

Лекция № 4

Конические зубчатые передачи.

Геометрические и кинематические параметры. Силы в зацеплении с прямыми зубьями. Особенности расчетов на контактную прочность и усталостный изгиб. Определение допускаемых напряжений. Материалы и конструкции зубчатых колес.

Конические зубчатые передачи предназначены для передачи крутящего момента под углом. Оси конических зубчатых колес в данных передачах пересекаются или скрещиваются под некоторым межосевым углом. Межосевой угол может изменяться в широком диапазоне ($10^\circ < \Sigma < 170^\circ$), но наибольшее распространение имеют конические передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$, которые и рассматриваются ниже. Конические колеса бывают с прямыми, круговыми и редко с шевронными зубьями. Передачи с круговыми зубьями отличаются высокой плавностью работы и технологичностью изготовления зубчатых колес. Далее рассматриваются прямозубые конические передачи как наиболее широко применяемые.

Конические зубчатые передачи по сравнению с цилиндрическими имеют большую массу и габариты, сложнее в изготовлении и монтаже, так как требуют точной фиксации осевого положения зубчатых колес. Одно из конических колес, как правило шестерня, располагается консольно, что приводит к повышенной деформации вала. Это обстоятельство, а также изменение делительного диаметра (от внутреннего до внешнего) увеличивают неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца и шум в зацеплении, что ограничивает скорость вращения. К недостаткам можно также отнести небольшое передаточное число конической передачи: для прямозубой – не более 4, а с круговым зубом – не более 6.3.

В конических колесах вводят понятие «начальные конусы» – это две конические поверхности с общей вершиной в точке O и образующей, перекатывающиеся одна по другой без скольжения (рис. 4.9). При этом начальные и делительные конусы всегда совпадают. Углы делительных конусов обозначают δ_1 и δ_2 . Межосевой угол $\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$.

Профилирование эвольвентных зубьев конических колес выполняют на поверхностях внешних дополнительных конусов с вершинами O_1 и O_2 , образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов. Поверхности дополнительных конусов легко разворачиваются на плоскость. При этом наибольшие радиусы разверток равны образующим дополнительных конусов $O_1\Pi$ и $O_2\Pi$ и являются радиусами делительных окружностей эквивалентных цилиндрических колес, профили зубьев которых используют в качестве профилей зубьев конических колес. Диаметры эквивалентных колес $d_{ve1} = d_{ve1}/\cos \delta_1$, $d_{ve2} = d_{ve2}/\cos \delta_2$ и $Z_{v2} = Z_2/\cos \delta_2$, где Z_1 и Z_2 – действительное число зубьев конических колес.

В конической передаче различают внешний 1, средний 2 и внутренний 3 дополнительные конусы (см. рис. 4.9). Пересечение образующих поверхностей

внешних дополнительных и делительных конусов дают внешние делительные диаметры d_{e1} и d_{e2} .

