2.2.7 Коническая зубчатая передача

Конические зубчатые колеса применяют для передачи вращательного движения между валами с пересекающимися осями. По стоимости конические передачи дороже цилиндрических равных параметров. Применение их диктуется только условиями компоновки машины. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из колес обычно располагается консольно, что способствует увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине зуба.

В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет около 0,85 цилиндрической (рис. 2.5, *д*). Наибольшее применение получили ортогональные передачи с межосевым углом $\Sigma = 90°$, хотя возможны и другие углы (10°… 170°).

Конические колеса изготавливают с прямыми, косыми и круговыми зубьями. При окружных скоростях до 2… 3 м/с применяют конические колеса с прямыми зубьями, при больших скоростях используют колеса с круговыми зубьями, которые обеспечивают более плавное зацепление и имеют большую нагрузочную способность и проще в изготовлении.

Зубья конических колес профилируют по эвольвенте так же, как и зубья цилиндрических колес, но на поверхности дополнительных конусов. При этом определяются диаметры так называемых эквивалентных цилиндрических колес

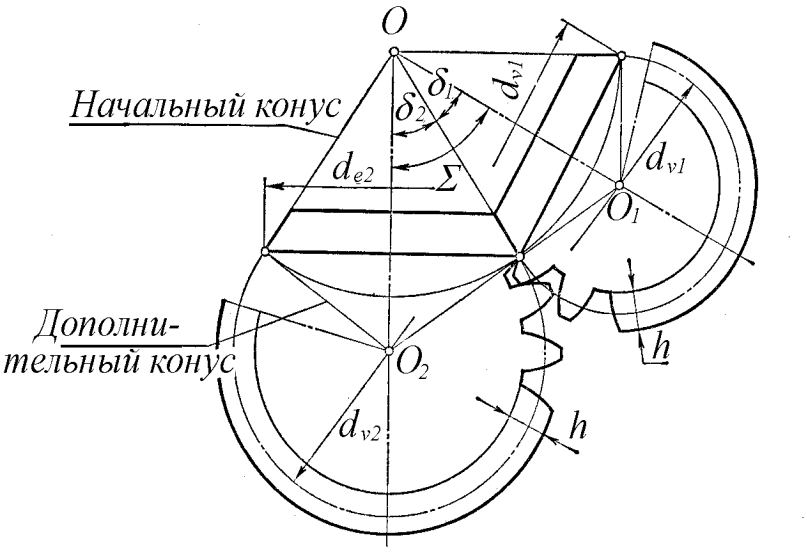


Рисунок 2.17 – Эквивалентные цилиндрические колеса

Геометрический расчет передачи ведут в соответствии с ГОСТ 19624-74.

Основными параметрами конических колес являются:

- средний делительный диаметр d;
- число зубьев меньшего колеса, равное z_1 = 18... 24;
- угол конуса вершин

$$\delta_a = \delta + \theta, \tag{2.19}$$

где θ– угол ножки зуба;

$$tg\ \theta = 1{,}2\ m_e / \cdot R_e. \tag{2.20}$$

В соответствии со стандартом угол головки зуба равен углу ножки зуба, что обеспечивает постоянный радиальный зазор по длине зуба:

- угол конуса впадин

$$\delta_f = \delta - \theta, \tag{2.21}$$

- внешний делительный диаметр d_e;
- угол делительного конуса δ (рис. 2.18).

По ширине венца колеса b модуль зацепления меняется. Поэтому в конических зубчатых колесах различают два модуля: *средний окружной модуль* m на среднем делительном диаметре и *внешний окружной модуль* m_e, по которому определяются все размеры зубчатого колеса, причем

