

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ И ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**



Кафедра деталей машин

и основ
инженерного проектирования

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

Методические указания
к курсовому проектированию
деталей машин для студентов
специальностей 140504,
190603, 260601, 260602
всех форм обучения

Санкт-Петербург 2006

УДК 621

...**Хрусталева И.В.** Расчет цилиндрических зубчатых передач двухступенчатых редукторов: Метод. указания к курсовому проектированию деталей машин для студентов спец. 140504, 190603, 260601, 260602 всех форм обучения. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2006. – 57 с.

Даны сведения о тематике и структуре курсовых проектов деталей машин, об объеме и содержании расчетно-пояснительной записки и чертежей, указана последовательность расчетов. Приводится список рекомендуемой литературы.

Рецензент

Доктор техн. наук, проф. В.И. Пекарев

Рекомендованы к изданию редакционно-издательским советом университета

© Санкт-Петербургский государственный
университет низкотемпературных
и пищевых технологий, 2006

ВВЕДЕНИЕ

При выполнении курсового проекта по учебной дисциплине «Детали машин и основы конструирования» необходимо спроектировать привод какой-либо рабочей машины, состоящий из механических передач и редуктора.

Наиболее трудоемкую часть составляет расчет и проектирование зубчатых передач редукторов с учетом ГОСТ 21354–87 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчеты на прочность». Данный ГОСТ предусматривает двухступенчатый расчет межосевого расстояния зубчатых цилиндрических передач, позволяющий уменьшить массогабаритные характеристики редуктора и его себестоимость.

Несмотря на имеющиеся методические указания, у студентов возникают затруднения из-за отсутствия примера при выполнении расчетов двухступенчатых зубчатых передач.

При проектировании двухступенчатых редукторов часто возникает необходимость неоднократных перерасчетов зубчатых передач. Приведенная методика позволяет проводить расчеты с помощью ПК, а при их автоматизации можно вести расчет нескольких вариантов и оптимизировать параметры зубчатых передач.

Предлагаемые методические указания могут быть использованы студентами различных специальностей.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $N_{HE} (N_{FE})$ – эквивалентное число циклов перемены напряжений при расчете зубьев на контактную (изгибную) прочность;
- $N_{H0} (N_{F0})$ – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу контактной (изгибной) прочности;
- $K_{HL} (K_{FL})$ – коэффициент долговечности при расчете зубьев на контактную (изгибную) прочность;
- $K_{Hv} K_{Fv}$ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку при расчете на контактную (изгибную) прочность;
- $K_{H\alpha} (K_{F\alpha})$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки

- между зубьями косозубых передач при расчете на контактную (изгибную) прочность зубьев;
- $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$) – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца при расчете на контактную (изгибную) прочность;
- T – крутящий момент, Н·м;
- σ_{HP} (σ_{FP}) – допускаемые напряжения при расчете на контактную (изгибную) прочность, МПа;
- N_{Σ} – суммарное число перемен напряжений за полный срок службы рассчитываемого зубчатого колеса;
- n – частота вращения, об/мин;
- v – окружная скорость, м/с;
- Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба;
- σ_H – расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления, МПа;
- σ_F – расчетное напряжение изгиба, МПа;
- m – модуль зацепления, мм;
- m_t – окружной делительный модуль, мм;
- z – число зубьев;
- z_v – эквивалентное число зубьев;
- z_{Σ} – суммарное число зубьев шестерни и колеса;
- u – передаточное число;
- α – угол профиля исходного контура;
- β – угол наклона зуба на делительном цилиндре;
- β_b – угол наклона зуба на основном цилиндре;
- d – диаметр делительной окружности, мм;
- d_w – диаметр начальной окружности, мм;
- a_w – межосевое расстояние, мм;
- b_w – рабочая ширина зубчатого венца;
- x – коэффициент смещения;
- x_{Σ} – коэффициент суммарного смещения;
- $\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}$ – коэффициент торцового перекрытия.

ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЕТА

Размеры и массу цилиндрических зубчатых колес обычно определяют с помощью одного из следующих расчетов:

- а) на контактную выносливость активных поверхностей зубьев;
- б) на выносливость зубьев при изгибе.

В подавляющем большинстве случаев несущая способность хорошо смазываемых и длительно работающих зубчатых передач лимитируется контактной выносливостью активных поверхностей зубьев. В связи с этим проектировочный расчет зубчатых передач осуществляется из условия контактной выносливости, а расчет на выносливость зубьев при изгибе носит проверочный характер.

Рекомендуемая последовательность проектировочного расчета цилиндрических зубчатых колес на контактную выносливость:

1. Выбирается материал и термическая обработка для шестерни и колеса;
2. Определяются ориентировочные значения допускаемых контактных напряжений σ_{HP}' для прямозубой и косозубой передач;
3. Определяются ориентировочные значения межосевых расстояний для прямозубой a_{w2}' и косозубой a_{w2}' передач;
4. Выбирается тип нарезания зубчатых колес (без смещения или со смещением) для прямозубой и косозубой передач;
5. Определяются ориентировочные значения числа зубьев шестерни и колеса;
6. Определяются ориентировочные значения модуля, диаметра начальной окружности шестерни, ширины зубчатого венца и коэффициента торцового перекрытия цилиндрических зубчатых передач;
7. Определяются уточненные значения межосевого расстояния;
8. Определяются действительные значения модуля, суммарного числа зубьев и ширины колес;
9. Определяются уточненные значения числа зубьев шестерни и колеса, передаточного числа и коэффициента перекрытия цилиндрических передач;
10. Определяются основные размеры зацепления (зубчатого колеса без смещения);

11. Определяются действующие контактные напряжения по уточненным данным;
12. Определяются допускаемые напряжения изгиба;
13. Определяются силы, действующие в зацеплении цилиндрических зубчатых передач.

Исходные данные и схема для расчета

| Параметры | Значения |
|--|---------------|
| Мощность на валу исполнительной машины N_M , кВт | 6,5 |
| Число оборотов на валу исполнительной машины n_M , об/мин .. | 55 |
| Вид нагрузки | Переменная |
| Редуктор | Нереверсивный |
| Срок службы редуктора t_L , ч. | 15 000 |
| Число пар полюсов электродвигателя p | 3 |

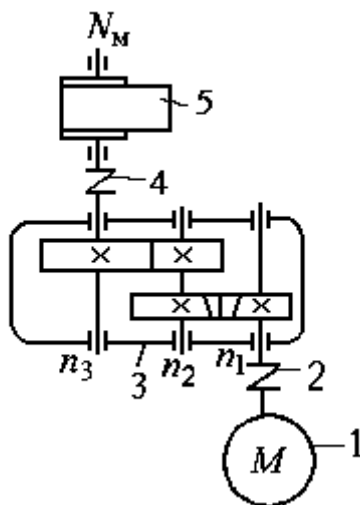


Схема привода:

1 – электродвигатель; 2 – муфта МУВП; 3 – редуктор; 4 – зубчатая муфта;
5 – исполнительная машина

Таблица 1

Выбор электродвигателя

| Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Расчетные значения |
|--|---------------|--|-------------------------------------|
| КПД редуктора | $\eta_{ред}$ | $\eta_{ред} = \eta_{з.п}^i \cdot \eta_{п}^j$ | $0,97^2 \cdot 0,99^3 = 0,91$ |
| КПД зубчатой пары | $\eta_{з.п}$ | По справочнику | 0,97 |
| КПД подшипников | $\eta_{п}$ | По справочнику | 0,99 |
| Количество зубчатых пар | i | По схеме | 2 |
| Количество пар подшипников на валах | j | По схеме | 3 |
| КПД привода | $\eta_{пр}$ | $\eta_{м1} \eta_{ред} \eta_{м2}$ | $0,99 \cdot 0,91 \cdot 0,98 = 0,88$ |
| КПД муфты 1 | $\eta_{м1}$ | По справочнику | 0,99 |
| КПД муфты 2 | $\eta_{м2}$ | По справочнику | 0,98 |
| Расчетная мощность электродвигателя, кВт | $N_{эл.расч}$ | $N_{м}/\eta_{пр}$ | $6,5/0,88 = 7,39$ |
| Синхронное число оборотов, об/мин | $n_{синх}$ | $60 f/p$ | $60 \cdot 50/3 = 1000$ |
| Промышленная частота переменного тока | f | 50 Гц | — |
| Марка электродвигателя | | Прил. 15 | 4А132М6 |
| Мощность электродвигателя | $N_{эл}$ | Прил. 15 | 7,5 |
| Частота вращения электродвигателя, кВт | $n_{эл}$ | Прил. 15 | 970 |

Таблица 2

Кинематический расчет редуктора

| Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Расчетные значения |
|--|-------------|--|-------------------------------------|
| Общее передаточное отношение (число) | $u_{ред}$ | $n_{эл.}/n_{м}$ | $970/55 = 17,64$ |
| Передаточное число тихоходной ступени | $u_{т}$ | $(u_{ред.}/1,25)^{1/2}$ | $(17,64/1,3)^{1/2} = 3,68$ |
| Передаточное число быстроходной ступени | $u_{б}$ | $u_{ред.}/u_{т}$ | $17,64/3,68 = 4,79$ |
| Частота вращения ведущего вала, об/мин | n_1 | $n_1 = n_{эл}$ | 970 |
| Частота вращения промежуточного вала, об/мин | n_2 | $n_1/u_{б}$ | $970/4,79 = 202,5$ |
| Частота вращения выходного вала, об/мин | n_3 | $n_2/u_{т}$ | $202,5/3,68 = 55,03$ |
| Угловая скорость вращения валов 1, 2, 3, рад/с | ω_1 | $\omega_i = \pi n_i/30$ | $3,14 \cdot 970/30 = 101,5$ |
| | ω_2 | | $3,14 \cdot 202,5/30 = 21,12$ |
| | ω_3 | | $3,14 \cdot 55,03/30 = 5,76$ |
| Мощность, передаваемая каждым валом, кВт | N_1 | $N_{эл.расч} \eta_{м1} \eta_{п}$ | $7,39 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 7,24$ |
| | N_2 | | $7,24 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 6,95$ |
| | N_3 | | $6,95 \cdot 0,99 \cdot 0,97 = 6,67$ |
| | $N_{м}$ | | $6,67 \cdot 0,98 = 6,54$ |
| Крутящие моменты на валах, Н·м | T_1 | $N_3 \eta_{м2}$ | $7,24 \cdot 10^3/101,5 = 71,33$ |
| | T_2 | | $6,95 \cdot 10^3/21,12 = 329,07$ |
| | T_3 | | $6,67 \cdot 10^3/5,76 = 1157,99$ |

Таблица 3

Выбор материала и термической обработки для шестерни и колеса

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | | Прямозубая передача | |
|-------|-----------------------------------|---------------------|--|--------------------|-----------|---------------------|-----------|
| | | | | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| 1 | Марка стали | – | Прил. 1 | 45 | 40 | 45 | 40 |
| 2 | Вид термообработки и | – | Прил. 2 рис. 1 | Улучшение | Улучшение | Улучшение | Улучшение |
| 3 | Поверхностная твердость, HB, HRC: | | | | | | |
| | – шестерни | HB_1^* HRC_1 | | 240 | | 240 | |
| | – колеса | HB_2 HRC_2 | | | 220 | | 220 |

*Для $H < HB 350$ [$HB_2 + (10+15)$] $\leq HB_1 \leq (HB_2 + 70)$.

