контроле и автоматическом регулировании углеродного потенциала	HRC 57...63	—	950
18ХГТ, 30ХГТ 20Х, 20ХГТ					820
Легированные стали всех марок		Достигается в средах с неконтролируемым углеродным потенциалом	HRC 56...63	—	800
		Азотирование	—	HRC 24...40	18HRC + + 50

Таблица 8

Коэффициент R_{FC}

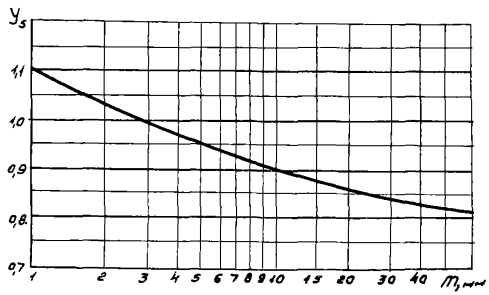
Способ термообработки	Значение R_{FC}
Отжиг, нормализация, улучшение	0,35
При H > HRC 45	0,25

Таблица 9

Показатель m_F

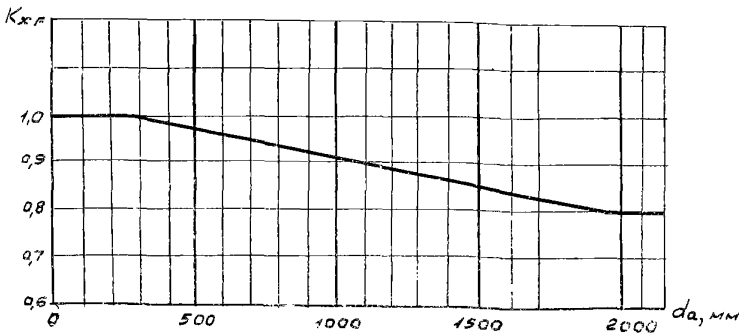
Способ термообработки зубьев	Значение m_F
Нормализация, улучшение, закалка ТВЧ	6
Объемная закалка (H >HB 350) и цементация	9

График для определения коэффициента Y_S



Черт. I6

График для определения коэффициента K_{xF}



Черт. 17

Таблица 10

Значение $Y_{\sigma_{F\,lim\,B}}$

Степень точности по нормам плавности	Значение $Y_{\sigma_{F\,lim\,B}}$ в зависимости от вида производства			
	Мелкосерийное	Серийное	Крупносерийное	Массовое
6	0,09	0,08	0,07	0,06
7	0,10	0,09	0,08	0,07
8	0,11	0,10	0,09	0,08
9	0,12	0,11	0,10	0,09

Таблица II

Таблица квантилей нормального распределения

u	γ, %	u	γ, %	u	γ, %
0	50	0,90	82	1,80	96,4
0,05	52	0,95	83	1,85	96,8
0,10	54	1,00	84	1,90	97,1
0,15	56	1,05	85	1,95	97,5
0,20	58	1,10	86	2,00	97,7
0,25	60	1,15	87	2,10	98,2
0,30	62	1,20	88	2,20	98,6
0,35	64	1,25	89	2,30	98,9
0,40	66	1,30	90	2,40	99,2
0,45	67	1,35	91	2,50	99,4
0,50	69	1,40	92	2,60	99,5
0,55	71	1,45	92,6	2,70	99,6
0,60	73	1,50	93,3	2,80	99,7
0,65	74	1,55	93,9	2,90	99,8
0,70	76	1,60	94,5	3,00	99,8
0,75	77	1,65	95,0	3,25	99,9
0,80	79	1,70	95,5		
0,85	80	1,75	96,0		

Таблица 12

Расчетные зависимости для определения Z_σ и Z_ε

Вид зубчатых колес	Значение Z_σ		Значение Z_ε
	шестерня	колесо	
Прямозубые	$Z_{\sigma_1}=\frac{Z_1}{\cos\delta_1}$	$Z_{\sigma_2}=\frac{Z_2}{\cos\delta_2}$	$Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$
Косозубые и с круговым зубом	$Z_{\sigma_1}=\frac{Z_1}{\cos\delta_1\cdot\cos^3\beta}$	$Z_{\sigma_2}=\frac{Z_2}{\cos\delta_2\cdot\cos^3\beta}$	$Z_\varepsilon=\sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$

Таблица 13

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Относительная ширина эквивалентного конического колеса $\frac{K_{be}\cdot u}{2-K_{be}}$	Шариковые опоры				Роликовые опоры			
	Твердость рабочих поверхностей зубьев							
	шестерни и колеса НВ > 350		шестерни или колеса НВ ≤ 350		шестерни и колеса НВ > 350		шестерни или колеса НВ ≤ 350	
	зубья							
	прямые и косые	круговые	прямые и косые	круговые	прямые и косые	круговые	прямые и косые	круговые
0,2	1,16	1,08	1,07	1,0	1,08	1,04	1,04	1,0
0,4	1,37	1,18	1,14	1,0	1,20	1,10	1,08	1,0
0,6	1,58	1,29	1,23	1,0	1,32	1,15	1,13	1,0
0,8	1,80	1,40	1,34	1,0	1,44	1,22	1,18	1,0
1,0	—	—	—	1,0	1,55	1,28	1,23	1,0

Таблица 14

Механические характеристики материалов валов

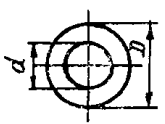
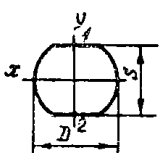
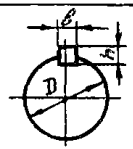
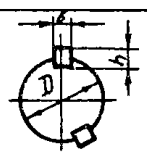
Размерность в МПа

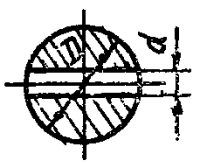
Марка стали	Диаметр заготовки не более $D_з$, мм	Твердость не ниже, НВ	Предел прочности $\sigma_в$	Предел текучести $\sigma_т$	Предел текучести $\tau_т$	Предел выносливости σ_{-1}	Предел выносливости τ_{-1}
Ст.5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	Любой	200	560	280	150	250	150
	120	240	800	550	300	350	210
	80	270	900	650	390	380	230
40Х	Любой	200	730	500	280	320	200
	200	240	800	650	390	360	210
	120	270	900	750	450	410	240
40ХН	Любой	240	820	650	390	360	210
	200	270	920	750	450	420	250
20	60	145	400	240	120	170	100
20Х	120	190	650	400	240	300	180
12ХН3А	120	260	950	700	420	420	210
12Х2Н4А	120	300	1100	850	530	500	250
18ХГТ	60	330	1150	950	660	520	280
30ХГТ	Любой	270	950	750	520	450	260
	120	320	1150	950	660	520	310
	60	415	1500	1200	840	650	330
25Х2ГНТ	200	360	1500	1200	840	650	330

ж) Твердость нормализованных и улучшенных сталей.

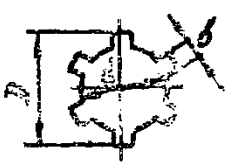
Таблица I5

Геометрические параметры валов

Вал	Эскиз	F	W_u		$W_к$
Сплошной		$\frac{\pi D^2}{4}$	$\frac{\pi D^3}{32}$		$\frac{\pi D^3}{16}$
Полый		$\frac{\pi}{4}(D^2-d^2)$	$\frac{\pi}{32}\left(D^3-\frac{d^4}{D}\right)$		$\frac{\pi}{16}\left(D^3-\frac{d^4}{D}\right)$
С лысками		$0{,}855 \cdot D \cdot S$	W_x	W_y	$0{,}186\,D^2 \cdot S$ (для точек I и 2)
			$0{,}106 D^2 \cdot S$	$0{,}094 D^2 \cdot S$	
С одной шпонкой		$\frac{\pi D^2}{4}-\frac{bh}{2}$	$\frac{\pi D^3}{32}-\frac{bh(2D-h)^2}{16D}$		$\frac{\pi D^3}{16}-\frac{bh(2D-h)^2}{16D}$
С двумя шпонками		$\frac{\pi D^2}{4}-bh$	$\frac{\pi D^3}{32}-\frac{bh(2D-h)^2}{8D}$		$\frac{\pi D^3}{16}-\frac{bh(2D-h)^2}{8D}$

Вал	Эскиз	F	W_u	$W_к$
С поперечным отверстием		$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot \xi_F$	$\frac{\pi}{32} \cdot D^3 \cdot \xi_u$	$\frac{\pi}{16} D^3 \cdot \xi_к$

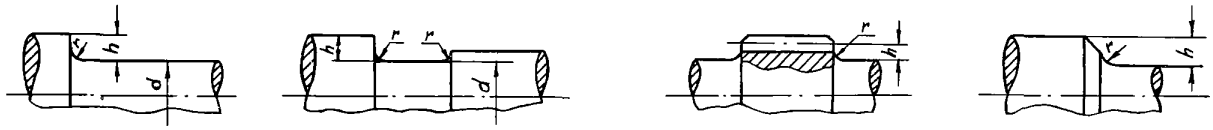
d/D	ξ_F	ξ_u	$\xi_к$	d/D	ξ_F	ξ_u	$\xi_к$
0,05	0,936	0,925	0,964	0,35	0,555	0,475	0,686
0,I0	0,873	0,850	0,926	0,40	0,490	0,400	0,630
0,I5	0,809	0,775	0,884	0,45	0,426	0,330	0,573
0,20	0,746	0,700	0,840	0,50	0,364	0,270	0,5I5
0,25	0,682	0,625	0,79I	0,55	0,300	0,2I5	0,458
0,30	0,6I8	0,550	0,740	0,60	0,235	0,I70	0,400

С прямобочными шлицами		$\frac{\pi d^2}{4} + bz \frac{D-d}{2}$	$\frac{\pi d^4 + bz(D-d)(D+d)^2}{32 \cdot D}$ z – число шлицев	$W_к = 2W_u$
С эвольвентными шлицами и вал-шестерня		$\frac{\pi d^2}{4}$	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$

d – номинальный диаметр

Таблица I6

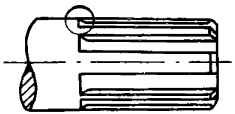
Эффективные коэффициенты концентрации для валов с галтельным переходом



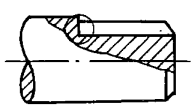
$\sigma_в$,	h/r													
	I					2				3			5	
	r/d													
МПа	0,0I	0,02	0,03	0,05	0,I0	0,0I	0,02	0,03	0,05	0,0I	0,02	0,03	0,0I	0,02
	Эффективный коэффициент концентрации при изгибе – K_σ													
400	I,34	I,4I	I,59	I,54	I,38	I,5I	I,76	I,76	I,70	I,86	I,90	I,89	2,07	2,09
600	I,38	I,47	I,67	I,64	I,50	I,57	I,86	I,88	I,82	I,94	2,02	2,03	2,I7	2,23
800	I,4I	I,52	I,76	I,73	I,6I	I,62	I,96	I,99	I,95	2,03	2,I3	2,I6	2,28	2,38
I000	I,45	I,57	I,84	I,83	I,72	I,67	2,06	2,II	2,07	2,I2	2,25	2,30	2,39	2,52
I200	I,49	I,62	I,92	I,93	I,83	I,72	2,I6	2,23	2,I9	2,2I	2,37	2,44	2,50	2,66
	Эффективный коэффициент концентрации при кручении – K_τ													
400	I,26	I,33	I,39	I,42	I,37	I,37	I,53	I,52	I,50	I,54	I,59	I,6I	2,I2	2,03
600	I,29	I,36	I,42	I,44	I,39	I,40	I,58	I,57	I,57	I,59	I,66	I,68	2,24	2,I2
800	I,30	I,37	I,45	I,47	I,43	I,43	I,6I	I,6I	I,62	I,64	I,72	I,74	2,37	2,22
I000	I,3I	I,39	I,48	I,5I	I,46	I,46	I,65	I,66	I,68	I,68	I,79	I,8I	2,48	2,3I
I200	I,32	I,42	I,52	I,54	I,50	I,47	I,68	I,7I	I,74	I,73	I,86	I,88	2,60	2,40

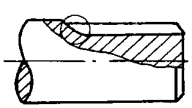
Таблица I7

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов со шлицами, шпоночной канавкой, метрической резьбой, поперечным отверстием

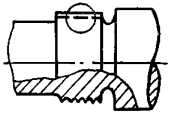


Для валов со шлицами

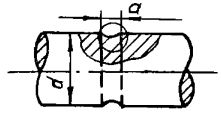




Для валов со шпоночной канавкой, выполненной торцевой фрезой / дисковой фрезой



Для валов с метрической резьбой



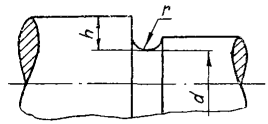
Для валов с поперечным отверстием

$\sigma_в$, МПа	K_σ	K_τ		K_σ	K_τ	K_σ	K_σ	K_τ	K_σ при $\frac{d}{D}=0{,}05\ldots0{,}15$	K_σ при $\frac{d}{D}=0{,}15\ldots0{,}25$	K_τ при $\frac{d}{D}=0{,}05\ldots0{,}25$
		Прямобочные шлицы	Эвольвентные шлицы и зубья валов-шестерен						K_σ (изгиб)		K_τ (кручение)
400	I,35	2,I0	I,40	I,5I	I,20	I,30	I,45	I,20	I,90	I,70	I,70
600	I,55	2,36	I,46	I,76	I,54	I,46	I,96	I,54	2,00	I,80	I,80
800	I,65	2,55	I,52	2,0I	I,88	I,62	2,32	I,88	2,I0	I,90	I,85
I000	I,72	2,70	I,58	2,26	2,22	I,77	2,6I	2,22	2,20	2,00	I,90
I200	I,75	2,80	I,60	2,50	2,39	I,92	2,90	2,39	2,30	2,I0	2,00

Знаком ◯ отмечены зоны концентрации напряжений изгиба и кручения.

