

4.5. Конические передачи

4.5.1. Особенности и возможности передачи

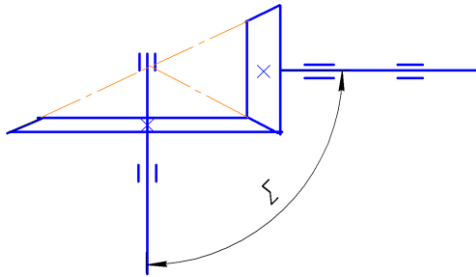


Рис.4.13. Кинематическая схема конической передачи

Применяются в тех случаях, когда оси валов пересекаются в одной плоскости под углом Σ (см. рис.4.3). Чаще всего $\Sigma = 90^\circ$, но может иметь любое значение.

Зубья у колёс этих передач нарезаны на конических поверхностях, поэтому у них роль цилиндров выполняют конуса вершин, впадин, делительный (рис.4.14).

Кроме этого, в конических передачах выделяют наружный, внутренний и средний дополнительные конуса. Все эти конические поверхности перпендикулярны делительному конусу.

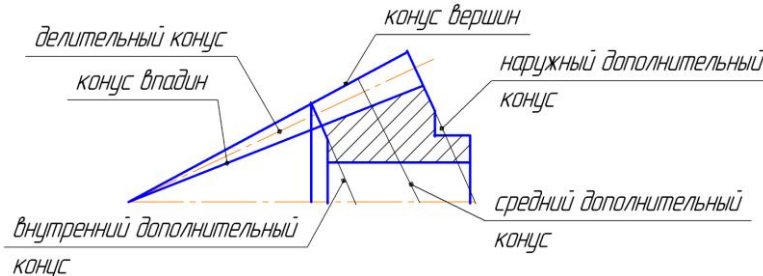


Рис.4.14. Поверхности конического колеса

Размеры, полученные на среднем дополнительном конусе, имеют индекс m , на наружном – e .

Конические зубчатые колёса могут быть с прямыми, тангенциальными (косыми) и круговыми зубьями.

Конические зубчатые колёса с прямым зубом

Зуб у этих колёс нарезан вдоль образующей делительного конуса и линия зуба проходит через его вершину (рис.4.15). Такие колёса широко применяются во всех отраслях машиностроения при скоростях $v \leq 3$ м/сек, а если зуб шлифуется, то $v \leq 8$ м/сек. По мощности ограничений при применении нет.

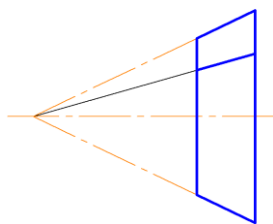


Рис.4.15. Прямозубое коническое колесо

Передаточное число таких передач обычно: открытых $u \leq 6 \dots 8$, но лучше не превышать 4, закрытых $u \leq 4$ (лучше 3). К.п.д. – 0.94...0.96.

Конические зубчатые колёса с тангенциальным зубом

У этих колёс зуб нарезан по касательной к некоторой окружности диаметра d_t (рис.4.16). С образующей делительного конуса направление зуба составляет угол β . Обычно $\beta \leq 25 \dots 30^\circ$.

Такие колёса имеют ограниченное применение, так как очень чувствительны к погрешностям изготовления и сборки.

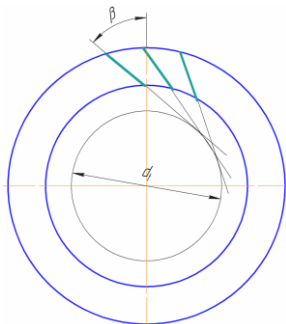


Рис.4.16. Косозубое коническое колесо

Возможности этих передач аналогичны прямозубым колёсам, допускается несколько большая скорость - до 15 м/сек.

Конические зубчатые колёса с круговыми зубьями

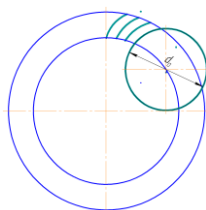


Рис.4.17. Коническое колесо с круговым зубом

Линия зуба колеса направлена по дуге окружности (рис.4.17), либо по эвольвенте, либо по какой-нибудь подобной кривой.