Для $H > HB 350$ $HB_1 = HB_2$; HB_1, HB_2 – твердость поверхности шестерни и колеса.

Для получения малогабаритных редукторов следует принимать $H > HB 350$.

Таблица 4

Определение ориентировочного значения допускаемых контактных напряжений

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по применению параметров и формулы | Косозубая передача | | Прямозубая передача | |
|-------|--|------------------------------|--|--|---|--|--|
| | | | | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| 1 | Предел контактной выносливости поверхности зубьев, МПа | $\sigma_{H \text{ limb } i}$ | Прил. 3 $2H_{HBi} + 70$ | $2 \cdot 240 + 70 = 550$ | $2 \cdot 220 + 70 = 510$ | 550 | 510 |
| 2 | Эквивалентное число циклов перемены напряжений, млн. циклов: а) при нереверсивной нагрузке: для шестерни для колеса | N_{HE1} N_{HE2} | $60n_1ct_L$ $60n_2ct_L$ $60n_2ct_L$ $60n_3ct_L$ | $60 \cdot 970 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 10^4 = 873 \cdot 10^6$ | $60 \cdot 202,5 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 10^4 = 182,25 \cdot 10^6$ | $60 \cdot 202,5 \cdot 1 \cdot 1,5 \times 10^4 = 182,25 \cdot 10^6$ | $60 \cdot 55,03 \cdot 1 \cdot 1,5 \times 10^4 = 49,5 \cdot 10^6$ |

Продолжение табл. 4

| № п/п | Наименование параметров | Обозна чение | Указание по применению параметров и формулы | Косозубая передача | | Прямозубая передача | |
|----------|---|-----------------|--|-----------------------|--------------------|------------------------|--------------------|
| | | | | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| 3 | б) при реверсивной нагрузке: для шестерни | N_{HE1} | $30n_1ct_L$ $30n_2ct_L$ $30n_2ct_L$ $30n_3ct_L$ Рис. 2 или $30 (HB)^{2,4}$ | — | — | — | — |
| | для колеса | N_{HE2} | | | | | |
| 4 | Базовое число циклов перемены напряжений, млн циклов: для шестерни | N_{H01} | Прил. 5 | 15·10 ⁶ | 13·10 ⁶ | 15·10 ⁶ | 13·10 ⁶ |
| | для колеса | N_{H02} | | | | | |
| 4 | Коэффициент долговечности: для шестерни | K_{HL1} | Прил. 5 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| | для колеса | K_{HL2} | | | | | |

Окончание табл. 4

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по применению параметров и формулы | Косозубая передача | | Прямозубая передача | |
|-------|---|-----------------|--|-----------------------------------|---------------------------------------|---------------------|--------|
| | | | | Шестерня | Колесо | Шестерня | Колесо |
| 5 | Коэффициент безопасности | S_H | Прил. 6 | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 |
| 6 | Допускаемые контактные напряжения, МПа: для шестерни для колеса | σ_{HPi}' | $0,9\sigma_{H\lim i} \times \times K_{H\beta,i}/S_H$ | $0,9 \cdot 550 \cdot 1/1,1 = 450$ | $(0,9 \cdot 510 \cdot 1)/1,1 = 417,3$ | 450 | 417,3 |
| 7 | Допускаемые контактные напряжения для косозубой передачи, МПа | σ_{HPi}' | $0,45(\sigma_{HP1}' + \sigma_{HP2}') < 1,23\sigma_{HP\min}'$ | $0,45(450+417,3) = 390,3$ | | | |
| 8 | Допускаемые контактные напряжения для прямозубой передачи, МПа | σ_{HPi}' | $\min\{\sigma_{HP3}', \sigma_{HP4}'\}$ | | | 417,3 | |

Таблица 5

Определение ориентировочного значения межосевого расстояния

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|--|-------------|--|---------------------------------|---------------------------------|
| 1 | Вспомогательный коэффициент, МПа ^{1/3} | K_a' | Для стальных передач | 430 | 490 |
| 2 | Коэффициент ширины зубчатого венца относительно делительного диаметра | ψ_{bd} | Прил. 7 | 1,0 | 1,0 |
| 3 | Коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния: для быстроходной ступени для тихоходной ступени | Ψ_{ba} | $2\Psi_{bd}/(u_{\delta} + 1)$ $2\Psi_{bd}/(u_{\tau} + 1)$ | $(2 \cdot 1,0)/(4,79+1) = 0,35$ | $(2 \cdot 1,0)/(3,68+1) = 0,43$ |

Окончание табл. 5

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|---|--------------|--|--|---|
| 4 | Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца | $K_{H\beta}$ | Рис. 3 | 1,15 | 1,08 |
| 5 | Межосевое расстояние, мм (в соосном редукторе определять по тихоходной ступени) | a_w' | $K'_\alpha(u+1) (TK_{H\beta} / u(\sigma'_{HP})^2 \Psi_{ba})^{1/3}$ | $430(4,79+1) \times ((71,33 \cdot 1,15) / (4,79 \cdot 390,3^2 \times 0,35))^{1/3} = 170,5$ (принимаем $a_w = 170$) | $490(3,68+1) \times ((329,07 \cdot 1,07) / (3,68 \cdot 417^2 \cdot 0,43))^{1/3} = 248,96$ (принимаем $a_w = 250$) |
| 6 | Проверка правильности расчета | | $a'_{w2}/a'_{w1} = 1,3 \dots 1,7$ | $250/170 = 1,47$ | |
| 7 | Выбор типа нарезания зубчатых колес | | | $x_\Sigma = 0;$ $x_1 = x_2 = 0$ | $x_\Sigma = 0;$ $x_1 = x_2 = 0$ |

Таблица 6

Определение ориентировочного значения числа зубьев шестерни и колеса

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|--|-------------|--|--------------------|---------------------|
| 1 | Нижнее предельное значение числа зубьев шестерни: для косозубой передачи для прямозубой передачи | z_{1min} | Прил. 8 | 17 | 21 |
| 2 | Коэффициент K_1 | | а) при $N_{HE1} > N_{H01}$; б) при $N_{HE1} < N_{H01}$; $K_1 = (N_{HEV}/N_{H01})^{1/3}$ | 1,0 | 1,0 |
| 3 | Коэффициент K_2 | | а) при нереверсивной нагрузке $K_2 = 1$; б) при реверсивной симметричной нагрузке $K_2 = 0,75$ | 1,0 | 1,0 |
| 4 | Максимальное значение числа зубьев | z_{1max} | Рис. 4 | 55 | 49 |
| 5 | Ориентировочное значение числа зубьев шестерни: для косозубой передачи для прямозубой передачи | z_1' | $z_{1min} + 2 < z_1' < z_{1max} K_1 K_2$ $z_{1min} < z_1' < z_{1max} K_1 K_2$ | 19 | 22 |

Окончание табл. 6

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|--|-------------|--|---|---|
| 6 | Ориентировочное значение числа зубьев колеса | z_2' | $z_1' u$ | $19 \cdot 4,79 = 91,01$ (приним. 91) | $22 \cdot 3,68 = 80,96$ (приним. 81) |
| 7 | Суммарное число зубьев | z_Σ' | $z_1' + z_2'$ | $19 + 91 = 110$ | $22 + 81 = 103$ |

Таблица 7

Определение ориентировочных значений модуля геометрических параметров зубчатых колес

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|---|-------------|--|------------------------------------|---------------------|
| 1 | Угол наклона зуба: для развернутой и соосной схем для раздвоенной быстроходной ступени для шевронных колес | β | 8–15° 30° 25–40° | 10 | |
| 2 | Нормальный модуль, мм | m_n' | $2a_w' \cos \beta' / z_\Sigma'$ | $2 \cdot 170 \cos 10 / 110 = 3,04$ | |

Окончание табл. 7

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|---|-------------------------|--|--|--|
| 3 | Модуль прямозубых цилиндрических колес, мм | m' | $2a_w'/z_{\Sigma}'$ | | $2 \cdot 250/103 = 4,85$ |
| 4 | Диаметр начальной окружности шестерни, мм: для косозубых передач для прямозубых передач | d_{w1}' d_{w3}' | $m_n' z_1' / \cos \beta'$ $m' z_3'$ | $3,04 \cdot 19 / \cos 10 = 58,65$ | $4,85 \cdot 22 = 106,7$ |
| 5 | Рабочая ширина зубчатого венца, мм | b_w' | $d_w' \Psi_{bd}'$ | $58,65 \cdot 1,0 = 58,65$ | $106,7 \cdot 1 = 106,7$ |
| 6 | Коэффициент торцового перекрытия | ε_{α}' | $(1,88 - 3,2 (1/z_1' + 1/z_2')) \cos \beta'$ | $[1,88 - 3,2 (1/19 + 1/91)] \times \cos 10 = 1,65$ | $1,88 - 3,2 (1/22 + 1/81) = 1,7$ |
| 7 | Окружная скорость, м/с | v' | $\pi d_{w1}' \cdot n_1 / 6 \cdot 10^4$ | $3,14 \cdot 58,65 \cdot 970 / (6 \cdot 10^4) = 2,98$ | $3,14 \cdot 106,7 \cdot 202,5 / (6 \cdot 10^4) = 1,13$ |
| 8 | Степень точности изготовления зубчатых колес | | Прил. 9 | 8 | 9 |

