# 4. ДЕТАЛИ МАШИН

## 4.1. Зубчатые передачи

*Достоинства зубчатых передач*:

1. Постоянство передаточного отношения *i*. 2. Надежность и долговечность работы. 3. Компактность. 4. Большой диапазон передаваемых скоростей. 5. Небольшое давление на валы. 6. Высокий КПД. 7. Простота обслуживания.

*Недостатки зубчатых передач*:

1. Необходимость высокой точности изготовления и монтажа. 2. Шум при работе со значительными скоростями. 3. Невозможность бесступенчатого регулирования передаточного отношения *i*.

### Основы теории зубчатого зацепления

Меньшее зубчатое колесо называют шестерней, большее – колесом.

Параметрам шестерни приписывают индекс 1, параметрам колеса – индекс 2 (рис. 4.1).

Точка *П* называется полюсом зацепления. Линия *Т–Т* – это касательная, проведенная к начальным окружностям. Линия *N–N* – это нормаль к профилю зуба в зацеплении.

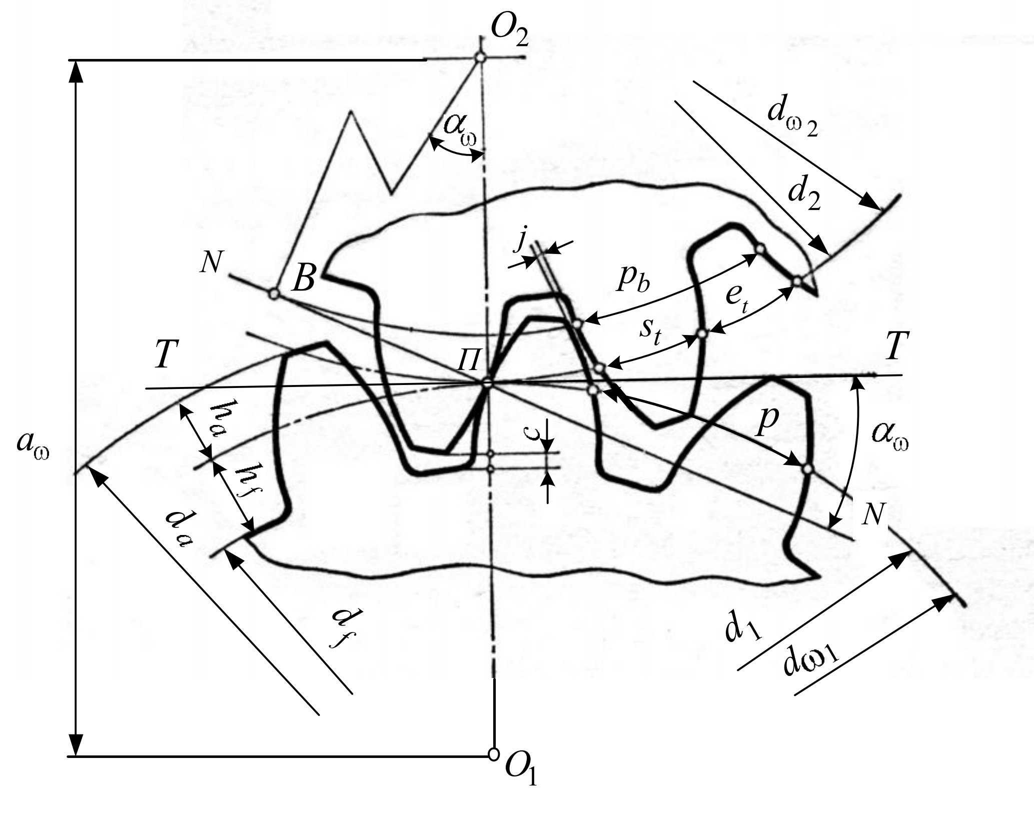



Рис. 4.1

*Основные параметры зацепления*:

1. Начальные окружности – это окружности диаметром $d_{1\omega}$ и $d_{2\omega}$, которые в процессе зацепления перекатываются одна по другой без скольжения (рис. 4.1).

При изменении межосевого расстояния $a_{\omega}$ меняются и диаметры начальных окружностей. У отдельно взятого колеса начальной окружности не существует, поэтому ее нельзя принять за базу для определения параметров зубчатой передачи.

2. Делительные окружности – это окружности диаметрами $d$, по которым обкатывается инструмент при нарезании зубьев. Делительная окружность принадлежит отдельно взятому колесу.