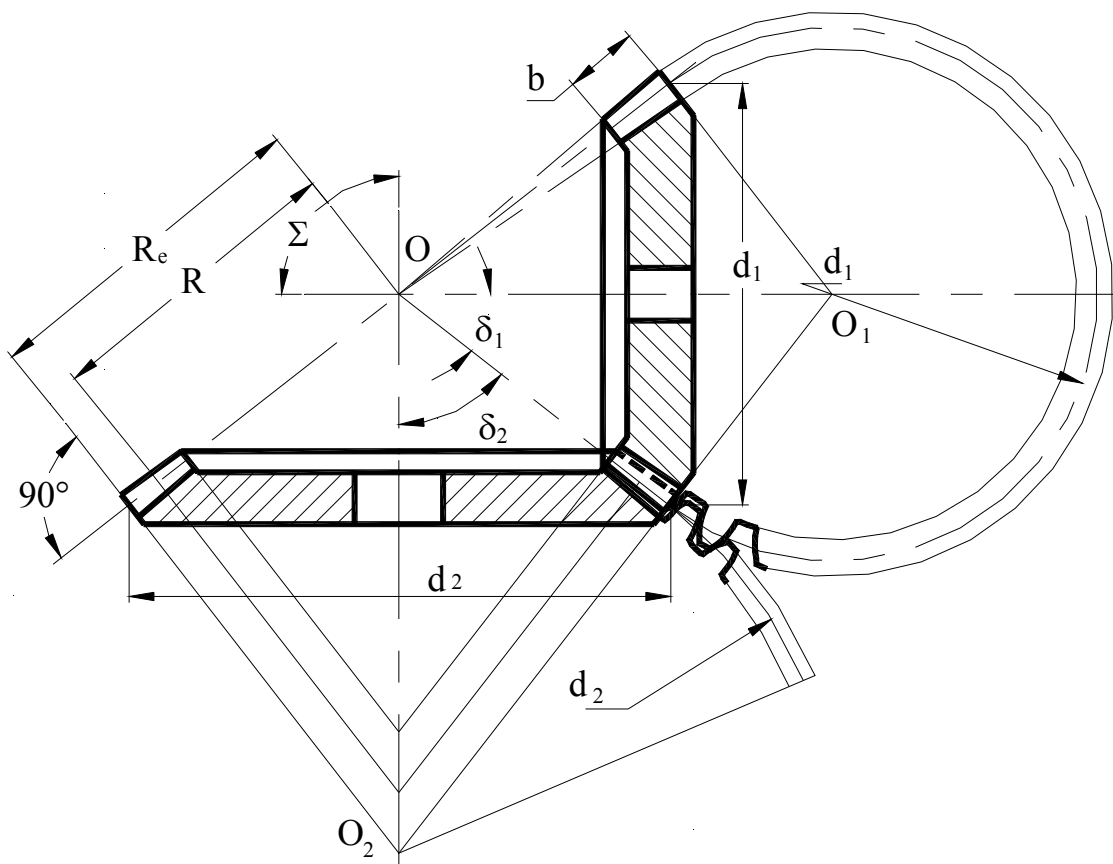


Рис. 4.9. Коническая прямозубая передача

Передачное число и основные геометрические соотношения

1) Передаточное число при $\Sigma = 90^\circ$

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \operatorname{tg}\delta_2 = \operatorname{ctg}\delta_1,$$

т.к. $0.5d_{e1} = R_e \sin\delta_1$ и $0.5d_{e2} = R_e \sin\delta_2$ (см. рис. 4.9).

Для конической прямозубой передачи в соответствии со стандартами рекомендуется $U = 2; 2.5; 3.15; 4$, для передачи с круговыми зубьями $U \leq 6.3$.

2) Внешний окружной модуль m_e . Так как диаметров делительных окружностей для конического колеса бесконечное множество (рис. 4.10), то и модулей бесконечное множество. Для удобства измерения принято определять модуль по внешнему торцу зуба, образованному внешним дополнительным конусом. Максимальный стандартный внешний модуль m_e иногда называют производственным модулем, и его округляют до стандартного значения (см. табл. 4.1).

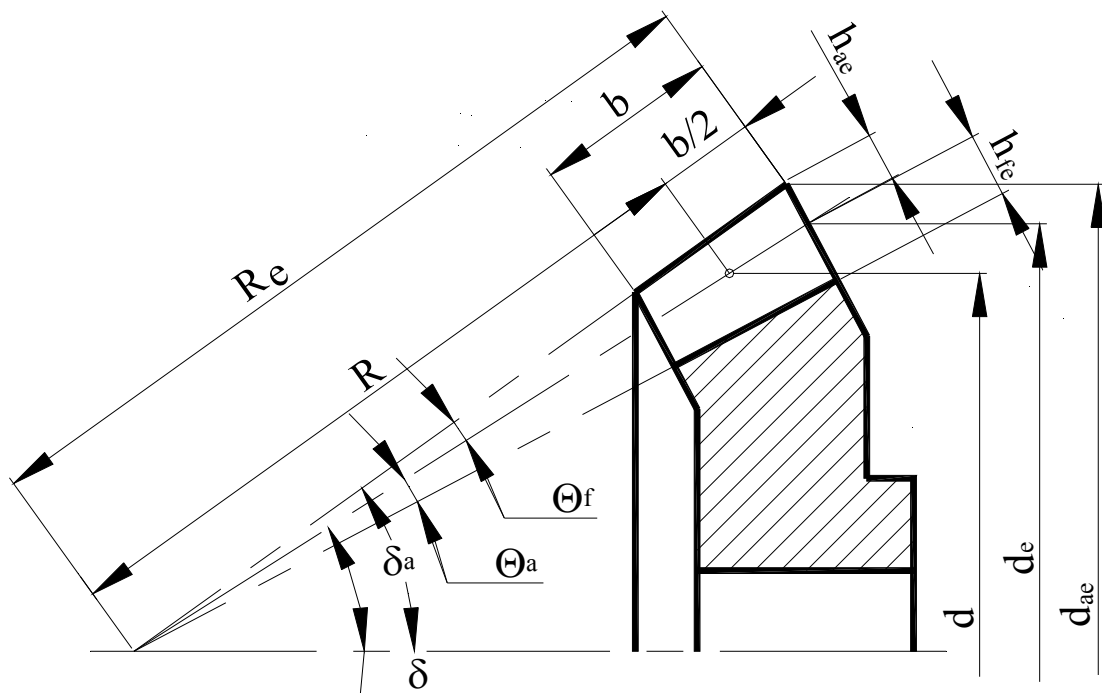


Рис. 4.10. Коническое колесо

3) Внешний делительный диаметр $d_e = m_e Z$.