$$d = m\,z, \tag{2.22}$$

$$d_e = m_e\,z. \tag{2.23}$$

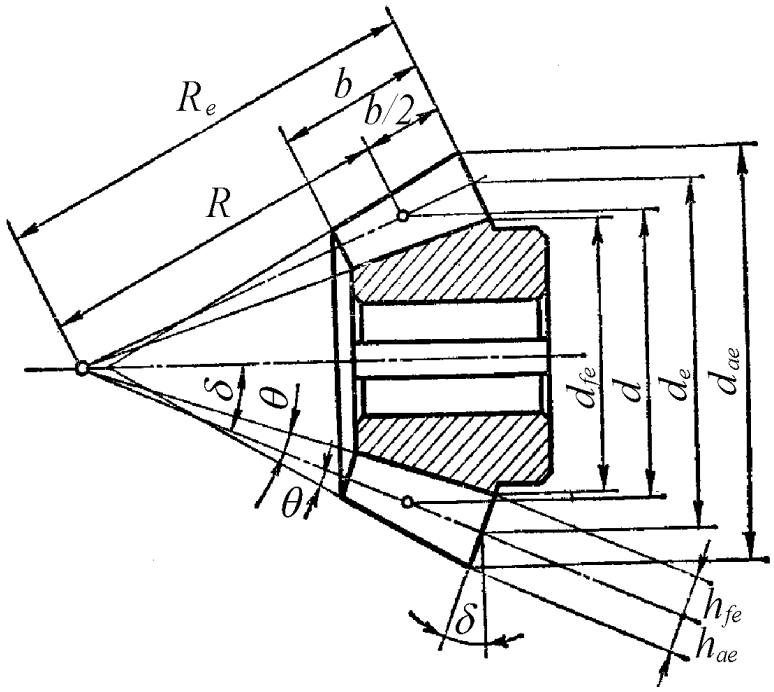


Рисунок 2.18 – Геометрические параметры конических колес

Внешний и средний модули связаны между собой зависимостью

$$m_e = m\, R_e / R, \tag{2.24}$$

где R_e – внешнее конусное расстояние

$$R_e = d_{e2} / (2 \sin\delta_2) \tag{2.25}$$

или
$$R_e = 0{,}5 \cdot m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}\,; \tag{2.26}$$

R – среднее конусное расстояние

$$R = R_e - 0{,}5b. \tag{2.27}$$

Ширина зубчатого венца

$$b = \psi_{Re} R_e\,, \tag{2.28}$$

где ψ_{Re} – коэффициент ширины зубчатого венца. Величиной ψ_{Re} задаются в пределах 0,25… 0,3. Обычно принимают ψ_{Re} = 0,285.

Углы делительных конусов:

$$tg\ \delta_1 = z_1 / z_2\,; \tag{2.29}$$

$$\delta_2 = 90° - \delta_1. \tag{2.30}$$

Модуль m_e называется также производственным; его величину принимают по ГОСТ 9563-80, но это не обязательно.

Внешняя высота h_{fe} ножек зубьев и h_{ae} головок зубьев:

$$h_{fe} = 1{,}2\, m_e\,;\; h_{ae} = m_e\,; \tag{2.31}$$

внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae}\cos\delta = m_e\,(z + 2\cos\delta). \tag{2.32}$$

Вопросы для самоконтроля:

1. Какими достоинствами обладают конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми?
2. Назовите основные геометрические параметры конических колес. Как их определяют?
3. Является ли модуль зацепления постоянной величиной для конических зубчатых колес?
4. Какова связь между внешним окружным модулем и средним окружным модулем конических колес?
5. По какому модулю производят расчет на изгиб зубьев конических колес?
6. Какие колеса называют эквивалентными цилиндрическими?

2.2.8 Материалы для изготовления зубчатых колес

Выбор материала зубчатых колес зависит от назначения и условий работы передачи. Применяют легированные и углеродистые стали, реже чугуны и пластмассы.

Сталь основной материал для изготовления зубчатых колес. Опытом эксплуатации и специальными исследованиями установлено, что допускаемая контактная прочность определяется, в основном, твердостью материала, для увеличения которой проводят термообработку.

Используют качественные углеродистые стали 20, 35, , 45, 50, 50Г (ГОСТ 1050-88), легированные стали 15Х, 20Х, 40Х, 45ХН (ГОСТ 4543-71) и др.

В зависимости от твердости стальные зубчатые колеса делят на две группы:

1) колеса, твердость рабочих поверхностей зубьев которых меньше 350 НВ; такая твердость обеспечивается нормализацией или улучшением стали. Зубья колес нарезают после термообработки, благодаря чему можно получить высокую точность, без применения дорогих отделочных операций (шлифование);

2) колеса, твердость рабочих поверхностей зубьев которых больше 350 НВ; для обеспечения такой твердости используют следующие виды термического и химико-термического упрочнения колес: поверхностную закалку, цементацию, азотирование, цианирование, поверхностную закалку токами высокой частоты. Твердость поверхностных слоев колес в этом случае – 50… 55 $HRC_э$.

Цементацией (насыщением поверхностных слоев колес углеродом) с последующей закалкой повышают твердость рабочих поверхностей зубьев до 58... 63 $HRC_э$.

Азотирование (насыщение азотом) и *цианирование* (насыщение углеродом и азотом в ваннах, содержащих цианистые соли) применяются реже.

Зубья колес с твердостью больше 350 НВ нарезают до термообработки, а доводочные операции (шлифование) выполняют после термообработки с целью устранения коробления (деформации) зубьев.

Рекомендуется использовать для изготовления шестерни и колеса сталь одной марки, но с термообработкой до разной твердости.

Зубья шестерни подвергаются большему числу нагружений, так как они входят в зацепление в *и* раз чаще, чем зубья колеса за один и тот же промежуток времени. Чтобы обеспечивалась одинаковая долговечность обоих колес зубчатой пары, твердость материала шестерни должна быть больше твердости материала колеса на 30... 40 НВ,

Чугун применяют при изготовлении зубчатых колес тихоходных открытых передач. Рекомендуются чугуны СЧ18… СЧ35. Зубья чугунных колес хорошо прирабатываются, но имеют пониженную прочность на изгиб.