У большинства зубчатых передач диаметры делительных и начальных окружностей совпадают, $d_1 = d_{1\omega}$; $d_2 = d_{2\omega}$. Исключение составляют передачи с угловой коррекцией.

3. Межосевое расстояние (рис. 4.1)

$$a_{\omega} = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{d_1}{2}(1+i). \tag{4.1}$$

4. Окружной шаг зубьев $p$ – это расстояние между одноименными сторонами двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности.

$$p = s_t + e_t, \tag{4.2}$$

где $s_t$ – толщина зуба по делительной окружности; $e_t$ – ширина впадины по делительной окружности (рис. 4.1).

Для пары сцепляющихся колес окружной шаг должен быть одинаковым.

Основной шаг $P_b$ измеряется по основной окружности (рис. 4.1).

$$p_b = p \cdot \cos\alpha_{\omega}, \tag{4.3}$$

где $\alpha_{\omega}$ – угол зацепления, т. е. угол между нормалью *N–N* и касательной *T–T*.

5. Окружной модуль зубьев

Модулем зубьев $m$ называется часть диаметра делительной окружности, приходящейся на один зуб.

Полная длина делительной окружности зубчатого колеса

$$\pi d = pz, \tag{4.4}$$

где $z$ – число зубьев; $d = \frac{pz}{\pi}$ или $p = \frac{\pi d}{z}$, число $\pi$ является трансцендентным, что неудобно при изготовлении или расчете зубчатых колес. Поэтому в качестве основного расчетного параметра принято рациональное число $p/\pi$, которое обозначается буквой $m$ (мм) и называется модулем зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль одинаков.

6. Высота головки $h_a$ и ножки $h_f$ зуба (рис. 4.1). Начальная окружность делит зуб по высоте на головку $h_a$ и ножку $h_f$:

$$h_f = h_a + c;\ h_a = m;\ h = h_a + h_f, \tag{4.5}$$

где $c$ – радиальный зазор.

7. Дугой зацепления $s$ называется путь, проходимый профилем зуба по начальной окружности за время фактического его зацепления.

Для обеспечения непрерывности зацепления

$$s > p. \tag{4.6}$$

Коэффициент перекрытия для плавности и непрерывности зацепления должен выполнять условие

$$\varepsilon = \frac{s}{p} > 1. \tag{4.7}$$

8. Передаточное отношение:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \tag{4.8}$$

Существует понятие передаточного числа:

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \tag{4.9}$$

### Выбор материала. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_H$

Для закрытых зубчатых передач основным является расчет на контактную прочность; расчет на изгиб выполняется как проверочный. Открытые передачи рассчитывают на изгиб.

Допускаемые контактные напряжения для расчетов на выносливость при длительной работе:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H01}}{S_H} \cdot K_{HL}; \tag{4.10}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H02}}{S_H} \cdot K_{HL}, \tag{4.11}$$

где $S_H = 1{,}1 - 1{,}2$; $K_{HL}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагрузки передачи. Для базового числа циклов $N_{H0}$ = $10^8$ (для передач, работающих в течение нескольких лет) $K_{HL} = 1$;

$[\sigma]_{H0}$ – пределы контактной выносливости поверхностей зубьев, определяются экспериментально. Для их определения используются эмпирические формулы, приведенные в табл. 4.1.

Расчет прямозубых передач ведут по меньшему значению $[\sigma]_H$ из полученных для шестерни и колеса.

Для расчета косозубых передач используют $[\sigma]_H$, вычисленное по формуле

$$[\sigma]_H = 0{,}45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}), \quad (4.12)$$

где $[\sigma]_{H1}$ и $[\sigma]_{H2}$ - допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса. При этом $[\sigma]_H$ не должно быть больше $1{,}23[\sigma]_{H2}$.