Таблица I8

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с выточкой



$\sigma_в$,	h/r																			
	0,5					I				2			3		—					
	r/d																			
МПа	0,0I	0,02	0,03	0,05	0,I0	0,0I	0,02	0,03	0,05	0,0I	0,02	0,03	0,0I	0,02	0,0I	0,02	0,03	0,05	0,I0
	K_σ (изгиб)														K_τ (кручение)				
400	I,88	I,79	I,72	I,6I	I,44	2,09	I,99	I,9I	I,79	2,29	2,I8	2,I0	2,38	2,28	I,60	I,5I	I,44	I,34	I,I7
600	I,98	I,89	I,82	I,7I	I,52	2,2I	2,II	2,03	I,9I	2,43	2,32	2,22	2,56	2,42	I,80	I,69	I,60	I,46	I,23
800	2,09	2,00	I,92	I,82	I,59	2,37	2,20	2,I4	2,03	2,56	2,45	2,35	2,73	2,56	2,00	I,86	I,75	I,57	I,28
I000	2,20	2,II	2,02	I,93	I,66	2,45	2,35	2,25	2,I5	2,70	2,58	2,47	2,90	2,70	2,20	2,03	I,90	I,69	I,34
I200	2,3I	2,22	2,I2	2,04	I,73	2,57	2,49	2,36	2,27	2,84	2,7I	2,59	3,07	2,84	2,40	2,20	2,05	I,8I	I,40

Таблица 19

Коэффициент влияния абсолютных размеров

Наименьший из примыкающих к зоне концентрации диаметр вала, мм	Углеродистые стали		Легированные стали	
	$K_{d\sigma}$	$K_{d\tau}$	$K_{d\sigma}$	$K_{d\tau}$
20...30	0,91	0,89	0,83	0,89
30...40	0,88	0,81	0,77	0,81
40...50	0,84	0,78	0,73	0,78
50...60	0,81	0,76	0,70	0,76
60...70	0,78	0,74	0,68	0,74
70...80	0,75	0,73	0,66	0,73
80...100	0,73	0,72	0,64	0,72
100...120	0,70	0,70	0,62	0,70
120...150	0,68	0,68	0,60	0,68
150...500	0,60	0,60	0,54	0,60

Таблица 20

Коэффициент влияния шероховатости поверхности при изгибе

Вид механической обработки и шероховатость поверхности	Значения $K_{n\sigma}$ при $\sigma_в$, МПа		
	400	800	1200
Шлифование 0,32 ... 0,16	1	1	1
Обточка 2,5 ... 0,63	1,05	1,10	1,25
Обдирка R_z 80 ... R_z 20	1,20	1,25	1,50
Необработанная поверхность	1,30	1,50	2,20

Таблица 21

Коэффициенты концентрации напряжений
для валов с посаженными деталями

(концентратор - край посаженной детали)

Диаметр вала, мм	Посадка	Предел прочности $\sigma_в$, МПа							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
		$(K_\sigma)_D$ - изгиб							
30...50	r 6	2,25	2,50	2,75	3,0	3,25	3,50	3,75	4,25
	k 6	1,69	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	h 6	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50...100	s 6	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
	k 6	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	h 6	1,80	1,98	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	3,40
> 100	s 6	2,95	3,28	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,60
	k 6	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	h 6	1,92	2,13	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18	3,64
		$(K_\tau)_D$ - кручение							
30...50	r 6	1,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,95
	k 6	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	h 6	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50...100	s 6	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	k 6	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	h 6	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
> 100	s 6	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	k 6	1,73	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	h 6	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

Примечание. Значения $(K_\sigma)_D$ и $(K_\tau)_D$ для посадки колец подшипников качения принимать по графе, соответствующей прессовой посадке.

Таблица 22

Значение коэффициента K_v

Вид поверхностной обработки	Предел прочности $\sigma_в$, МПа	Гладкие валы	Валы с коэффициентом концентрации	
			$K_\sigma \leq 1,5$	$K_\sigma > 1,5$
Закалка ТВЧ	600...800	1,5	1,6	2,4
	800...1000	1,3	-	-
Азотирование	900...1200	1,1	1,6	1,8
Цементация	400...600	1,8	3,0	-
	700...800	1,4	-	-
	1000...1200	1,2	2,0	-
Обдувка дробью	700...1250	1,1	1,5	1,7
Обкатка роликом	-	1,2	1,4	1,8

Таблица 23

Значение коэффициента безопасности K_s

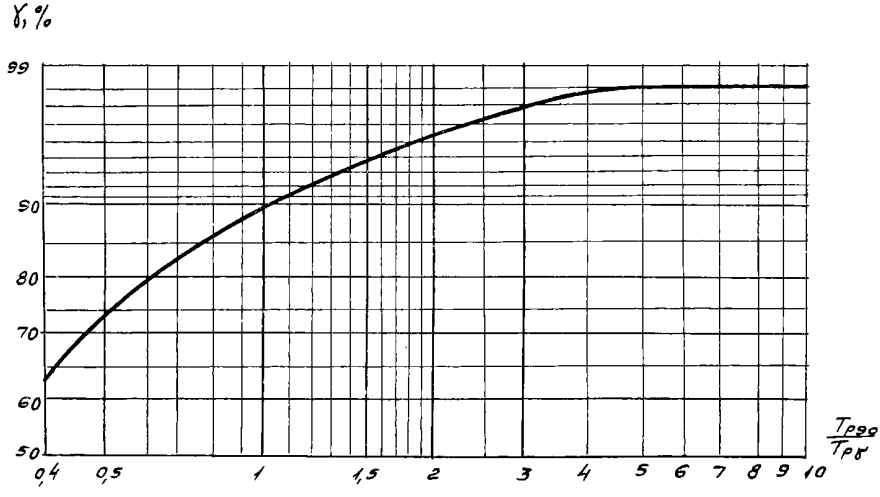
Характер нагрузки	K_s	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Ременная и фрикционная передачи, ленточные конвейеры, грузовые блоки.
Легкие толчки, кратковременная перегрузка до 125 %	1,0...1,2	Металлорежущие станки, вентиляторы.
Умеренные толчки, кратковременная перегрузка до 150 %	1,3...1,5	Редукторы, компрессоры, электродвигатели, тракторы, автомобили, крановые механизмы, смесительные машины.
Вибрационная нагрузка	1,5...1,8	Двигатели внутреннего сгорания, грохоты, валковые и молотковые дробилки.
Нагрузка со значительными толчками и вибрацией	1,8...2,0	Мелкие щековые дробилки, шаровые и стержневые мельницы, вибраторы для уплотнения бетона.
Нагрузка с перегрузкой до 200 %	2,0...2,5	Копры, железнодорожные буксы, крупные щековые дробилки.
Сильные удары, перегрузка до 300 %, повышенная температура, плохие условия работы	2,5...3,0	Лесопильные рамы

Таблица 24

Значение температурного коэффициента $K_т$
в зависимости от рабочей температуры подшипника

Рабочая температура подшипника	125	150	175	200	225
Температурный коэффициент $K_т$	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35

График для определения вероятности
обеспечения ресурса подшипника

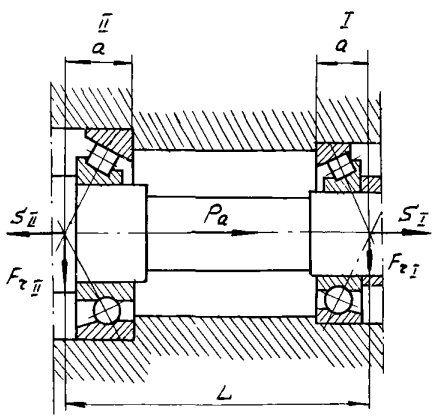


Черт. 18

Таблица 25

Формулы для определения расчетной осевой нагрузки F_{ap} на радиально-упорные шарикоподшипники и конические роликоподшипники

Условия нагружения	Расчетная осевая нагрузка	
	Опора I	Опора II
$S_I \geq S_{II}$ и $F_a \geq 0$	$F_{ap_I} = S_I$	$F_{ap_{II}} = S_I + F_a$
$S_I < S_{II}$ и $F_a \geq S_{II} - S_I$		
$S_I < S_{II}$ и $F_a \leq S_{\bar{II}} - S_{\bar{I}}$	$F_{ap_{\bar{I}}} = S_{\bar{II}} - F_a$	$F_{ap_{\bar{II}}} = S_{\bar{II}}$



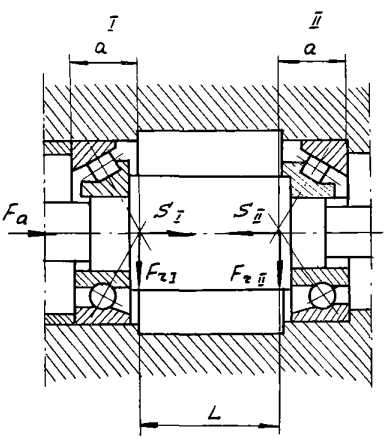
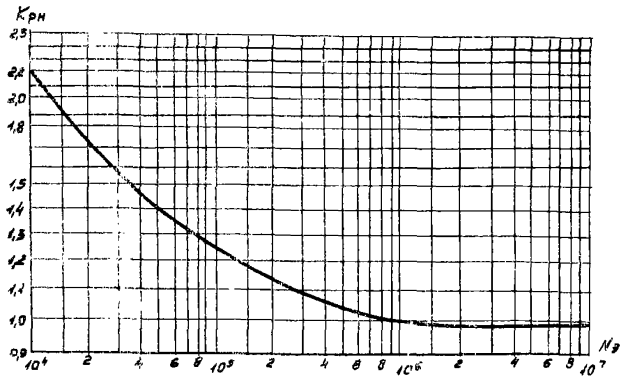


Таблица 26

Значение коэффициентов, определяющих коэффициент эксплуатации $K_э$

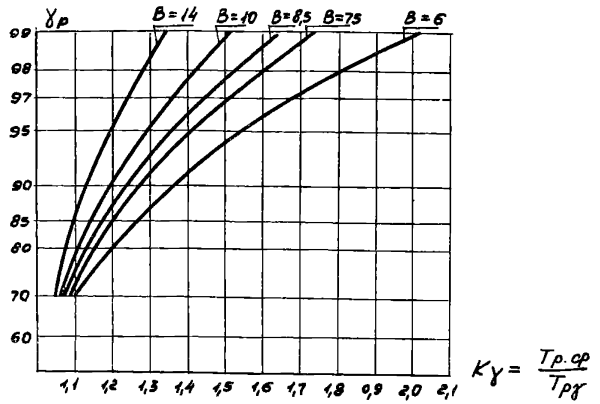
Наименование коэффициента	Обозначение	Значение
Коэффициент динамической нагрузки	$K_д$	I,0...I,5
Коэффициент межосевого расстояния	$K_а$	I,0...I,25
Коэффициент наклона передачи к горизонту	$K_н$	I,0...I,25
Коэффициент способа регулировки натяжения цепи	$K_р$	I,0...I,25
Коэффициент смазки и загрязнения передачи	$K_с$	I,0...6,0
Коэффициент продолжительности работы в течение суток	$K_п$	I,0...I,5

График для определения эквивалентного числа циклов нагружения



Черт. I9

График для определения вероятности обеспечения ресурса цепной передачи



Черт. 20

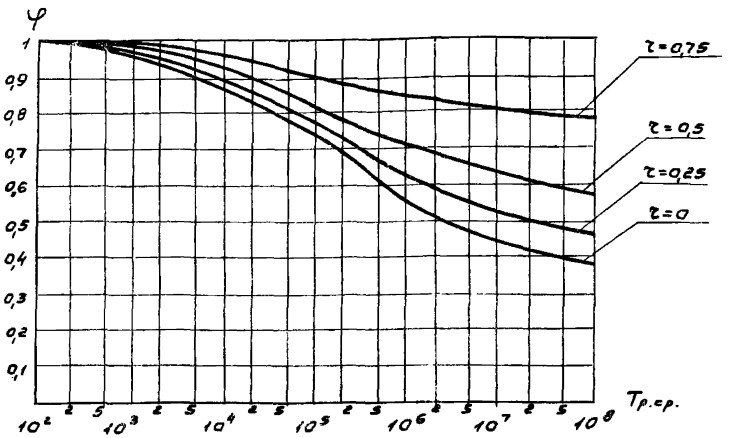
Значение условного допускаемого напряжения $\tau_{уд.}$

Размерность в МПа

Таблица 27

Материал проволоки (прутка)		Диаметр проволоки (прутка), мм										
		0,5	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	8...30
Проволока по ГОСТ 9389-60	класс I	13,0	12,5	11,0	10,0	9,0	8,5	8,0	7,5	7,0	–	–
	класс II	11,0	10,0	9,0	9,0	8,0	8,0	7,5	7,0	6,5	6,0	–
	класс III	8,5	8,0	7,0	7,0	6,5	6,5	5,5	5,5	5,0	5,0	–
Сталь 60С2 и 60С2А		—					7,5					7,0

График для определения среднего ресурса пружины — $T_{р.ф.}$



Черт. 21

Коэффициент вариации U

Таблица 28

Условия производства	Характер нагрузки	Значение U
Неспециализированное	Наличие случайных ударов, вибраций, отдельных пиковых амплитудных нагрузок.	1,2
	Отсутствие вибраций и ударов. Постоянная амплитудная нагрузка.	1,0
Специализированное	Наличие случайных ударов, вибраций, отдельных пиковых амплитудных нагрузок.	0,8
	Отсутствие вибраций и ударов. Постоянная амплитудная нагрузка.	0,6

Коэффициент K_K'

Таблица 29

Диаметр каната, мм	I0	I4	I6	I8	20
Коэффициент K_K'	I,I	I,0	0,95	0,89	0,85

Коэффициент K_K''

Таблица 30

Предел прочности проволок каната $\sigma_в$, МПа	I6	I8	20
Коэффициент K_K''	I,0	0,95	0,8

Коэффициент K_K'''

Таблица 3I

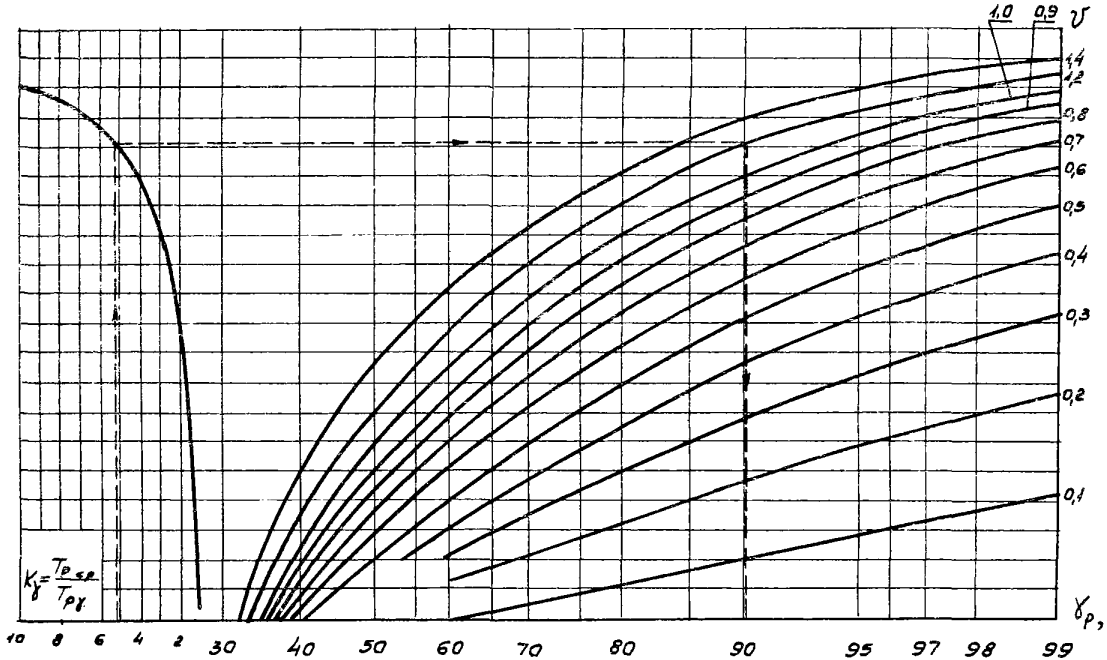
Тип и конструкция каната	Коэффициент K_K'''	
	канат крестовой свивки	канат односторонней свивки
ТЛК-О; 6х3I+I о.с.	I,4	2,I
ЛК-РО; 6х36+I о.с.	I,35	2,02
ЛК-Р; 6хI9+I о.с.	I,0	I,5
ТК; 6хI9+I о.с.	0,5	0,75