4) Внешняя высота зубьев, выполненных без смещения, $h_e = h_a + h_{fe}$. Внешняя высота головки зуба $h_a = m_e$, а внешняя высота ножки зуба $h_{fe} = h_a + C = 1.2m_e$, где C – радиальный зазор зацепления, $C = 0.2m_e$.

5) Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cos\delta.$$

6) Внешнее конусное расстояние (см. рис. 4.10)

$$R_e = 0.5\sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0.5d_{e1}\sqrt{U^2 + 1} = 0.5m_e\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \frac{d_{e1}}{2\sin\delta_1} = \frac{m_e Z_1}{2\sin\delta_1}.$$

7) Ширина венца колеса b , в коническом зацеплении $b_1 = b_2 = b$.

8) Среднее конусное расстояние $R_m = R_e - 0.5b$.

9) Средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = m_m Z_1 = d_{e1} - b \sin\delta_1. \quad (4.18)$$

10) Средний модуль зацепления m_m .

Разделив на Z_1 левую и правую части формулы (4.18), получим средний модуль зубьев $m_m = m_e - (b \sin\delta_1)/Z_1$.

11) Ширина зубчатого венца $b = \psi_R R_e$, где $\psi_R = b/R_e$ – коэффициент ширины зубчатого венца.

12) Угол делительного конуса

$$\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{U}; \quad \delta_2 = 90 - \delta_1.$$

13) Угол ножки зуба $\operatorname{tg}\Theta_{f1} = h_{fe1}/R_e$; $\operatorname{tg}\Theta_{f2} = h_{fe2}/R_e$ (см. рис. 4.10).

14) Угол головки зуба $\Theta_{a1} = \Theta_{f2}$; $\Theta_{a2} = \Theta_{f1}$.

15) Угол конуса вершин $\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_{a1}$; $\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_{a2}$.

4.11.3. Силы в зацеплении

Силы в конической прямозубой передаче определяют по размерам среднего сечения зуба, в котором лежит точка приложения силы F_n , действующей перпендикулярно к поверхности зуба, а силами трения пренебрегаем (рис. 4.11). Разложив силу F_n на составляющие, получим