Таблица 4.1

| Термическая обработка зубьев | Твердость поверхностей зубьев | Группа стали | $\sigma_{H0}$, МПа |
|---|---|---|---|
| Нормализация, улучшение | HB ≤ 350 | Углеродистая или легированная | 2HB + 70 |
| Объемная закалка | HR C38–50 | | 18HRC + 150 |
| Поверхностная закалка | HR C40–50 | | 17HRC + 200 |
| Цементация | HRC > 56 | Легированная | 23HRC |
| Азотирование | HV 550–750 | | 1,5HV |

### Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_F$

Допускаемые напряжения изгиба для расчетов на выносливость при длительной работе

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot K_{FL}, \quad (4.13)$$

где $\sigma_{F0}$ – предел выносливости зубьев по излому от напряжений изгиба, соответствующий базовому числу циклов *N*. Экспериментальные данные $\sigma_{F0}$ приводятся в табл. 4.2; $S_F$ – требуемый коэффициент безопасности, $S_F \approx 1{,}8 - 2{,}3$ – верхнее значение для литых колес; $K_{FL} = 1$ при базовом числе циклов $N = 10^8$, т. е. для длительно работающих передач.

Таблица 4.2

<table>
<tr><td rowspan="2">Термическая обработка зубьев</td><td colspan="2">Твердость зубьев</td><td rowspan="2">Группа стали</td><td rowspan="2">$\sigma_{F0}$, МПа</td></tr>
<tr><td>поверхности</td><td>сердцевины</td></tr>
<tr><td>Нормализация, улучшение</td><td colspan="2">НВ 180–350</td><td>Углеродистая или легированная</td><td>1,8НВ</td></tr>
<tr><td>Объемная закалка</td><td colspan="2">HRC 45–55</td><td rowspan="4">Легированная</td><td>500–600</td></tr>
<tr><td>Поверхностная закалка</td><td>HRC 48–58</td><td>HRC 25–35</td><td>600</td></tr>
<tr><td>Цементация</td><td>HRC 56–63</td><td>HRC 32–45</td><td>800</td></tr>
<tr><td>Азотирование</td><td>HV 550–750</td><td>HRC 24–40</td><td>19HRC + 43</td></tr>
</table>

**Цилиндрическая прямозубая передача**

**Силы в зацеплении**

Силы взаимодействия между зубьями определяют в полюсе зацепления *П* (рис. 4.2).

Распределенную по контактным линиям нагрузку заменяют равнодействующей $F_n$, которая направлена по нормали *N*–*N* (рис. 4.2, *а*). Для расчетов силу $F_n$ раскладывают на окружную силу $F_t$ и радиальную силу $F_r$ (рис. 4.2, *а*).

Окружная сила

$$F_t = F_n \cdot \cos\alpha_\omega = \frac{2T_1}{d_1}, \tag{4.14}$$

где *T* – вращающий момент.

Радиальная сила

$$F_r = F_t \,\mathrm{tg}\alpha_\omega. \tag{4.15}$$

**Расчетная нагрузка**

Расчетная нагрузка определяется как:

$$F = F_H K, \tag{4.16}$$

где $F_H$ – номинальная нагрузка; *K* – коэффициент нагрузки, определяемый как

$$K = K_\alpha K_\beta K_v. \tag{4.17}$$

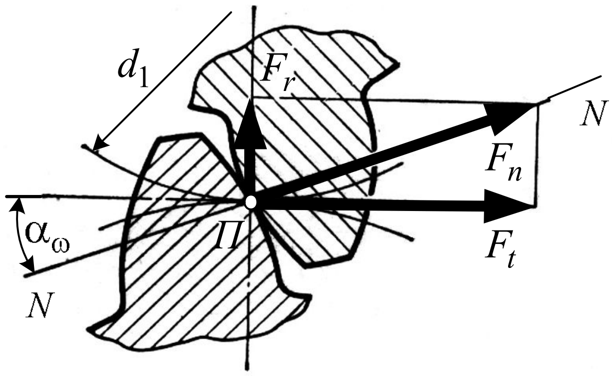
Коэффициентам $K_\alpha$, $K_\beta$, $K_v$ приписывается индекс $H$ ($K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, $K_{Hv}$) при расчете на контактную прочность и индекс $F$ ($K_{F\alpha}, K_{F\beta}, K_{Fv}$) при расчете на изгибную прочность.

Коэффициент $K_\alpha$ учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями. При прямозубой передаче $K_{H\alpha} = K_{F\alpha} = 1$.