Коэффициент режима нагружения для клиновых ремней K_f

Таблица 32

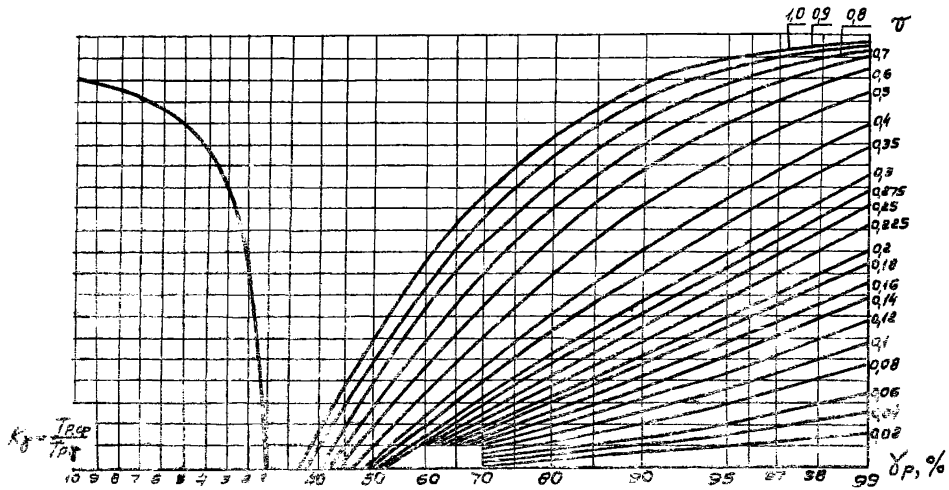
Характер нагрузки	Значение K_f
Спокойная	2,5
Умеренные колебания	I,0
Значительные колебания	0,5
Ударная или резко переменная	0,25

Номограмма для определения вероятности обеспечения ресурса пружины
(логарифмически-нормальный закон распределения)



Черт. 22

Номограмма для определения вероятности обеспечения ресурса канатов (закон распределения Вейбулла)



черт. 23

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Обязательное

РАСЧЕТНЫЕ ТАБЛИЦЫ

I. Расчет цилиндрических зубчатых передач на долговечность

I.I. Исходные данные

Таблица I

Наименование параметров		Обозначение	Значение
Число зубьев	шестерни	z_1	
	колеса	z_2	
Модуль, мм		m	
Угол наклона, градус		β	
Коэффициент смещения	шестерни	x_1	
	колеса	x_2	
Рабочая ширина венца, мм		b_w	
Первая ступень нагружения шестерни (черт.I)	Крутящий момент, Н·м	T_{11}	
	Частота вращения, мин$^{-1}$	n_{11}	
	Время действия момента, ч	t_1	
Вторая ступень	То же	T_{12}	
		n_{12}	
		t_2	
Третья ступень	То же	T_{13}	
		n_{13}	
		t_3	
Четвертая ступень	То же	T_{14}	
		n_{14}	
		t_4	
Гамма-процентный ресурс, ч		$T_{P\gamma}$	
Заданная вероятность обеспечения, %		γ	
Коэффициент (отношение среднего к гамма-процентному ресурсу при заданном законе распределения ресурса)		K_T	

Продолжение табл. 1

Наименование параметров		Обозначение	Значение
Наибольший длительно действующий крутящий момент на реверсируемом валу шестерни, Н·м		T_1'	
Время работы передачи при реверсе, ч		t'	
Количество зубчатых колес, одновременно находящихся в зацеплении с рассчитываемым колесом		a	
Схема расположения колес относительно опор (приложение 1, черт.3)		—	
Наличие колеса, насаженного на вал рядом с шестерней (да, нет)		—	
Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-78		S	
Класс шероховатости по ГОСТ 2789-73		—	
*) Условия работы передачи (стабильные, изменяющиеся)		—	
Степень нагруженности передачи (средняя, максимальная)		—	
Марка стали	шестерни	—	
	колеса	—	
Способ термообработки	шестерни	—	
	колеса	—	
**) Твердость поверхности зубьев (средняя), НВ или HRC	шестерни	H_1	
	колеса	H_2	
Твердость сердцевины зубьев (средняя), НВ или HRC	шестерня	H_1'	
	колеса	H_2'	

*) Условия работы принимаются стабильными в случае постоянства крутящего момента, а также при кратковременных его изменениях.

**) Соотношение между значениями твердости, выраженными в единицах НВ и HRC, приведено на черт. 2 приложения 1.

I.2. Определение основных геометрических параметров

I.2.I. Определение основных геометрических параметров некорригированных зубчатых передач ($x_1 = x_2 = 0$) и передач с высотной коррекцией ($x_1 = -x_2$)

Таблица 2

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Передаточное число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
Начальный диаметр, мм	d_{ω_1}	$d_\omega = \frac{z \cdot m}{\cos\beta}$	
	d_{ω_2}		
Межосевое расстояние, мм	a_ω	$a_\omega = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2\cos\beta}$	
Составляющие коэффициента торцевого перекрытия	ε_{α_1}	Приложение I, черт.4	
	ε_{α_2}		
Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha_1} + \varepsilon_{\alpha_2}$	
Осевой шаг, мм	p_x	$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin\beta}$	
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$\varepsilon_\beta = \frac{b_\omega}{p_x}$	

I.2.2. Определение основных геометрических параметров прямозубой передачи с угловой коррекцией ($x_1 \neq x_2$)

Таблица 3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Передаточное число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
Коэффициент суммы смещений	x_Σ	$x_\Sigma = x_1 + x_2$	
Вспомогательные величины	B	$B = \frac{1000 \cdot x_\Sigma}{z_1 + z_2}$	
	Γ	Приложение I, черт.5	
Коэффициент уравнительного смещения	Δy	$\Delta y = \frac{\Gamma (z_1 + z_2)}{1000}$	
Коэффициент воспринимаемого смещения	y	$y = x_\Sigma - \Delta y$	
Межосевое расстояние, мм	a_ω	$a_\omega = \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + y\right) \cdot m$	
Начальный диаметр, мм	d_{ω_1}	$d_{\omega_1} = \frac{2 \cdot a_\omega}{u+1}$	
	d_{ω_2}	$d_{\omega_2} = \frac{2 \cdot a_\omega \cdot u}{u+1}$	
Делительный диаметр, мм	d_1	$d = z \cdot m$	
	d_2		
Основной диаметр, мм	d_{b_1}	$d_b = d \cdot \cos\alpha$ (обычно $\alpha = 20^0$)	
	d_{b_2}		
Диаметр вершин зубьев, мм	d_{a_1}	$d_{a_1} = d_1 + 2(1 + x_1 - \Delta y)m$	
	d_{a_2}	$d_{a_2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y)m$	
Угол профиля зуба в точке на окружности вершин, градус	α_{a_1}	$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}$	
	α_{a_2}		
Угол зацепления, градус	α_{t_ω}	$\alpha_{t_\omega} = \arccos \frac{(z_1 + z_2) \cdot m \cos\alpha}{2 \cdot a_\omega}$	
Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 tg\alpha_{a_1} + z_2 tg\alpha_{a_2} - (z_1 + z_2) tg\alpha_{t_\omega}}{2\pi}$	

I.3. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостного выкрашивания

Таблица 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Вспомогательный параметр	—	$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$	
Коэффициент формы поверхности	Z_H	Приложение I, черт.6	
Коэффициент свойств материалов, $МПа^{1/2}$	Z_M	Для стальных зубчатых колес $Z_M = 275$	
Коэффициент длины контактных линий	Z_ε	Для прямозубых передач: $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$; для косозубых передач по черт.7 приложения I.	
Число циклов перемены напряжений N_{fi} за время действия t_i крутящего момента T_{fi} при частоте вращения n_{fi}	N_{11}	$N_{1i} = 60 \cdot a \cdot n_{1i} \cdot t_i$	
	N_{12}		
	N_{13}		
	N_{14}		
Эквивалентное число циклов перемены напряжений для шестерни	N_{HE1}	$N_{HE1} = \sum_0^i \left[\left(\frac{T_{1i}}{T_{11}} \right)^3 \cdot N_{1i} \right] \cdot \frac{1}{K_\Gamma}$	
Эквивалентное число циклов перемены напряжений для колеса	N_{HE2}	$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{a \cdot U}$	
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на контактную выносливость, Н•м	T_{H1}	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов которого превышает $0{,}03 \cdot N_{HE1}$	
Окружная скорость, м/с	v	$v = \frac{\pi \cdot d_{\omega 1} \cdot n_{11}}{60\,000}$	
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$, для косозубых передач по черт. 8 приложения I.	
Относительная ширина шестерни	ψ_{bd}	$\psi_{bd} = \frac{b_\omega}{d_{\omega 1}}$	

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{H\beta}$	Приложение I, черт.9	
Коэффициент вида зубчатой передачи	δ_H	Приложение I, табл.I	
Коэффициент разности шагов шестерни и колеса	g_0	Приложение I, табл.2	
Коэффициент, учитывающий наличие колеса, насаженного на вал, рядом с шестерней	K_0	При отсутствии – $K_0 = I$; если насажено цилиндрическое колесо, то $K_0 = \frac{u}{2}\sqrt{\frac{u}{2}}$, если коническое, то $K_0 = u$	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	$W_{H\upsilon}$	$W_{H\upsilon} = \delta_H \cdot g_0 \cdot \upsilon \sqrt{\frac{a_\omega}{u}} \cdot K_0$	
Динамическая добавка	ϑ_H	$\vartheta_H = \frac{W_{H\upsilon} \cdot b_\omega \cdot d_{\omega 1}}{2000 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$	
Коэффициент динамичности	$K_{H\upsilon}$	$K_{H\upsilon} = 1 + \vartheta_H$	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	W_{Ht}	$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_{H1}}{b_\omega \cdot d_{\omega 1}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\upsilon}$	
Расчетное контактное напряжение, МПа	σ_H	$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{\omega 1}} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}}$	
Средняя величина базового предела контактной выносливости, МПа	$\sigma_{H lim b1}$ $\sigma_{H lim b2}$	Приложение I, табл.3	
Коэффициент шероховатости	Z_R	Приложение I, табл.4	
Скоростной коэффициент	Z_υ	При $\upsilon \leq 5$ м/с $Z_\upsilon = I$; при $\upsilon > 5$ м/с по черт.IO приложения I.	
Коэффициент размеров	K_{xH}	Приложение I, черт.II	

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Базовое число циклов перемены напряжений	N_{H01}	Приложение I, черт.I2	
	N_{H02}		
Отношение базового числа циклов к эквивалентному	—	$\frac{N_{H0}}{N_{HE}}$	
Коэффициент среднего ресурса	K_{HL1}	$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}$ При $\frac{N_{H0}}{N_{HE}} < 1$ принимать $K_{HL} = 1$. Предельные значения: $K_{HL} \leq 2{,}6$ – при объемном упрочнении $K_{HL} \leq 1{,}8$ – при поверхностном упрочнении	
	K_{HL2}		
Средняя величина предела контактной выносливости, МПа	σ_{HP1}	$\sigma_{HP} = \sigma_{H lim b} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot K_{XH} \cdot K_{HL}$	
	σ_{HP2}		
Коэффициент вариации базового предела контактной выносливости	$v_{\sigma H lim b}$	Приложение I, табл.5	
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	v_{KHL1}	При $K_{HL} \leq 1$ $v_{KHL} = 0$; при $K_{HL} > 1$ $v_{KHL} = 0{,}05$	
	v_{KHL2}		
Квадрат коэффициента вариации предела контактной выносливости	$v^2_{\sigma HP1}$	$v^2_{\sigma HP} = v^2_{\sigma H lim b} + v^2_{KHL}$	
	$v^2_{\sigma HP1}$		
Дисперсия предела контактной выносливости, $МПа^2$	$D_{\sigma HP1}$	$D_{\sigma HP} = \sigma^2_{HP} \cdot v^2_{\sigma HP}$	
	$D_{\sigma HP2}$		
Коэффициент вариации нагрузки	v_{TH1}	Приложение I, табл.6	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$v_{KH\alpha}$	$v_{KH\alpha} = \frac{K_{H\alpha} - 1}{3 K_{H\alpha}}$	

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$\upsilon_{K_{H\beta}}$	$\upsilon_{K_{H\beta}} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{H\beta}-1,05}{3K_{H\beta}}$, где S – степень точности	
Коэффициент вариации динамического коэффициента	$\upsilon_{K_{H\upsilon}}$	$\upsilon_{K_{H\upsilon}} = \frac{K_{H\upsilon}-1}{3K_{H\upsilon}}$	
Квадрат коэффициента вариации контактного напряжения	$\upsilon_{\sigma H}^2$	$\upsilon_{\sigma H}^2 = \frac{1}{4}(\upsilon_{TH1}^2 + \upsilon_{K H\alpha}^2 + \upsilon_{K H\beta}^2 + \upsilon_{K H\upsilon}^2 + \upsilon_{K H\alpha} \cdot \upsilon_{K H\beta} + \upsilon_{K H\alpha} \cdot \upsilon_{K H\upsilon} + \upsilon_{K H\beta} \cdot \upsilon_{K H\upsilon})$	
Дисперсия контактного напряжения, МПа^2	$D_{\sigma H}$	$D_{\sigma H} = \sigma_H^2 \cdot \upsilon_{\sigma H}^2$	
Квантиль распределения разности напряжений	U_{H1} U_{H2}	$U_H = \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sqrt{D_{\sigma HP} + D_{\sigma H}}} > 0$	
Вероятность обеспечения ресурса, %	γ_{H1} γ_{H2}	Приложение I, табл.II	

Вывод: γ_{H1} = γ =

γ_{H2} = γ =

1.4. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостной поломки зуба от изгиба

Таблица 5

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на выносливость при изгибе, Н·м	T_{F1}	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов действия которого превышает $5 \cdot 10^4$ (приложение I, черт.I).	
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{F\alpha} = I$; для косозубых: при $\varepsilon_\beta \leq I$ $K_{F\alpha} = I$, при $\varepsilon_\beta > I$ $K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(5 - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}$ где 5 – степень точности	
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{F\beta}$	Приложение I, черт. I3	
Коэффициент вида зубчатой передачи	δ_F	Для прямых зубьев $\delta_F = 0{,}016$; для косых – $\delta_F = 0{,}006$	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	W_{Fv}	$W_{Fv} = \frac{\delta_F}{\delta_H} \cdot W_{Hv}$	
Динамическая добавка	ϑ_F	$\vartheta_F = \frac{W_{Fv} \cdot b_\omega \cdot d_{\omega 1}}{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}$	
Коэффициент динамичности	K_{Fv}	$K_{Fv} = 1 + \vartheta_F$	
Эквивалентное число зубьев	Z_{v1}	$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$	
	Z_{v2}		
Коэффициент формы зуба	y_{F1}	Приложение I, для колес с внешними зубьями по черт. I4, для колес с внутренними зубьями по черт. I5	
	y_{F2}		
Коэффициент наклона зуба	y_β	Для косозубых передач $y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$ где β – в градусах; для прямозубых – $y_\beta = I$.	

