ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
ПЕРЕДАЧИ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

Теоретическое пособие

Содержание

3.1. Цилиндрические передачи 3
3.1.1. Геометрия и кинематика эвольвентных зацеплений 3
3.1.2. Разница между начальной и делительной окружностью 5
3.1.3. Кинематический и силовой расчет зубчатых передач 6
3.1.4. Силы. действующие в зацеплении 6
3.1.5. Параметры конструкции зубчатых колес 7
3.1.6. Виды разрушения зубьев 12
3.1.7. Материалы 13
3.1.8. Точность зубчатых передач 14
3.1.9. Расчет зубьев цилиндрических прямозубых колес на выносливость при изгибе (гост 21354-87) 16
3.1.10. Расчёт зубьев цилиндрических косозубых колес на изгиб 21
3.1.11. Коэффициент безопасности 25
3.1.12. Расчет зубьев цилиндрических прямозубых колес на контрактную выносливость активных поверхностей зубьев 27
3.1.13. Расчет косозубых и шевронных колес на контактную выносливость активных поверхностей зубьев 29
3.1.14. Зубчатые зацепления со смещением (модификация зубьев) 32
3.1.15. Влияние погрешностей изготовления и деформации деталей на работу зубчатых передач 35
3.2. Конические передачи 40
3.2.1. Общие сведения 40
3.2.2. Геометрия конических зубчатых колес 40
3.2.3. Основные параметры ортогональной конической передачи 41
3.2.4. Усилия. действующие в зацеплении конических зубчатых колес 41
3.2.5. Расчет конических колес на прочность 41
3.2.6. Проектировочный расчет 45
3.3. Червячные передачи 48
3.3.1. Общие сведения 48
3.3.2. Геометрия червячных передач 49
3.3.3. Червячные колеса 50
3.3.4. Показатели и нормы точности червячных цилиндрических передач 51
3.3.5. Причины выхода из строя и критерий работоспособности червячных передач 52
3.3.6. Схватывание и износ зубьев 53
3.3.7. Материалы 53
3.3.8. Расчеты на прочность 54
3.3.9. Расчет на изгиб 57
3.3.10. КПД червячной передачи 57
3.3.11. Тепловой расчет 58
3.3.12. Повышение несущей способности червячных передач 58
3.4. Передачи с зацеплением Новикова 60
3.5. Планетарные передачи 64
3.6. Волновые передачи 72
3.7. Гипоидные передачи 85
3.8. Передача винт-гайка 88
3.8.1. Общие сведения 88
3.8.2. Гидростатические пары винт-гайка 90
3.8.3. Условие устойчивости винта по Эйлеру 92

3.1. Цилиндрические передачи

3.1.1. Геометрия и кинематика эвольвентных зацеплений

Профиль зубьев должен удовлетворять постоянству мгновенного передаточного отношения передачи.

Для обеспечения высокого КПД, прочности и долговечности колес профили должны обеспечивать малые скорости скольжения и достаточные радиусы кривизны в точках контакта. Профили должны допускать легкое изготовление (т.е. нарезание простым инструментом).

Этим условиям лучше всех удовлетворяет эвольвентное зацепление. Оно малочувствительно к отклонениям межосевого расстояния, может нарезаться простым инструментом, имеющим прямолинейный профиль независимо от числа зубьев колес, допускает смещение или улучшение профиля зубьев, т.е. использование таких участков эвольвенты, которые обеспечивают наилучшую работу.

Зацепление зубчатых колес эквивалентно качению без скольжения окружностей с диаметрами d_{w1} и d_{w2}, называемых начальными окружностями.

При качении без скольжения прямой NN по основным окружностям d_{B1} и d_{B2} с диаметрами

$$d_{B1} = d_{w1}\cos\alpha_w$$

$$d_{B2} = d_{w2}\cos\alpha_w$$

где α_w —угол зацепления.

Точки этой прямой описывают на каждом из колес эвольвенты.

Элементы зубчатых зацеплений стандартизированы. В качестве основного параметра принят модуль зубьев—m.

Модуль—(лат.—мера)—название какого-либо особо важного коэффициента или величины. Модуль - величина, пропорциональная шагу Pt по делительному цилиндру, т.е. цилиндру, на котором шаг зубчатого колеса равен шагу исходного контура, т.е. шагу производящей рейки.

$$m = \frac{P_t}{\pi}, \quad P_t = \frac{\pi d}{z},$$

где z—число зубьев.

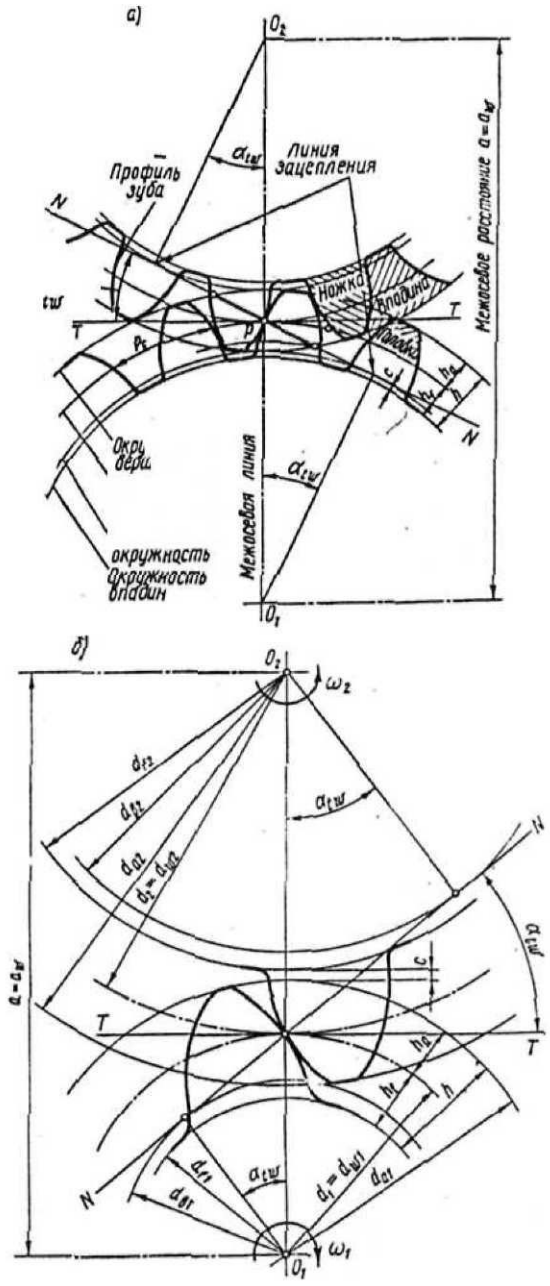
Соответственно окружной модуль

$$m_t = \frac{\pi d}{z\pi} = \frac{d}{z}$$

Нормальный шаг P_n-кратчайшее расстояние по делительному цилиндру между одноименными профильными поверхностями двух смежных зубьев:

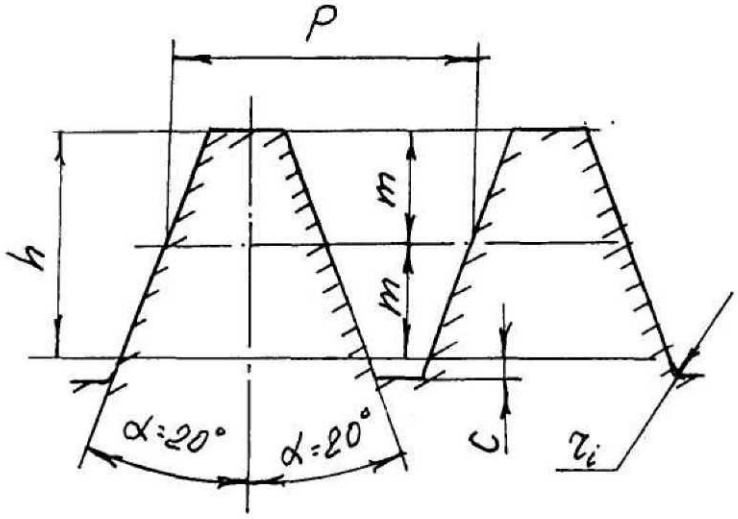
$$P_n = P_t\cos\beta$$

где β угол наклона зубьев по делительному цилиндру. Соответственно нормальный модуль:



$$m_n = m_t \cos\beta$$

Для прямозубых передач окружные и нормальные шаги и модули соответственно совпадают. Для косозубых цилиндрических колес стандартными назначают нормальные модули. Параметры исходного контура (при $z \to \infty$ без смещения колеса — получают основную рейку, очерченную исходным контуром) стандартизированы (ГОСТ 137 55-68); угол профиля $\alpha_w = 20^\circ$. Глубина заходов зубьев $h = 2m_n$. Радиальный зазор между зубьями $C = 0{,}25m_n$. Радиус выкружки у корня зуба $r_i = 0{,}4m_n$.