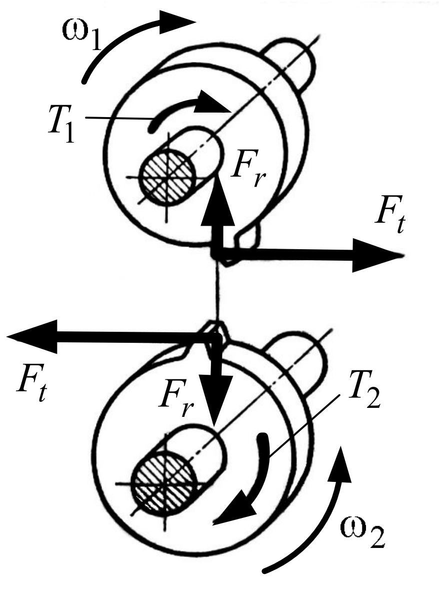
Коэффициент $K_\beta$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса. При постоянной передаваемой нагрузке неравномерность ее распределения можно полностью устранить, т. е. $K_\beta = 1$. В остальных случаях значения $K_\beta$ берут из таблиц.

Коэффициент $K_v$ учитывает действие динамических нагрузок в зацеплении.

В качестве средних значений принимают $K_{Hv} = 1{,}05 - 1{,}1$; $K_{Fv} = 1 - 1{,}4$.




*а*




*б*

Рис. 4.2

**Расчет на изгибную прочность открытых цилиндрических прямозубых передач**

Основным критерием работоспособности открытых зубчатых передач является изгибная прочность зубьев.

Формула проверочного расчета на изгиб

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{b_2 \cdot m} K_{F\beta} K_{Fv} \le [\sigma]_F . \qquad (4.18)$$

Заменив в (4.18) $F_t = \dfrac{2T_1}{mz_1}$ и $b = \psi_{bd}\, m\, z_1$ и выразив модуль $m$, получим формулу проектного расчета на изгиб

$$m = \sqrt[3]{Y_F \frac{2T_1}{\psi_{bd}\, z_1^2\, [\sigma]_F} K_{F\beta}\, K_{Fv}}\,. \tag{4.19}$$

Для прямозубых передач рекомендуют $\sqrt[3]{2K_{Fv}} = 1{,}4$, тогда

$$m = 1{,}4 \cdot \sqrt[3]{Y_F \frac{T_1}{\psi_{bd}\, z_1^2\, [\sigma_F]} K_{F\beta}}\,, \tag{4.20}$$

где $T_1$ – вращающий момент на шестерне; $z_1$ – число зубьев шестерни; $[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба для материала менее прочного зубчатого колеса; $\psi_{bd}$ – коэффициент ширины венца колеса $\psi_{bd} = b_2 / d$ – выбирают из таблиц.

**Расчет на контактную прочность цилиндрических прямозубых передач**

Основным критерием работоспособности закрытых зубчатых передач является контактная прочность поверхностей зубьев.

Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления определяют по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{\text{пр}}\, q}{2\pi (1-\mu^2)\, \rho_{\text{пр}}}}\,, \tag{4.21}$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости; $\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны; $\mu$ – коэффициент Пуассона; $q$ – нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зуба, длина которой для прямозубых передач равна ширине венца колеса $b_2$.

Формула для проверочного расчета:

$$\sigma_H = z_H z_M z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_2} \frac{u+1}{u} K_{H\alpha}\, K_{H\beta}\, K_{Hv}}\,, \tag{4.22}$$

где $z_H = \sqrt{2 / \sin 2\alpha_\omega}$ – коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхности. При $\alpha_\omega = 20^\circ$ $z_H = 1{,}76$; $z_M = \sqrt{\dfrac{E_{\text{пр}}}{\pi(1-\mu^2)}}$ – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес.

Для стальных колес $z_M = 275 \cdot 10^3$ Па; $z_\varepsilon$ – коэффициент, учитывающий влияние коэффициента торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha$. Для прямозубой передачи $z_\varepsilon \approx 0{,}9$.

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями для прямозубой передачи $K_{H\alpha} = 1$.

С учетом этих значений коэффициентов получим формулу проверочного расчета цилиндрических прямозубых стальных передач:

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_2} \frac{u+1}{u} K_{H\beta} K_{Hv}} \le [\sigma]_H . \qquad (4.23)$$

Произведем в (4.22) следующие замены: $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_\omega$; $F_t = 2T_1 / d_1$; $d_1 = 2a_\omega / (u+1)$, и получим

$$a_\omega = (u+1) \cdot \sqrt[3]{0{,}5(z_H z_M z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{Hv}} \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{ba} u [\sigma]_H^2}} \cdot K_{H\beta} . \qquad (4.24)$$

Обозначим: $\sqrt[3]{0{,}5(z_H z_M z_\varepsilon)^2 K_{H\alpha} K_{Hv}} = K_a$.