Продолжение табл. 5

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Напряжение изгиба на шестерне, МПа	σ_{F1}	$\sigma_{F1} = \frac{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{b_w \cdot d_{w1} \cdot m} Y_{F1} Y_\beta$	
Напряжение изгиба на колесе, МПа	σ_{F2}	$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}}$	
Средняя величина базового предела выносливости, МПа	$\sigma_{F\lim b_1}$ $\sigma_{F\lim b_2}$	Приложение I, табл. 7	
Коэффициент влияния амплитуд напряжений противоположного знака	R_{FC1} R_{FC2}	Приложение I, табл. 8	
Коэффициент реверсивности	K_{FC1} K_{FC2}	$K_{FC} = 1 - R_{FC} \frac{T_1' \cdot t'}{T_{F1} \cdot t}$	
Показатель кривой усталости	m_{F1} m_{F2}	Приложение I, табл. 9	
Базовое число циклов перемены напряжений	N_{F0}	$N_{F0} = 4 \cdot 10^6$	
Эквивалентное число циклов	N_{FE1} N_{FE2}	$N_{FE} = \sum \left[\left(\frac{T_{1i}}{T_{11}} \right)^{m_F} \cdot N_i \right] \cdot \frac{1}{K_F}$	
Отношение базового числа к эквивалентному числу циклов	— —	$\frac{N_{F0}}{N_{FE}} = \frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}$	
Коэффициент среднего ресурса	K_{FL1} K_{FL2}	$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$ При $\frac{N_{F0}}{N_{FE}} < 1$ принимать $K_{FL} = 1$. Предельные значения: $K_{FL} \leq 1{,}63$ – при $m_F = 9$ $K_{FL} \leq 2{,}0$ – при $m_F = 6$	
Коэффициент чувствительности материала	Y_S	Приложение I, черт. 16	

Продолжение табл. 5

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент размеров	K_{xF_1}	Приложение I, черт.I7	
	K_{xF_2}		
Средняя величина предела выносливости, МПа	σ_{FP_1}	$\sigma_{FP}=\sigma_{Flim\,b}\cdot K_{FC}\cdot K_{FL}\cdot Y_S\cdot K_{xF}$	
	σ_{FP_2}		
Коэффициент вариации базового предела выносливости	$v_{\sigma Flim\,b}$	Приложение I, табл.I0	
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	v_{KFL_1}	При $K_{FL}\le I$ $v_{KFL}=0$; при $K_{FL}>I$ $v_{KFL}=0{,}05$	
	v_{KFL_2}		
Квадрат коэффициента вариации предела выносливости	$v^2_{\sigma FP_1}$	$v^2_{\sigma FP}=v^2_{\sigma Flim\,b}+v^2_{KFL}$	
	$v^2_{\sigma FP_2}$		
Дисперсия предела выносливости, $МПа^2$	$D_{\sigma FP_1}$	$D_{\sigma FP}=\sigma^2_{FP}\cdot v^2_{\sigma FP}$	
	$D_{\sigma FP_2}$		
Коэффициент вариации нагрузки	v_{TF1}	Приложение I, табл.6	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$v_{KF\alpha}$	$v_{KF\alpha}=\dfrac{K_{F\alpha}-1}{3K_{F\alpha}}$	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$v_{KF\beta}$	$v_{KF\beta}=\dfrac{S+1}{10}\cdot\dfrac{K_{F\beta}-1{,}05}{3\cdot K_{F\beta}}$ где S – степень точности	
Коэффициент вариации динамического коэффициента	v_{KFv}	$v_{KFv}=\dfrac{K_{Fv}-1}{3K_{Fv}}$	

Продолжение табл.5

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Квадрат коэффициента вариации напряжения изгиба	$\upsilon_{\sigma F}^2$	$\upsilon_{\sigma F}^2 = \frac{1}{4}\left(\upsilon_{TF1}^2 + \upsilon_{KF\alpha}^2 + \upsilon_{KF\beta}^2 + \upsilon_{KFv}^2 + \upsilon_{KF\alpha} \cdot \upsilon_{KF\beta} + \upsilon_{KF\alpha} \cdot \upsilon_{KFv} + \upsilon_{KF\beta} \cdot \upsilon_{KFv}\right)$	
Дисперсия напряжения изгиба шестерни, МПа^2	$D_{\sigma F1}$	$D_{\sigma F1} = \sigma_{F1}^2 \cdot \upsilon_{\sigma F}^2$	
Дисперсия напряжения изгиба колеса, МПа^2	$D_{\sigma F2}$	$D_{\sigma F2} = \sigma_{F2}^2 \cdot \upsilon_{\sigma F}^2$	
Квантиль распределения разности напряжений	u_{F1}	$u_F = \frac{\sigma_{FP} - \sigma_F}{\sqrt{D_{\sigma FP} + D_{\sigma F}}}$	
	u_{F2}		
Вероятность обеспечения ресурса, %	γ_{F1}	Приложение I, табл.II	
	γ_{F2}		

Вывод: γ_{F1} = γ =

γ_{F2} = γ =

2. Расчет конических зубчатых передач на долговечность

2.1. Исходные данные

Таблица 6

Наименование параметров			Обозначение	Значение
Число зубьев		шестерни	z_1	
		колеса	z_2	
Внешний окружной модуль, мм			m_{te}	
Средний угол наклона делительной линии зуба, градус			β	
Коэффициент смещения		шестерни	x_1	
		колеса	x_2	
Ширина зубчатого венца, мм			b	
Первая ступень нагружения шестерни	Крутящий момент, Н·м		T_{11}	
	Частота вращения, $мин^{-1}$		n_{11}	
	Время действия момента, ч		t_1	
Вторая ступень	То же		T_{12}	
			n_{12}	
			t_2	
Третья ступень	То же		T_{13}	
			n_{13}	
			t_3	
Четвертая ступень	То же		T_{14}	
			n_{14}	
			t_4	
Гамма-процентный ресурс, ч			$T_{p\gamma}$	
Заданная вероятность обеспечения, %			γ	
Коэффициент (отношение среднего к гамма-процентному ресурсу при заданном законе распределения ресурса)			K_γ	

Продолжение табл. 6

Наименование параметров		Обозначение	Значение
Наибольший длительно действующий крутящий момент на реверсируемом валу шестерни, Н·м		T_1'	
Время работы передачи при реверсе, ч		t'	
Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-78		S	
Класс шероховатости по ГОСТ 2789-73		—	
*) Условия работы передачи (стабильные, изменяющиеся)		—	
Степень нагруженности передачи (средняя, максимальная)		—	
Марка стали	шестерни	—	
	колеса	—	
Способ термообработки	шестерни	—	
	колеса	—	
**) Твердость поверхности зубьев (средняя), НВ или HRC	шестерни	H_1	
	колеса	H_2	
Твердость сердцевины зубьев (средняя), НВ или HRC	шестерни	H_1'	
	колеса	H_2'	

*) Условия работы принимаются стабильными в случае постоянства крутящего момента, а также при кратковременных его изменениях.

**) Соотношение между значениями твердости, выраженными в единицах НВ и HRC, приведено на черт. 2 приложения I.

2.2. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостного выкрашивания

Таблица 7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Передаточное число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
Вспомогательный параметр	—	$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$	
Коэффициент формы поверхности	Z_H	Приложение I, черт.6	
Коэффициент свойств материалов, $МПа^{1/2}$	Z_M	Для стальных зубчатых колес $Z_M = 275$	
Угол делительного конуса шестерни, градус	δ_1	$\delta_1 = arctg \frac{z_1}{z_2}$	
Угол делительного конуса колеса, градус	δ_2	$\delta_2 = 90° - \delta_1$	
Биэквивалентное число зубьев	$\frac{z_{v1}}{z_{v2}}$	Приложение I, табл.12	
Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = [1{,}88 - 3{,}2 (\frac{1}{z_{v1}} + \frac{1}{z_{v2}})] \cos\beta$	
Коэффициент длины контактных линий	Z_ε	Приложение I, табл.12	
Внешнее конусное расстояние, мм	R_e	$R_e = \frac{m_{te} \cdot z_1}{2 \sin\delta_1}$	
Средний окружной модуль, мм	m_{tm}	$m_{tm} = m_{te} (1 - \frac{b}{2R_e})$	
Средний делительный диаметр шестерни, мм	d_{m1}	$d_{m1} = z_1 \cdot m_{tm}$	
Окружная скорость на среднем делительном диаметре, м/с	v_m	$v_m = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_{11}}{60\,000}$	

Продолжение табл.7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{H\alpha} = 1$; для передач с косыми и круговыми зубьями по черт.8 приложения I.	
Коэффициент ширины зубчатого венца	K_{be}	$K_{be} = \frac{b}{R_e}$	
Относительная ширина эквивалентного конического колеса	—	$\frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}}$	
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{H\beta}$	Приложение I, табл.13	
Коэффициент вида зубчатой передачи	δ_H	Приложение I, табл.1	
Коэффициент разности шагов шестерни и колеса	g_o	Приложение I, табл.2	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	$w_{Hv} = \delta_H g_o v_m \sqrt{\frac{R_e - 0{,}5b}{u}}$	
Динамическая добавка	v_H	$v_H = \frac{w_{Hv} \cdot d_{m1} \cdot b}{2000\, T_{11}\, K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$	
Коэффициент динамичности	K_{Hv}	$K_{Hv} = 1 + v_H$ Для передач с круговым зубом по табл.13 приложения I.	
Число циклов перемены напряжений N_{1i} за время действия t_i крутящего момента T_{1i} при частоте вращения n_{1i}	N_{11}	$N_{1i} = 60 \cdot n_{1i} \cdot t_i$	
	N_{12}		
	N_{13}		
	N_{14}		
Эквивалентное число циклов перемены напряжений для шестерни	N_{HE1}	$N_{HE1} = \sum_{o}^{i} \left[\left(\frac{T_{1i}}{T_{11}} \right)^3 \cdot N_{1i} \right] \cdot \frac{1}{K_y}$	

Продолжение табл.7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на контактную выносливость, Н·м	T_{H1}	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов которого превышает $0{,}03 \cdot N_{HE1}$	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	ω_{Ht}	$\omega_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_{H1}}{b \cdot d_{m1}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$	
Расчетное контактное напряжение, МПа	σ_H	$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}\sqrt{u^2+1}}{0{,}85\, d_{m1} \cdot u}}$	
Средняя величина базового предела контактной выносливости, МПа	σ_{Hlimb_1}	Приложение I, табл.3	
	σ_{Hlimb_2}		
Коэффициент шероховатости	Z_R	Приложение I, табл.4	
Скоростной коэффициент	Z_v	При $v \leq 5$ м/с $Z_v = 1$; при $v > 5$ м/с по черт.10 приложения I.	
Коэффициент размеров	K_{XH}	Приложение I, черт.11	
Базовое число циклов перемены напряжений	N_{HO1}	Приложение I, черт.12	
	N_{HO2}		
Отношение базового числа циклов к эквивалентному	—	$\frac{N_{HO}}{N_{HE}}$	
Коэффициент среднего ресурса	K_{HL1}	$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ При $\frac{N_{HO}}{N_{HE}} < 1$ принимать $K_{HL}=1$. Предельные значения K_{HL}: $K_{HL} \leq 2{,}6$ – при объемном упрочнении, $K_{HL} \leq 1{,}8$ – при поверхностном упрочнении	
	K_{HL2}		
Средняя величина предела контактной выносливости, МПа	σ_{HP1}	$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlimb} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot K_{XH} \cdot K_{HL}$	
	σ_{HP2}		

Продолжение табл.7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент вариации базового предела контактной выносливости	$\upsilon_{\sigma H lim b}$	Приложение I, табл.5	
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	υ_{KHL1}	При $K_{HL} \leq 1$ $\upsilon_{KHL} = 0$;	
	υ_{KHL2}	при $K_{HL} > 1$ $\upsilon_{KHL} = 0{,}05$	
Квадрат коэффициента вариации предела контактной выносливости	$\upsilon^2_{\sigma_{HP1}}$	$\upsilon^2_{\sigma_{HP}} = \upsilon^2_{\sigma_{H lim b}} + \upsilon^2_{KHL}$	
	$\upsilon^2_{\sigma_{HP2}}$		
Дисперсия предела контактной выносливости, МПа^2	$D_{\sigma_{HP1}}$	$D_{\sigma_{HP}} = \sigma^2_{HP} \cdot \upsilon^2_{\sigma_{HP}}$	
	$D_{\sigma_{HP2}}$		
Коэффициент вариации нагрузки	υ_{THI}	Приложение I, табл.6	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$\upsilon_{KH\alpha}$	$\upsilon_{KH\alpha} = \dfrac{K_{H\alpha} - 1}{3K_{H\alpha}}$	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$\upsilon_{KH\beta}$	$\upsilon_{KH\beta} = \dfrac{S+1}{10} \cdot \dfrac{K_{H\beta} - 1{,}05}{3K_{H\beta}}$ где S – степень точности	
Коэффициент вариации динамического коэффициента	$\upsilon_{KH\upsilon}$	$\upsilon_{KH\upsilon} = \dfrac{K_{H\upsilon} - 1}{3K_{H\upsilon}}$	
Квадрат коэффициента вариации контактного напряжения	$\upsilon^2_{\sigma H}$	$\upsilon^2_{\sigma H} = \frac{1}{4}(\upsilon^2_{THI} + \upsilon^2_{KH\alpha} + \upsilon^2_{KH\beta} + \upsilon^2_{KH\upsilon} + \upsilon_{KH\alpha} \cdot \upsilon_{KH\beta} + \upsilon_{KH\alpha} \cdot \upsilon_{KH\upsilon} + \upsilon_{KH\beta} \cdot \upsilon_{KH\upsilon})$	

Продолжение табл.7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Дисперсия контактного напряжения, МПа^2	$D_{\sigma H}$	$D_{\sigma H}=\sigma_H^2 \cdot v_{\sigma H}^2$	
Квантиль распределения разности напряжений	u_{H1}	$u_H=\frac{\sigma_{HP}-\sigma_H}{\sqrt{D_{\sigma HP}+D_{\sigma H}}}>0$	
	u_{H2}		
Вероятность обеспечения ресурса, %	γ_{H1}	Приложение I, табл.II	
	γ_{H2}		

Вывод: γ_{H1} = γ =

γ_{H2} = γ =

2.3. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостной поломки зуба от изгиба

Таблица 8

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на выносливость при изгибе, Н·м	T_{F1}	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов действия которого превышает $5 \cdot 10^4$ (приложение I, черт.I)	
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{F\alpha} = I$, для передач с косыми и круговыми зубьями $K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(5-5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}$	
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{F\beta}$	$K_{F\beta} = K_{H\beta}$	
Коэффициент вида зубчатой передачи	δ_F	$\delta_F = 0{,}016$ – для прямозубой передачи, $\delta_F = 0{,}006$ – для косозубой и с круговым зубом	
Удельная окружная динамическая сила, Н·м	ω_{Fv}	$\omega_{Fv} = \frac{\delta_F}{\delta_H} \omega_{Hv}$	
Динамическая добавка	ϑ_F	$\vartheta_F = \frac{\omega_{Fv} \cdot b \cdot d_{m1}}{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}$	
Коэффициент динамичности	K_{Fv}	$K_{Fv} = 1 + \vartheta_F$	
Коэффициент наклона зуба	Y_β	$Y_\beta = I$ – для прямозубой передачи, $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$ – для косозубой и с круговым зубом, где β – в градусах	
Коэффициент формы зуба	Y_{F1} / Y_{F2}	Приложение I, черт.I4 (выбирается в зависимости от z_v и x)	