Таблица 8

Определение уточненного значения межосевого расстояния

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|---|----------------|--|---|---|
| 1 | Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий: для косозубых передач для прямозубых передач | Z_ϵ | $(1/\epsilon_\alpha)^{1/2}$ $((4-\epsilon_\alpha)/3)^{1/2}$ | $(1/1,65)^{1/2} = 0,78$ | $((4 - 1,7)/3)^{1/2} = 0,88$ |
| 2 | Коэффициент динамичности | K_{Hv} | Прил. 10 | 1,02 | 1,07 |
| 3 | Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев | Z_H | Рис. 6 | 1,73 | 1,75 |
| 4 | Коэффициент, учитывающий механические свойства материала | Z_M | | 275 | 275 |
| 5 | Уточненное значение вспомогательного коэффициента | K_a | $((Z_H Z_M Z_\epsilon)^2 \times 500 K_{Hv})^{1/3}$ | $\{(1,73 \cdot 275 \cdot 0,78)^2 \times 500 \cdot 1,02\}^{1/3} = 412,6$ | $\{(1,73 \cdot 275 \cdot 0,88)^2 \times 500 \cdot 1,02\}^{1/3} = 457,8$ |
| 6 | Допускаемые контактные напряжения: для шестерни для колес | σ_{HPi} | $\sigma_{H \lim b i} K_{HL}/S_H$ | $550 \cdot 1/1,1 = 500,0$ $510 \cdot 1/1,1 = 464$ | $500,0$ 464 |

Окончание табл. 8

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|--|--------------------------------|--|--|---|
| 7 | Фактическое значение допускаемого напряжения, МПа для косозубой передачи для прямозубой передачи | σ_{HP} σ_{HP} | $0,45 (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2})$ $\min\{\sigma_{HP3}; \sigma_{HP4}\}$ | $0,45 (500 + 464) = 434$ | 464 |
| 8 | Уточненное значение межосевого расстояния, мм | a_w | $a_w^1 K_a / K_a^1 ((\sigma_{HP}^1)^2 / (\sigma_{HP}^2)^{1/3})$ | $170 (412,6/430) \times (390^2/434^2)^{1/3} = 154,1$ (принимаем $a_w = 155$) | $250(457,8/490) \times (417^2/464^2)^{1/3} = 217,5$ (принимаем $a_w = 220$) |
| 9 | Проверка | | $a_{w2}/a_{w1} = 1,3-1,7$ | $220/155 = 1,42$ | |

Таблица 9

Определение действительных значений модуля, суммарного числа зубьев и ширины колес

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|--|--------------|--|--|--|
| 1 | Модуль цилиндрических прямозубых колес, мм | m | $2a_w/z_{\Sigma}'$ | | $2 \cdot 220/103 = 4,27$ $m = 4,0$ |
| 2 | Нормальный модуль косозубых колес, мм | m_n | $2a_w \cos \beta'/z_{\Sigma}'$ | $2 \cdot 155 \cdot 0,9848/110 = 2,78;$ $m_n = 3$ | |
| 3 | Суммарное число зубьев: для косозубых передач | z_{Σ} | $2a_w \cos \beta'/m_n$ | $2 \cdot 155 \cdot 0,9848/3 = 101,8$ $z_{\Sigma} = 102$ | |
| | для прямозубых передач | z_{Σ} | $2a_w/m$ | | $2 \cdot 220/4 = 110$ $z_{\Sigma} = 110$ |
| 4 | Уточненный угол наклона зубьев | β | $\cos \beta = z_{\Sigma} m_n/2a_w$ | $(102 \cdot 3)/(2 \cdot 155) = 0,9871$ $\beta = 9,214$ | |
| 5 | Основной угол наклона зубьев | β_b | $\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha$ | $0,1601 \cdot 0,9397 = 0,15044$ $\beta_b = 8,65$ | |
| 6 | Рабочая ширина венца зубчатого колеса, мм | b_w | $\Psi_{ba} a_w$ | $0,35 \cdot 155 = 54,25$ | $0,43 \cdot 220 = 94,6$ (принимаем $b_w = 95$) |

Окончание табл. 9

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|--|------------------|---|---|-----------------------------------|
| 7 | Коэффициент осевого перекрытия | ϵ_β | $b_w \operatorname{tg} \beta_b / \pi m_n$ | $(54,25 \cdot 0,1521) / (3,14 \cdot 3) = 0,88$ (принимается $\epsilon_\beta = 1,0$) | |
| 8 | Уточненное значение рабочей ширины венца зубчатого колеса, мм: для развернутой схемы для раздвоенной схемы | b_w | $\epsilon_\beta \pi m_n / \operatorname{tg} \beta_b$ $b_w^1 = b_w / 2$ | $1,0 \cdot 3,14 \cdot 3 / 0,1521 = 61,93$; (принимается $b_w = 62$) | |
| 9 | Проверка | ϵ_β | Целое число $\epsilon_\beta \pm 0,05$ | | |
| 10 | Уточненное значение рабочей ширины венца шестерни, мм: для развернутой схемы для раздвоенной схемы | | $b_w + 2m$ $b_w^1 + 2m$ | $62 + 2 \cdot 3 = 68$ — | $95 + 2 \cdot 4,5 = 104$ — |

Таблица 10

Определение уточненных значений числа зубьев шестерни и колеса

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|---|---------------------|--|---|---|
| 1 | Число зубьев шестерни | z_1 | $z_{\Sigma}/(1+u)$ $z_1 > z_{1min}$ | $102/(1 + 4,79) = 17,6$ $z_1 = 18$ | $110/(1 + 3,68) = 23,5$ $z_1 = 24$ |
| 2 | Число зубьев колеса | z_2 | $z_{\Sigma} - z_1$ | $102 - 18 = 84$ | $110 - 24 = 86$ |
| 3 | Уточненное передаточное число | u_{ϕ} | z_2/z_1 | $84/18 = 4,67$ | $86/24 = 3,59$ |
| 4 | Отклонение фактического передаточного числа | Δu_{ϕ} | $(u_{\phi} - u)/u \cdot 100 \% < 2,5 \%$ | $(4,67 - 4,79)/4,79 \cdot 100 = -2,5 \%$ | $(3,59 - 3,68)/3,68 \times 100 = -2,4 \%$ |
| 5 | Коэффициент торцового перекрытия | ϵ_{α} | $(1,88 - 3,2 (1/z_1 + 1/z_2)) \times \cos \beta$ | $(1,88 - 3,2 (1/18 + 1/84)) \times 0,9871 = 1,64$ | $1,88 - 3,2 (1/18 + 1/84) = 1,71$ |

Таблица 11

**Определение основных размеров зацепления
(зубчатые колеса без смещения)**

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|---|--|--|---|---|
| 1 | Окружной модуль, мм: для косозубых колес для прямозубых колес | m_t | $m_n / \cos \beta$ m | $3 / 0,9871 = 3,039$ | 4,0 |
| 2 | Диаметры делительной окружности, мм: для косозубой передачи для прямозубой передачи | d_1 d_2 d_3 d_4 | $m_t z_1$ $m_t z_2$ $m z_3$ $m z_4$ | $3,039 \cdot 18 = 54,702$ $3,039 \cdot 84 = 255,276$ | $4 \cdot 24 = 96$ $4 \cdot 86 = 344$ |
| 3 | Диаметры начальной окружности, мм | d_{w1} | d_1 | | |
| 4 | Диаметры вершин зубьев, мм: для косозубых колес для прямозубых колес | d_{a1} d_{a2} d_{a3} d_{a4} | $d_1 + 2m_n$ $d_2 + 2m_n$ $d_3 + 2m$ $d_4 + 2m$ | $54,702 + 2 \cdot 3 = 60,702$ $255,276 + 2 \cdot 3 = 261,28$ | $96 + 2 \cdot 4 = 104$ $344 + 2 \cdot 4 = 352$ |

Окончание табл. 11

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|---|--|--|--|---|
| 5 | Диаметр впадин зубьев, мм: для косозубых колес для прямозубых колес | d_{f1} d_{f2} d_{f3} d_{f4} | $d_1 - 2,5m_n$ $d_2 - 2,5m_n$ $d_3 - 2,5m$ $d_4 - 2,5m$ | $54,702 - 2,5 \cdot 3 = 47,202$ $255,276 - 2,5 \cdot 3 = 247,776$ | $96 - 2,5 \cdot 4 = 86$ $344 - 2,5 \cdot 4 = 334$ |
| 6 | Нормальная толщина зуба, мм: для косозубых колес для прямозубых колес | S_{n1} S_{n2} | $0,5\pi m_t$ $0,5\pi m$ | $0,5 \cdot 3,14 \cdot 3,039 = 4,77$ | $0,5 \cdot 3,14 \cdot 4 = 6,28$ |
| 7 | Межосевое расстояние, мм | a_w | п. 8.8 | 155 | 220 |
| 8 | Проверка | | $a_w - 0,5(d_1 + d_2) =$ $= (0,01 - 0,02)$ | $155 - 154,989 = 0,011$ | $220 - 220 = 0$ |
| 9 | Фактическое значение окружности скорости шестерни, м/с | v | $\pi d_{w1} n_1 / 6 \cdot 10^4$ | $(3,14 \cdot 54,702 \cdot 970) /$ $/(6 \cdot 10^4) = 2,78$ | $(3,14 \cdot 96 \cdot 202,5) /$ $/(6 \cdot 10^4) = 1,02$ |
| 10 | Степень точности изготовления зубчатых передач | — | — | 8 | 9 |