Профиль исходного контура

Для уменьшения сил удара в быстроходных зубчатых передачах при входе и выходе зубьев из зацепления, применяют фланкирование — преднамеренное отклонение от эвольвенты профиля у вершин зубьев (на части высоты головки), направленное в тело зубьев (прямые или дугой).

Основные геометрические соотношения для передач без смещения:

Высота головки зуба

$$ha=h^{a}*mn=mn$$

Высота зуба

$$h=2,2\ 5mn$$

Радиальный зазор

$$C = 0,25m_n$$

Делительный диаметр (база для определения элементов зубьев и их размеров)

$$d_1 = m_t z_1 = (m_n z_1)/\cos\beta$$

$$d_2 = m_t z_2 = (m_n z_2)/\cos\beta$$

Начальный диаметр (качение без скольжения): $d_w = d$

Диаметр вершин зубьев: $d_a = d + 2m_n$

Диаметр впадин: $d_f = d - 2m_n - 2C$

Межосевое расстояние: $a_w = 0.5(Z_1 + Z_2)$

Окружной модуль: $$m_t = \frac{0,5(z_1 + z_2)m_n}{\cos_\beta}$$

При $X_\Sigma \neq 0$ и $\alpha_w \neq \alpha$, тогда $a_w = m(z_1 + z_2)\cos\alpha/(2\cos\alpha_w)$

3.1.2. Разница между начальной и делительной окружностью

Делительная окружность—постоянный параметр данного зубчатого колеса, зависящий от модуля и числа зубьев z этого колеса.

Начальная окружность—понятие кинематическое и у отдельно взятого колеса такой окружности нет. О них говорят, когда колеса находятся в зацеплении. Начальные окружности соприкасаются в полюсе зацепления и при вращении зубчатых колес перекатываются одна по другой без скольжения.

3.1.3. Кинематический и силовой расчет зубчатых передач

Расчетная окружная скорость:

$$v = \frac{\varpi d_w}{2} = \frac{\pi n d_w}{60} = \frac{\varpi m z}{2},$$

где ϖ, n, dw—угловая скорость, частота вращения, начальный диаметр цилиндрического зубчатого колеса;

z-число зубьев колеса.

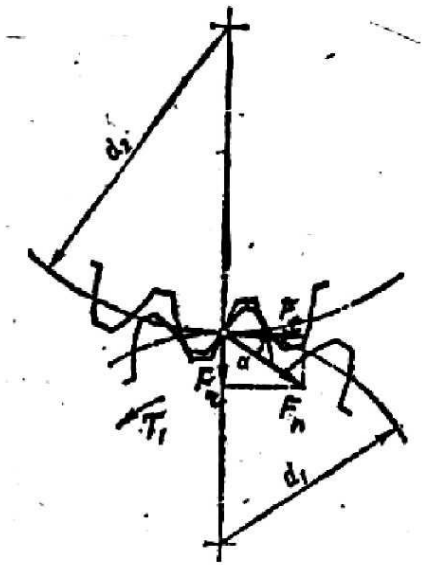
Передаточное число и пары зубчатых колес:

$$u = \frac{\varpi_1}{\varpi_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{T_2}{T_1 \eta}$$

где T_1-передаваемый момент ведущего зубчатого колеса; T_2—передаваемый момент ведомого зубчатого колеса; η-КПД передачи.

3.1.4. Силы, действующие в зацеплении

Окружная сила зубчатой передачи



При работе зубчатых передач в зацеплении возникают силы. При определении сил в зацеплении используются методы теоретической механики, а силами трения пренебрегают вследствие их малости. Силы определяют при максимальном статическом нагружении внешними силами. Силы в зацеплении определяют в полюсе зацепления в предположении, что вся нагрузка передается одной парой зубьев. Распределенную нагрузку по линии контакта зубьев заменяется результирующим вектором, приложенным посередине ширины зуба в нормально плоскости к линии контакта.

Момент ведущего колеса (вне зависимости от вида передач) определяется через передаваемую мощность:

$$T = 9550 \frac{P}{n}$$

где P-мощность, кВт;

n-частота вращения, об/мин.

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2T}{d_w} \approx \frac{2T}{d} \approx \frac{2T}{mz}$$

где d_w -диаметр начальной окружности;

d -диаметр делительной окружности;

m-модуль;

z-число зубьев.

Система координат:

- начало в полюсе зацепления на середине ширины зубчатых колес;
- ось x направлена вдоль окружной скорости; ось y перпендикулярна оси колеса;
- ось z вдоль оси колеса.

Для прямозубых колес

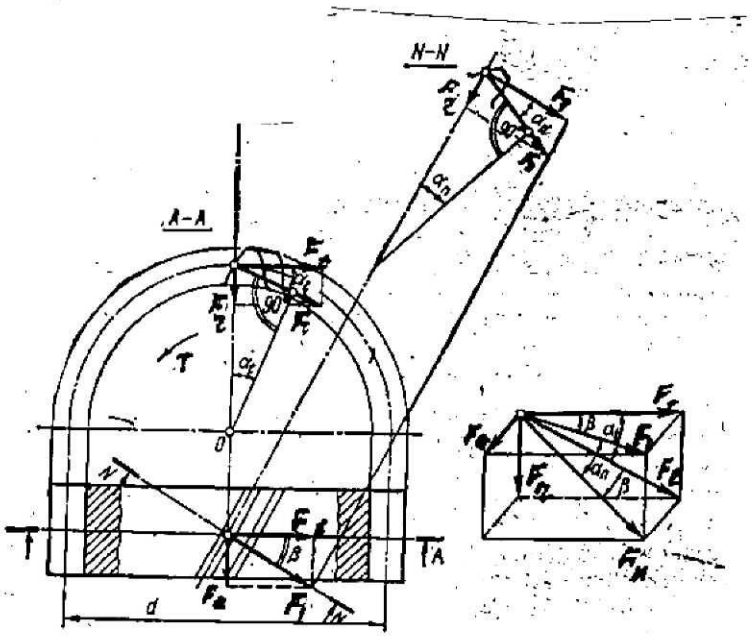
Так как силы трения между зубьями малы, то силу давления между ними можно считать направленной по общей нормали к соприкасающимся поверхностям зубьев, т.е. по линии зацепления. Составляющие этой силы являются: окружная сила F_t и радиальная сила F_r

Радиальная сила F_r действующая на колесо: $F_r = F_t \mathrm{tg}\alpha_w$

Сила давления между зубьями: $F_n = F_t / \cos\alpha_w$

В этих формулах α_w —угол зацепления.

Для косозубых и шевронных колес



Радиальная сила: $F_r = F_t' tg\alpha_{nw} = \dfrac{F_t tg\alpha_{nw}}{\cos\beta}$

Осевая сила: $F_a = F_t tg\beta_w$; $F_n = \dfrac{F_t'}{\cos\alpha_n} = \dfrac{F_t}{\cos\beta\cos\alpha_n}$

3.1.5. Параметры конструкции зубчатых колес

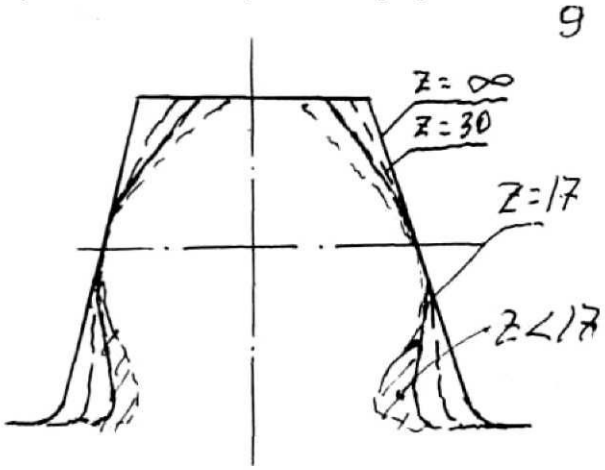
Нарезание зубчатых колес можно производить методом копирования или методом огибания (обкатки).

