Ув. студенты! Ознакомиться с лекционным материалом и ответить на контрольные вопросы письменно. Ответы на контрольные вопросы предоставить до **06.04** на электронный адрес преподавателя vika-lnr@mail.ru

Если возникнут вопросы обращаться по телефону 072-106-54-33

ЛЕКЦИЯ

Тема: Зубчатые передачи

Цель: изучение зубчатых передач

План

1 Основные критерии работоспособности и расчета. КПД передач

2 Материалы и допускаемые напряжения

3 Основные параметры эвольвентного зацепления

Список использованных источников:

1 Гузенков П.Г. Детали машин. - Г.: Высшая школа, 1986

2 Олофинская В.П. Детали машин. Краткий курс и тестовые задания: учебное пособие.-2-е изд., исправленное. и дополненное- М.: ФОРУМ, 2008.- 208с.

3 Фролов М.И. Техническая механика. Детали машин. - М: Высшая школа, 1986

1 Основные критерии работоспособности и расчета. КПД передач

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.

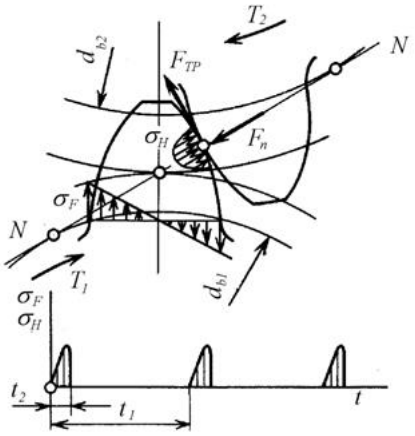

Рисунок 24.3 – Характер нагружения зуба в зацеплении

Они изменяются во времени по некоторому прерывистому отнулевому циклу, как показано на рисунке 24.3. 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.

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.

2 Материалы и допускаемые напряжения

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 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) 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 u 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.

3 Основные параметры эвольвентного зацепления

Основные параметры цилиндрических колес приведены на рисунке 24.4.

Термины и обозначения эвольвентных зубчатых передач установлены ГОСТ 16530-83. В обозначениях параметров этих передач индексы указывают признаки: ω - начальной поверхности или начальной окружности; b - основной окружности зубьев; a - поверхностей или окружностей вершин и головок зубьев; f - поверхностей или окружностей впадин и ножек зубьев; n - нормали или нормального сечения; t - касательной или торцевого сечения; x - осевого сечения; 1 - шестерни; 2 - колеса; 0 - зуборезного инструмента.

Точка контакта П двух зубьев при вращении колес перемещается вдоль линии NN, которую называют линией зацепления. Угол α_{ω} указанный на рисунке 24.4, образуемый линией зацепления и общей касательной к делительным (начальным) окружностям шестерни и колеса, проведенной через полюс зацепления П, называется углом зацепления. Отрезок линии зацепления, ограниченный окружностями вершин зубьев шестерни и колеса, называется активным участком линии зацепления или длиной зацепления. Диаметр d_a окружности, ограничивающей высоту зубьев, называют диаметром окружности вершин зубьев, а диаметр d_f окружности, ограничивающей глубину впадин зубьев - диаметром окружности их впадин. Расстояние между окружностями выступов и впадин в радиальном направлении составляет высоту зуба h.

Если одно из колес заменить стандартным исходным контуром, то для другого колеса будет одна лишь окружность, катящаяся по начальной прямой рейки без скольжения. Эта окружность называется *делительной окружностью,* и ее диаметр обозначается *d*. Основные параметры зубчатых колес определяют по делительной окружности, которая делит головку зуба высотой h на ножку высотой h_f и головку высотой h_a .

Расстояние p_t между одноименными точками профилей двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной или любой другой концентрической окружности, называется *окружным шагом зубьев.*

Окружной модуль зубьев m_t - линейная величина, в π раз меньшая шага, измеренная по делительной окружности

$$m_t = p_t / \pi. \qquad (1)$$

Для удобства расчетов и измерения зубчатых колес модуль выражают через делительный диаметр d и число зубьев z . Длина делительной окружности

$$\pi \cdot d = p_t z , \qquad (2)$$

откуда

$d = p_t z / \pi = m_t z$, или $m_t = d / z$. (3)

Можно сказать, что модуль - это часть делительного диаметра, приходящаяся на один зуб. Модуль является основным параметром зубчатой передачи, определяющим ее размеры. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

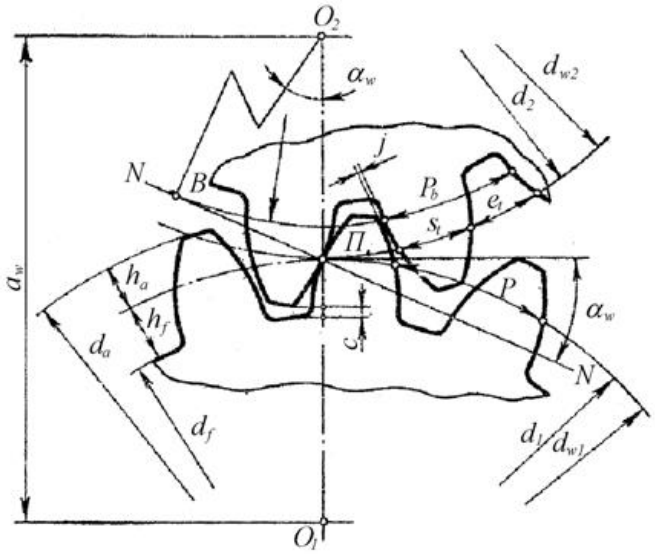

Рисунок 24.4 – Эвольвентная цилиндрическая передача

Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения модуля m в миллиметрах стандартизованы. Под m понимается расчетный стандартный модуль m_n , определенный по шагу, измеренному в нормальном сечении зуба. Для прямозубых передач m_t и m_n совпадают. ГОСТ 9563-80 устанавливает для цилиндрических колес значения нормальных модулей, для конических - значения внешних окружных делительных модулей.

Таким образом, диаметр делительной окружности

$d = z\,p / \pi = m\,z.$ (4)

Диаметр окружности вершин зубьев

$d_a = d + 2h_a = m\,(z + 2).$ (5)

Диаметр окружности впадин

$d_f = d - 2h_f = m\,(z - 2{,}5).$ (6)

Толщина зубьев s и ширина впадин *e* теоретически равны между собой. Практически между зацепляющимися зубьями имеется небольшой боковой зазор (на рисунке 24.4 – *j*), определяемый предельными отклонениями размеров, который компенсирует возможные неточности изготовления и сборки.

Наибольшее расстояние между торцами зубьев колеса называется шириной венца и обозначается *b*.

Межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи, равное полусумме делительных диаметров зубчатых колес при внешнем зацеплении (или полуразности при внутреннем), называется *делительным межосевым расстоянием* и обозначается *a.*

Межосевое расстояние *a* двух сцепляющихся прямозубых колес определяют по формуле

$$a = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = m\frac{z_1 + z_2}{2}. \qquad (7)$$

Контрольные вопросы:

1 Назовите основные виды разрушения зубьев колес передач.
2 Почему в закрытых передачах усталостное выкрашивание является основным видом разрушения поверхности зубьев?
3 В чем сущность усталостной поломки зубьев?
4 По каким причинам зубчатые передачи выходят из строя и по каким напряжениям производят расчет их на прочность?
5 Основные параметры зубчатых колес