Таблица 12

**Определение действующих контактных напряжений
по уточненным данным**

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|---|---------------|---|---|---|
| 1 | Коэффициент, учитывающий форму соприкасающихся поверхностей | Z_H | Рис. 6 | 1,73 | 1,75 |
| 2 | Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий | Z_ϵ | Косозубая $(1/\epsilon_\alpha)^{1/2}$ Прямозубая $(4 - \epsilon_\alpha/3)^{1/2}$ | $(1/1,64)^{1/2} = 0,78$ | $((4-1,71)/3)^{1/2} = 0,87$ |
| 3 | Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями | $K_{H\alpha}$ | Рис. 5а | 1,07 | 1,0 |
| 4 | Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца | $K_{H\beta}$ | Рис. 3 | 1,15 | 1,08 |
| 5 | Допускаемые контактные напряжения, МПа | σ_{HP} | n. 8.7 | 434 | 464 |
| 6 | Расчетные контактные напряжения в полюсе зацепления, МПа | σ_H | $(22,4 Z_H Z_M Z_\epsilon / a_w) \times$ $\times (T(u_\phi + 1))^3 \times$ $\times K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} / b_w u_\phi)^{1/2}$ | $(22,4 \cdot 1,73 \cdot 275 \cdot 0,78) /$ $/ 155 (71,33 \times$ $\times (4,67+1)^3 1,07 \cdot 1,15 \times$ $\times 1,02) / (62 \cdot 4,67)^{1/2} =$ | $(22,4 \cdot 1,73 \cdot 275 \cdot 0,87) /$ $/ 220 (329,07 \times$ $\times (3,59+1)^3 1 \cdot 1,08 \times$ $\times 1,07) / (95 \cdot 3,59)^{1/2} =$ |

| | | | | | |
|---|--------------------|--|--------------------------|----------------------------|----------------------------|
| 7 | Выполнение условия | | $\sigma_H < \sigma_{HP}$ | $= 402,6$ $402,6 < 434$ | $= 442,7$ $442,7 < 464$ |
|---|--------------------|--|--------------------------|----------------------------|----------------------------|

Таблица 13

Определение напряжений изгиба

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|---|---------------------|---|--|---------------------|
| 1 | Предел выносливости зубьев при изгибе, МПа: для шестерни для колеса | $\sigma_{Flim b}^0$ | Прил. 11 | $1,8 \cdot 240 = 432$ $1,8 \cdot 220 = 396$ | 432 396 |
| 2 | Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки | K_{FC} | При нереверсивной нагрузке $K_{FC} = 1,0$ При реверсивной нагрузке $K_{FC} = 1 - \gamma_{FC}$ (прил. 13) | 1,0 | 1,0 |
| 3 | Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба | K_{Fg} | Прил. 11 | 1,1 | 1,1 |
| 4 | Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки | K_{Fd} | Прил. 11 | 1,15 | 1,15 |

Продолжение табл. 13

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|--|-------------|---|-----------------------|-----------------------|
| 5 | Коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса и ответственность зубчатой передачи | S_F' | Прил. 11 | 1,75 | 1,75 |
| 6 | Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки | S_F'' | Прил. 12 | 1,0 | 1,0 |
| 7 | Коэффициент безопасности | S_F | $S_F' S_F''$ | $1 \cdot 1,75 = 1,75$ | $1 \cdot 1,75 = 1,75$ |
| 8 | Коэффициент, учитывающий градиент напряжений | Y_S | Рис. 7 | 1,0 | 0,97 |
| 9 | Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса | K_{FX} | $1,04 - 1,1 \cdot 10^{-4} d_w > 0,75$ при $d_w < 400$ мм $K_{FX} = 1,0$ | 1,0 | 1,0 |
| 10 | Базовое число циклов перемены напряжений | N_{F0} | | $4,10^6$ | $4,10^6$ |

Продолжение табл.13

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|--|---------------|--|---|--|
| 11 | <p>Эквивалентное число циклов перемены напряжений:</p> <p>а) при нереверсивной нагрузке: для шестерни для колеса</p> <p>б) при реверсивной нагрузке: для шестерни для колеса</p> | N_{FE} | <p>$N_{FE} = N_{HE}$</p> <p>Прил. 4</p> | <p>$876 \cdot 10^6$ $182,25 \cdot 10^6$</p> <p>— —</p> | <p>$182,25 \cdot 10^6$ $49,5 \cdot 10^6$</p> <p>— —</p> |
| 12 | Коэффициент долговечности | K_{FL} | Прил. 4 | 1,0 | 1,0 |
| 13 | <p>Допускаемое напряжение изгиба зубьев, МПа:</p> <p>для шестерни</p> <p>для колеса</p> | σ_{FP} | $\sigma_{F \lim b}^0 K_{FC} K_{FL} K_{Fg} \times$ $\times K_{Fd} K_{FX} Y_S / S_F$ | <p>$(432 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,15 \times$ $\times 1 \cdot 1) / 1,75 = 312,3$ $(396 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 1) / 1,75$ $=$ $= 286,3$</p> | <p>$(432 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,15 \cdot 1 \times$ $\times 0,97) / 1,75 = 302,9$ $(396 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1,15 \times$ $\times 1 \cdot 0,97) / 1,75 = 277,7$</p> |

Продолжение табл. 13

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|--|----------------------|---|--|---|
| 14 | Эквивалентное число зубьев: для шестерни для колеса | z_{vi} | Косозубая $z_i / \cos \beta^3$ Прямозубая $z_{vi} = z_i$ | $18/0,9871^3 = 18,07$ $84/0,9871^3 = 84,34$ | 24 86 |
| 15 | Коэффициент, учитывающий форму зуба: для колеса для шестерни | Y_F | Рис. 8 | 4,1 3,6 | 3,91 3,6 |
| 16 | Коэффициент, учитывающий наклон зубьев | Y_β | $1 - \beta/140^\circ$ | $1 - 9,2/140^\circ = 0,93$ | |
| 17 | Коэффициент | $K_{F\alpha}$ | Рис. 5б | 1,25 | 1,0 |
| 18 | Коэффициент | $K_{F\beta}$ | Рис. 3 | 1,3 | 1,15 |
| 19 | Коэффициент | K_{Fv} | Прил. 10 | 1,12 | 1,11 |
| 20 | Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев | $Y_{\epsilon i}$ | Косозубая $1/\epsilon_\alpha$ Прямозубая передача | $1/1,64 = 0,61$ | 1,0 |
| 21 | Величина отношения | σ_{FP}/Y_{Fi} | Для шестерни Для колеса | $312,3/4,1 = 76,2$ $286,3/3,6 = 79,5$ | $302,9/3,91 = 77,5$ $277,7/3,6 = 77,1$ |
| 22 | Расчет необходимо вести по: | | | Шестерне | Колесу |

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|---|---------------|---|---|---|
| 23 | Расчетное напряжение изгиба у переходной поверхности зуба, МПа для косозубых колес для прямозубых колес | σ_{Fi} | $\frac{((2000 T_1 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma}) / (d_w b_w m_n)) Y_{Fi} Y_{\beta} Y_{\alpha i}}$ $\frac{((2000 \cdot T_2 K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma}) / (d_w b_w m)) \cdot Y_{Fi} \cdot Y_{\epsilon i}}$ | $[(2000 \cdot 71,33 \cdot 1,25 \cdot 1,3 \times 1,12) / (54,7 \cdot 62 \cdot 3)] \times 4,1 \cdot 0,93 \cdot 0,61 = 59,4$ | $[(2000 \cdot 329,07 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1,11) / (344 \cdot 95 \cdot 4)] \cdot 3,6 \cdot 1 = 23,1$ |
| 24 | Выполнение условия | | $\sigma_{Fi} < \sigma_{FPi}$ | 59,4 < 312,3 | 23,1 < 302,9 |

Определение сил, действующих в зацеплении цилиндрических зубчатых передач

| № п/п | Наименование параметров | Обозначение | Указание по определению параметров и формулы | Косозубая передача | Прямозубая передача |
|-------|--|-------------|---|--|--|
| 1 | Окружная сила, H : а) для косозубых передач: развернутая схема раздвоенная ступень б) для прямозубых передач | F_t | $2000 T_1/d_{w1}$ $1000 T_1/d_{w1}$ $2000 T_2/d_{w3}$ | $(2000 \cdot 71,33)/54,7 =$ $= 2608$ | $(2000 \cdot 329,07)/96 =$ $= 6855,6$ |
| 2 | Радиальная сила, H : для косозубых передач для прямозубых передач | F_r | $F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ $F_t \operatorname{tg} \alpha$ | $2608 \cdot 0,9871 / 0,364 = 961,6$ | $6855,6 \cdot 0,364 =$ $= 2495,4$ |
| 3 | Осевая сила, H : | F_a | $F_t \operatorname{tg} \beta$ | $2608 \cdot 0,1622 = 423,1$ | |
| 4 | Нормальная сила, H : для косозубых передач для прямозубых передач | F_n | $F_t / (\cos \alpha \cdot \cos \beta)$ $F_t / \cos \alpha$ | $2608 / (0,9397 \cdot 0,9871) =$ $= 2811,6$ | $6855,6 / 0,9397 =$ $= 7295,5$ |

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Рекомендуемые сочетания марок стали для шестерни и колеса [3]

| Твердость, <i>H</i> , передаточ ное число, <i>u</i> | Марка стали (термообработка) | | | | | | | |
|---|-------------------------------|----------|----------------------|------------------------|--------|-----------|-------------------|-----------|
| | $H \leq HB$ 350 $u < 8$ | Шестерни | 50(Н) 40(У) | 40ХНМА(У) 35ХГСА(У) | 40Х(У) | 45(У) | 40Х(У) 35ХМ(У) | 40ХНМА(У) |
| Колеса | | 45Л(Н) | 40ХЛ(Н) | 50(Н) | 40(У) | 30ХНМЛ(Н) | 40Х(У) | 45Х(У) |
| $H \geq HB$ 350 $u > 4$ | Шестерни | 45Х(А) | 35ХМ(З) 35ХГСА(З) | 40ХН(З) | 20Х(Ц) | 12ХН3А(Ц) | 25ХГТ(Н.Ц.) | 38ХМЮА(А) |
| | Колеса | 45Х(А) | 35ХГСА(З) | 40ХН(З) | 20Х(Ц) | 12ХН3А(Ц) | 25ХГТ(Н.Ц.) | 38ХМЮА(А) |

П р и м е ч а н и я. 1. Справа от марки стали в скобках обозначено: Н – нормализация, У – улучшение, З – закалка, Ц – цементация, Н.Ц. – нитроцементация, А – азотирование.

