

Тема: Расчет зубчатых колес

Содержание:

1. Расчет зубьев на кратковременные перегрузки.
2. Особенности расчета на прочность косозубых и шевронных колес.
3. Особенности расчета конической передачи.
4. Контрольные вопросы.

1. 1. Расчет зубьев на кратковременные перегрузки.

Контактную прочность при кратковременных перегрузках проверяем по формуле:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_H}} \leq [\sigma_{H \max}],$$

где T_H – номинальный момент, $T_H = T_1$.

T_{\max} – пусковой момент, действует незначительное время.

Соотношение $\frac{T_{\max}}{T_H} = 1.6 \div 2.2$ выбирается по таблицам из характеристики электродвигателя.

Допускаемые напряжения выбираются в зависимости от термообработки:

при улучшении, нормализации и объемной закалке

при улучшении, нормализации и объемной закалке

$$[\sigma_{H \max}] = 2.8\sigma_T,$$

где σ_T – предел текучести.

При цементации, закалке ТВЧ

$$[\sigma_{H \max}] = 40HRC.$$

Изгибная прочность при кратковременных перегрузках проверяем по формуле:

$$\sigma_{F \max} = \frac{T_{\max}}{T_H} \sigma_F \leq [\sigma_{F \max}].$$

Допускаемые напряжения $[\sigma_{F \max}]$.

Если $HV < 350$, то $[\sigma_{F \max}] = 0.8\sigma_T$, а если $HV > 350$, то $[\sigma_{F \max}] = 0.6\sigma_B$,

где σ_B – предел прочности при растяжении.

2. Особенности расчета на прочность косозубых и шевронных колес.

Определим параметры косозубых и шевронных зубчатых колес.

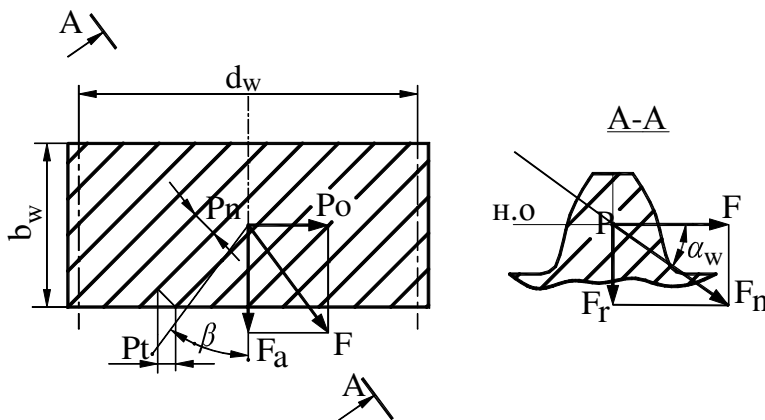


Рис. 10.1 Схема для определения параметров косозубых колес.

Силы в зацеплении

$$F_t = \frac{2T}{d_w}; \quad F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta;$$

$$F = \frac{F_t}{\cos \beta}; \quad F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta};$$

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cdot \cos \beta}.$$

Связь между модулями

$$m_n = m_t \cos \beta,$$

m_n – округляется до стандарта

(модуль режущего инструмента).

$$\beta_{\text{косоз.}} = 8^\circ \div 18^\circ;$$

$$\beta_{\text{шеврон.}} = 30^\circ \div 40^\circ.$$

Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = \frac{AB}{P_t \cdot \cos \alpha_w} + \frac{b_N \cdot \operatorname{tg} \beta}{P_t}.$$

Зуб входит в контакт плавно – в одной точке, что значительно снижает удары (динамические нагрузки).

Расчеты на прочность ведутся по эквивалентному колесу.

Радиус эквивалентного колеса

$$\frac{d_v}{2} = \rho_{\text{эл}} = \frac{a^2}{b},$$

где $a = \frac{d}{2 \cos \beta}$; $b = d$.

После подстановки

$$\frac{d_v}{2} = \frac{d^2}{d \cdot \cos^2 \beta \cdot 2}; \quad d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta};$$

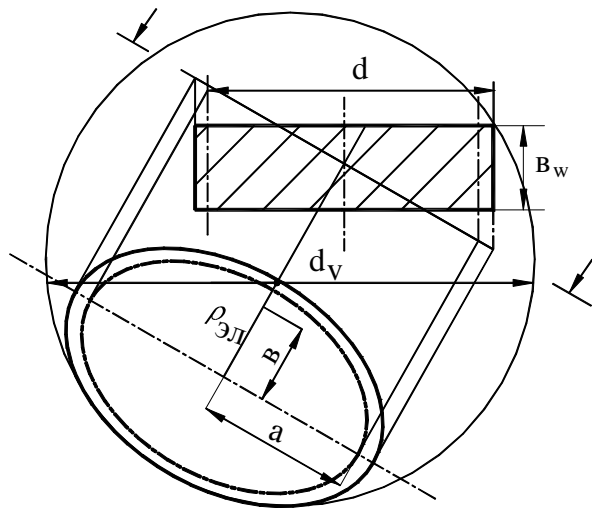


Рис. 10.2 Схема для определения Z_v

$$m_n \cdot Z_v = \frac{m_t \cdot Z}{\cos^2 \beta}; \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$$

получим

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}.$$

Формулы для прочностных расчетов такие же, как и для расчета прямозубых колес.