Продолжение табл.8

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний нормальный модуль	m_{nm}	$m_{nm} = m_{te}(1 - 0{,}5K_{Be})\cos\beta$	
Напряжение изгиба на шестерне, МПа	σ_{F1}	$\sigma_{F1} = \frac{2000T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_\beta \cdot Y_{F1}}{0{,}85 \cdot d_{m1} \cdot b \cdot m_{nm}}$	
Напряжение изгиба на колесе, МПа	σ_{F2}	$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}}$	
Средняя величина базового предела выносливости, МПа	σ_{Flimb1} σ_{Flimb2}	Приложение I, табл.7	
Коэффициент влияния амплитуд напряжений противоположного знака	R_{FC1} R_{FC2}	Приложение I, табл.8	
Коэффициент реверсивности	K_{FC1} K_{FC2}	$K_{FC} = 1 - R_{FC} \cdot \frac{T_1' \cdot t'}{T_{F1} \cdot t}$	
Показатель кривой усталости	m_{F1} m_{F2}	Приложение I, табл.9	
Базовое число циклов перемены напряжений	N_{F0}	$N_{F0} = 4 \cdot 10^6$	
Эквивалентное число циклов	N_{FE1} N_{FE2}	$N_{FE} = \sum\left[\left(\frac{T_{1i}}{T_{11}}\right)^{m_F} \cdot N_i\right] \cdot \frac{1}{K_\gamma}$	
Отношение базового числа к эквивалентному числу циклов	— —	$\frac{N_{F0}}{N_{FE}} = \frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}$	
Коэффициент среднего ресурса	K_{FL1} K_{FL2}	$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$ При $\frac{N_{F0}}{N_{FE}} < 1$ принимать $K_{FL} = 1$. Предельные значения: $K_{FL} \leq 1{,}63$ – при $m_F = 9$ $K_{FL} \leq 2{,}0$ – при $m_F = 6$	

Продолжение табл. 8

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент чувствительности материала	Y_s	Приложение I, черт.16	
Коэффициент размеров	K_{xF1} K_{xF2}	Приложение I, черт.17	
Средняя величина предела выносливости, МПа	σ_{FP1} σ_{FP2}	$\sigma_{FP}=\sigma_{FLimb} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} \cdot Y_s \cdot K_{xF}$	
Коэффициент вариации базового предела выносливости	$v_{\sigma FLimb}$	Приложение I, табл.10	
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	v_{KFL1} v_{KFL2}	При $K_{FL} \leq 1$ $v_{KFL}=0$; при $K_{FL}>1$ $v_{KFL}=0{,}05$	
Квадрат коэффициента вариации предела выносливости	$v^2_{\sigma FP1}$ $v^2_{\sigma FP2}$	$v^2_{\sigma FP}=v^2_{\sigma FLimb}+v^2_{KFL}$	
Дисперсия предела выносливости, МПа^2	$D_{\sigma FP1}$ $D_{\sigma FP2}$	$D_{\sigma FP}=\sigma^2_{FP} \cdot v^2_{\sigma FP}$	
Коэффициент вариации нагрузки	v_{TF1}	Приложение I, табл.6	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$v_{KF\alpha}$	$v_{KF\alpha}=\dfrac{K_{F\alpha}-1}{3K_{F\alpha}}$	
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$v_{KF\beta}$	$v_{KF\beta}=\dfrac{S+1}{10} \cdot \dfrac{K_{F\beta}-1{,}05}{3K_{F\beta}}$ где S – степень точности	

Продолжение табл. 8

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент вариации динамического коэффициента	$\upsilon_{KF\upsilon}$	$\upsilon_{KF\upsilon} = \frac{K_{F\upsilon} - 1}{3K_{F\upsilon}}$	
Квадрат коэффициента вариации напряжения изгиба	$\upsilon_{\sigma F}^2$	$\upsilon_{\sigma F}^2 = \frac{1}{4}(\upsilon_{TF1}^2 + \upsilon_{KF\alpha}^2 + \upsilon_{KF\beta}^2 + \upsilon_{KF\upsilon}^2 + \upsilon_{KF\alpha} \cdot \upsilon_{KF\beta} + \upsilon_{KF\alpha} \cdot \upsilon_{KF\upsilon} + \upsilon_{KF\beta} \cdot \upsilon_{KF\upsilon})$	
Дисперсия напряжения изгиба шестерни, МПа^2	$D_{\sigma F1}$	$D_{\sigma F1} = \sigma_{F1}^2 \cdot \upsilon_{\sigma F}^2$	
Дисперсия напряжения изгиба колеса, МПа^2	$D_{\sigma F2}$	$D_{\sigma F2} = \sigma_{F2}^2 \cdot \upsilon_{\sigma F}^2$	
Квантиль распределения разности напряжений	u_{F1} / u_{F2}	$u_F = \frac{\sigma_{Fp} - \sigma_F}{\sqrt{D_{\sigma Fp} + D_{\sigma F}}}$	
Вероятность обеспечения ресурса, %	γ_{F1} / γ_{F2}	Приложение I, табл. II	

Вывод: γ_{F1} = γ =

γ_{F2} = γ =

3. Расчет вала на долговечность

3.1. Схема нагружения вала и эпюры моментов

Таблица 9

Наименование	Схема
Эскиз вала	
Расчетная схема вала	
Эпюра суммарных изгибающих моментов от усилий, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях	
Эпюра крутящих моментов	

3.2. Исходные данные

Таблица 10

Наименование исходных данных		Обозначение	Значение
Диаметр заготовки вала, мм		D_3	
Марка стали (приложение 1, табл.14)		—	
твердость, НВ		H	
предел прочности, МПа		$\sigma_в$	
предел текучести при изгибе, МПа		$\sigma_т$	
предел текучести при кручении, МПа		$\tau_т$	
предел выносливости при изгибе, МПа		σ_{-1}	
предел выносливости при кручении, МПа		τ_{-1}	
Первая ступень нагружения	Крутящий момент, Н·м	T_1	
	Частота вращения, $мин^{-1}$	n_1	
	Время действия момента, ч	t_1	
Вторая ступень	Крутящий момент, Н·м	T_2	
	Частота вращения, $мин^{-1}$	n_2	
	Время действия момента, ч	t_2	
Третья ступень	Крутящий момент, Н·м	T_3	
	Частота вращения, $мин^{-1}$	n_3	
	Время действия момента, ч	t_3	
Четвертая ступень	Крутящий момент, Н·м	T_4	
	Частота вращения, $мин^{-1}$	n_4	
	Время действия момента, ч	t_4	
Гамма-процентный ресурс, ч		$T_{p\gamma}$	
Заданная вероятность обеспечения, %		γ	
Коэффициент (отношение среднего к гамма-процентному ресурсу при заданном законе распределения ресурса)		K_γ	

3.3. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталости

Таблица II

Наименование прарметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
Расчетный диаметр опасного сечения, мм	D	По чертежу вала				
Момент сопротивления, $см^3$: изгибу	W_u	Приложение I, табл.15				
кручению	W_K					
Число циклов перемены напряжений (N_i) за время действия (t_i) крутящего момента (T_i) при частоте вращения n_i	N_1	$N_i = 60 \cdot n_i \cdot t_i$				
	N_2					
	N_3					
	N_4					
Расчетный крутящий момент, Н·м	T_{FE}	Наибольший из числа подводимых к валу, число действия которого превышает $5 \cdot 10^4$				
Изгибающий момент в опасных сечениях, определенный по расчетному крутящему моменту, Н·м	M_{FE}	Принимается по эпюре изгибающих моментов				
Нормальные напряжения в опасных сечениях, МПа	σ	$\sigma = \frac{M_{FE}}{W_u}$				
Касательные напряжения в опасных сечениях, МПа	τ	$\tau = \frac{T_{FE}}{W_K}$				

Продолжение табл. II

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
Вид концентратора (напрессовка, галтель, выточка, шпонка, шлицы и др.)	—	По чертежу вала				
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений, кроме сечений с посаженными деталями при изгибе	K_σ	Приложение I, табл. I6,I7 и I8				
при кручении	K_τ					
Коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения: при изгибе	$K_{d\sigma}$	Приложение I, табл. I9				
при кручении	$K_{d\tau}$					
Коэффициент влияния шероховатости при изгибе	$K_{n\sigma}$	Приложение I, табл. 20				
Коэффициент влияния шероховатости при кручении	$K_{n\tau}$	$K_{n\tau}=0{,}575K_{n\sigma}+0{,}425$				
Коэффициент концентрации при изгибе	$(K_\sigma)_g$	$(K_\sigma)_g=\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}+\frac{1}{K_{n\sigma}}-1$				
Коэффициент концентрации при кручении	$(K_\tau)_g$	$(K_\tau)_g=\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}+\frac{1}{K_{n\tau}}-1$				

Продолжение табл.II

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
Коэффициент концентрации для сечений с посаженными деталями: при изгибе	$(K_\sigma)_g$	Приложение I, табл. 21				
при кручении	$(K_\tau)_g$					
Коэффициент влияния поверхностного упрочнения	K_y	Приложение I, табл. 22				
Эквивалентное число циклов	N_{FE}	$N_{FE}=\sum_1^i\left[\left(\frac{T_i}{T_1}\right)^g\cdot N_i\right]\cdot\frac{1}{K_y}$				
Базовое число циклов перемены напряжений	N_{FO}	$N_{FO}=10^7$				
Отношение базового числа циклов к эквивалентному	$\frac{N_{FO}}{N_{FE}}$	—				

Продолжение табл. II

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
Коэффициент среднего ресурса	K_{FL}	$K_{FL}=\sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$ При $\frac{N_{F0}}{N_{FE}}<1$ принимать $K_{FL}=1$. Предельное значение $K_{FL}=1,6$				
Предел выносливости вала при изгибе, МПа	$(\sigma_{-1})_g$	$(\sigma_{-1})_g=\frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_g}\cdot K_U\cdot K_{FL}$				
Предел выносливости вала при кручении, МПа	$(\tau_{-1})_g$	$(\tau_{-1})_g=\frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_g}\cdot K_U\cdot K_{FL}$				
Запас прочности при изгибе	n_σ	$n_\sigma=\frac{(\sigma_{-1})_g}{\sigma}$				
Коэффициент чувствительности к асимметрии напряжений	ψ_τ	$\psi_\tau=0,01+10^{-4}\sigma_B$				
Запас прочности при кручении	n_τ	$n_\tau=\frac{2(\tau_{-1})_g}{\tau\left[1+\frac{\psi_\tau}{(K_\tau)_g}\right]}$				
Эквивалентное напряжение, МПа	$\sigma_{экв}$	$\sigma_{экв}=\sigma\sqrt{1+\left(\frac{n_\sigma}{n_\tau}\right)^2}$				
Коэффициент вариации предела выносливости материала	$v_{\sigma-1}$	$v_{\sigma-1}=0,09...0,11$				
Коэффициент вариации коэффициента концентрации	$v_{(K_\sigma)_g}$	От напрессовки: $v_{(K_\sigma)_g}=0,04$ от других видов концентраторов: $v_{(K_\sigma)_g}=0,02$				

Продолжение табл. II

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
Коэффициент вариации коэффициента упрочнения	v_{kv}	$v_{kv}=0,12$; при отсутствии упрочнения – $v_{kv}=0$.				
Квадрат коэффициента вариации коэффициента выносливости вала	$v^2_{(б-1)_д}$	$v^2_{(б-1)_д}=v^2_{б-1}+v^2_{(кб)_D}+v^2_{kv}+$ $+v_{б-1}\cdot v_{(кб)_д}+v_{(кб)_д}\cdot v_{kv}$				
Дисперсия предела выносливости, МПа^2	$D_{(б-1)_д}$	$D_{(б-1)_д}=(\bar{б}_{-1})^2_д\cdot v^2_{(б-1)_д}$				
Коэффициент вариации эквивалентного напряжения	$v_{б_{экв.}}$	Приложение I, табл. 6				
Дисперсия эквивалентного напряжения, МПа^2	$D_{б_{экв.}}$	$D_{б_{экв.}}=\bar{б}^2_{экв.}\cdot v^2_{б_{экв.}}$				
Квантиль распределения разности напряжения	u_γ	$u_\gamma=\dfrac{(б_{-1})_д-\bar{б}_{экв.}}{\sqrt{D_{(б-1)_д}+D_{б_{экв.}}}}$				
Вероятность обеспечения ресурса, %	γ_F	Приложение I, табл. II				

4. Расчет подшипников на долговечность

4.1. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса подшипника (Осевая нагрузка $F_a = 0$)

Таблица 12

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора I	Опора II
Тип подшипника	—	Характеристика подшипника		
№ подшипника	—			
Динамическая грузоподъемность, Н	C			
Радиальная нагрузка, Н	F_r	Исходные данные		
Частота вращения, $мин^{-1}$	n			
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{p\gamma}$			
Коэффициент вращения	V	V = 1 – вращается внутреннее кольцо; V = 1,2 – вращается наружное кольцо		
Коэффициент безопасности	K_δ	Приложение 1, табл. 23		
Температурный коэффициент	K_T	Приложение 1, табл. 24		
Эквивалентная динамическая нанрузка, Н	P	$P = F_r \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T$		
Степенной показатель	ρ	ρ = 3 – для шарикоподшипников; ρ = 10/3 – для роликоподшипников		
Девяносто-процентный ресурс, ч	T_{p90}	$T_{p90} = \frac{(C/P)^\rho \cdot 10^6}{60 \cdot n}$		
Отношение	$T_{p90}/T_{p\gamma}$	$T_{p90}/T_{p\gamma}$		
Вероятность обеспечения ресурса, %	γ	Приложение 1; черт. 18		

4.2. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса подшипника (Осевая нагрузка $F_a \neq 0$)

Таблица 13

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора I	Опора II
Тип подшипника	—	Характеристика подшипника		
№ подшипника	—			
Динамическая грузоподъемность, Н	C			
Коэффициент осевого нагружения	e			
Радиальная нагрузка, Н	F_r	Исходные данные		
Осевая нагрузка, Н	F_a			
Частота вращения, $мин^{-1}$	n			
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{p\gamma}$			
Коэффициент вращения	V	$V = 1$ – вращается внутреннее кольцо; $V = 1{,}2$ – вращается наружное кольцо		
Коэффициент безопасности	K_δ	Приложение 1, табл. 23		
Температурный коэффициент	K_T	Приложение 1, табл. 24		
Осевая составляющая от радиальной нагрузки, Н	S	$S = e \cdot F_r$		
Расчетная осевая нагрузка, Н	F_{ap}	Приложение 1, табл. 25 $F_{ap_I} =$ $F_{ap_{II}} =$		

Продолжение табл. 13

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора I	Опора II
Отношение	$\frac{F_{ap}}{F_r}$	$\frac{F_{ap}}{F_r}$		
Коэффициент радиальной нагрузки	X	Данные из каталога		
Коэффициент осевой нагрузки	Y			
Эквивалентная динамическая нагрузка, Н	P	$P=(V\cdot X\cdot F_r+Y\cdot F_{ap})K_\delta K_T$		
Степенной показатель	p	$p=3$ - для шарикоподшипников; $p=10/3$ - для роликоподшипников		
Девяносто-процентный ресурс, ч	T_{p90}	$T_{p90}=\frac{(\frac{C}{P})^p\cdot 10^6}{60\cdot n}$		
Отношение	$\frac{T_{p90}}{T_{p\gamma}}$	$\frac{T_{p90}}{T_{p\gamma}}$		
Вероятность обеспечения ресурса подшипника, %	γ	Приложение I, черт.18		

5. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса цепной передачи по критерию усталостной прочности пластин

Таблица 14

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Обозначение цепи	—	Характеристика цепи по Гост 13568-75	
Шаг цепи, мм	t		
Статическая разрушающая нагрузка, Н	S		
Число зубьев ведущей звездочки	z_1	Исходные данные	
Число звеньев цепи	m		
Частота вращения ведущей звездочки, $мин^{-1}$	n_1		
Окружная сила, Н	F_t		
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{p\gamma}$		
Заданная вероятность обеспечения ресурса, %	γ		
Скорость движения цепи, м/с	v	$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60\,000}$	
Коэффициент эксплуатации	$K_э$	$K_э = K_д \cdot K_а \cdot K_н \cdot K_р \cdot K_с \cdot K_п$, где значения коэффициентов по табл. 26 приложения 1.	
Коэффициент, учитывающий эквивалентное число циклов	K_{pH}	$K_{pH} = \frac{F_t \cdot K_э}{S}$	
Эквивалентное число циклов нагружения	$N_э$	Приложение 1, черт. 19	