2. Для получения малогабаритных редукторов рекомендуется принимать $H > HB$ 350.

**Типовые материалы для зубчатых колес,
виды их термообработки и механические характеристики [1]**

| Марка стали | Сечение S , мм | Механические свойства материала ¹ | | | | Термообработка | Ориентировочный режим термообработки ² |
|---|------------------|--|------------|---------------------------------------|------------|---------------------------|---|
| | | Твердость | | Предел прочности, кгс/мм ² | | | |
| | | <i>HB</i> | <i>HRC</i> | σ_B | σ_T | | |
| <i>Заготовка-поковка (штамповка или прокат)</i> | | | | | | | |
| 40 | ≤ 60 | 192–228 | – | 70 | 40 | Улучшение | З, 840–860 °С В, О, 550–620 °С |
| 45 | ≤ 80 | 170–217 | – | 60 | 34 | Нормализация Улучшение | Н, 850–870 °С З, 820–840 °С В, О, 560–600 °С |
| | ≤ 100 | 192–240 | – | 75 | 45 | | |
| | ≤ 60 | 241–285 | – | 85 | 58 | Улучшение | З, 820–840 °С В, О, 520–530 °С |
| 50 | ≤ 80 | 179–228 | – | 64 | 35 | Нормализация Улучшение | Н, 840–860 °С З, 820–840 °С О, 560–620 °С |
| | ≤ 80 | 228–255 | – | 70–80 | 53 | | |
| 40Х | ≤ 100 | 230–260 | – | 85 | 55 | Улучшение Улучшение | З, 830–850 °С О, 540–580 °С З, 830–850 °С |
| | ≤ 60 | 260–280 | – | 95 | 70 | | |
| | ≤ 60 | 500–550 <i>HV</i> | 26–30 | 100 | 80 | Азотирование | О, 500 °С То же (с последующим мягким азотированием) |

Продолжение прил. 2

| Марка стали | Сечение S , мм | Механические свойства материала ¹ | | | | Термообработка | Ориентировочный режим термообработки ² |
|---|------------------|--|------------|---------------------------------------|------------|----------------|---|
| | | Твердость | | Предел прочности, кгс/мм ² | | | |
| | | <i>HB</i> | <i>HRC</i> | σ_b | σ_T | | |
| <i>Заготовка-поковка (штамповка или прокат)</i> | | | | | | | |
| 45X | ≤ 100 | 230–280 | – | 85 | 65 | Улучшение | 3, 840–860 °С М, О, 580–640 °С |
| | 100–300 | 163–269 | – | 75 | 50 | Улучшение | То же |
| | 300–500 | 163–269 | – | 70 | 45 | Улучшение | » |
| 40XH | ≤ 100 | 230–300 | 20–31 | 85 | 60 | Улучшение | 3, 820–840 °С М, О, 560–600 °С |
| | 100–300 | ≥ 241 | ≥ 23 | 80 | 58 | Улучшение | То же |
| | ≤ 40 | – | 48–54 | 160 | 140 | Закалка | 3, 820–840 °С М, О, 180–200 °С |
| 35XH | ≤ 100 | 241 | – | 90 | 80 | Улучшение | 3, 850–870 °С М, О, 600–650 °С |
| | ≤ 50 | 269 | – | 90 | 80 | Улучшение | То же |
| | ≤ 40 | – | 45–53 | 160 | 140 | Закалка | 3, 850–870 °С М, О, 200–220 °С |
| 40XНМА | ≤ 80 | ≥ 302 | – | 110 | 90 | Улучшение | 3, 830–850 °С М, О, 600–620 °С |
| | ≤ 300 | ≥ 217 | – | 70 | 50 | Улучшение | То же |

Продолжение прил. 2

| | | | | | | | |
|--|--|--|--|--|--|--|--|
| | | Механические свойства материала ¹ | | | | | |
|--|--|--|--|--|--|--|--|

| Марка стали | Сечение S , мм | Твердость | | Предел прочности, кгс/мм ² | | Термообработка | Ориентировочный режим термообработки ² |
|---|------------------|-----------------------|------------|---------------------------------------|------------|---------------------------|---|
| | | <i>HB</i> | <i>HRC</i> | σ_B | σ_T | | |
| <i>Заготовка-поковка (штамповка или прокат)</i> | | | | | | | |
| 35ХГСА | ≤ 150 | 235 | – | ≥ 76 | ≥ 50 | Улучшение | З, 850–880 °С М, О, 640–660 °С |
| | ≤ 60 | 270 | – | 98 | 88 | Улучшение | З, 850–880 °С М, О, 500 °С |
| | ≤ 40 | 310 | – | 110 | 96 | Улучшение Азотирование | То же З, 850–880 °С М, О, 200–250 °С |
| | ≤ 30 | – | 46–53 | 170–195 | 135–160 | | |
| 20Х | ≤ 60 | – | 56–63 | 65 | 40 | Цементация | З, О |
| 12ХНЗА | ≤ 60 | – | 56–63 | 92 | 70 | Цементация | З, О |
| 25ХГТ | – | – | 58–63 | 115 | 95 | Цементация | З, О |
| 38ХМЮА | – | 850– 900 <i>HV</i> | 30–35 | 105 | 90 | Азотирование | Заготовка–улучшение |
| <i>Стальное литье</i> | | | | | | | |
| 45Л | – | – | – | 55 | 32 | Нормализация | Н, О |
| 30ХНМЛ | – | – | – | 70 | 55 | Нормализация | Н, О |
| 40ХЛ | – | – | – | 65 | 50 | Нормализация | Н, О |
| 35ХМЛ | – | – | – | 70 | 55 | Нормализация | Н, О |

- Пр и м е ч а н и е. 1. При поверхностной закалке σ_B и σ_T относятся к середине, *HRC* – к поверхности.
2. З – закалка; О – отпуск, с указанием температуры нагрева и охлаждающей среды;
М – масло; В – вода; Н – нормализация

Окончание прил. 2

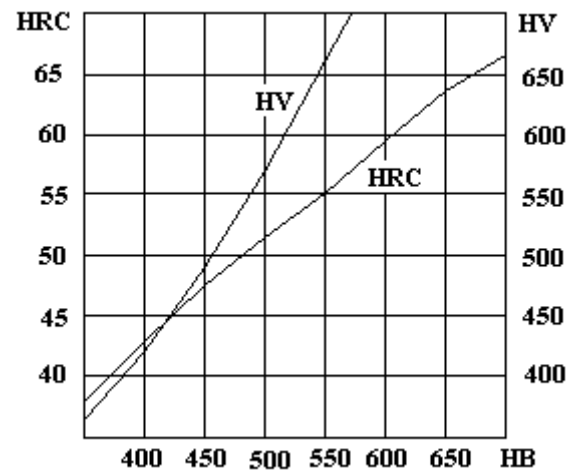


Рис. 1. График для пересчета единиц твердости *HRC* и *HV* в единицы *HB* [1]

Формулы для определения значений $\sigma_{H \lim b}$, Н/мм² [3]

| Вид термообработки | Средняя твердость поверхностей зубьев | Стали | Формулы |
|-----------------------------------|---------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------|
| Отжиг, нормализация или улучшение | $< HB 350$ | Стали углеродистые и легированные | $\sigma_{H \lim b} = 2H_{HB} + 70$ |
| Объемная закалка | $HRC 38-50$ | | $\sigma_{H \lim b} = 18H_{HRC} + 150$ |
| Поверхностная закалка | $HRC 40-50$ | | $\sigma_{H \lim b} = 17H_{HRC} + 200$ |
| Цементация и нитроцементация | $> HRC 56$ | Стали легированные | $\sigma_{H \lim b} = 23H_{HRC}$ |
| Азотирование | $HV 550-750$ | | $\sigma_{H \lim b} = 1050$ |

Формулы для определения значений N_{HE} и значений N_{FE} [1]

| Вид нагрузки | N_{HE} , млн циклов | N_{FE} , млн циклов |
|---|--|---|
| Постоянная (или с отклонениями до 20 %) | $N_{HE} = N_{FE} = N_{\Sigma} = 60 nct_L^*$ (1) | |
| Переменная, изменяющаяся по линейному закону | $N_{HE} = 15(1 - \eta)(1 + \eta^2) n \mu_{цц} c$ (2) | $N_{FE} = N_{\Sigma}(1 - \eta^{m+1}) / ((m + 1)(1 - \eta))$ (2а) |
| Переменная, изменяющаяся по ступенчатому закону (нереверсивная) | $N_{HE1} = \sum_i (T_{1i} + v_H T_{H1}) / ((T_{H1}(1 + v_H))^3 n_{ц1i});$ $N_{HE2} = \sum_i (T_{1i} + v_H T_{H1}) / ((T_{H1}(1 + v_H))^3 n_{ц2i}$ (3) | $N_{FE1} = \sum_i (T_{1i} + v_F T_{F1}) / ((T_{F1}(1 + v_F))^m n_{ц1i}$ $N_{FE2} = \sum_i (T_{1i} + v_F T_{F1}) / ((T_{F1}(1 + v_F))^m n_{ц2i}$ (3а) |
| Переменная, изменяющаяся по ступенчатому закону (реверсивная) | Значение N_{HE} определяется по формулам (3)** | |
| | Значение N_{FE} определяется по формулам (3а)** | |

* При нереверсивной нагрузке имеет место одностороннее приложение усилия к зубьям.

** При реверсивной симметричной нагрузке (нагрузки α и β равны) N_{HE} и N_{FE} определяются для одной из нагрузок; при реверсивной несимметричной нагрузке (нагрузки α и β не равны) определяются значения N_{HE}^{α} , N_{HE}^{β} и N_{FE}^{α} , N_{FE}^{β} отдельно для шестерни и колеса.