Для прямозубых передач $K_a$ = 4950 Па $^{1/3}$.

Окончательно формула проектного расчета для закрытых цилиндрических прямозубых стальных передач:

$$a_\omega = 4950 (i+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{ba}\, i\, [\sigma]_H^2} K_{H\beta}} , \qquad (4.25)$$

где $a_\omega$ – межосевое расстояние, м; $T_1$ – вращающий момент на валу, Нм; $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение для менее прочного из материалов пары зубчатых колес, Па; $\psi_{ba} = \dfrac{b_2}{a_\omega}$ – коэффициент ширины венца колеса.

**Цилиндрическая косозубая передача**

У косозубых передач зубья входят в зацепление постепенно, а не всей длиной сразу, как у прямозубых передач. Это значительно снижает шум и дополнительные динамические нагрузки.

У пары сопряженных косозубых колес углы β равны по величине, но противоположны по направлению. Чем больше угол наклона β, тем выше плавность зацепления, так как зуб входит в зацепление не сразу всей длиной, а постепенно.

Косозубая передача применяется в ответственных механизмах при средних и высоких скоростях.

У косозубых колес измерения можно проводить в торцевом ($t$–$t$) и нормальном ($n$–$n$) направлениях. $p_t$ – окружной шаг; $p_n$ – нормальный шаг (рис. 4.3).

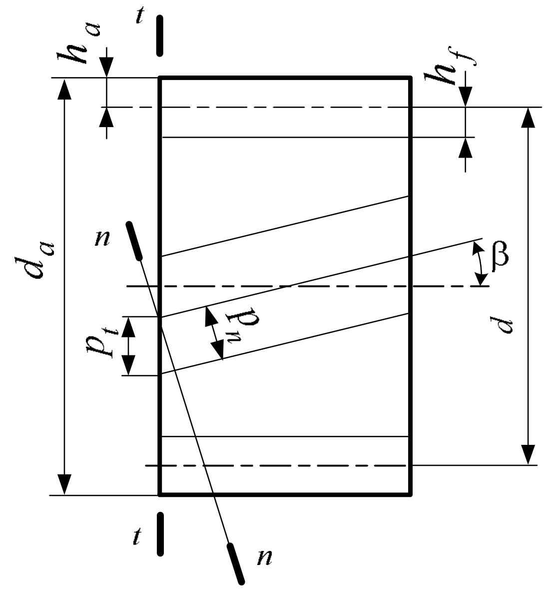



Рис. 4.3

Различны в этих направлениях будут и модули

$$m_t = p_t / \pi ; \tag{4.26}$$

$$m_n = p_n / \pi , \tag{4.27}$$

где $p_t$ – окружной шаг; $p_n$ – нормальный шаг.

Так как $p_t = p_n / \cos\beta$, то

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} . \tag{4.28}$$

$$d = m_t \, z = \frac{m_n z}{\cos\beta} , \tag{4.29}$$

где $d$ – делительный диаметр.

Прочность на изгиб косого зуба определяется его размерами в нормальном сечении, поэтому расчет косозубых колес ведут, используя параметры эквивалентного прямозубого колеса.

Диаметр делительной окружности эквивалентного колеса

$$d_v = \frac{m_t z}{\cos^2\beta} = m_n z_v, \qquad (4.30)$$

где $z_v = \dfrac{z}{\cos^2\beta}$ – эквивалентное число зубьев; $z$ – действительное число зубьев косозубого колеса.

С увеличением угла β возрастает эквивалентное число зубьев $z_v$, следовательно, повышается прочность косых зубьев.

**Силы в зацеплении цилиндрической косозубой передачи**

В косозубой передаче сила $F_n$ раскладывается на три составляющие (рис. 4.4):

окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \qquad (4.31)$$

радиальная сила

$$F_r = F_t\,\mathrm{tg}\alpha_\omega / \cos\beta; \qquad (4.32)$$

осевая сила:

$$F_a = F_t\,\mathrm{tg}\beta. \qquad (4.33)$$

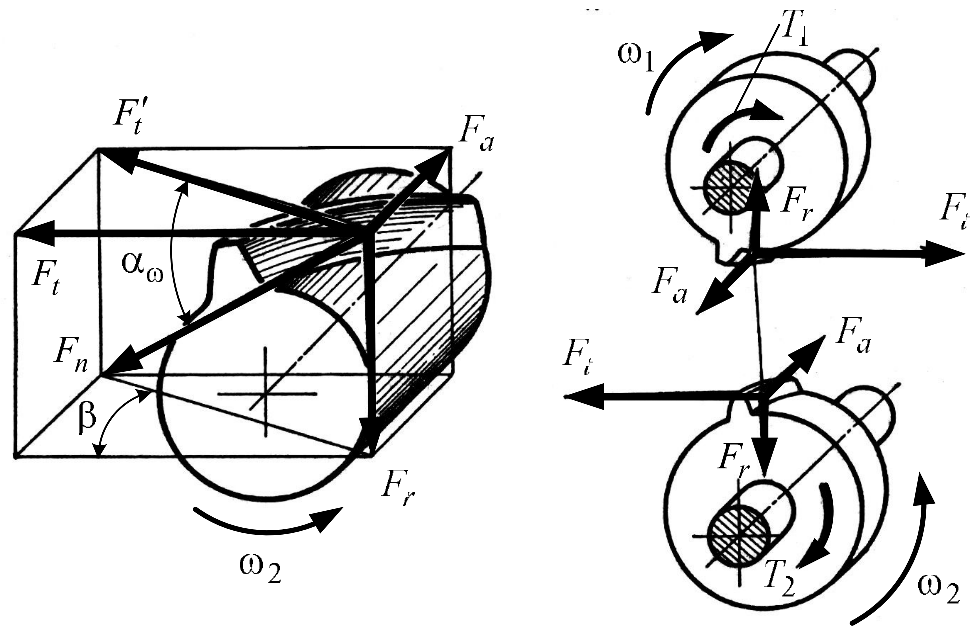



Рис. 4.4

С повышением угла $\beta$ возрастает осевая сила $F_a$, что дополнительно нагружает подшипники, поэтому $8^\circ \le \beta \le 18^\circ$.

**Расчет на изгибную прочность открытых цилиндрических косозубых передач**

Расчет на прочность косозубых передач ведут по формулам эквивалентных прямозубых передач с введением в них поправочных коэффициентов. По условиям прочности габариты косозубых передач получаются меньше, чем прямозубых.

*Проектный расчет* выполняют по формуле

$$m_n = 1{,}12 \cdot \sqrt[3]{Y_F \frac{T_1}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma]_F} \cdot K_{F\beta}}\,, \tag{4.34}$$

где $Y_F$ – коэффициент формы зуба выбирают по табл. 4.3 в зависимости от эквивалентного числа зубьев $z_v$.

*Проверочный расчет* выполняют по формуле

$$\sigma_F = Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{Fv} \le [\sigma]_F\,, \tag{4.35}$$

где $Y_\varepsilon$ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Для косозубых передач $Y_\varepsilon = 1$; $Y_\beta = 1 - \beta / 140^\circ$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба. При $\beta = 8 - 18^\circ$ среднее значение $Y_\beta \approx 0{,}9$.

Следовательно,

$$\sigma_F = 0{,}9 Y_F \frac{F_t}{b_2 m_n} K_{F\beta} K_{Fv} \le [\sigma]_F\,. \tag{4.36}$$

**Расчет на контактную прочность закрытых цилиндрических косозубых передач**

*Формула проектного расчета*

$$a_\omega = 4300\,(i+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{ba}\, i\, [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}}\,. \tag{4.37}$$

*Формула проверочного расчета*

$$\sigma_H = z_H\, z_M\, z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_2} \cdot \frac{u+1}{u}\, K_{H\alpha}\, K_{H\beta}\, K_{Hv}}\,, \tag{4.38}$$

где $z_H \approx 1{,}76\cos\beta$ – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. Среднее значение $z_H \approx 1{,}71$; $z_M \approx 2{,}75 \cdot 10^5$ Па$^{1/2}$ – для стальных колес; $z_\varepsilon \approx \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$ – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Среднее значение $z_\varepsilon \approx 0{,}8$. Окончательно

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b_2} \cdot \frac{u+1}{u} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} \le [\sigma]_H, \qquad (4.39)$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по ширине венца; $K_{Hv}$ – коэффициент динамической нагрузки.

**Коническая прямозубая передача**

Наиболее распространены передачи с углом пересечения осей Σ = 90° (рис. 4.5).