Продолжение табл. 14

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний ресурс цепи, ч	$T_{р.ср}$	$T_{р.ср} = \frac{m \cdot t \cdot N_э}{3,6 \cdot 10^6 \cdot v}$	
Отношение	K_γ	$K_\gamma = \frac{T_{р.ср}}{T_{р\gamma}}$	
Параметр распределения ресурса по закону Вейбулла	b	Если нет данных о параметрах распределения ресурса цепей данной конструкции, то принимать $b = 2$	
Расчетная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_р$	Приложение I, черт. 20	

Вывод: $\gamma_р$ = $> \gamma$ =

6. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса цилиндрической винтовой пружины сжатия из прутка круглого сечения

Таблица 15

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний диаметр витка, мм	D	Исходные данные	
Диаметр проволоки (прутка), мм	d		
Нагрузка в начале рабочего хода пружины, Н	P_{min}		
Нагрузка в конце рабочего хода пружины, Н	P_{max}		
Материал проволоки (прутка)	—		
Гамма-процентный ресурс, циклов	$T_{p\gamma}$		
Заданная вероятность обеспечения ресурса, %	γ		
Индекс пружины	C	$C = \frac{D}{d}$	
Коэффициент кривизны	K	$K = 1 + \frac{1,5}{C}$	
Максимальное напряжение цикла, МПа	τ_{max}	$\tau_{max} = \frac{2,55 \cdot K \cdot P_{max} \cdot C}{d^2}$	
Коэффициент асимметрии цикла	r	$r = \frac{P_{min}}{P_{max}}$	
Условное допускаемое напряжение, МПа	$\tau_{усл}$	Приложение I, табл. 27	
Коэффициент уменьшения условного допускаемого напряжения	Q	$Q = \frac{\tau_{max}}{0,75 \cdot \tau_{усл}}$	

Продолжение табл. 15

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний ресурс пружины, циклов	$T_{p\,ср}$	Приложение I, черт. 21	
Отношение	K_γ	$K_\gamma = \frac{T_{p.ср}}{T_{p\gamma}}$	
Коэффициент вариации	v	Приложение I, табл. 28	
Расчетная вероятность обеспечения ресурса,%	γ_p	Приложение I, черт. 22	

Вывод:

$\gamma_p =$ $>$ $\gamma =$

7. Расчет канатов на долговечность

7.1. Исходные данные

Таблица 16

Наименование исходных данных	Обозначение	Значение
Тип каната	—	
ГОСТ на канат	—	
Диаметр каната, мм	d	
Предел прочности проволок каната, МПа	$\sigma_в$	
Наибольшее натяжение в ветви каната, Н	S	
Диаметры блоков (барабанов), измеряемые по средней линии, мм	D_1	
	D_2	
	D_3	
	D_4	
Количество барабанов (если диаметры барабанов одинаковые, то графу можно не заполнять)	i	
Коэффициент запаса прочности, принимаемый по "Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов"	K	
Максимальная нагрузка на крюке, Н	Q_{max}	
Среднеарифметическая нагрузка на крюке, Н	$Q_{ср}$	
Число перегибов каната на блоках в эксплуатации в течение года	Σz	
Средний коэффициент использования астрономического времени	K_u	
Температура окружающего воздуха, °С	t	
Гамма-процентный ресурс каната, ч	$T_{p\gamma}$	
Вероятность недостижения норм браковки каната, %	γ	

7.2. Определение вероятности недостижения стальным канатом норм браковки по количеству оборванных проволок в течение заданного срока

Таблица 17

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Число перегибов, которое выдерживает эталонный канат до норм браковки	$\mathcal{Y}_н$	$\mathcal{Y}_н = 30\left(\frac{D}{d}\right)^2 (K-1,7)$	
Коэффициент режима работы	$K_н$	$K_н = 1,25\ \frac{Q_{max}}{Q_{ср}}$	
Коэффициент, учитывающий влияние диаметра каната	$K_к'$	Приложение I, табл. 29	
Коэффициент, учитывающий предел прочности проволок	$K_к''$	Приложение I, табл. 30	
Коэффициент, учитывающий тип и конструкцию каната	$K_к'''$	Приложение I, табл. 31	
Коэффициент приведения каната	$K_к$	$K_к = K_к' \cdot K_к'' \cdot K_к'''$	
Коэффициент приведения блоков	K_δ	Если блоки имеют одинаковый диаметр, то $K_\delta = 1$, если разные, то $K_\delta = \frac{\sum D_i^2}{i \cdot D_1^2}$	
Коэффициент условий работы	C	При расчете каната на долговечность $C = 0,4$	
Суммарный коэффициент приведения каната	$K_{прив.}$	$K_{прив.} = K_н \cdot K_к \cdot K_\delta \cdot C$	
Число перегибов, которое выдерживает канат до норм браковки	$\mathcal{Y}$	$\mathcal{Y} = \mathcal{Y}_н \cdot K_{прив}$	
Температурный коэффициент	K_t	При температуре окружающего воздуха до $-40^\circ C$ $K_т = 1$, если $t < -40^\circ C$, то $K_т = 1,5...2,5$	

Продолжение табл. I7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний срок службы каната, лет	$T_{сл.ср}$	$T_{сл\,ср} = \frac{\gamma}{\Sigma z \cdot K_t}$	
Средняя продолжительность работы техники за год в часах фактической работы, ч	$T_г$	$T_г = 8760 \cdot K_и$	
Средний ресурс каната, ч	$T_{р\,ср}$	$T_{р\,ср} = 0{,}75 \cdot T_г \cdot T_{сл\,ср}$	
Отношение $T_{р\gamma}/T_{р\,ср}$	K_γ	$K_\gamma = \frac{T_{р\gamma}}{T_{р\,ср}}$	
Коэффициент вариации ресурса	υ	$\upsilon = 0{,}6$	
Расчетная вероятность недостижения норм браковки каната, %	$\gamma_р$	Приложение I, черт. 23	

Вывод: $\gamma_р =$ $> \gamma =$

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Обязательное

ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

I. Расчет цилиндрических зубчатых передач на долговечность

I.I. Исходные данные

Таблица I

Наименование параметров		Обозначение	Значение
Число зубьев	шестерни	z_1	32
	колеса	z_2	64
Модуль, мм		m	5
Угол наклона, градус		β	16°15'
Коэффициент смещения	шестерни	x_1	0
	колеса	x_2	0
Рабочая ширина венца, мм		b_ω	60
Первая ступень нагружения шестерни (приложение I, черт. I)	Крутящий момент, Н·м	T_{11}	1000
	Частота вращения, $мин^{-1}$	n_{11}	600
	Время действия момента, ч	t_1	1000
Вторая ступень	То же	T_{12}	600
		n_{12}	500
		t_2	3000
Третья ступень	То же	T_{13}	400
		n_{13}	500
		t_3	2000
Четвертая ступень	То же	T_{14}	200
		n_{14}	400
		t_4	2000
Гамма-процентный ресурс, ч		$T_{p\gamma}$	8000
Заданная вероятность обеспечения, %		γ	97
Коэффициент (отношение среднего к гамма-процентному ресурсу по закону Вейбула при коэффициенте вариации 0,35)		K_γ	3

Продолжение табл. I

Наименование параметров		Обозначение	Значение
Наибольший длительно действующий крутящий момент на реверсируемом валу шестерни, Н·м		T_1'	1000
Время работы передачи при реверсе, ч		t'	2000
Количество зубчатых колес, одновременно находящихся в зацеплении с рассчитываемым колесом		a	1
Схема расположения колес относительно опор (приложение I, черт. 3)		—	3
Наличие колеса, насаженного на вал рядом с шестерней (да, нет)		—	нет
Степень точности по нормам плавности по Гост 1643-78		S	7
Класс шероховатости по Гост 2789-73		—	7
*) Условия работы передачи (стабильные, изменяющиеся)		—	стабильные
Степень нагруженности передачи (средняя, максимальная)		—	средняя
Марка стали	шестерни	—	40Х
	колеса	—	45
Способ термообработки	шестерни	—	закалка ТВЧ
	колеса	—	улучшение
**) Твердость поверхности зубьев (средняя), НВ или HRC	шестерни	H_1	HRC 45
	колеса	H_2	НВ 280
Твердость сердцевины зубьев (средняя), НВ или HRC	шестерни	H_1'	НВ 280
	колеса	H_2'	НВ 280

*) Условия работы принимаются стабильными в случае постоянства крутящего момента, а также при кратковременных его изменениях.

**) Соотношение между значениями твердости, выраженными в единицах НВ и HRC, приведено на черт. 2 приложения I.

I.2. Определение основных геометрических параметров

I.2.I. Определение основных геометрических параметров некорригированных зубчатых передач ($x_1 = x_2 = 0$) и передач с высотной коррекцией ($x_1 = -x_2$)

Таблица 2

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Передаточное число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$	2
Начальный диаметр, мм	$d_{\omega 1}$	$d_\omega = \frac{z \cdot m}{\cos\beta}$	166,7
	$d_{\omega 2}$		333,3
Межосевое расстояние, мм	a_ω	$a_\omega = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2\cos\beta}$	250
Составляющие коэффициента торцевого перекрытия	$\varepsilon_{\alpha 1}$	Приложение I, черт. 4	0,79
	$\varepsilon_{\alpha 2}$		0,84
Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}$	1,63
Осевой шаг, мм	p_x	$p_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin\beta}$	56,3
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$\varepsilon_\beta = \frac{b_\omega}{p_x}$	1,07

1.3. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостного выкрашивания

Таблица 3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Вспомогательный параметр	--	$\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$	0
Коэффициент формы поверхности	Z_H	Приложение 1, черт. 6	1,71
Коэффициент свойств материалов, МПа$^{1/2}$	Z_M	Для стальных зубчатых колес Z_M = 275	275
Коэффициент длины контактных линий	Z_ε	Для прямозубых передач: $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$ для косозубых передач по черт. 7 приложения 1.	0,78
Число циклов перемены напряжений N_{1i} за время действия t_i крутящего момента T_{1i} при частоте вращения n_{1i}	N_{11}	$N_{1i} = 60 \cdot a \cdot n_{1i} \cdot t_i$	$3{,}6 \cdot 10^7$
	N_{12}		$10{,}8 \cdot 10^7$
	N_{13}		$7{,}2 \cdot 10^7$
	N_{14}		$7{,}2 \cdot 10^7$
Эквивалентное число циклов перемены напряжений для шестерни	N_{HE1}	$N_{HE1} = \sum_0^i \left[\left(\frac{T_{1i}}{T_{11}} \right)^3 \cdot N_{1i} \right] \cdot \frac{1}{K_r}$	$6{,}4 \cdot 10^7$
Эквивалентное число циклов перемены напряжений для колеса	N_{HE2}	$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{a \cdot u}$	$3{,}2 \cdot 10^7$
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на контактную выносливость, Н·м	T_{H1}	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов которого превышает $0{,}03 \cdot N_{HE1}$	1000
Окружная скорость, м/с	v	$v = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_{11}}{60\,000}$	5,2
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{H\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{H\alpha}$ = 1; для косозубых передач по черт. 8 приложения 1.	1,05
Относительная ширина шестерни	ψ_{bd}	$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$	0,36

Продолжение табл. 3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{H\beta}$	Приложение I, черт. 9	1,05
Коэффициент вида зубчатой передачи	δ_H	Приложение I, табл. I	0,002
Коэффициент разности шагов шестерни и колеса	g_o	Приложение I, табл. 2	53
Коэффициент, учитывающий наличие колеса, насаженного на вал, рядом с шестерней	K_o	При отсутствии – $K_o = I$; если насажено цилиндрическое колесо, то $K_o = \frac{u}{2}\sqrt{\frac{u}{2}}$ если коническое, то $K_o = u$	1
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	W_{Hv}	$W_{Hv} = \delta_H \cdot g_o \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_\omega}{u}} \cdot K_o$	6,16
Динамическая добавка	v_H	$v_H = \frac{W_{Hv} \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2000 \cdot T_{H1} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$	0,027
Коэффициент динамичности	K_{Hv}	$K_{Hv} = 1 + v_H$	1,027
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	W_{Ht}	$W_{Ht} = \frac{2000 \cdot T_{H1}}{b_w \cdot d_{w1}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Ht}$	225,9
Расчетное контактное напряжение, МПа	σ_H	$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}}$	513,5
Средняя величина базового предела контактной выносливости, МПа	$\sigma_{H lim b1}$	Приложение I, табл. 3	960
	$\sigma_{H lim b2}$		570
Коэффициент шероховатости	Z_R	Приложение I, табл. 4	1
Скоростной коэффициент	Z_v	При $v \leq 5$ м/с $Z_v = I$, при $v > 5$ м/с по черт.10 приложения I	1
Коэффициент размеров	K_{xH}	Приложение I, черт. 11	1

Продолжение табл. 3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Базовое число циклов перемены напряжений	N_{H01}	Приложение I, черт. 12	$55 \cdot 10^6$
	N_{H02}		$16 \cdot 10^6$
Отношение базового числа циклов к эквивалентному	—	$\frac{N_{HO}}{N_{HE}}$	0,86
			0,5
Коэффициент среднего ресурса	K_{HL1}	При $\frac{N_{HO}}{N_{HE}} < 1$ принимать $K_{HL} = 1$. Предельные значения: $K_{HL} \leq 2,6$ – при объемном упрочнении, $K_{HL} \leq 1,8$ – при поверхностном упрочнении.	1
	K_{HL2}		1
Средняя величина предела контактной выносливости, МПа	σ_{HP1}	$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlimb} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot K_{xH} \cdot K_{HL}$	966
	σ_{HP2}		630
Коэффициент вариации базового предела контактной выносливости	$v_{\sigma Hlimb}$	Приложение I, табл. 5	0,07
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	v_{KHL1}	При $K_{HL} \leq 1$ $v_{KHL} = 0$; при $K_{HL} > 1$ $v_{KHL} = 0,05$	0
	v_{KHL2}		0
Квадрат коэффициента вариации предела контактной выносливости	$v^2_{\sigma HP1}$	$v^2_{\sigma HP} = v^2_{\sigma Hlimb} + v^2_{KHL}$	0,0049
	$v^2_{\sigma HP2}$		0,0049
Дисперсия предела контактной выносливости, $МПа^2$	$D_{\sigma HP1}$	$D_{\sigma HP} = \sigma^2_{HP} \cdot v^2_{\sigma HP}$	4572
	$D_{\sigma HP2}$		1945
Коэффициент вариации нагрузки	v_{TH1}	Приложение I, табл. 6	0,2
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$v_{KH\alpha}$	$v_{KH\alpha} = \frac{K_{H\alpha} - 1}{3 K_{H\alpha}}$	0,016