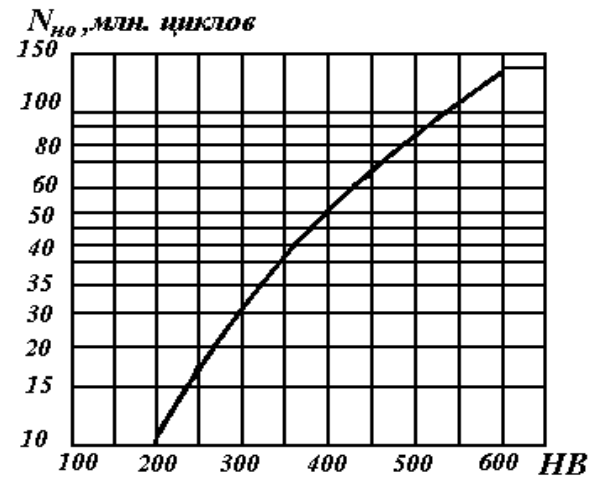


Рис. 2. Базовое число циклов перемены напряжений, млн циклов [1]

Формулы для определения коэффициента K_{HL}

| Вид нагрузки | N_{H0}/N_{HE} или N_{HE}/N_{H0} | Коэффициент K_{HL} |
|--------------|-------------------------------------|------------------------------|
| Постоянная | $N_{H0}/N_{HE} > 1$ | $\sqrt[6]{N_{H0} / N_{HE}}$ |
| | $N_{HE}/N_{H0} > 1$ | $\sqrt[24]{N_{H0} / N_{HE}}$ |
| Переменная | $N_{H0}/N_{HE} > 1$ | $\sqrt[6]{N_{H0} / N_{HE}}$ |
| | $N_{HE}/N_{H0} > 1$ | 1 |

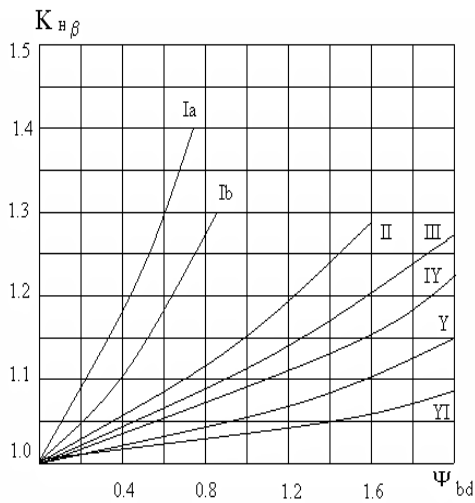
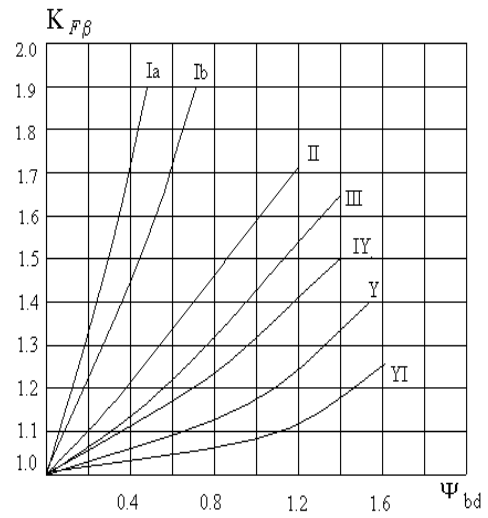
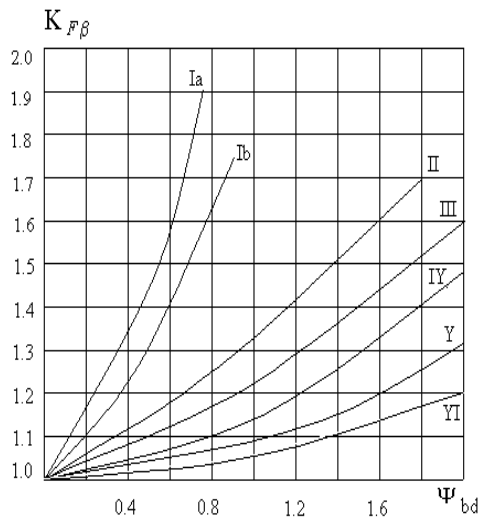
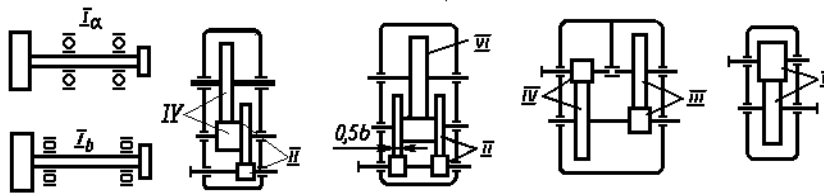
Значение коэффициента безопасности S_H [3]

| Вид термообработки и условия работы передачи | Коэффициент S_H |
|---|-------------------|
| Колеса с однородной структурой материала (нормализация, улучшение, объемная закалка) | 1,1 |
| Колеса с поверхностным упрочнением зубьев (поверхностная закалка, азотирование, цементация и т. д.) | 1,2 |
| Передачи, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями | 1,25 – 1,35 |

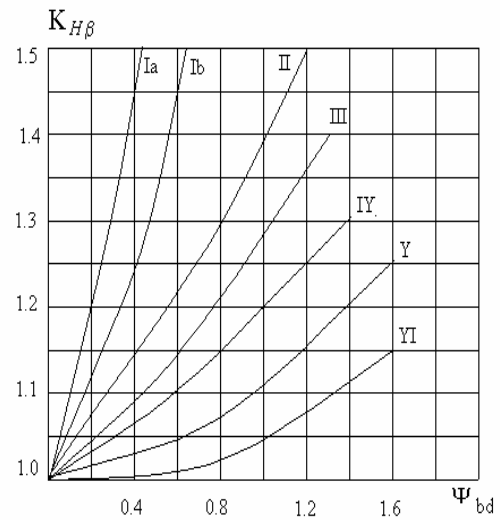
Рекомендуемые значения $\Psi_{bd} = b_w/d_1$ [1]

| Расположение колеса относительно опор | Твердость рабочих поверхностей зубьев | |
|---------------------------------------|--|-----------------------|
| | $HB_2 \leq 350$ или HB_1 и $HB_2 \leq 350$ | HB_2 и $HB_1 > 350$ |
| Симметричное | 0,8 – 1,4 | 0,4 – 0,9 |
| Несимметричное | 0,6 – 1,2 | 0,3 – 0,6 |
| Консольное | 0,3 – 0,4 | 0,2 – 0,25 |

Примечание. Большие значения для постоянных и близких к ним нагрузок; для жестких конструкций валов и опор. Для шевронных передач при b_w , равной сумме полушевроннов, Ψ_{bd} можно увеличить в 1,3–1,5 раза.



при $HB_2 < 350$



при $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$

Рис. 3. Зависимость коэффициентов $K_{F\beta}$ и $K_{H\beta}$ от Ψ_{bd} для различных схем расположения зубчатых передач Ia – VI [1]

Рекомендуемые коэффициенты смещения и минимальные числа зубьев шестерни z_1 [1]

| Коэффициент смещения | | Область применения | |
|----------------------|-----------------|--------------------------------------|--|
| шестерни x_1 | колеса x_2 | Прямозубые передачи | Косозубые передачи |
| 0 | 0 | $z_1 \geq 21$ | $z_1 \geq z_{\min} + 2$ |
| 0,3 | -0,3 | $14 \leq z_1 \leq 20$ и $u \geq 3,5$ | $z_1 \geq z_{\min} + 2$, но не менее 10 и $u \geq 3,5$ Рекомендация не распространяется на передачи, у которых при твердости колеса до <i>HB</i> 320 твердость шестерни превышает ее более чем на <i>HB</i> 70 |
| 0,5 | 0,5 | $10 \leq z_1 \leq 30$ | |

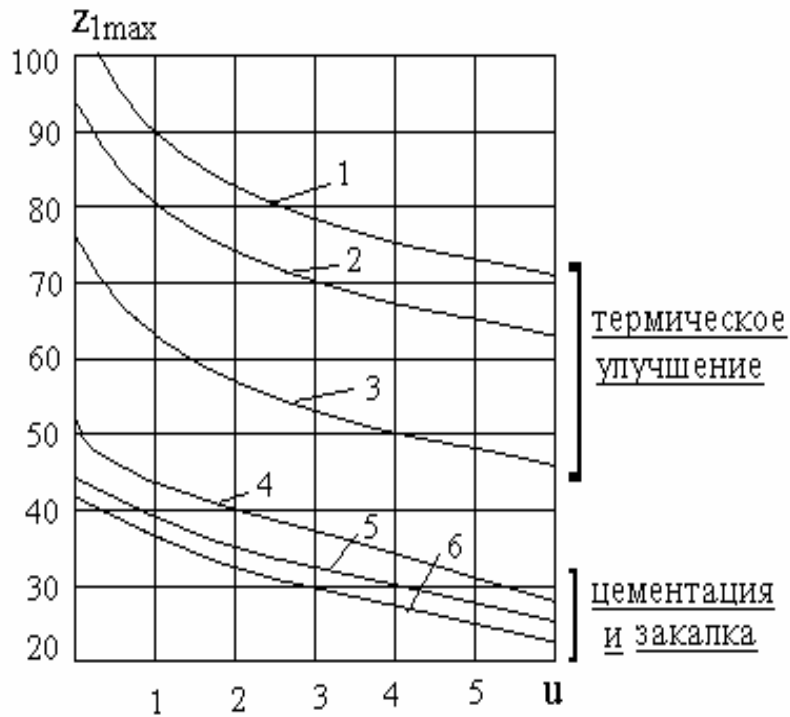


Рис. 4. Зависимость z_{1max} от передаточного числа u для $N_{HE} > N_{H0}$ и твердости рабочих поверхностей зубьев HB (HRC) [6]:
 1 – $HB \leq HB 250$ при $\beta \neq 0$; 2 – $HB 300$ при $\beta \neq 0$ и $HB 250$ при $\beta = 0$;
 3 – $HB 300$ при $\beta = 0$; 4 – $HRC 58$ при $\beta \neq 0$ и точности не ниже 6-й степени;
 5 – $HRC 58$ при $\beta = 0$; 6 – $HRC 58$ при $\beta \neq 0$ и точности не выше 7-й степени