Такие зубчатые колёса широко применяются в транспортном машиностроении для силовых передач. Точность изготовления колёс с круговыми зубьями должна быть выше, чем прямозубых. Применение таких передач аналогично применению закрытых прямозубых. Но скорости у них выше – до 30 м/сек, к.п.д. 0.96...0.98, а максимальное передаточное число может достигать 6.

В зависимости от размеров сечений по длине зуба конических колёс различают трёх форм (рис.4.18).

Форма I – пропорционально понижающиеся зубья (рис.4.18а). Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Высота ножки зуба пропорциональна расстоянию от вершины конуса. Эта форма является основной для прямозубых и косозубых конических колёс. Её применяют также для передач с круговыми зубьями при $z_{\Sigma} = 20 \dots 100$.

Форма II – понижающиеся зубья (рис.4.18 б,в). Вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Ширина дна впадины постоянна, а толщ

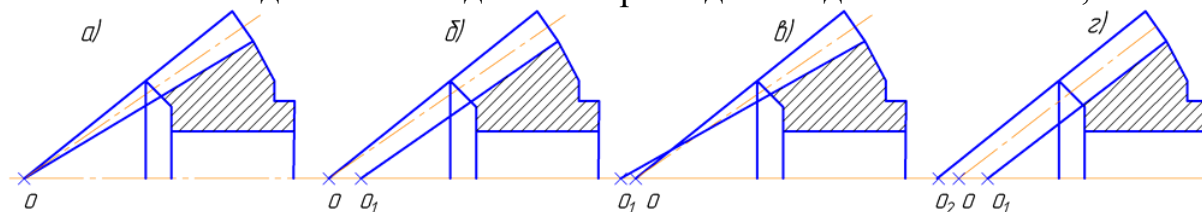


Рис.4.18. Осевые формы зубьев конических зубчатых колёс

на зуба по делительному конусу растёт пропорционально расстоянию от вершины. Эта форма позволяет обрабатывать обе поверхности зубьев одним инструментом. Она является основной для колёс с круговыми зубьями.

Форма III – равновысокие зубья (рис.4.18г). Образующие конусов вершин, впадин и делительного параллельны. Эту форму применяют для круговых зубьев при $z_{\Sigma} \geq 40$.

Достоинство передачи – возможность угловой компоновки привода.

Недостатки:

- сложная технология изготовления, а значит и более высокая стоимость;
- сложен монтаж, передача требует регулировки;
- одно из колёс получается консольным, это усиливает неравномерность нагружения зуба по длине и шум во время работы.

4.5.2. Геометрические параметры передачи коническими прямозубыми зубчатыми колёсами

С кинематической точки зрения зацепление конических колёс эквивалентно качению без скольжения друг по другу начальных конусов. У конических колёс начальные конуса совпадают с делительными.

У конических колёс с прямыми и косыми зубьями по стандарту принимается торцевой модуль на наружном дополнительном конусе m_{te} .

Из треугольника OAB (рис.4.19) следует:

$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta} \quad \text{или} \quad d_{e1} = 2R_e \sin \delta_1, \quad d_{e2} = 2R_e \sin \delta_2.$$

Так как $d_e = m_{te} z$, то $d_{e1} = m_{te} z_1 = 2R_e \sin \delta_1$ и $m_{te} = 2 \frac{R_e \sin \delta_1}{z_1}$.