Пластмассы применяют в быстроходных слабонагруженных передачах для шестерен, работающих в паре с металлическими колесами. Зубчатые колеса из пластмасс отличаются бесшумностью и плавностью хода. Наиболее распространены текстолит, лигнофоль, капролон.

2.2.9 Критерии работоспособности и расчета

Условия работы зуба в зацеплении. При передаче вращающего момента в зацеплении кроме нормальной силы F_n, направленной по линии зацепления *NN*, действует еще сила трения $F_{тр}$, связанная со скольжением одного колеса по поверхности другого. Под действием этих сил зуб находится в сложном напряженном состоянии.

Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F. Для каждого зуба σ_H и σ_F не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу, как показано на рисунке 2.19. Время действия σ_F за один оборот колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2). Напряжения σ_H действуют еще меньшее время. Это время равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учетом зоны распространения контактных напряжений.

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломка зубьев от напряжений изгиба и *выкрашивание* поверхности от контактных напряжений. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также *износ, заедание* и другие виды повреждения поверхностей зубьев.

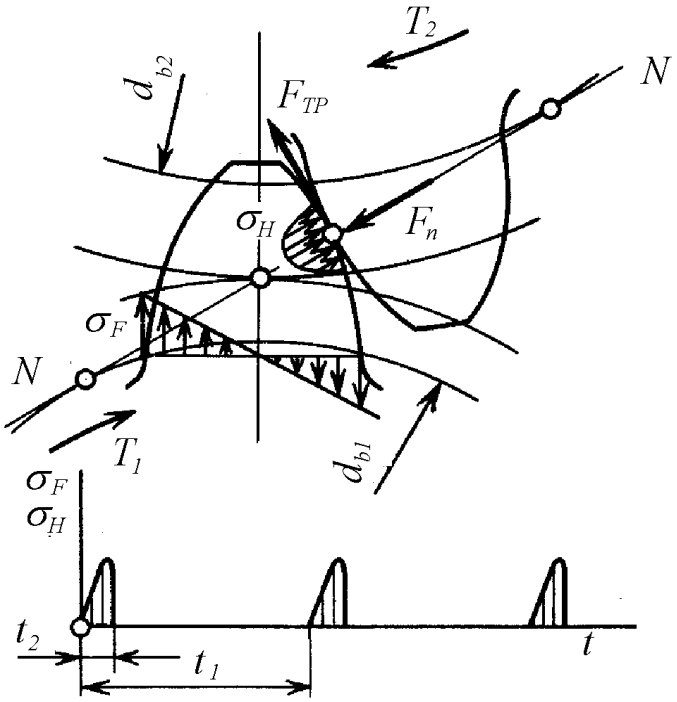


Рисунок 2.19 – Характер нагружения зуба в зацеплении

Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба. На практике наблюдается выламывание углов зубьев вследствие концентрации нагрузки. Различают два вида поломки зубьев: *поломка от больших перегрузок* ударного или даже статического действия (предупреждают защитой привода от перегрузок или учетом перегрузок при расчете); *усталостная поломка,* происходящая от действия переменных напряжений в течение сравнительно длительного срока службы. При усталостном изломе первоначально у основания зуба на стороне растянутых волокон появляется усталостная трещина, которая при повторном действии нагрузок увеличивается и затем приводит к поломке зуба. Поломка зубьев характерна для открытых передач, а также закрытых передач с высокой твердостью рабочих поверхностей зубьев. Для предупреждения поломок необходимо снижать концентрацию напряжений по краям зубьев, увеличивать модуль зацепления и т.д.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев – это основной вид разрушения зубьев для большинства закрытых быстроходных передач, работающих при хорошей смазке. Переменные контактные напряжения, превышающие предел выносливости, приводят к образованию на поверхности зубьев микротрещин, в которые при перекатывании запрессовывается масло. Давление масла, находящегося в трещине, повышается, в результате чего размеры трещины увеличиваются и, в конечном счете, происходит отслаивание и выкрашивание кусочков металла. Выкрашивание начинается обычно вблизи полюсной линии на ножках зубьев там, где нагрузка передается одной парой зубьев.

В передачах, работающих со значительным износом, например, открытых, усталостное выкрашивание поверхностей зубьев не наблюдается, так как их механическое изнашивание происходит быстрее.

Для предупреждения выкрашивания необходимо определять размеры зубьев из расчета на усталость по контактным напряжениям; повышать твердость материала путем термообработки; повышать степени точности их изготовления.