По методу копирования впадина между зубьями образуется инструментом (дисковой фрезой, пальцевой фрезой, протяжкой)—при этом имеет место пониженная точность.

В основном используют метод огибания. Инструмент—рейка-гребенка, червячные фрезы или шестерни-долбяки. Нарезание происходит в процессе принудительного зацепления инструмента с заготовкой на зуборезном станке.

Применяют, накатывание зубьев, которое обеспечивает повышение прочности на 15-20%.

Минимальное число зубьев шестерни ограничивается условиями подрезания зубьев у основания. Для зубчатого колеса, выполненного без смещения, при $z \to \infty$, получается рейка с прямолинейными очертаниями зубьев. С уменьшением числа зубьев уменьшается толщина зуба у вершины и основания, но увеличивается кривизна профиля.



При Z<17 происходит подрезание ножки, и прочность зуба снижается. По границе подрезания устанавливается минимальное число зубьев. При нарезании инструментом реечного типа Z=17. Для колес, выполненных со смещением Zmin=12 ± 14 и меньше.

Число зубьев сопряженного колеса выбирают из кинематических условий: Z2=Z1U.

Для уменьшения номенклатуры корпусных деталей и коробок скоростей, режущего и мерительного инструмента при серийном и массовом производстве стандартизированы (по ГОСТ 2185—76) передаточные числа зубчатых передач: 1.0, 1.25, .. 12.5; межосевое расстояние: 40, 50, .. 2500 мм.

Ширину зубчатых колес выбирают из эмпирических соотношений.

Коэффициент ширины $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$ выбирают для редукторов из стандартных значений ($\psi_{ba} = 0.1 \div 1.25$):

- для передвижных шестерен коробок скоростей $\psi_{ba} = 0.1 \div 0.2$;
- при симметричном расположении колес относительно опор $\psi_{ba} = 0.4 \div 0.5$;
- при несимметричном расположении $\psi_{ba} = 0.315 \div 0.4$.

Значения $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_w}$:

- при симметричном расположении колес $\psi_{bd} = 0.8 \div 1.6$;
- при несимметричном расположении колес $\psi_{bd} = 0.7 \div 1.4$;
- при консольном расположении колес $\psi_{bd} = 0.4 \div 0.6$;

Значение коэффициента $\psi_{bm} = \frac{b_w}{m}$:

- для прямозубых колес $\psi_{bm} = 6 \div 10$;

- косозубых колес $\psi_{bm}=10\div25$.

Прямозубые колеса применяют при невысоких окружных скоростях, при большей твердости зубьев, в планетарных передачах, в открытых передачах, при необходимости осевого смещения колес для переключения скорости.

Косозубые передачи применяют при средних и высоких скоростях. Угол наклона зубьев выбирают по условию, при котором осевой коэффициент перекрытия:

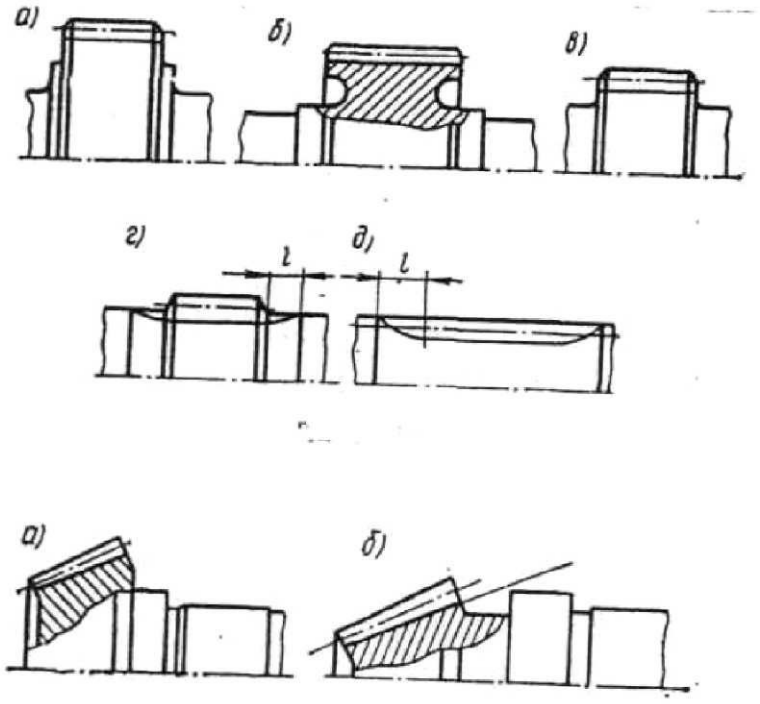
$$\varepsilon_\beta=\frac{b}{P_x}=\frac{b\sin\beta}{P_n}=1{,}1\div1{,}2$$

отсюда $\beta=8\div18°$.

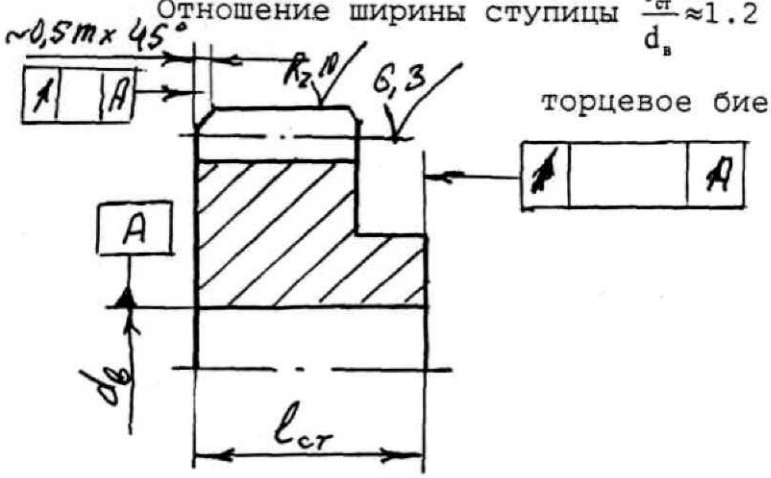
Точное значение β выбирают из условия соответствия межосевых расстояний aw стандартным при стандартных значениях нормальных модулей.

В мощных редукторах применяют шевронные колеса, которые не передают осевые усилия на подшипники. Угол наклона применяют b=25÷40°.

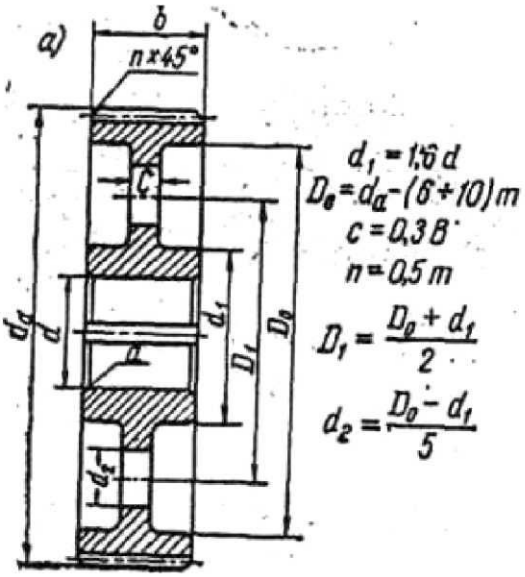
Шестерни с диаметром впадин, близким к диаметру вала $\frac{d_w}{d_{вала}}<2$ —изготавливают за одно целое с валом (U≥3.15) . При $\frac{d_w}{d_{вала}}\geq2$ шестерня выполняется в виде дисков из проката или поковок насадными на вал (заготовка упрощается, зато точность изготовления уменьшается).



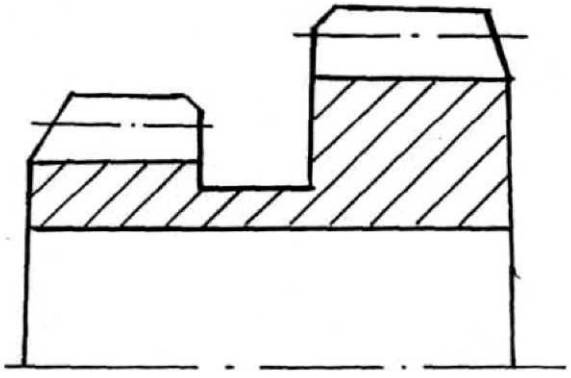
Отношение ширины ступицы $\frac{l_{ст}}{d_в} \approx 1.2\ (0.4 \div 2)$.