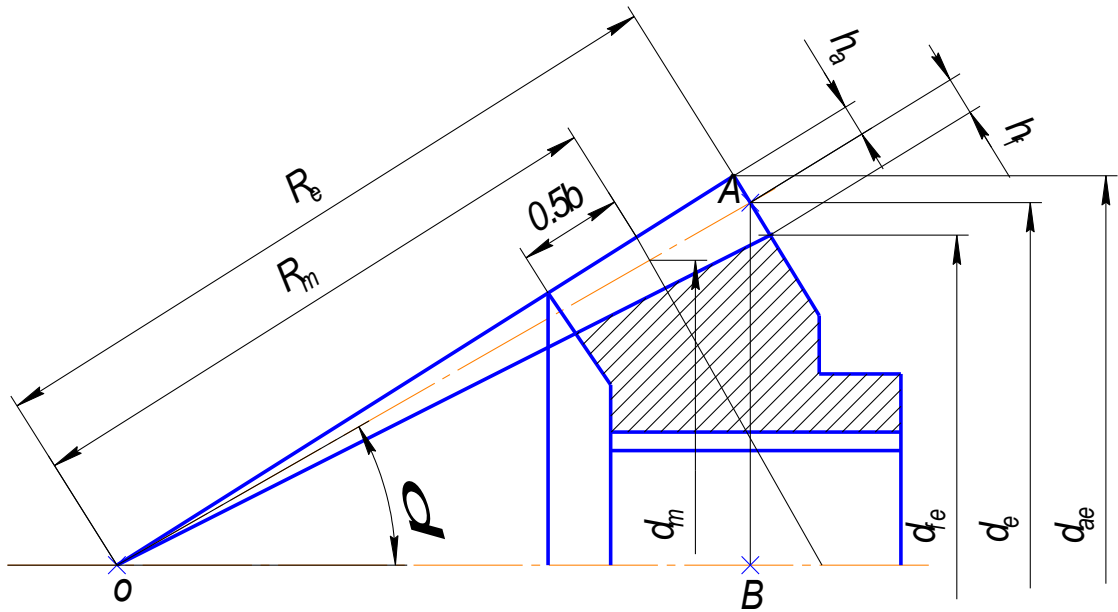


Рис.4.19. Геометрические параметры конического колеса

Из этого же треугольника: $R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} = \frac{m_{te}}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$.

R_e - внешнее конусное расстояние. Среднее конусное расстояние - R_m .

$$R_m = R_e - 0.5b.$$

Начальный диаметр в среднем сечении - $d_m = m_m z$.

На основании теоремы о подобии треугольников

$$\frac{d_m}{d_e} = \frac{R_m}{R_e} = \frac{m_m z_1}{m_{te} z_1} = \frac{R_e - 0.5b}{R_e}.$$

Отсюда $m_m = m_{te} \left(1 - 0.5 \frac{b}{R_e}\right)$.

Отношение $\frac{b}{R_e} = K_{be} \leq 0.3$. Поэтому $m_m = m_{te} (1 - 0.5 K_{be})$ и

$$d_m = d_e (1 - 0.5K_{be}).$$

Головка зуба $h_a = 1m_{te}$ и ножка зуба $h_{fe} = 1.2m_{te}$ измеряются на наружном дополнительном конусе (см. рис.4.19). Поэтому

$$d_{ae} = d_e + 2h_a \cos \delta; \quad d_{fe} = d_e - 2h_f \cos \delta.$$

Передаточное число при любом значении Σ :

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{2R_e \sin \delta_2}{2R_e \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Для ортогональных передач

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{1}{\tan \delta_1}.$$

4.6. Усилия взаимодействия зубьев при работе зубчатых передач

4.6.1. Допущения при рассмотрении взаимодействия зубьев

Во время работы зубчатой передачи шестерня (т.е. ведущая деталь) получает вращающий момент от двигателя или предыдущей передачи. Вследствие этого зуб шестерни, находящийся в зацеплении с зубом колеса, давит на него, заставляя двигаться.

Рассматривая взаимодействие зубьев, необходимо оговорить следующее:

- нагрузку зубьев заменяем сосредоточенной силой и считаем, что она лежит в плоскости нормального сечения и направлена по общей нормали к контактирующим поверхностям, т.е. для эвольвентных профилей по линии зацепления;
- усилие взаимодействия зубьев считаем приложенным в полюсе зацепления;
- для расчетов передач, валов, подшипников удобно это нормальное усилие разложить на ортогональные составляющие.