Абразивный износ является основной причиной выхода из строя передач при плохой смазке. К таким передачам относятся, прежде всего, открытые передачи, а также закрытые, но недостаточно защищенные от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т. п.).

Основные меры предупреждения износа – повышение твердости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение специальных масел.

Заедание наблюдается преимущественно в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В месте соприкосновения зубьев таких передач при трении развивается высокая температура, способствующая разрыву масляной пленки и образованию металлического контакта. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения.

Меры предупреждения заедания – те же, что и против износа. Введением противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками можно полностью исключить заедание зубьев.

В современной методике расчета из двух напряжений σ_H и σ_F за основные в большинстве случаев приняты контактные напряжения, так как в пределах заданных габаритов колес σ_H остаются постоянными, а σ_F можно уменьшать путем увеличения модуля.

Допускаемые напряжения при расчете на контактную выносливость рассчитывают по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{H\,lim\,b} K_{HL} / s_H , \qquad (2.33)$$

где $\sigma_{H\ lim\ b}$ – базовый предел выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений N_{H0} (т.е. наибольшему числу циклов при испытаниях на усталость);

s_H - коэффициент безопасности;

K_{HL} – коэффициент долговечности.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H\ lim\ b}$ зависит от способа термообработки и твердости рабочих поверхностей зубьев колес.

Базовое число циклов N_{H0} определяется по ГОСТ 21354-87 в зависимости от твердости материала зубьев.

Коэффициент долговечности K_{HL} учитывает возможность повышения допускаемых напряжений для кратковременно работающих передач. Для длительно работающих передач, т. е. расчетное число циклов N_{HE} больше базового, величина $K_{HL}. = 1$. В других случаях

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \geq 1, \text{ но} \leq 2{,}4. \qquad (2.34)$$

При постоянном режиме работы (с колебаниями не более 20%) расчетную нагрузку принимают равной номинальной и расчетное число циклов перемены напряжений будет равно $N_{HE} = 60\, n{\cdot}c{\cdot}t$, где n - частота вращения того из колес, по материалу которого определяется допускаемое напряжение, мин$^{-1}$; t - число часов работы передачи за расчетный срок службы, c - число зацеплений зуба за один оборот колеса.

Допускаемые контактное напряжения $[\sigma_H]$ следует определять отдельно для шестерни и колеса. При этом для расчета зубьев прямозубых передач принимается меньшее из них. При расчете косозубых передач, в которых твердость зубьев шестерни значительно превышают твердость зубьев колеса, расчетное контактное напряжение определяется по формуле

$$[\sigma_H] = 0{,}45\,([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1{,}23\,[\sigma_{Hmin}], \qquad (2.35)$$

для конических колес с непрямыми зубьями

$$[\sigma_H] = 0{,}5\,([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1{,}15\,[\sigma_{Hmin}]. \qquad (2.36)$$

Если эти условия не выполняются, то принимают $[\sigma_H] = 1{,}23\,[\sigma_{Hmin}]$ или $[\sigma_H] = 1{,}15\,[\sigma_{H\,min}]$.

Допускаемые напряжения при расчете на изгибную выносливость определяют по формуле

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\,lim\,b} K_{FL} K_{FC} / [s_F], \qquad (2.37)$$

где $\sigma_{F\,lim\,b}$ – базовый предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба, принимаемый в зависимости от вида материала и термообработки;

s_F - коэффициент безопасности;

K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки;

K_{FL} - коэффициент долговечности.

При НВ ≤ 350

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но} \leq 2{,}0, \qquad (2.38)$$

при >НВ350

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но} \leq 1{,}6. \qquad (2.39)$$

Базовое число циклов для всех сталей рекомендуют принимать $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$; а эквивалентное число циклов при постоянном режиме нагружения составит $N_{FE} = 60\, n \cdot c \cdot t$. При $N_{FE} > N_{F0}$ величина $K_{FL} = 1{,}0$.

Вопросы для самоконтроля:

1. Какие материалы применяются для изготовления зубчатых колес?
2. Почему все стальные зубчатые колеса в зависимости от твердости зубьев делятся на две группы? Какая из этих групп более технологична и почему?
3. Назовите основные виды разрушения зубьев колес передач.
4. Почему в закрытых передачах усталостное выкрашивание является основным видом разрушения поверхности зубьев? Меры по предупреждению выкрашивания.
5. В чем сущность усталостной поломки зубьев? Меры по предупреждению поломки?
6. По каким причинам зубчатые передачи выходят из строя и по каким напряжениям производят расчет их на прочность? Почему при расчете допускаемых напряжений их определяют отдельно для шестерни и колеса?
7. Почему заедание преимущественно наблюдается в высоконагруженных и высокоскоростных передачах, в чем его сущность? Меры по предупреждению заедания?
8. Как проявляется износ зубьев на работе передачи? Причины повышенного износа и меры его предупреждения.