точение из проката
n<100 об/мин
∅>400 мм
V<2 м/с

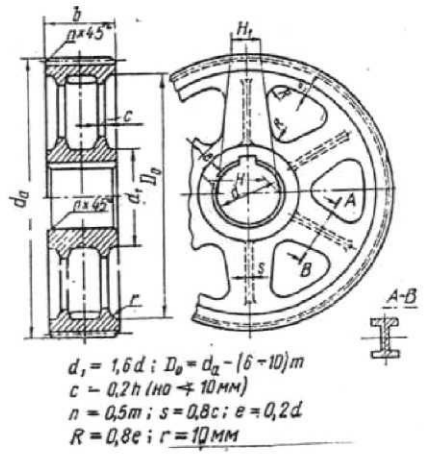


штамповка
n>100 об/мин
∅<400 мм
Диаметр отверстия:
dв= (0.35÷0. 4)aw
dB= (0. 4 ÷0.5) aw—
короткие ступицы

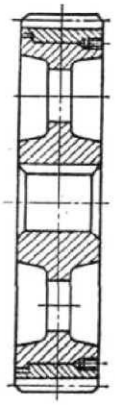


Ковка, штамповка или точение из прутка для нарезки зубьев делают канавку для выхода инструмента

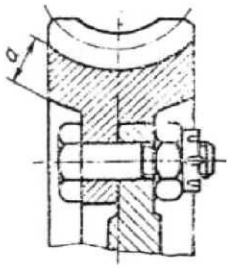
Крупные колеса:



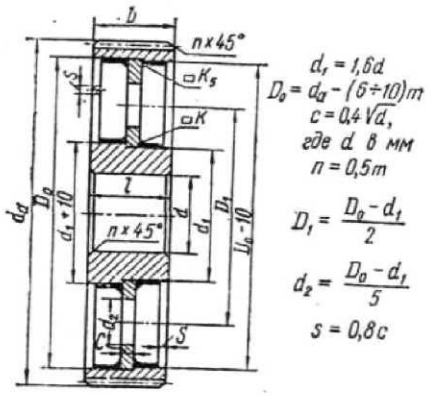
Цельнолитые—наименее трудоемкие по изготовлению. У них меньшая несущая способность по сравнению с кованными. Они бывают: однодисковые и при большой ширине—двухдисковые.



Бандажированные колеса. Стальной бандаж посажен с натягом на чугунный центр (ступицу). Это обеспечивает экономию качественной стали, но такие колеса более дорогие в изготовлении.

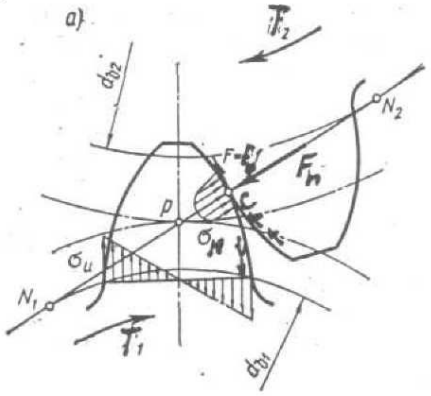


Болтовые конструкции. Обод и центр (ступица) стягивается болтами, установленными под развертку. Они имеют такую же несущую способность, как и бандажированные колеса, но легче.



Сварные колеса применяют в индивидуальном производстве

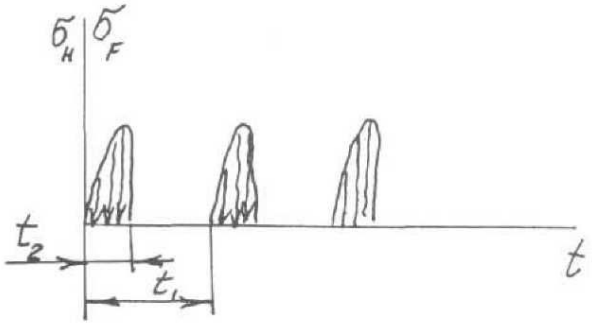
3.1.6. Виды разрушения зубьев



Условия работы зуба в зацеплении

t_1-время действия оборота колеса;

t_2—время действия за один оборот колеса.



При передаче крутящего момента в зацеплении, кроме нормальной силы Fn действует сила трения: Fтр=Fnf

В точке С имеется перекатывание и скольжение зубьев. Скорость скольжения в точке С:

$$Vs=e(w1-w2),$$

где е—расстояние точки контакта от полюса.

В полюсе vs=0, а при переходе меняет знак. Максимальное скольжение наблюдается на ножках и головках зубьев, на начальной окружности Vs=0 и изменяет направление. Скольжение сопровождается трением. У ведущих зубьев силы трения направлены от начальной окружности, а у ведомых—наоборот.

Под действием сил Fn и Fтр зуб находится в сложном напряженном состоянии.

Решающее влияние на работоспособность оказывают: контактные напряжения $\sigma_н$ и напряжение изгиба σ_F. Они изменяются во времени по пульсирующему циклу.

Поломка зубьев—наиболее опасный вид разрушения - передача выходит из строя, и часто повреждаются другие детали (валы, подшипники).

Поломка зубьев вызывается:

- большими перегрузками;
- повторными перегрузками, вызывающими малоцикловую усталость;

Многократно повторяющимися нагрузками, вызывающими усталость материала.

Усталость связана:

- с концентрацией нагрузки по длине зуба из-за погрешности изготовления и сборки;
- с износом зубьев - возрастанием динамических нагрузок и ослаблением сечения с вводом в зацепление на ходу передвижных шестерен.

Трещины появляются у корня (в месте перехода эвольвенты) зубьев на стороне растянутых волокон и излом происходит по сечению, у основания зуба. Зубья шевронных и косозубых колес выламываются по косому сечению.

Для предотвращения поломок зубья рассчитывают на изгиб.

Усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев—вид повреждения зубьев для закрытых смазываемых зубчатых колес.

Выкрашивание—появление небольших углублений на рабочих поверхностях, рост их и превращение в раковину. Выкрашивание носит усталостный характер. Усталостные трещины зарождаются у поверхности, где возникает концентрация напряжений из-за микронеровностей.

Выкрашивание может быть ограниченным или прогрессирующим. Ограниченное выкрашивание связано с концентрацией нагрузки по длине зуба и после приработки обычно прекращается.

Прогрессирующее выкрашивание начинается вблизи полюсной линии (скорости скольжения малы, а силы трения велики) и распространяется на всю поверхность ножек. Поверхность головок зубьев почти не выкрашивается.

В открытых передачах, работающих со значительным износом, поверхностные слои истираются раньше, чем появляются усталостные трещины, и отсюда выкрашивания нет, т.е. в них наблюдается абразивный износ.

Для предотвращения выкрашивания зубья рассчитывают на контактную выносливость.

Заедание зубьев—местное молекулярное сцепление контактирующих поверхностей в условиях высоких давлениях при отсутствии смазочной пленки. Разрушение контактов происходит с вырыванием частиц, которые царапают в дальнейшем трущиеся поверхности.

Заедание также происходит при совместном действии высоких давлений и больших скоростей скольжения.

Расчеты на заедание зубьев сводятся к проверке температур в местах контакта и в сопоставлении ее с температурой при заедании для различных сочетаний материалов.

Повреждение торцов зубьев возможно при осевом перемещении.

3.1.7. Материалы

Выбранный материал зубатых колес должен обеспечить прочность зубьев на изгиб и стойкость поверхностных слоев зубьев.

Контактные напряжения по формуле Герца при линейном первоначальном контакте:

$$\sigma_H = Z_H \sqrt{\frac{q_n}{2\rho_{np}}} \le \sigma_{HP}$$

- условие прочности

$$Z_H^2 \frac{q_n}{2\rho_{np}} \le \sigma_{HP}^2$$

$$\rho_{np} = Z_H^2 \frac{q_n}{2\sigma_{HP}^2} = \frac{q_n}{Z_m 2\sigma_{HP}^2}$$

$$\rho_{np} \sim HB^2$$

$$\sigma_{HP} \sim HB$$

Допускаемые контактные напряжения в зубьях пропорциональны твердости материала, а несущая способность передач по контактной прочности пропорциональна квадрату твердости. Это указывает на целесообразность применения для зубчатых колес сталей с большой твердостью.