3. Особенности расчета конической передачи.

Расчет на контактную прочность.

Опытными данными установлено, что нагрузочная способность конической передачи ниже цилиндрической.

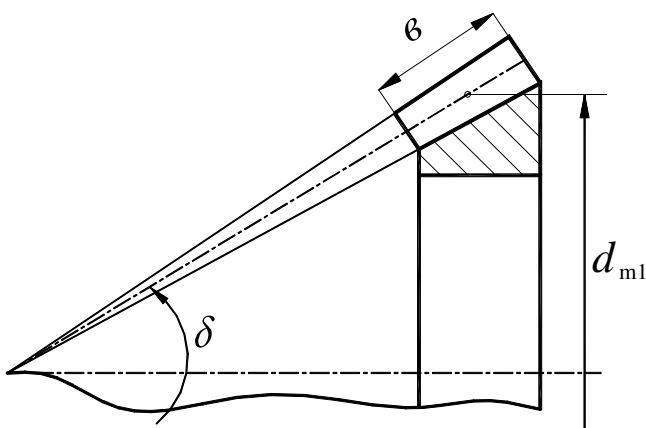


Рис. 10.3 Схема для расчета конических передач

В соответствии с этим в расчетные формулы для зубьев конических передач вводят коэффициент, учитывающий снижение нагрузочной способности по сравнению с зубьями цилиндрических и принимаемый 0,85. Площади поперечных сечений зубьев конического зубчатого колеса и размер удельной нагрузки q на зуб пропорциональны расстояниям от вершины начального конуса, и поэтому расчет

на прочность зубьев конических зубчатых колес можно производить по любому поперечному сечению. Принято расчет зубьев конических зубчатых колес производить по среднему сечению, расположенному посередине длины зубьев.

Определим приведенный радиус кривизны

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2\sqrt{u^2 + 1}}{d_{wm1} \sin \alpha_w \cdot u},$$

который отличается от $\frac{1}{\rho_{np}}$ цилиндрической передачи на $\sqrt{u^2 + 1}$, тогда по аналогии с

цилиндрической:

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{0.85 d_{wm1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H].$$

Окончательная формула для проверочного расчета на контактную прочность прямых зубьев конических зубчатых колес:

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3 T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}}{0.85 d_{wm1}^3 \cdot \Psi_{bd}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} \leq [\sigma_H].$$

Проектный расчет

$$d_{wm1} = 770 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{0.85 \Psi_{bd} [\sigma_H]^2} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}.$$

Расчет конических колес на изгиб (прямых).

По аналогии с прямозубыми цилиндрическими колесами выполняем проверочный расчет конических колес

$$\sigma_F = Y_F K_{F\beta} K_{F\alpha} \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{0.85 Z \Psi_m m_m^3} \leq [\sigma_F],$$

где $\Psi_m = \frac{b}{m_m}$ ($\Psi_m = 6 \dots 12$)

Коэффициенты Ψ_m и Ψ_{bd} связаны зависимостью:

$$b = b_w = \Psi_m \cdot m_m = \Psi_{bd} \cdot d_{m1},$$

отсюда

$$\Psi_m = \Psi_{bd} \frac{d_{m1}}{m_m} = \Psi_{bd} \frac{m_m Z}{m_m}.$$

Тогда

$$\Psi_m = \Psi_{bd} \cdot Z.$$

Проектный расчет конических колес выполняем по формуле

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^3 T_1 Y_F K_{F\beta} K_{Fv}}{0.85 Z_1 \psi_m [\sigma_F]}}$$

Y_F выбирается по $Z_v = \frac{Z}{\cos \delta}$, остальные коэффициенты, так же как и для цилиндрических зубчатых колес.

4. Контрольные вопросы.

1. В чем заключается расчет на кратковременные перегрузки ?
2. Как выбираются допускаемые напряжения при расчете на кратковременные перегрузки ?
3. Силы в зацеплении косозубых зубчатых колес.
4. Как определить Z_v для косозубых колес ?
5. В каком сечении рассчитываются конические колеса ?
6. Расчет конических колес на контактную прочность.
7. Расчет конических колес на изгиб.
8. Как связаны между собой ψ_m и ψ_{bd} ?
9. Как определить Z_v для конических колес ?