Рекомендации по выбору степени точности передачи [1]

| Степень точности не ниже | Окружная скорость, м/с, не более | | Примечания |
|-----------------------------|-------------------------------------|-----------|--|
| | Прямозубая | Косозубая | |
| 6-й (высокоточные) | 15 | 25 | Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т. п. |
| 7-й (точные) | 10 | 17 | Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях |
| 8-й (средней точности) | 6 | 10 | Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности |
| 9-й (пониженной точности) | 2 | 3,5 | Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности |

Значения коэффициентов динамичности K_{Hv} и K_{Fv} [1]

| Степень точности ГОСТ 1643–81 | Твердость поверхности зубьев | Коэффиц иенты | Окружная скорость v , м/с | | | | | |
|----------------------------------|---------------------------------|------------------|-----------------------------|------|------|------|------|------|
| | | | 1 | 3 | 5 | 8 | 10 | |
| 6 | а | K_{Hv} | 1,03 | 1,09 | 1,16 | 1,25 | 1,32 | |
| | | | 1,01 | 1,03 | 1,06 | 1,09 | 1,13 | |
| | K_{Fv} | 1,06 | 1,18 | 1,32 | 1,50 | 1,64 | | |
| | | 1,03 | 1,09 | 1,13 | 1,20 | 1,26 | | |
| | | б | K_{Hv} | 1,02 | 1,06 | 1,10 | 1,16 | 1,20 |
| | | | | 1,01 | 1,03 | 1,04 | 1,06 | 1,08 |
| K_{Fv} | 1,02 | 1,06 | 1,10 | 1,16 | 1,20 | | | |
| | 1,01 | 1,03 | 1,04 | 1,06 | 1,08 | | | |
| 7 | а | K_{Hv} | 1,04 | 1,12 | 1,20 | 1,32 | 1,40 | |
| | | | 1,02 | 1,06 | 1,08 | 1,13 | 1,16 | |
| | K_{Fv} | 1,08 | 1,24 | 1,40 | 1,64 | 1,80 | | |
| | | 1,03 | 1,09 | 1,16 | 1,25 | 1,32 | | |
| | | б | K_{Hv} | 1,02 | 1,06 | 1,12 | 1,19 | 1,25 |
| | | | | 1,03 | 1,03 | 1,05 | 1,08 | 1,10 |
| K_{Fv} | 1,02 | 1,06 | 1,12 | 1,19 | 1,25 | | | |
| | 1,01 | 1,03 | 1,05 | 1,08 | 1,10 | | | |
| 8 | а | K_{Hv} | 1,05 | 1,15 | 1,24 | 1,38 | 1,48 | |
| | | | 1,02 | 1,06 | 1,10 | 1,15 | 1,19 | |
| | | K_{Fv} | 1,10 | 1,30 | 1,48 | 1,77 | 1,96 | |
| | | | 1,04 | 1,12 | 1,10 | 1,30 | 1,38 | |

| Степень точности ГОСТ 1643–81 | Твердость поверхности зубьев | Коэффициенты | Окружная скорость v , м/с | | | | |
|----------------------------------|---------------------------------|--------------|-----------------------------|------|------|------|------|
| | | | 1 | 3 | 5 | 8 | 10 |
| 8 | б | K_{Hv} | 1,03 | 1,09 | 1,15 | 1,24 | 1,30 |
| | | | 1,01 | 1,03 | 1,06 | 1,09 | 1,12 |
| | | K_{Fv} | 1,03 | 1,09 | 1,15 | 1,24 | 1,30 |
| | | | 1,01 | 1,03 | 1,06 | 1,09 | 1,12 |
| 9 | а | K_{Hv} | 1,06 | 1,12 | 1,28 | 1,45 | 1,56 |
| | | | 1,02 | 1,06 | 1,11 | 1,18 | 1,22 |
| | | K_{Fv} | 1,11 | 1,33 | 1,56 | 1,90 | – |
| | | | 1,04 | 1,12 | 1,22 | 1,36 | 1,45 |
| | б | K_{Hv} | 1,03 | 1,09 | 1,17 | 1,28 | 1,35 |
| | | | 1,01 | 1,03 | 1,07 | 1,11 | 1,14 |
| | | K_{Fv} | 1,03 | 1,09 | 1,17 | 1,28 | 1,35 |
| | | | 1,01 | 1,03 | 1,07 | 1,11 | 1,14 |

Примечание: Твердость поверхности зубьев: а – $H_1 \leq 350 HB$, $H_2 \leq 350 HB$; $H_1 \leq 45 HRC$, $H_2 \geq 350 HB$;

б – $H_1 \geq 45 HRC$, $H_2 \geq 45 HRC$. Верхние числа в графах – прямозубые, нижние – косозубые колеса.

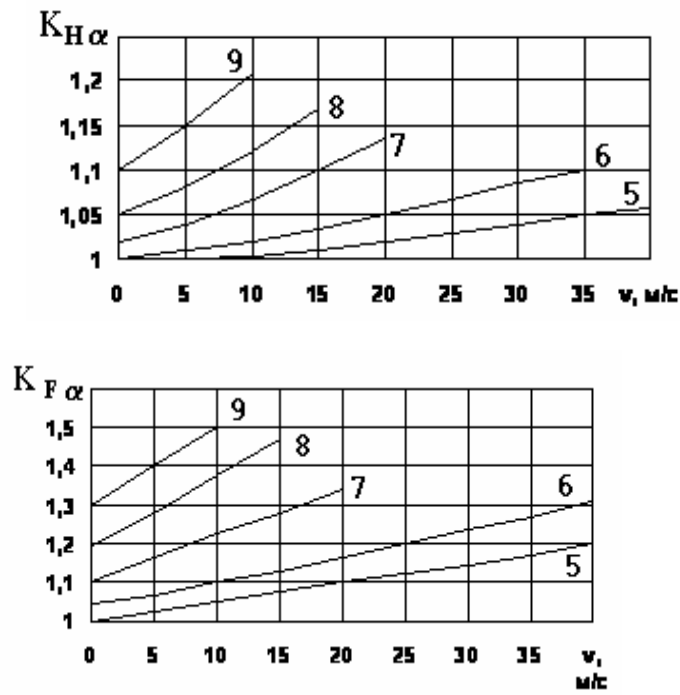


Рис. 5. Зависимость коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубых и шевронных передач от окружной скорости и степени точности по ГОСТ 1643–72 [6]

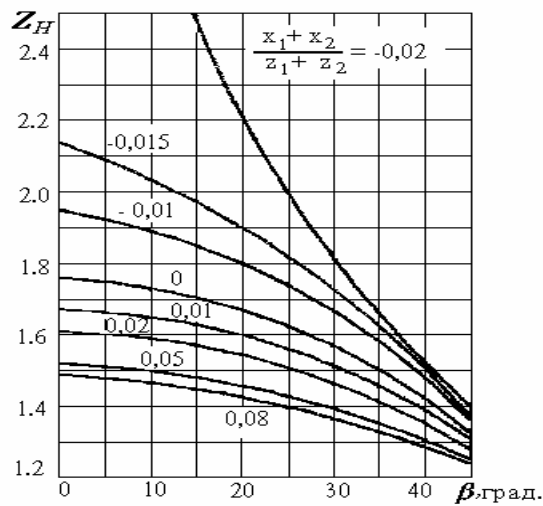


Рис. 6. Зависимость коэффициента Z_H от угла наклона зуба β [3]

Определение параметров $\sigma_{F\lim b}^0$, K_{Fg} , K_{Fd} , S'_F для зубчатых колес [3]

| Вид термообработки | Твердость зубьев | | Стали | $\sigma_{F\lim b}^0$ | K_{Fg} | K_{Fd} | S'_F |
|---|----------------------|---------------------|--|--|-------------|--------------|--------|
| | поверхности | сердцевины | | | | | |
| Нормализация, улучшение | <i>HB</i> 180–350 | | Углеродистые и легированные (например, 40, 45, 50, 40X, 45X, 40XH, 35XM, 40XHMA, 35XGCA) | $1,8 H_{HB}$ | 1,1 | 1,15 | 1,75 |
| Объемная закалка с применением средств против обезуглероживания | <i>HRC</i> 45–55 | | Легированные (например, 40XH, 40XФА) | 600 | 0,9 0,75 | 1,15 | 1,75 |
| Закалка т.в.ч. сквозная с охватом впадины | <i>HRC</i> 45–55 | | Легированные (например, 40XH, 35XM, 35XGCA) | 600 500 | 1,0 0,8 | 1,25 1,15 | 1,75 |
| Азотирование | <i>HV</i> 700–950 | <i>HRC</i> 24–40 | Легированные (например, 38XMЮА) | $300+1,2 \times$ $\times H_{HRC}^{сердц}$ | – | 1,15 | 1,75 |
| | <i>HV</i> 500–750 | <i>HRC</i> 24–40 | 40X | | | | |
| Цементация (с автоматическим регулированием углеродного потенциала) | <i>HRC</i> 57–63 | <i>HRC</i> 30–45 | Легированные (например, 12XH3A, 20XH3A) | 950 | 0,75 | 1,05 | 1,55 |
| | | | Легированные (например, 20X, 30XГТ) | 820 | 0,6 | 1,2 | – |
| Нитроцементация | <i>HRC</i> 57–63 | <i>HRC</i> 30–45 | Легированные (например, 25XГТ, 30XГТ) | 750 | – | – | 1,55 |

Значение коэффициента S_F'' [3]

| Род заготовки | Коэффициент S_F'' |
|--------------------|---------------------|
| Поковка, штамповка | 1,0 |
| Прокат | 1,15 |
| Отливка | 1,3 |

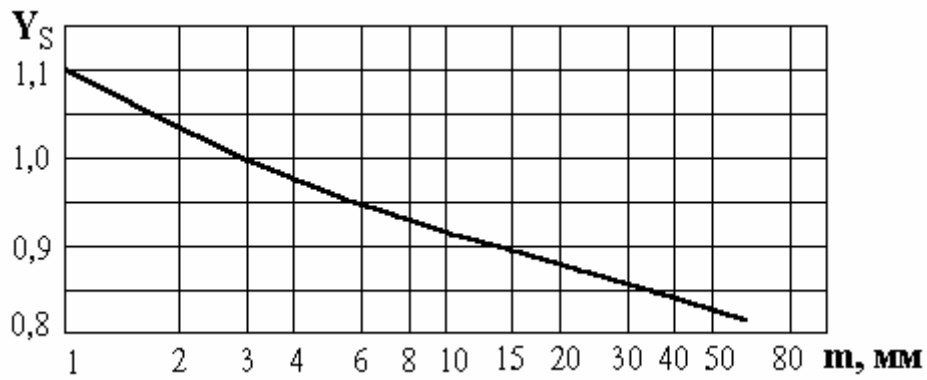


Рис. 7. Зависимость коэффициента Y_S от модуля m [3]