Поверхностная закалка повышает износостойкость и сопротивление выкрашиванию и при особой технологии повышается прочность при изгибе в 1.5-2 раза. Материал: сталь 40Х, 40ХН; HRC 50-55 (ТВЧ).

Цементация (поверхностное насыщение углеродом) с последующей закалкой обеспечивает большую твердость и несущую способность поверхностных слоев зубьев и повышает

прочность зубьев на изгиб в 1.5 - 3 раза (после шевингования) HRC 60-63. Шевингование-снятие припуска шевером. При этом повышается точность, чистота, уменьшается шум в колесах. Недостатком является коробление зубьев, требующее шлифования. Материал: сталь 20Х, 12ХН3А, 18Х2Н4МА, 18ХГТ, 25ХГТ, 15ХФ, 20ХН2МА (цементация, шлифование).

Азотирование (насыщение азотом) — наиболее высокая твердость и износостойкость поверхностных слоев. Материал: сталь 38Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х2НМА, 40ХФА, а также 40ХНА, 15Х. У двух последних марок стали твердость меньше, но вязкая сердцевина. Их не шлифуют, поэтому в основном применяют для колес с внутренними зубьями и других, которые трудно шлифовать.

Недостатком является тонкий слой 0.2-0.5 мм. Поэтому передачи не могут работать при ударных нагрузках (растрескивание упрочненного слоя). Плохая прирабатываемость (требует точного изготовления передач)!

Насыщение углеродом и азотом. Поверхностный слой 0.3-0.8 мм. HRC 60-63. Материал—сталь 25ХГМ, 25ХГТ—автомобилестроение. Наибольшее сопротивление заеданию оказывают теплостойкие стали: 20Х3НВФА, 16Х3НВФМБ.

Лазерная закалка—местное упрочнение. Оно не вызывает коробления, не требует легирования, но процесс—медленный.

Улучшаемые стали—мелкосерийное и индивидуальное производство. Хорошо прирабатываются, применяют стали: 40, 45, 50Г, 35ХГС, 40Х. НВ 280-320 - для небольших колес и НВ 200-240 - для крупных.

Твердость шестерни обычно на 20-40 единиц больше, чем твердость колес, для уменьшения опасности заедания и для сближения долговечности шестерни и колеса (число циклов шестерни в u раз больше, чем колеса).

Стальное литье—стали 40ХЛ, 30ХГСЛ, 50Г2Л—подвергаются нормализации.

Для тихоходных крупногабаритных и открытых передач применяют чугуны (СЧ21 и выше до СЧ 35) , высокопрочные чугуны-хорошо сопротивляются заеданиям, могут работать при плохой смазке (ВЧ50-7; здесь 50—допускаемое напряжение при растяжении в МПа, 7—относительное удлинение в %).

Пластмассовые зубчатые колеса—бесшумные передачи, самосмазывающие передачи—приводы приборов, текстильных машин и т.д.

3.1.8. Точность зубчатых передач

Основным показателем качества зубчатых колес является их точность. Точность изготовления зубчатых колес и зубчатых передач определяет их кинематические и геометрические эксплуатационные показатели, динамические характеристики (интенсивность шума и вибраций), потери на трение, долговечность работы и прочностные показатели.

Основными показателями точности зубчатых передач являются:

- кинематическая точность;
- плавность работы;
- контакт зубьев;
- боковой зазор.

Термины, определения и обозначения погрешностей и допусков устанавливаются по СТ СЭВ 643—77 «Передачи зубчатые. Погрешности и допуски. Терминология. Общие понятия».

По нормам кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев зубчатые передачи разделяются на 12 степеней точности (с увеличением номера степени точность убывает)—СТ СЭВ 641—77. Для степеней точности 1 и 2 допуски и посадки и предельные отклонения не регламентируются. Нормы точности на зубчатые передачи с пересекающимися осями и коническими зубчатыми колесами установлены в стандарте СТ СЭВ 186—75.

Степень точности зависит в основном и выбирается в зависимости от окружной скорости:

Степень точности	Скорость для прямозубых колес, м/с	Скорость для косозубых колес, м/с
4, 5	≥15	≥30
6	до 15	до 30
7	до 10	до 15
8	до 6	до 10
9	до 2	до 4

1. Кинематическая точность характеризуется наибольшей несогласованностью углов поворота сцепляющихся колес за один оборот. Нормы кинематической точности регламентируют полную погрешность передаточного отношения—наибольшую погрешность угла поворота для зубчатого колеса—в пределах его оборота, для передачи за полный цикл изменений относительного положения зубчатых колес пары. Величины и характер кинематических погрешностей являются определяющими для зубчатых передач точных кинематических цепей, делительных механизмов, планетарных передач.

2. Плавность работы характеризуется многократно повторяющимися за оборот колеса колебаниями скорости.

Нормы плавности работы регламентируют циклические погрешности передаточного отношения—составляющие полной погрешности угла поворота зубчатого колеса, многократно повторяющимися за один оборот колеса.

Такие погрешности являются наиболее важными для особо точных делительных устройств и для высокоскоростных передач ($v \geq 10$-15 м/с)

3. Пятно контакта зубьев характеризует концентрацию нагрузки по ширине зуба.

Нормы контакта зубьев определяют точность (полноту) прилегания рабочих поверхностей зубьев сопряженных колес в передаче. Это существенно для тяжело нагруженных тихоходных зубчатых передач.

4. Боковой зазор между неработающими поверхностями зуба для предотвращения заклинивания (при нагреве) и обеспечивает свободное вращение колес.

Боковой зазор передачи регламентируется видом сопряжения зубчатых колес и видом допуска на боковой зазор.

Для модуля $0.1 \leq m < 1.0$ мм СТ СЭВ 642—77 установлены пять видов сопряжения: D, E, F, G, H и пять видов допуска на боковой зазор: d, e, f, g, h. Для передач с модулем $m \geq 1.0$ мм шесть видов сопряжений: A, B, C, D, E, H и восемь видов допуска на боковой зазор: x, y, z, a, b, c, d, h. Обозначения даны в порядке убывания величины бокового зазора и допуска на него.

Нормы бокового зазора регламентируют величину гарантированного (наименьшего) бокового зазора между нерабочими (при данном направлении вращения) поверхностями зубьев передачи и возможные пределы колебания величины бокового зазора.

Стандартами на допуски зубчатых передач установлена система условных обозначений точности и требований к боковому зазору зубчатых передач.

При единой степени точности, по нормам кинематической точности, плавности работы, контакта и неизменном соответствии вида сопряжения, вида допуска на боковой зазор условное обозначение имеет вид:

7-B СТ СЭВ 641-77 ($m < 1.0$ СТ СЭВ 642-77)

СТ СЭВ 185—75 конические колеса.

Практически редко встречаются передачи, для обеспечения качества которых все три вида норм необходимо выдерживать с одинаковой степенью точности. В зависимости от конкретных эксплуатационных требований к передачи, стандартами разрешается комбинирование норм кинематической точности, плавности работы и контактов зубьев из различных степеней точности для одной и той же зубчатой передачи. Взаимное комбинирование норм точности позволяет снизить стоимость изготовления передач.

При комбинировании норм разных степеней точности условное обозначение имеет вид:

6-7-8-В СТ СЭВ 641-77.

Где 6 - норма кинематической точности,

-норма плавности работы,

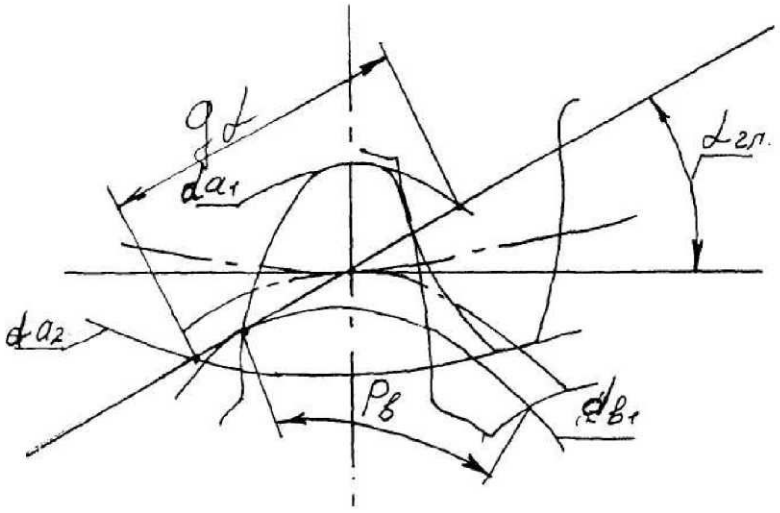
-норма контактной точности, В-вид сопряжения.