Продолжение табл. 3

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$v_{K_{H\beta}}$	$v_{K_{H\beta}} = \frac{S+1}{10} \cdot \frac{K_{H\beta} - 1{,}05}{3K_{H\beta}}$ где S – степень точности	0
Коэффициент вариации динамического коэффициента	$v_{K_{H\upsilon}}$	$v_{K_{H\upsilon}} = \frac{K_{H\upsilon} - 1}{3K_{H\upsilon}}$	0,009
Квадрат коэффициента вариации контактного напряжения	$v_{\sigma H}^2$	$v_{\sigma H}^2 = \frac{1}{4}(v_{TH1}^2 + v_{K H\alpha}^2 + v_{K H\beta}^2 + v_{K H\upsilon}^2 + v_{K H\alpha} \cdot v_{K H\beta} + v_{K H\alpha} \cdot v_{K H\upsilon} + v_{K H\beta} \cdot v_{K H\upsilon})$	0,01
Дисперсия контактного напряжения, МПа^2	$D_{\sigma H}$	$D_{\sigma H} = \sigma_H^2 \cdot v_{\sigma H}^2$	2637
Квантиль распределения разности напряжений	u_{H1}	$u_H = \frac{\sigma_{HP} - \sigma_H}{\sqrt{D_{\sigma HP} + D_{\sigma H}}} > 0$	5,3
	u_{H2}		1,17
Вероятность обеспечения ресурса, %	γ_{H1}	Приложение I, табл. II	99,9
	γ_{H2}		81

Вывод: $\gamma_{H1} = 99{,}9 > \gamma = 97$

$\gamma_{H2} = 87 < \gamma = 97$

I.4. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталостной поломки зуба от изгиба

Таблица 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Расчетный крутящий момент на валу шестерни при расчете на выносливость при изгибе, Н·м	T_{F1}	Наибольший из числа подводимых к передаче, число циклов действия которого превышает $5 \cdot 10^4$ (приложение I, черт. I)	1000
Коэффициент распределения нагрузки между зубьями	$K_{F\alpha}$	Для прямозубых передач $K_{F\alpha} = 1$; для косозубых: при $\varepsilon_\beta \leq 1$ $K_{F\alpha} = 1$, при $\varepsilon_\beta > 1$ $K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(S-5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}$ где S – степень точности	0,81
Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца	$K_{F\beta}$	Приложение I, черт. I3	1,09
Коэффициент вида зубчатой передачи	δ_F	Для прямых зубьев $\delta_F = 0{,}016$; для косых – $\delta_F = 0{,}006$.	0,006
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	W_{FV}	$W_{FV} = \frac{\delta_F}{\delta_H} \cdot W_{HV}$	18,5
Динамическая добавка	ϑ_F	$\vartheta_F = \frac{W_{FV} \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2000 \cdot T_{F1} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}$	0,1
Коэффициент динамичности	K_{FV}	$K_{FV} = 1 + \vartheta_F$	1,1
Эквивалентное число зубьев	Z_{V1}	$Z_V = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$	36,2
	Z_{V2}		72,4
Коэффициент формы зуба	Y_{F1}	Приложение I: для колес с внешними зубьями по черт. I4, для колес с внутренними зубьями по черт. I5.	3,73
	Y_{F2}		3,62
Коэффициент наклона зуба	Y_β	Для косозубых передач. $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$, для прямозубых $Y_\beta = 1$.	0,87

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Напряжение изгиба на шестерне, МПа	σ_{F1}	$\sigma_{F1}=\frac{2000\cdot T_{F1}\cdot K_{F\alpha}\cdot K_{F\beta}\cdot K_{FV}}{b_w\cdot d_{w1}\cdot m}\,Y_{F1}\cdot Y_\beta$	115
Напряжение изгиба на колесе, МПа	σ_{F2}	$\sigma_{F2}=\frac{\sigma_{F1}\cdot Y_{F2}}{Y_{F1}}$	112
Средняя величина базового предела выносливости, МПа	$\sigma_{F\,lim\,b1}$	Приложение I, табл. 7	600
	$\sigma_{F\,lim\,b2}$		450
Коэффициент влияния амплитуд напряжений противоположного знака	R_{FC1}	Приложение I, табл. 8	0,25
	R_{FC2}		0,35
Коэффициент реверсивности	K_{FC1}	$K_{FC}=1-R_{FC}\frac{T_i'\cdot t'}{T_{F1}\cdot t}$	0,73
	K_{FC2}		0,635
Показатель кривой усталости	m_{F1}	Приложение I, табл. 9	6
	m_{F2}		6
Базовое число циклов перемены напряжений	N_{F0}	$N_{F0}=4\cdot10^6$	$4\cdot10^6$
Эквивалентное число циклов	N_{FE1}	$N_{FE}=\sum\left[\left(\frac{T_{1i}}{T_{11}}\right)^{m_F}N_i\right]\cdot\frac{1}{K_V}$	$4{,}1\cdot10^7$
	N_{FE2}		$2{,}05\cdot10^7$
Отношение базового числа к эквивалентному числу циклов	—	$\frac{N_{F0}}{N_{FE}}=\frac{4\cdot10^6}{N_{FE}}$	0,1
	—		0,2
Коэффициент среднего ресурса	K_{FL1}	$K_{FL}=\sqrt[m_F]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}$ При $\frac{N_{F0}}{N_{FE}}<1$ принимать $K_{FL}=1$. Предельные значения: $K_{FL}\le1{,}63$ – при $m_F=9$; $K_{FL}\le2{,}0$ – при $m_F=6$	1
	K_{FL2}		1
Коэффициент чувствительности материала	Y_S	Приложение I, черт. 16	0,96

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент размеров	K_{xF1}	Приложение I, черт. 17	1,0
	K_{xF2}		1,0
Средняя величина предела выносливости, МПа	σ_{FP1}	$\sigma_{FP}=\sigma_{F\ell imB}\cdot K_{FC}\cdot K_{FL}\cdot Y_S\cdot K_{xF}$	420
	σ_{FP2}		295
Коэффициент вариации базового предела выносливости	$\upsilon_{\sigma F\ell imB}$	Приложение I, табл. 10	0,09
Коэффициент вариации коэффициента среднего ресурса	υ_{KFL1}	При $K_{FL}\leq 1$ $\upsilon_{KFL}=0$; при $K_{FL}>1$ $\upsilon_{KFL}=0{,}05$	0
	υ_{KFL2}		0
Квадрат коэффициента вариации предела выносливости	$\upsilon^2_{\sigma FP1}$	$\upsilon^2_{\sigma FP}=\upsilon^2_{\sigma F\ell imB}+\upsilon^2_{KFL}$	0,0081
	$\upsilon^2_{\sigma FP2}$		0,0081
Дисперсия предела выносливости, МПа^2	$D_{\sigma FP1}$	$D_{\sigma FP}=\sigma^2_{FP}\cdot\upsilon^2_{\sigma FP}$	1432
	$D_{\sigma FP2}$		703
Коэффициент вариации нагрузки	υ_{TF1}	Приложение I, табл. 6	0,2
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки между зубьями	$\upsilon_{KF\alpha}$	$\upsilon_{KF\alpha}=\dfrac{K_{F\alpha}-1}{3K_{F\alpha}}$	0,08
Коэффициент вариации коэффициента распределения нагрузки по ширине венца	$\upsilon_{KF\beta}$	$\upsilon_{KF\beta}=\dfrac{S+1}{10}\cdot\dfrac{K_{F\beta}-1{,}05}{3\cdot K_{F\beta}}$ где S – степень точности	0,01
Коэффициент вариации динамического коэффициента	υ_{KFV}	$\upsilon_{KFV}=\dfrac{K_{FV}-1}{3K_{FV}}$	0,03

Продолжение табл. 4

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Квадрат коэффициента вариации напряжения изгиба	$v_{\sigma F}^2$	$v_{\sigma F}^2 = \frac{1}{4}\left(v_{TF1}^2 + v_{KF\alpha}^2 + v_{KF\beta}^2 + v_{KF\sigma}^2 + v_{KF\alpha} \cdot v_{KF\beta} + v_{KF\alpha} \cdot v_{KF\sigma} + v_{KF\beta} \cdot v_{KF\sigma}\right)$	0,003
Дисперсия напряжения изгиба шестерни, МПа^2	$D_{\sigma F1}$	$D_{\sigma F1} = \sigma_{F_1}^2 \cdot v_{\sigma F}^2$	35,8
Дисперсия напряжения изгиба колеса, МПа^2	$D_{\sigma F2}$	$D_{\sigma F2} = \sigma_{F_2}^2 \cdot v_{\sigma F}^2$	33,9
Квантиль распределения разности напряжений	u_{F1}	$u_F = \frac{\sigma_{FP} - \sigma_F}{\sqrt{D_{\sigma FP} + D_{\sigma F}}}$	7,96
	u_{F2}		6,7
Вероятность обеспечения ресурса, %	γ_{F1}	Приложение I, табл. II	> 99,9
	γ_{F2}		> 99,9

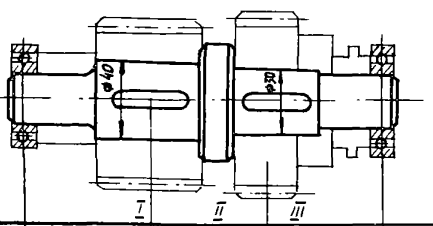
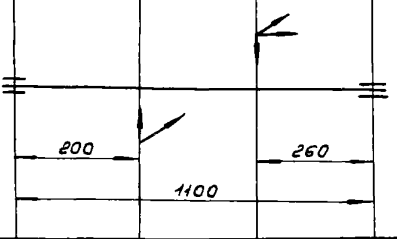
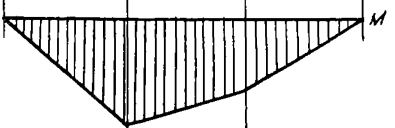
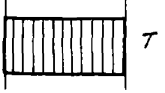
Вывод: $\gamma_{F1} = 99,9 > \gamma = 97$

$\gamma_{F2} = 99,9 > \gamma = 97$

2. Расчет вала

2.I. Схема нагружения вала и эпюры моментов

Таблица 5

Наименование	Схема
Эскиз вала	
Расчетная схема вала	
Эпюра суммарных изгибающих моментов от усилий, действующих в горизонтальной и вертикальной плоскостях	
Эпюра крутящих моментов	

2.2. Исходные данные

Таблица 6

Наименование исходных данных		Обозначение	Значение
Диаметр заготовки вала, мм		$D_з$	40
Марка стали (приложение 1, табл. 14)		—	45
твердость, НВ		H	240
предел прочности, МПа		$\sigma_в$	800
предел текучести при изгибе, МПа		$\sigma_т$	550
предел текучести при кручении, МПа		$\tau_т$	300
предел выносливости при изгибе, МПа		σ_{-1}	350
предел выносливости при кручении, МПа		τ_{-1}	210
Первая ступень нагружения	Крутящий момент, Н·м	T_1	500
	Частота вращения, мин$^{-1}$	n_1	600
	Время действия момента, ч	t_1	500
Вторая ступень	Крутящий момент, Н·м	T_2	400
	Частота вращения, мин$^{-1}$	n_2	600
	Время действия момента, ч	t_2	1500
Третья ступень	Крутящий момент, Н·м	T_3	300
	Частота вращения, мин$^{-1}$	n_3	400
	Время действия момента, ч	t_3	2000
Четвертая ступень	Крутящий момент, Н·м	T_4	200
	Частота вращения мин$^{-1}$	n_4	400
	Время действия момента, ч	t_4	1000
Гамма-процентный ресурс, ч		$T_{p\gamma}$	5000
Заданная вероятность обеспечения, %		γ	97
Коэффициент (отношение среднего к гамма-процентному ресурсу по закону Вейбула при коэффициенте вариации 0,35)		K_γ	3

2.3. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса по критерию усталости

Таблица 7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
			I	II	III	
Расчетный диаметр опасного сечения, мм	D	По чертежу вала	40	30	30	
Момент сопротивления, $см^3$: изгибу	W_u	Приложение I, табл. I5	5,5	2,65	2,32	
кручению	W_K		11,8	5,3	4,97	
Число циклов перемены напряжений (N_i) за время действия (t_i) крутящего момента (T_i) при частоте вращения n_i	N_1	$N_i = 60 \cdot n_i \cdot t_i$	$1,8 \cdot 10^7$			
	N_2		$5,4 \cdot 10^7$			
	N_3		$4,8 \cdot 10^7$			
	N_4		$2,4 \cdot 10^7$			
Расчетный крутящий момент, Н·м	T_{FE}	Наибольший из числа подводимых к валу, число действия которого превышает $5 \cdot 10^4$	500			
Изгибающий момент в опасных сечениях, определенный по расчетному крутящему моменту, Н·М	M_{FE}	Принимается по эпюре изгибающих моментов	530	280	100	
Нормальные напряжения в опасных сечениях, МПа	σ	$\sigma = \frac{M_{FE}}{W_u}$	96,4	105,6	431	
Касательные напряжения в опасных сечениях, МПа	τ	$\tau = \frac{T_{FE}}{W_K}$	42,4	94,3	100,6	

Продолжение табл. 7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
			шпонка	галтель	шпонка	
Вид концентратора (напрессовка, галтель, выточка, шпонка, шлицы и др.)	—	По чертежу вала	I	II	III	
Эффективные коэффициенты концентрации напряжений, кроме сечений с посаженными деталями: при изгибе	K_σ	Приложение I, табл. I6, I7 и I8	2,01	1,76	2,01	
при кручении	K_τ		1,88	1,45	1,88	
Коэффициент влияния абсолютных размеров сечения: при изгибе	$K_{d\sigma}$	Приложение I, табл. I9	0,91	0,88	0,88	
при кручении	$K_{d\tau}$		0,89	0,81	0,81	
Коэффициент влияния шероховатости при изгибе	$K_{n\sigma}$	Приложение I, табл. 20	1,1	1,1	1,1	
Коэффициент влияния шероховатости при кручении	$K_{n\tau}$	$K_{n\tau} = 0{,}575 K_{n\sigma} + 0{,}425$	1,06	1,06	1,06	
Коэффициент концентрации при изгибе	$(K_\sigma)_g$	$(K_\sigma)_g = \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{n\sigma}} - 1$	2,1	1,9	2,18	
Коэффициент концентрации при кручении	$(K_\tau)_g$	$(K_\tau)_g = \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{n\tau}} - 1$	2,05	1,73	2,26	

Продолжение табл. 7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала			
			I	II	III	
Коэффициент концентрации для сечений с посаженными деталями: при изгибе	$(K_\sigma)_\vartheta$	Приложение I, табл. 21	—	—	—	
при кручении	$(K_\tau)_\vartheta$		—	—	—	
Коэффициент влияния поверхностного упрочнения	K_υ	Приложение I. табл. 22	1	1	1	
Эквивалентное число циклов	N_{FE}	$N_{FE}=\sum_1^i\left[\left(\frac{T_i}{T_1}\right)^g\cdot N_i\right]\cdot\frac{1}{K_\upsilon}$	$2,5\cdot10^7$			
Базовое число циклов перемены напряжений	N_{F0}	$N_{F0}=10^7$	10^7			
Отношение базового числа циклов к эквивалентному	$\frac{N_{F0}}{N_{FE}}$	—	0,4			