Значение коэффициента γ_{FC} для двухстороннего приложения нагрузки [6]

| Вид термообработки | Коэффициент γ_{FC} |
|---|---------------------------|
| Нормализация, улучшение, объемная закалка | 0,3 |
| Все виды термообработки | 0,25 |
| Азотирование | 0,1 |

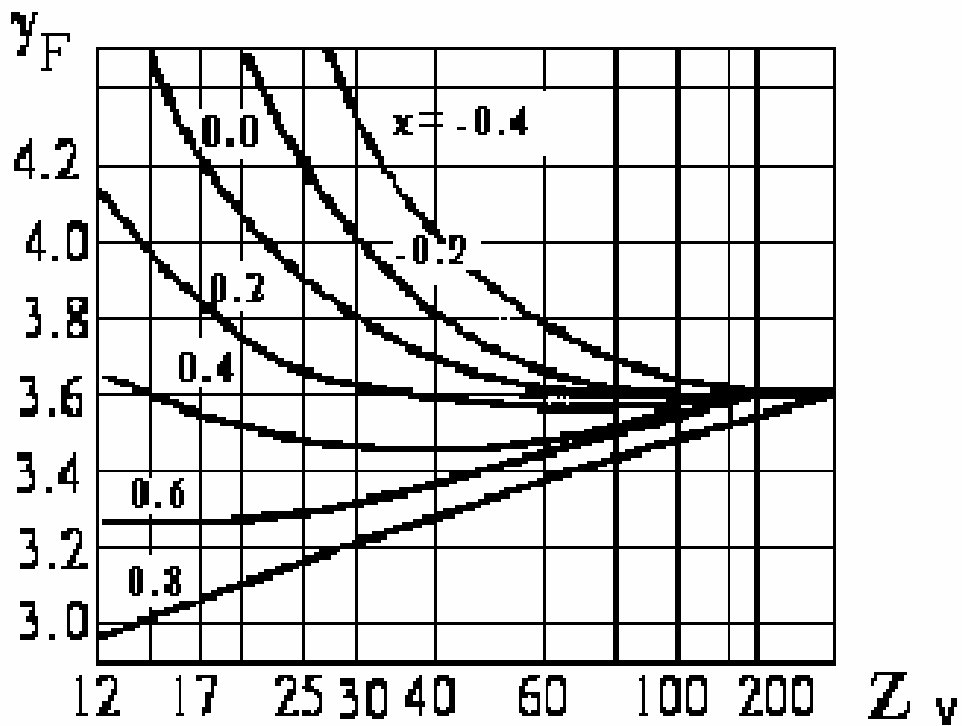


Рис. 8. Зависимость коэффициента формы зуба Y_F от эквивалентного числа зубьев колеса Z_v [3]

Значение коэффициента долговечности K_{FL} [6]

| Твердость зубчатых колес H_{HB} | Коэффициент K_{FL} |
|--|---|
| $H \leq HB 350$ | $\sqrt[6]{N_{F0}/N_{FE}} ; 1 \leq K_{FL} \leq 2,08$ |
| $H \geq HB 350$ | $\sqrt[9]{N_{F0}/N_{FE}} ; 1 \leq K_{FL} \leq 1,63$ |
| При $N_{FE} \geq N_{F0}$ $H \leq HB 350$ или $H > HB 350$ | 1,0 |

Трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели серии 4А (ГОСТ 19523–74)

| Марка двигателя | Мощность, кВт | Частота вращения, мин ⁻¹ | $M_{пуск}/M_{ном}$ | $M_{макс}/M_{ном}$ | Марка двигателя | Мощность, кВт | Частота вращения, мин ⁻¹ | $M_{пуск}/M_{ном}$ | $M_{макс}/M_{ном}$ |
|---|---------------|-------------------------------------|--------------------|--------------------|---|---------------|-------------------------------------|--------------------|--------------------|
| <i>Синхронная частота вращения 3000 об/мин⁻¹</i> | | | | | <i>Синхронная частота вращения 1500 об/мин⁻¹</i> | | | | |
| 4A71A2 | 0,75 | 2840 | 2,0 | 2,2 | 4A90L4 | 2,2 | 1425 | 2,1 | 2,4 |
| 4A71B2 | 1,1 | 2810 | 2,0 | 2,2 | 4A100S4 | 3,0 | 1435 | 2,0 | 2,4 |
| 4A80A2 | 1,5 | 2850 | 2,1 | 2,6 | 4A100L4 | 4,0 | 1430 | 2,0 | 2,4 |
| 4A80B2 | 2,2 | 2850 | 2,1 | 2,6 | 4A112M4 | 5,5 | 1445 | 2,0 | 2,2 |
| 4A90L2 | 3,0 | 2840 | 2,1 | 2,5 | 4A132S4 | 7,5 | 1455 | 2,2 | 3,0 |
| 4A100S2 | 4,0 | 2880 | 2,0 | 2,5 | 4A132M4 | 11,0 | 1460 | 2,2 | 3,0 |
| 4A100L2 | 5,5 | 2880 | 2,0 | 2,5 | 4A160S4 | 15,0 | 1465 | 1,4 | 2,3 |
| 4A112M2 | 7,5 | 2900 | 2,0 | 2,8 | 4A160M4 | 18,0 | 1465 | 1,4 | 2,3 |
| 4A132M2 | 11,0 | 2900 | 1,7 | 2,8 | <i>Синхронная частота вращения 1000 об/мин⁻¹</i> | | | | |
| 4A160S2 | 15,0 | 2940 | 1,4 | 2,2 | 4A71B6 | 0,55 | 900 | 2,0 | 2,2 |
| 4A160M2 | 18,5 | 2940 | 1,4 | 2,2 | 4A80A6 | 0,75 | 935 | 2,0 | 2,2 |
| <i>Синхронная частота вращения 1500 об/мин⁻¹</i> | | | | | 4A80B6 | 1,1 | 920 | 2,0 | 2,2 |
| 4A71A4 | 0,55 | 1390 | 2,0 | 2,2 | 4A90L6 | 1,5 | 935 | 2,0 | 2,2 |
| 4A71B4 | 0,75 | 1390 | 2,0 | 2,2 | 4A100L6 | 2,2 | 950 | 2,0 | 2,2 |
| 4A80A4 | 1,1 | 1420 | 2,0 | 2,2 | 4A112MA6 | 3,0 | 955 | 2,0 | 2,5 |
| 4A80B4 | 1,5 | 1415 | 2,0 | 2,2 | 4A112MB6 | 4,0 | 950 | 2,0 | 2,5 |

Окончание прил. 15

| Марка двигателя | Мощность, кВт | Частота вращения, мин ⁻¹ | M _{пуск} /M _{ном} | M _{макс} /M _{ном} | Марка двигателя | Мощность, кВт | Частота вращения, мин ⁻¹ | M _{пуск} /M _{ном} | M _{макс} /M _{ном} |
|---|---------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|--|---------------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|
| <i>Синхронная частота вращения 1000 об/мин⁻¹</i> | | | | | <i>Синхронная частота вращения 750 об/мин⁻¹</i> | | | | |
| 4A132S6 | 5,5 | 965 | 2,0 | 2,5 | 4A90LB8 | 1,1 | 700 | 1,6 | 1,9 |
| 4A132M6 | 7,5 | 970 | 2,0 | 2,5 | 4A100L8 | 1,5 | 700 | 1,6 | 1,9 |
| 4A160S6 | 11,0 | 975 | 1,2 | 2,0 | 4A112MA8 | 2,2 | 700 | 1,9 | 2,2 |
| 4A160M6 | 15,0 | 975 | 1,2 | 2,0 | 4A112MB8 | 3,0 | 700 | 1,9 | 2,2 |
| <i>Синхронная частота вращения 750 об/мин⁻¹</i> | | | | | 4A132S8 | 4,0 | 720 | 1,9 | 2,6 |
| 4A80A8 | 0,37 | 675 | 1,6 | 1,7 | 4A132M8 | 5,5 | 720 | 1,9 | 2,6 |
| 4A80B8 | 0,55 | 700 | 1,6 | 1,7 | 4A160S8 | 7,5 | 730 | 1,4 | 2,2 |
| 4A90LA8 | 0,75 | 700 | 1,6 | 1,9 | 4A160M8 | 11,0 | 730 | 1,4 | 2,2 |

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов М.Н.** Детали машин: Учеб. для студентов высших технических учебных заведений. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.
2. **Иосилевич Г.Б.** Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 408 с.
3. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. ГОСТ 21354–87. – М.: Гос. комитет стандартов, 1987. – 129 с.
4. Справочник сталей и сплавов. /Под ред. В.Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1986. – 640 с.
5. **Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г.** Конструкции и расчет зубчатых редукторов. – М.: Машиностроение, 1977.
6. **Чернавский С.А. и др.** Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|-----------|
| <u>ВВЕДЕНИЕ.....</u> | <u>5</u> |
| <u>ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....</u> | <u>5</u> |
| <u>Последовательность расчета.....</u> | <u>7</u> |
| <u>ПРИЛОЖЕНИЯ.....</u> | <u>36</u> |
| <u>Список литературы.....</u> | <u>58</u> |

Хрусталева Инесса Владимировна

**РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ
РЕДУКТОРОВ**

Методические указания
к курсовому проектированию
деталей машин для студентов
специальностей 140504,
190603, 260601, 260602
всех форм обучения

Редактор

Р.А. Сафарова

Корректор

Н.И. Михайлова

Компьютерная верстка

Н.В. Гуральник

Подписано в печать 27.12.2006. Формат 60×84 1/16
Печать офсетная. Усл. печ. л. 3,31. Печ. л. 3,5. Уч.-изд. л. 3,25
Тираж 250 экз. Заказ № С 17

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
ИПЦ СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9