В случае, когда нет необходимости ограничивать точность передачи по одной из норм, взамен соответствующей цифры указывается буква N.

6-7-N-В СТ СЭВ 641-77

3.1.9. Расчет зубьев цилиндрических прямозубых колес на выносливость при изгибе (гост 21354-87)

Зуб прямозубой передачи является консольной балкой, загруженной изгибающим усилием, приложенным по линии контакта, параллельной его основанию. При вращении колес линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления и изменяется плечо изгиба.



$P_в$ -окружной шаг по основной окружности

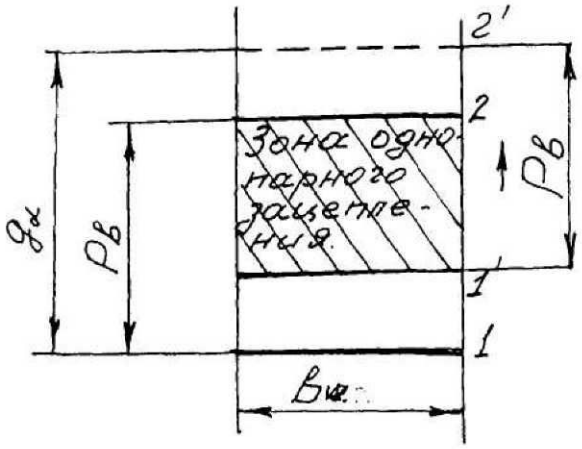
g_α -длина активной линии зацепления (отсекаемая окружностями вершин зубьев)

Торцовой коэффициент перекрытия:

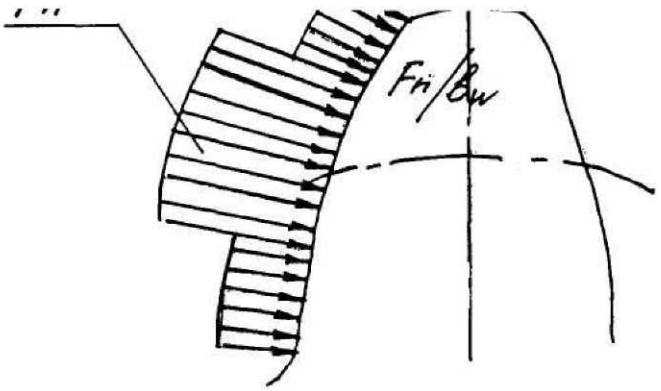
$$\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{P_в}$$

Для прямозубых колес при $P_в < g_\alpha$ ($\varepsilon_\alpha > 1$) в контакте находятся две пары зубьев 1 и 2.

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2}\right)$$



При вращении колеса когда линия 2 подойдет к линии 2'', то линия 1 к линии 1' и дальше будет зацепляться 1 пара зубьев. В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку



Переходя от поля зацепления к поверхности зуба зона однопарного зацепления располагается посередине зуба в районе полюса зацепления. Расчет ведется по расчетной окружной силе, отнесенной к единице ширины зубчатого венца

Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{в_W} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha},$$

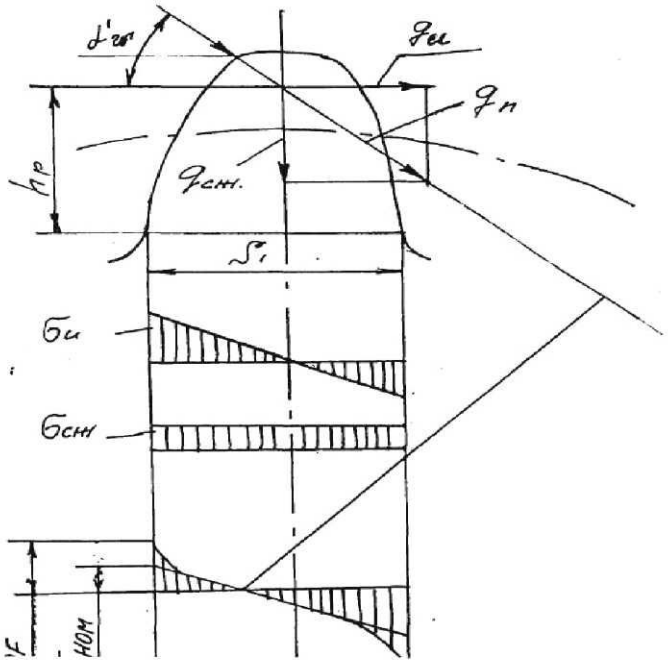
где F_{Ft} -исходная окружная сила на начальном цилиндре;

$в_w$–рабочая ширина венца;

$K^{F\beta}$ -коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете зубьев на выносливость при изгибе;

K_{FV}-коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении при расчете на выносливость при изгибе;

$K_{F\alpha}$-коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете зубьев на выносливость при изгибе



Под воздействием нормальной нагрузки возникают наибольшие напряжения изгиба, действующие в плоскости, нормальной к переходной поверхности зуба. Наиболее опасными являются напряжения, возникающие на растянутой стороне зуба, т.к. там начинается зарождение усталостных трещин. Для использования формул сопротивления материалов делаются следующие допущения:

Расчетная модель

1. Принимаем, что силы трения на зубьях малы и при расчете ими пренебрегают.
2. Принимаем, что в поле зацепления осуществляется однопарное зацепление и нагрузка воспринимается одним зубом.
3. Зуб колеса рассматривается как консольная балка, загруженная изгибающим усилием, приложенным по линии контакта.
4. При работе одной пары зубьев рассматривается случай, когда сила приложена к вершине зуба и плечо этой силы максимально.

Суммарные номинальные напряжения изгиба на растянутой стороне переходной кривой зуба:

$$\sigma_{ном} = \sigma_{из} - \sigma_{сж} = \frac{M_u}{W_u} - \frac{q_{сж}}{A} = \frac{q_u h_p}{\frac{S_1^2}{\sigma}} - \frac{q_{сж}}{S_1} = \frac{\sigma \cdot q_n \cos\alpha_w h_p}{S_1^2} - \frac{q_n \sin\alpha_w}{S_1} = q_n\left(\frac{\sigma \cdot h_p \cos\alpha_w}{S_1^2} - \frac{\sin\alpha_w}{S_1}\right)$$

Из уравнения моментов:

$$q_n \cdot d_B = W_{Ft} \cdot d_w$$

Но $d_B = d_W \cdot \cos\alpha_W$

Подставив $q_n \cdot d_W \cdot \cos\alpha_W = W_{Ft} \cdot d_w$

Отсюда находим: $$q_n = \frac{W_{Ft}}{\cos\alpha_W}$$

Подставим значение qn в формулу $\sigma_{ном}$ и умножим и разделим на модуль m, тогда

$$\sigma_{ном} = \frac{W_{Ft}}{m}\left(\frac{\sigma_m \cdot h_p \cdot \cos\alpha_W}{S_1^2 \cos\alpha_W} - \frac{m \cdot \sin\alpha_W}{S \cdot \cos\alpha_W}\right) = Y_{FS}\frac{W_{Ft}}{m} = Y_{FS}\frac{F_t}{bm}$$

где $\sigma_{из}$ -напряжения изгиба, возникающие в опасном сечении зуба;

$\sigma_{сп}$ -напряжения сжатия;

M_u-изгибающий момент;

W_u-момент сопротивления сечения зуба на единицу длины изгибу;

$q^{сж}$ -удельная сжимающая нагрузка;

A-площадь поперечного сечения единицы длины зуба;

q^{n} -удельная нормальная нагрузка;

h^{p} -плечо изгиба;

S_1-толщина зуба в опасном сечении;

a'^{W} -угол зацепления у вершин зуба; d^{B} - диаметр основной окружности;

d^{W} -диаметр начальной окружности;

α_W -угол профиля исходного контура;

W^{Ft} -удельная расчетная окружная сила

α_W -угол профиля исходного контура;

W_{Ft} -удельная расчетная окружная сила.