Продолжение табл. 7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала		
			I	II	III
Коэффициент среднего ресурса	K_{FL}	$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ При $\frac{N_{FO}}{N_{FE}} < 1$ принимать $K_{FL} = 1$. Предельное значение $K_{FL} = 1,6$	1		
Предел выносливости вала при изгибе, МПа	$(\sigma_{-1})_g$	$(\sigma_{-1})_g = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_g} \cdot K_v \cdot K_{FL}$	166,7	184,2	160,5
Предел выносливости вала при кручении, МПа	$(\tau_{-1})_g$	$(\tau_{-1})_g = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_g} \cdot K_v \cdot K_{FL}$	102,4	121,4	92,9
Запас прочности при изгибе	n_σ	$n_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_g}{\sigma}$	1,73	1,74	3,7
Коэффициент чувствительности к асимметрии напряжений	ψ_τ	$\psi_\tau = 0,01 + 10^{-4}\sigma_B$	0,81		
Запас прочности при кручении	n_τ	$n_\tau = \frac{2(\tau_{-1})_g}{\tau\left[1 + \frac{\psi_\tau}{(K_\tau)_g}\right]}$	3,46	1,75	1,36
Эквивалентное напряжение, МПа	$\sigma_{экв.}$	$\sigma_{экв} = \sigma\sqrt{1 + \left(\frac{n_\sigma}{n_\tau}\right)^2}$	106	130,9	124
Коэффициент вариации предела выносливости материала	$v_{\sigma_{-1}}$	$v_{\sigma_{-1}} = 0,09...0,11$	0,1		
Коэффициент вариации коэффициента концентрации	$v_{(K\sigma)_g}$	От напрессовки: $v_{(K\sigma)_g} = 0,04$ от других видов концентраторов $v_{(K\sigma)_g} = 0,02$	0,02	0,02	0,02

Продолжение табл. 7

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опасные сечения вала		
			I	II	III
Коэффициент вариации коэффициента упрочнения	v_{kv}	$v_{kv} = 0{,}12$; при отсутствии упрочнения – $v_{kv} = 0$.		0	
Квадрат коэффициента вариации коэффициента выносливости вала	$v^2_{(\sigma_{-1})_д}$	$v^2_{(\sigma_{-1})_д} = v^2_{\sigma_{-1}} + v^2_{(K\sigma)_д} + v^2_{kv} + v_{\sigma_{-1}} \cdot v_{(K\sigma)_д} + v_{(K\sigma)_д} \cdot v_{kv}$		0,01	
Дисперсия предела выносливости, МПа^2	$D_{(\sigma_{-1})_д}$	$D_{(\sigma_{-1})_д} = (\sigma_{-1})^2_д \cdot v^2_{(\sigma_{-1})_д}$	272,9	339,3	252,6
Коэффициент вариации эквивалентного напряжения	$v_{\sigma_{экв.}}$	Приложение I, табл. 6		0,2	
Дисперсия эквивалентного напряжения, МПа^2	$D_{\sigma_{экв.}}$	$D_{\sigma_{экв.}} = \sigma^2_{экв.} \cdot v^2_{\sigma_{экв.}}$	449,4	685,4	615
Квантиль распределения разности напряжения	u_F	$u_F = \dfrac{(\sigma_{-1})_д - \sigma_{экв.}}{\sqrt{D_{(\sigma_{-1})_д} + D_{\sigma_{экв.}}}}$	2,2	1,66	1,23
Вероятность обеспечения ресурса, %	γ_F	Приложение I, табл. II	98,6	95	89

3. Расчет подшипников на долговечность

3.1. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса подшипника

(Осевая нагрузка F_a = 0)

Таблица 8

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора I	Опора II
Тип подшипника	—	Характеристика подшипника	радиальный однорядный	радиальный однорядный
№ подшипника	—		308	408
Динамическая грузоподъемность, Н	C		31900	50300
Радиальная нагрузка, Н	F_r	Исходные данные	2800	4200
Частота вращения, $мин^{-1}$	n		1000	
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{p\gamma}$		10000	
Коэффициент вращения	V	V = 1 – вращается внутреннее кольцо; V = 1,2 – вращается наружное кольцо	1,0	
Коэффициент безопасности	K_δ	Приложение 1, табл. 23	1,2	
Температурный коэффициент	K_T	Приложение 1, табл. 24	1,0	
Эквивалентная динамическая нагрузка, Н	P	$P = F_r \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T$	3360	5040
Степенной показатель	m	m = 3 – для шарикоподшипников; m = 10/3 – для роликоподшипников	3	3
Девяностопроцентный ресурс	T_{p90}	$T_{p90} = \frac{(C/P)^m \cdot 10^6}{60 \cdot n}$	14250	28660
Отношение	$T_{p90}/T_{p\gamma}$	$T_{p90}/T_{p\gamma}$	1,4	2,8
Вероятность обеспечения ресурса, %	γ	Приложение 1, черт. 18	93	97

п

3.2 Определение вероятности обеспечения заданного ресурса подшипника (Осевая нагрузка $Fa \neq 0$)

Таблица 9

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора I	Опора II
Тип подшипника	—	Характеристика подшипника	радиально-упорный	радиально-упорный
№ подшипника	—		36204	36206
Динамическая грузоподъемность, Н	C		12300	18200
Коэффициент осевого нагружения	e		0,36	0,34
Радиальная нагрузка, Н	F_r	Исходные данные	1500	2500
Осевая нагрузка, Н	F_a		450	450
Частота вращения, $мин^{-1}$	n		600	
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{p\gamma}$		300	
Коэффициент вращения	V	$V = 1$ – вращается внутреннее кольцо; $V = 1{,}2$ – вращается наружное кольцо	1,0	
Коэффициент безопасности	K_δ	Приложение I, табл. 23	1,2	
Температурный коэффициент	K_T	Приложение I, табл. 24	1,0	
Осевая составляющая от радиальной нагрузки, Н	S	$S = e \cdot F_r$	540	850
Расчетная осевая нагрузка, Н	F_{ap}	Приложение I, табл. 25 $F_{ap\,I} = S_I$ $F_{ap\,II} = S_I + Fa$	540	990

Продолжение табл. 9

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Опора I	Опора II
Отношение	$\frac{F_{ap}}{F_r}$	$\frac{F_{ap}}{F_r}$	0,36	0,4
Коэффициент радиальной нагрузки	X	Данные из каталога	1	0,46
Коэффициент осевой нагрузки	У		0	1,62
Эквивалентная динамическая нагрузка, Н	P	$P=(V\cdot X\cdot F_r+У\cdot F_{ap})K_\delta\cdot K_T$	1800	3300
Степенной показатель	p	p = 3 – для шарикоподшипников; p = 10/3 – для роликоподшипников	3	3
Девяносто-процентный ресурс, ч	$T_{p_{90}}$	$T_{p_{90}}=\frac{\left(\frac{C}{P}\right)^p\cdot 10^6}{60\cdot n}$	8730	4620
Отношение	$\frac{T_{p_{90}}}{T_{p\gamma}}$	$\frac{T_{p_{90}}}{T_{p\gamma}}$	1,09	0,577
Вероятность обеспечения ресурса подшипника, %	γ	Приложение I, черт. 18	91	80

Подшипник на опоре II № 36206 не обеспечивает заданного ресурса

4. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса цепной передачи по критерию усталостной прочности пластин

Таблица I0

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Обозначение цепи	—	Характеристика цепи по ГОСТ I3568-75	ПР-31,75-88500
Шаг цепи, мм	t		31,75
Статическая разрушающая нагрузка, Н	S		88500
Число зубьев ведущей звездочки	z_1	Исходные данные	12
Число зубьев в цепи	m		200
Частота вращения ведущей звездочки, $мин^{-1}$	n_1		300
Окружная сила, Н	F_t		20000
Гамма-процентный ресурс, ч	$T_{p\gamma}$		12000
Заданная вероятность обеспечения ресурса, %	γ		90
Скорость движения цепи, м/с	v	$v = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60000}$	1,9
Коэффициент эксплуатации	$K_э$	$K_э = K_д \cdot K_a \cdot K_н \cdot K_р \cdot K_с \cdot K_п$ где значения коэффициентов по табл. 26 приложения I.	5
Коэффициент, учитывающий эквивалентное число циклов	$K_{рн}$	$K_{рн} = \frac{F_t \cdot K_э}{S}$	1,15
Эквивалентное число циклов нагружения	$N_э$	Приложение I, черт. I9	$2 \cdot 10^6$

Продолжение табл. 10

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний ресурс цепи, ч	$T_{р.ср}$	$T_{р.ср} = \frac{m \cdot t \cdot N_э}{3{,}6 \cdot 10^6 \cdot v}$	1860
Отношение	K_γ	$K_\gamma = \frac{T_{р.ср}}{T_{р\gamma}}$	1,55
Параметр распределения ресурса по закону Вейбула	b	Если нет данных о параметрах распределения ресурса цепей данной конструкции, то принимать $b = 6$.	6
Расчетная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_р$	Приложение I, черт. 20	95

Вывод: $\gamma_р = 95 > \gamma = 90$

5. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса цилиндрической винтовой пружины сжатия из прутка круглого сечения

Таблица II

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний диаметр, витка, мм	D	Исходные данные	162
Диаметр проволоки (прутка), мм	d		28
Нагрузка в начале рабочего хода пружины, Н	P_{min}		0
Нагрузка в конце рабочего хода пружины, Н	P_{max}		11000
Материал проволоки (прутка)	—		сталь 60С2
Гамма-процентный ресурс, циклов	$T_{\gamma\%}$		$3{,}8 \cdot 10^5$
Заданная вероятность обеспечения ресурса, %	γ		85
Индекс пружины	C	$C = \frac{D}{d}$	5,79
Коэффициент кривизны	K	$K = 1 + \frac{1{,}5}{C}$	1,259
Максимальное напряжение цикла, МПа	τ_{max}	$\tau_{max} = \frac{2{,}55 \cdot K \cdot P_{max} \cdot C}{d^2}$	2,56
Коэффициент асимметрии цикла	r	$r = \frac{P_{min}}{P_{max}}$	0
Условное допускаемое напряжение, МПа	$\tau_{усл}$	Приложение I, табл. 27	7
Коэффициент уменьшения условного допускаемого напряжения	φ	$\varphi = \frac{\tau_{max}}{0{,}75 \cdot \tau_{усл}}$	0,49

Продолжение табл. II

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний ресурс пружины, циклов	$T_{р.ср}$	Приложение I черт. 21	$2 \cdot 10^6$
Отношение	K_γ	$K_\gamma = \frac{T_{р.ср}}{T_{р\gamma}}$	5,25
Коэффициент вариации	v	Приложение I, табл. 28	1,2
Расчетная вероятность обеспечения ресурса, %	$\gamma_р$	Приложение I, черт. 22	90

Вывод: $\gamma_р = 90 > \gamma = 85$

6. Расчет канатов на долговечность

6.I. Исходные данные

Таблица I2

Наименование исходных данных	Обозначение	Значение
Тип каната	—	ЛК-Р 6 х 19 х 1 крестовой свивки
ГОСТ на канат	—	ГОСТ 2688
Диаметр каната, мм	d	16,5
Предел прочности проволок каната, МПа	$\sigma_в$	18
Наибольшее натяжение в ветви каната, Н	S	26000
Диаметры блоков (барабанов), измеряемые по средней линии, мм	D_1	280
	D_2	280
	D_3	280
	D_4	—
Количество барабанов (если диаметры барабанов одинаковые, то графу можно не заполнять)	i	—
Коэффициент запаса прочности, принимаемый по "Правилам устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов"	K	5,5
Максимальная нагрузка на крюке, Н	Q_{max}	100000
Среднеарифметическая нагрузка на крюке, Н	$Q_{ср.}$	50000
Число перегибов каната на блоках в эксплуатации в течение года	Σz	19000
Средний коэффициент использования астрономического времени	$K_и$	0,162
Температура окружающего воздуха, °С	t	до −40°С
Гамма-процентный ресурс каната, ч	$T_{p\gamma}$	700
Вероятность недостижения норм браковки каната, %	γ	80

6.2. Определение вероятности недостижения стальным канатом норм браковки по количеству оборванных проволок в течение заданного срока

Таблица 13

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Число перегибов, которое выдерживает эталонный канат до норм браковки	$\mathcal{Y}_н$	$\mathcal{Y}_н = 30\left(\frac{D}{d}\right)^2 (K - 1{,}7)$	33000
Коэффициент режима работы	$K_н$	$K_н = 1{,}25\ \frac{Q_{max}}{Q_{ср}}$	2,5
Коэффициент, учитывающий влияние диаметра каната	$K_к'$	Приложение I, табл. 29	0,94
Коэффициент, учитывающий предел прочности проволок	$K_к''$	Приложение I, табл. 30	0,95
Коэффициент, учитывающий тип и конструкцию каната	$K_к'''$	Приложение I, табл. 31	1
Коэффициент приведения каната	$K_к$	$K_к = K_к' \cdot K_к'' \cdot K_к'''$	0,9
Коэффициент приведения блоков	K_δ	Если блоки имеют одинаковый диаметр, то K_δ = I, если разные, то $K_\delta = \frac{\Sigma D_i^2}{i \cdot D_r^2}$	1
Коэффициент условий работы	C	При расчете каната на долговечность C = 0,4	0,4
Суммарный коэффициент приведения каната	$K_{прив.}$	$K_{прив.} = K_н \cdot K_к \cdot K_\delta \cdot C$	0,9
Число перегибов, которое выдерживает канат до норм браковки	$\mathcal{Y}$	$\mathcal{Y} = \mathcal{Y}_н \cdot K_{прив.}$	29800
Температурный коэффициент	K_t	При температуре окружающего воздуха до -40°С K_t = I, если $t < -40$°С, то K_t = I,5...2,5	1

Продолжение табл. 13

Наименование параметров	Обозначение	Расчетная зависимость	Значение
Средний срок службы каната, лет	$T_{сл.ср.}$	$T_{сл.ср.} = \frac{y}{\sum z \cdot K_t}$	1,56
Средняя продолжительность работы техники за год в часах фактической работы, ч	$T_г$	$T_г = 8760 \cdot K_и$	1420
Средний ресурс каната, ч	$T_{р.ср.}$	$T_{р\,ср} = 0{,}75 \cdot T_г \cdot T_{сл.ср}$	1660
Отношение $T_{рср}/T_{рγ}$	$K_γ$	$K_γ = \frac{T_{р\,ср.}}{T_{р\,γ}}$	2,4
Коэффициент вариации ресурса	U	$U = 0{,}6$	0,6
Расчетная вероятность недостижения норм браковки каната, %	$γ_р$	Приложение I, черт. 23	82

Вывод: $γ_р = 82 > γ = 80$

С О Д Е Р Ж А Н И Е

I. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ I
2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ 3
2.I. Расчет цилиндрических зубчатых передач на долговечность 3
2.2. Расчет конических зубчатых передач на долговечность I3
3. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ I4
4. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ I9
5. РАСЧЕТ ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПИ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ 2I
6. РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВИНТОВЫХ ПРУЖИН СЖАТИЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ 22
7. РАСЧЕТ КАНАТОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ 24
8. РАСЧЕТ КЛИНОВОГО РЕМНЯ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ 27

ПРИЛОЖЕНИЕ I
Справочные материалы 28

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Расчетные таблицы 63
I. Расчет цилиндрических зубчатых передач на долговечность 63
2. Расчет конических зубчатых передач на долговечность 75
3. Расчет вала на долговечность 86
4. Расчет подшипников на долговечность 93

5. Определение вероятности обеспечения заданного ресурса цепной передачи по критерию усталостной прочности пластин 96

6. Определение вероятности заданного ресурса цилиндрической винтовой пружины сжатия из прутка круглого сечения 98

7. Расчет канатов на долговечность I00

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Примеры расчетов I03

Ответственный за выпуск *В. Б. Бармина*

Техн. редактор *Т. В. Леонтьева*

Подписано в печать 01.10.85	Л-48702	Формат 60×90 1/16
Печать плоская	Усл. печ. л. 8,25	Уч.-изд. л. 6,01
Тираж 500 экз.	Изд. № 472-85	Заказ 1483

ЦНИИТЭстроймаш, 121019, Москва, ул. Маркса—Энгельса, 7/10

Отдел опытного полиграфического производства
111141, Москва, 2-й проезд Перова поля, 5

gost.e-ecolog.ru