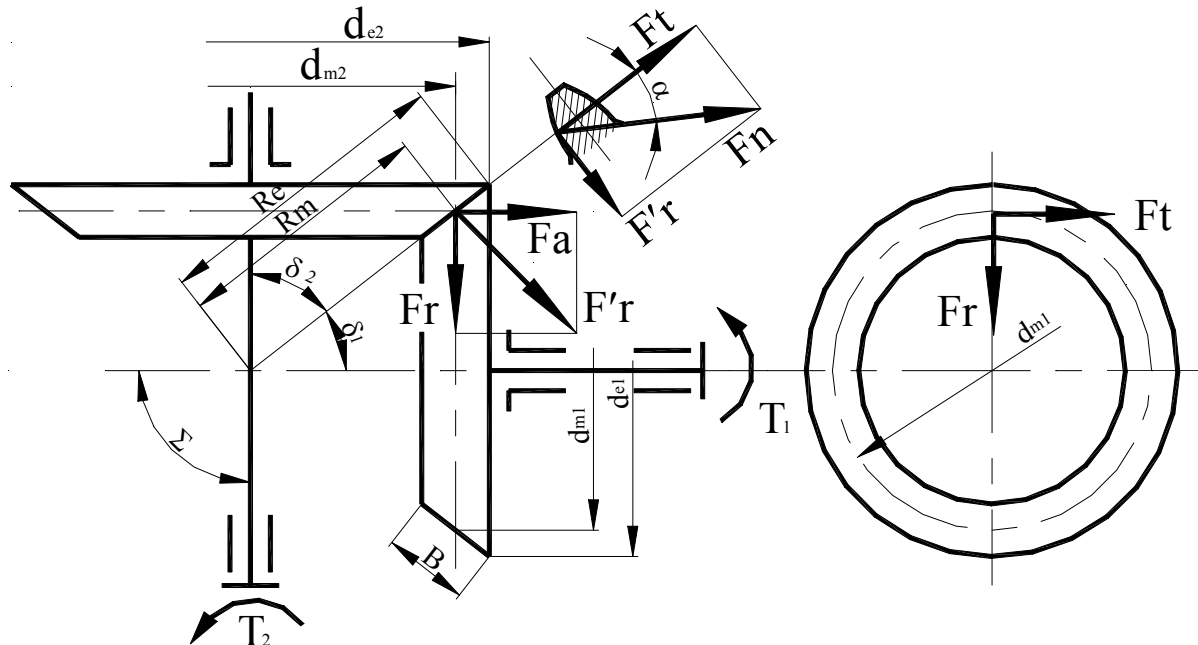


Рис. 4.11. Силы в конической прямозубой передаче

окружную силу на шестерне $F_{t1} = 2T_1/d_{m1}$;

радиальную силу на шестерне $F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1$;

осевую силу на шестерне $F_{a1} = F_{r1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1$.

Силы на колесе по величине соответственно равны: $F_{t2} = F_{t1}$; $F_{r2} = F_{a1}$; $F_{a2} = F_{r1}$.

Направление окружных сил F_t , как и в цилиндрической передаче, зависит от направления вращения. Осевые силы F_a всегда направлены от вершин конусов, радиальные F_r - к осям вращения колес.

4.11.4. Расчет зубьев на прочность

Расчет, как и для цилиндрических передач, ведется на усталостную контактную прочность и усталостный изгиб. Экспериментально установлено, что нагрузочная способность зубьев конического колеса такая же, как и у эквивалентного цилиндрического колеса с той же длиной зуба и профилем, соответствующим среднему сечению зуба, и составляет только 85% от цилиндрической прямозубой передачи.

С учетом вышесказанного по аналогии с расчетом прямозубых цилиндрических передач формулы для конических передач будут иметь следующий вид.

Формула проверочного расчета на усталостную контактную прочность

$$\sigma_H = 770 \sqrt{\frac{F_t \cdot (U + 1)}{0.85 \cdot d_{v1} \cdot b \cdot u_v}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \leq [\sigma_H], \quad (4.19)$$

где $d_{v1} = d_{m1}/\cos\delta_1$ – делительный диаметр эквивалентного колеса; $U_v = d_{v2}/d_{v1}$ – передаточное число эквивалентных зубчатых колес.

После несложных математических преобразований, подставив значения в формулу (4.19), получим формулу проверочного расчета для стальных конических прямозубых колес:

$$\sigma_H = 770 \sqrt{\frac{F_t \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{0.85 d_{m1} \cdot b \cdot u}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \leq [\sigma_H], \quad (4.20)$$

где F_t – окружная сила; d_{m1} – средний делительный диаметр шестерни; U – передаточное число передачи; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба; K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки. Заменив в формуле (4.20) значения $F_t = 2T_1/d_{m1}$, $b = \psi_{bd} \cdot d_{m1}$ и решив относительно d_{m1} , получим формулу проектного расчета для стальных конических прямозубых передач на контактную прочность:

$$d_{m1} = 770 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot \sqrt{U^2 + 1}}{0.85 \psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} \cdot K_{H\beta} \cdot (4.21)$$

Формула проверочного расчета на усталостный изгиб одинакова как для шестерни, так и для колеса

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{F_t}{0.85 \cdot b m_m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma_{F1}]; \quad (4.22)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{f1}} \leq [\sigma_{F2}],$$

где Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба, шестерни и колеса, определенные по эквивалентному числу зубьев Z_{v1} и Z_{v2} ; $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев; K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки; b – ширина венца; m_m – средний делительный модуль. Решив уравнение (4.22) относительно модуля и введя коэффициент ширины венца, получим формулу для проектного расчета по напряжению усталостного изгиба:

$$m_m = 14 \sqrt[3]{Y_F \frac{T_1 \cdot K_{F\beta}}{0.85 \cdot \psi_{bd} \cdot Z_1^2 \cdot [\sigma_F]}} \quad (4.23)$$

В формулу (4.23) подставляют значения $[\sigma_F]$ и Y_F того зубчатого колеса, для которого $[\sigma_F]/Y_F$ меньше. По найденному значению m_m определяется внешний модуль m_e , который округляется до стандартного значения.

Допускаемые напряжения $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$ для расчетов определяются аналогично, как и для цилиндрических передач (см. 4.10).