Коэффициент формы зубьев на изгиб по номинальным напряжениям для ножки зуба (Fut, по-английски «ножка»)

$$Y_{FS} = \frac{1}{\cos\alpha_W}\left(\frac{\sigma \cdot m\cos\alpha_W}{S_1^2} - \frac{m \cdot \sin\alpha_W}{S_1}\right)$$

Местные напряжения

$$\sigma_F = \sigma_{ном} \cdot K_T = \frac{W_{Ft} \cdot Y_{FS} \cdot K_T}{m} = Y_{FS} \cdot \frac{W_{Ft}}{m}$$

где K_T-теоретический коэффициент концентрации напряжений,

$Y_{FS}=Y_{FH}\cdot$Кт-коэффициент формы зубьев на изгиб по местным напряжениям,

Y_{FH}-номинальное напряжение в опасном сечении зуба при m=1 и W^{Ft}=1, а

Y_{FS}-местные напряжения при тех же условиях

Y_F и Y_{FS} - приводятся в таблице.

С учетом приложения нагрузки в точках начала или конца участка однопарного зацепления:

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{W_{Ft}}{m}$$

где Y^{ε} -коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

Расчет по местным напряжениям зубьев охватывает:

- закаленные колеса у которых эффективный коэффициент концентрации напряжений K^{σ} принимают равным теоретическому коэффициенту Кт;
- улучшенные и нормализованные колеса у которых K^{σ} = 0,9 Кт;
- упрочненные (цементацией, азотированием и т.д.) колеса.

Известно, что сила и момент, действующие на зубчатые колеса:

$$F_{Ft} = \frac{2T}{d_W} \approx \frac{2T}{m \cdot z}, [H] \cdot u \cdot E = 9550 \cdot \frac{N}{n} [H \cdot м]$$

Тогда для проверочного расчета зубчатых передач на изгиб:

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot \frac{F_{Ft}}{m \cdot в_W} = \frac{2 \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot T}{m^2 \cdot z \cdot в_W} \le \sigma_{FP}$$

Расчет по местным напряжениям зубьев охватывает:

- закаленные колеса, у которых эффективный коэффициент концентрации напряжений, Кσ принимают равным теоретическому коэффициенту Кт;
- улучшенные и нормализованные колеса, у которых Кσ=0,9*Кт;
- упрочненные (цементацией, азотированием и т.п.) колеса.

Известно, что сила и момент, действующие на зубчатые колеса

$$F_{Ft} = \frac{2T}{d_W} \approx \frac{2T}{m \cdot z}, [H] \cdot u \cdot E = 9550 \cdot \frac{N}{n} [H \cdot м]$$

Тогда для проверочного расчета зубчатых передач на изгиб

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot \frac{Y_\varepsilon \cdot W_{Ft}}{m} = Y_\varepsilon \cdot Y_{FS} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot \frac{F_{F1}}{m \cdot в_W} = 2000 \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot \frac{T_F}{m^2 z \cdot в_W} \le \sigma_{FP}$$

где σ_{FP} -допускаемое местное напряжение (МПа)

Если прочность на изгиб является основным критерием работоспособности, проектировочный расчет ведется в форме определения модуля с последующей проверкой контактной прочности.

Из условия $в_W = \Psi_{вm} \cdot m = \Psi_{вd} \cdot d_W$, имеем $\sigma_{FP} \ge 2000 \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} \cdot \frac{T_F}{m^3 z^2 \Psi_{вd}}$

$$m \ge K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_F \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{FS}}{z^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP}}}$$ (Km=14)

Если материал одинаковый, то расчет ведут по шестерне, которая имеет более тонкий зуб у основания.

Если механические характеристики материала различны для сопряженных зубчатых колес, то расчет ведут по тому из зубчатых колес, у которого меньше отношение

$$\frac{\sigma_{FP}}{Y_{FS}}$$

целесообразно, чтобы

$$\left(\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}}\right) \approx \left(\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}}\right)$$

Выразим напряжения изгиба σ_F в зубьях через межосевое расстояние

$$d_1 = m \cdot z_1 = \frac{2a_W}{(u \pm 1)}$$

где знак + для внешнего, а знак - для внутреннего зацепления.

$$\sigma_{FP} \ge 2000 \cdot Y_{FS1} \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot \frac{T_{1F}}{m^2 Z_1 \cdot в_W} = 2000 \cdot Y_{FS1} \cdot K_{F\beta} \cdot T_{1F} (u \pm 1) \cdot K_{F\alpha} \cdot \frac{K_{FV}}{2m \cdot a_W в_W}$$

Отсюда минимальное значение модуля

$$m \geq K_{ma} \cdot \frac{T_{IF} \cdot Y_{FS1} \cdot (u \pm 1) \cdot K_{F\beta}}{a_W \cdot в_W \cdot \sigma_{FP}} \cdot \left(K_{ma} \approx 1400\right)$$

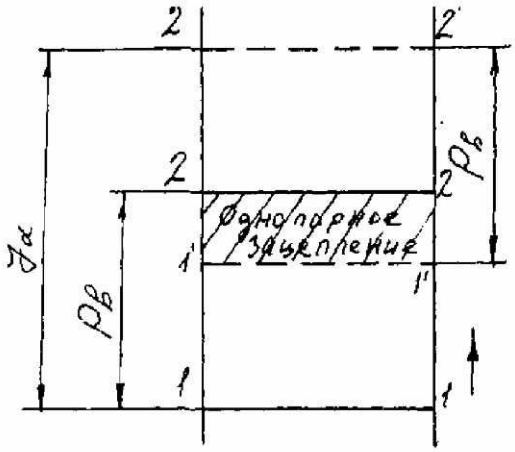
По приведенным формулам определяется модуль, позволяющий обеспечить или приблизиться к равнопрочности зубьев по выкрашиванию и излому.

Приведенные формулы справедливы также для расчетов по номинальным напряжениям, только вместо Y_F подставляется Y_{FH}, допускаемое напряжение уменьшают на теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Колеса с внутренним зацеплением целесообразно рассчитывать по номинальным напряжениям. Соответствующий коэффициент прочности