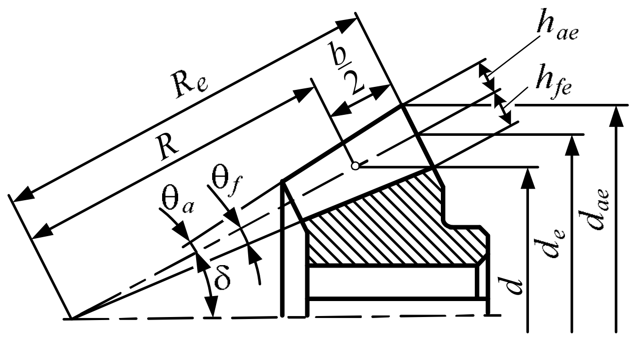



Рис. 4.5

Для удобства измерения размеры конических колес принято определять по внешнему торцу зуба.

Максимальный модуль зубьев $m_e$ называют внешним окружным модулем или производственным модулем. Его обычно выбирают из стандартного ряда.

Внешний делительный диаметр

$$d_e = m_e z. \qquad (4.40)$$

Высота головки и ножки зуба для некорригированного зацепления

$$h_{ae} = m_e;\ h_{fe} = 1{,}2 m_e. \qquad (4.41)$$

Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2 m_e \cos\delta, \qquad (4.42)$$

где $\delta$ – угол зацепления.

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2\sin\delta_1} = \frac{m_e z_1}{2\sin\delta_1}. \qquad (4.43)$$

Среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0{,}5b. \qquad (4.44)$$

Угол ножки зуба

$$\mathrm{tg}\theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e}. \qquad (4.45)$$

Средний делительный диаметр шестерни

$$d_1 = mz_1 = d_{e_1} - \frac{b}{\sqrt{u^2+1}}. \qquad (4.46)$$

Профили зубьев конического колеса, построенные на развертке дополнительного конуса, близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического колеса.

Диаметр делительной окружности эквивалентной шестерни

$$d_{ve_1} = \frac{d_{e_1}}{\cos\delta_1} = \frac{m_e z_1}{\cos\delta_1} = m_e \cdot z_{v_1}, \qquad (4.47)$$

где $z_{v1} = \dfrac{z_1}{\cos\delta_1}$, $z_{v2} = \dfrac{z_2}{\cos\delta_2}$ – эквивалентные числа зубьев.

**Силы в зацеплении**

Силы в конической прямозубой передаче определяют по размерам средних сечений зубьев, в которых лежит точка приложения силы $F_n$, действующей перпендикулярно к поверхности зуба (рис. 4.6).

Окружная сила

$$F_t = F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2T_1}{d_1}. \qquad (4.48)$$

Радиальная сила на шестерне $F_{r1}$ равна осевой силе на колесе $F_{a2}$:

$$F_{r_1} = F_{a_2} = F_t \,\mathrm{tg}\alpha_\omega \cos\delta_1. \qquad (4.49)$$

Осевая сила на шестерне $F_{a1}$ равна радиальной силе на колесе $F_{r2}$:

$$F_{a_1} = F_{r_2} = F_t \,tg\alpha_\omega \cdot \sin\delta_1. \qquad (4.50)$$

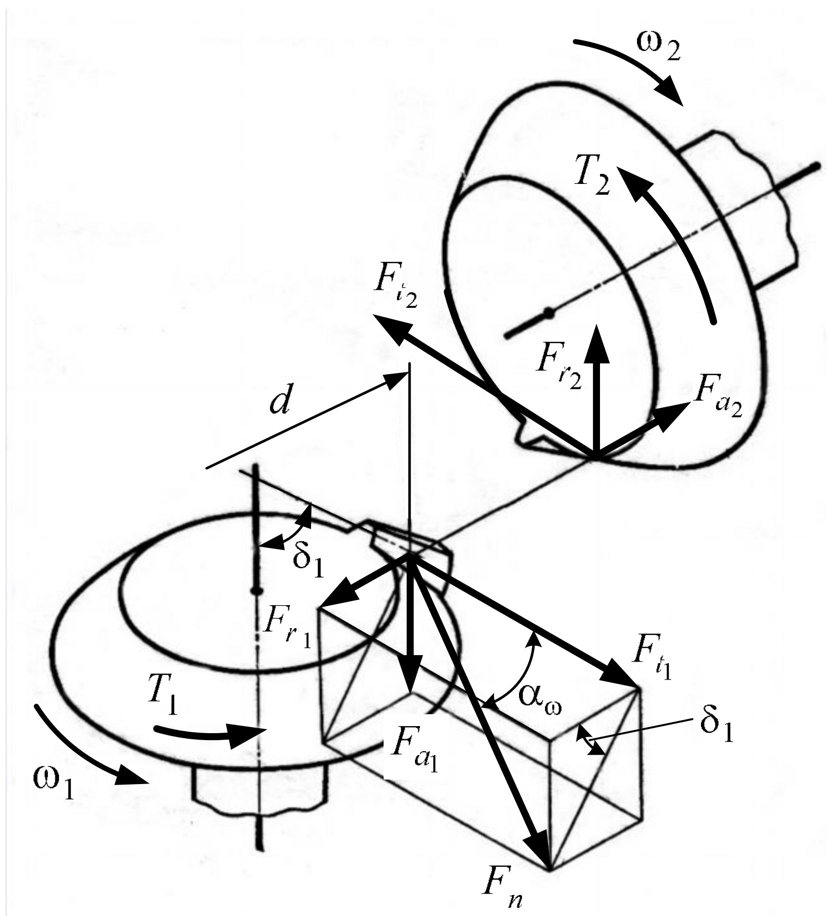



Рис. 4.6

## Расчет на изгибную прочность конической прямозубой передачи

Расчет конической передачи на прочность основан на допущении, что несущая способность зубьев конического колеса будет такой же, как и у эквивалентного цилиндрического, с той же длиной зуба $b$ и профилем, соответствующим среднему дополнительному конусу (среднему сечению зубьев). Однако практика эксплуатации показала, что при одинаковой степени нагруженности *конические передачи выходят из строя быстрее цилиндрических.* Поэтому при расчете вводят коэффициент понижения допускаемой нагрузки для конической зубчатой передачи по сравнению с эквивалентной цилиндрической, этот коэффициент равен 0,85.

*Проектный расчет* выполняют аналогично расчету цилиндрической прямозубой передачи. Средний модуль зубьев вычисляют по формуле

$$m = 1{,}4 \cdot \sqrt[3]{Y_F \frac{T_1}{0{,}85\psi_{bd} z_1^2 [\sigma]_F} \cdot K_{F\beta}} \qquad (4.51)$$

где дополнительно: $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки; $\psi_{bd} = b/d_1$ – коэффициент ширины венца колеса по отношению к среднему делительному диаметру; $Y_F$ – коэффициент формы зуба эквивалентного колеса. Выбирают по эквивалентному числу зубьев $z_v$.

*Проверочный расчет* выполняют аналогично расчету цилиндрической прямозубой передачи. Расчетные напряжения изгиба в зубьях конических колес и условие их прочности выражаются формулами:

$$\sigma_{F_1} = Y_{F_1} \frac{F_t}{0{,}85bm} K_{F\beta} K_{Fv} \le [\sigma]_{F_1}; \qquad (4.52)$$

$$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} Y_{F_2} / Y_{F_1} \le [\sigma]_{F_2}, \qquad (4.53)$$

где $K_{Fv}$ – коэффициент динамической нагрузки.

**Расчет на контактную прочность конической прямозубой передачи**

Проверочный расчет выполняют по формуле, которая записывается через параметры эквивалентного прямозубого цилиндрического колеса:

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t}{0{,}85 d_{v_1} b_2} \cdot \frac{u_v + 1}{u_v} K_{H\beta} K_{H\beta}} \le [\sigma]. \qquad (4.54)$$

Заменив в этой формуле $d_{v1} = \dfrac{d_1\sqrt{i^2+1}}{i}$ и $u_v = i^2$, получим формулу проверочного расчета для стальных конических прямозубых колес

$$\sigma_H = 436 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t}{0{,}85 d_1 b_2} \cdot \frac{\sqrt{u_v + 1}}{u} K_{H\beta} K_{H\beta}} \le [\sigma]_H. \qquad (4.55)$$

Заменив в формуле (4.55) $F_t = \dfrac{2T_1}{d_1}$, $b = \psi_{bd} d_1$, получим формулу проектного расчета стальных конических прямозубых передач

$$d_1 = 7700 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{0{,}85\psi_{bd} [\sigma]_H^2} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \cdot K_{H\beta}}\ . \qquad (4.56)$$