$$Y_{FH} \approx \frac{2}{1+\frac{20}{Z}}$$

3.1.10. Расчёт зубьев цилиндрических косозубых колес на изгиб

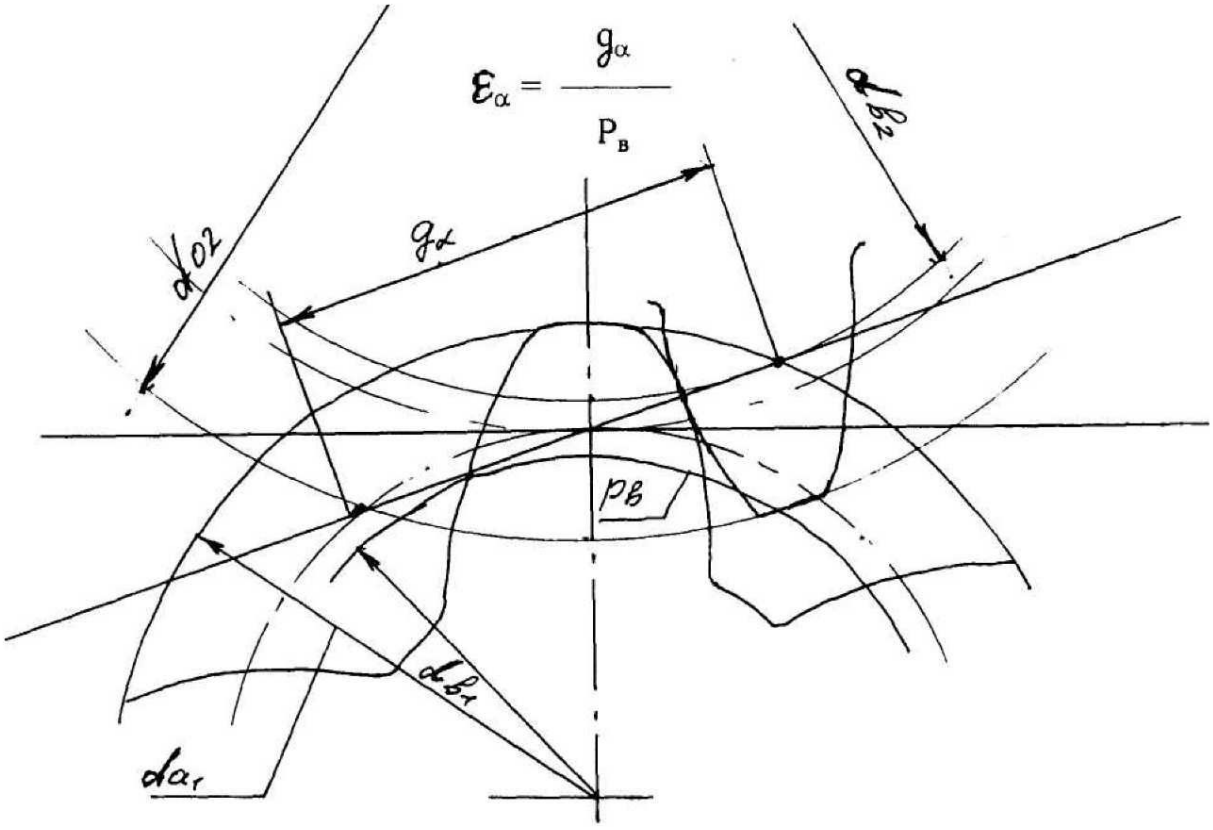


При вращении колес линия контакта зубьев перемещается в поле зацепления.

Для прямозубых колес при $P_в < q_\alpha$

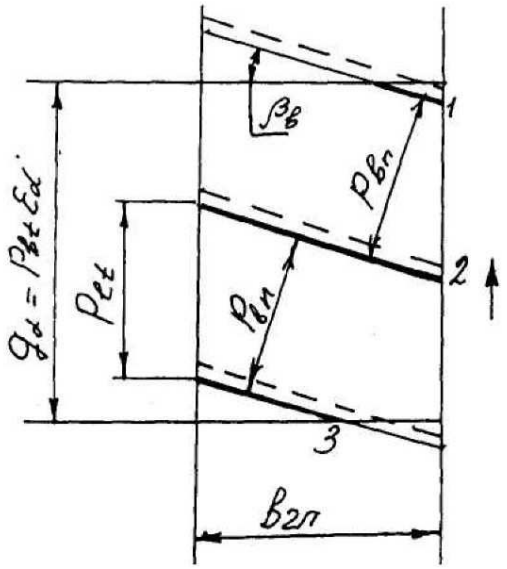
В контакте находятся 2 пары зубьев: 1 и 2. Когда линия 2 подойдет к линии 2', то 1 к 1' и будет зацепляться 1 пара.

В зоне однопарного зацепления зуб передает полную нагрузку. Зона однопарного зацепления зависит от величины торцового коэффициента перекрытия:



$P_в$-окружной шаг по основной окружности, g_α-длина активной линии зацепления (отсекается окружностями вершин зубьев на линии зацепления).

Косые зубья входят в зацепление по длине постепенно.



В зацеплении находятся 3 пары зубьев 1,2,3. В следующий момент времени 1-ая пара вышла из зацепления и находится 2 пары, но длина контактной линии осталось почти постоянной. Косозубое зацепление не имеет однопарного зацепления. Для косозубых колес вводится понятие коэффициента осевого перекрытия.

$$\varepsilon_\beta = \frac{в_W tg\beta_в}{P_{вt}}$$

Удельная нагрузка уменьшается и зависит от суммарной длины контактных линий:

$$\ell_\Sigma = \frac{в_W}{\cos\beta_в} \cdot \varepsilon_\alpha$$

Если ε_α или ε_β целое число, то ℓ_Σ=const.

В большинстве случаев ε_α не является целым числом, поэтому рекомендуется путем подбора σ_W и β делать ε_β близким к целому (1 ;2;).

Величина ε_α зависит от числа зубьев z и угла наклона β.

При $z \to \infty$ ε_α увеличивается. С увеличением β растет окружной шаг Pbt и ε_α уменьшается - отсюда ограничение угла наклона зубьев

$\beta = \frac{8}{20^0}$ растет также осевая сила.

Для нефланкированных передач без смещения:

$$\varepsilon_\alpha = [1.88 - 3.2(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2})]\cos\beta$$

Знак «+» для внешнего, « - » для внутреннего зацепления.

Максимальное местное напряжение изгиба в косых зубьях по аналогии с прямыми:

$$\sigma_F = Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{W_{Ft}}{m_n}$$

условие прочности:

$$\sigma_F \le \sigma_{FP}$$

где Y_F - коэффициент, учитывающий форму зубьев, который принимается Y_F из условия, что профиль косых и шевронных зубьев соответствует профилю зубьев некоторого эквивалентного прямозубого колеса с эквивалентным числом зубьев:

$$Z_V = \frac{Z}{\cos^3\beta}$$

Y_F -уменьшается (происходит утолщение зубьев).

Y_ε-коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\varepsilon = \frac{1}{(K_\varepsilon \varepsilon_\alpha)}$

$K_\varepsilon = 0{,}9...1{,}0$

Лучшая приработка и лучшая совместная работа над зубьев учитывает KFα Наклон контактных линий к основанию зуба и работы зубьев как пластин, а не как балка.

$$Y_\beta \approx 1 - \frac{\beta^0}{140^0}$$

W_{Ft} -удельная расчетная окружная сила:

$$W_{Ft} = \frac{F_{tF}}{b_w} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha},$$

где K$^{F\alpha}$-коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете зубьев на выносливость при изгибе при ε_β<1

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n-5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha}$$

где n–степень точности передачи по нормам контакта.

Если прочность является основным критерием работоспособности, то для проектировочного расчета аналогично как и для прямозубых передач.

СТ СЭВ 641-77

СТ СЭВ 642-77

Допускаемые напряжения при расчете на выносливость по изгибу

$$\sigma_F \le \sigma_{FP}$$

Где σ_{FP} -допускаемые напряжения изгиба зубьев определяются:

- для постоянного режима нагрузки;
- при переменных режимах нагрузки;
- наибольшие допускаемые напряжения при проверке прочности по кратковременным перегрузкам.

Допускаемые напряжения изгиба зубьев определяются по формуле:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} Y_N Y_\delta Y_R Y_X ,$$

где Y_N-коэффициент долговечности.

$\sigma_{F\lim}$ -предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений;

S_F-коэффициент безопасности;

Y_δ=1,082-0,172lg m–коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений; определяют его в зависимости от модуля Ys – f(m) по графику;

Y_R-коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности;

Y_X-коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса,

Y_X=1,05-0,000125d

Y_X=1,05-0,005m

0,005m-поверхности закаленные и азотированные.

Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений определяется по формуле:

$$\sigma_{F\lim b} = \sigma^0_{F\lim b} \cdot Y_A \cdot Y_N \cdot Y_d \cdot Y_\delta$$

где $\sigma^0_{F\lim b}$ -предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений. Устанавливается для отнулевого цикла перемены напряжений. Определяется в зависимости от способа термической или химико-термической обработки;

Y_A-коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба. Определяется в зависимости от способа термической или химикотермической обработки;

Y_d-коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности. Определяется в зависимости от способа термической или химико-термической обработки,

Y_A-коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки Y_A=1

Y_N-коэффициент долговечности:

$$Y_N = \sqrt[g_F]{N_{F\lim} / N_k}$$

где N_{Flim} базовое число циклов перемены напряжений N_{Flim}=4·106. Под базовым числом перемены напряжений понимается число циклов, соответствующее на диаграмме усталости

переходу наклонного участка кривой усталости в горизонтальный участок или участок с очень малым наклоном к оси чисел циклов;

N_k-эквивалентное число циклов перемены напряжений;

gF=6-при $H_B<H_B$ 350 и колес со шлифованной переходной поверхностью (независимо от твердости);

и g_F=9-при $H_B>M_B$ 350 с нешлифованной переходной поверхностью

3.1.11. Коэффициент безопасности

$$S_{Fmin}=1,4\ldots1,7$$

При постоянном режиме нагрузки

Эквивалентное число циклов определяется:

$$N_k = N_\Sigma - 60 \cdot n \cdot c \cdot t$$

где n-частота вращения того колеса, для материала которого определяют допускаемые напряжения;

c-число зацеплений зуба за один оборот колеса,

t-число часов работы передачи за расчетный срок службы.

Коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки:

$$Y_A=1-\gamma_A$$

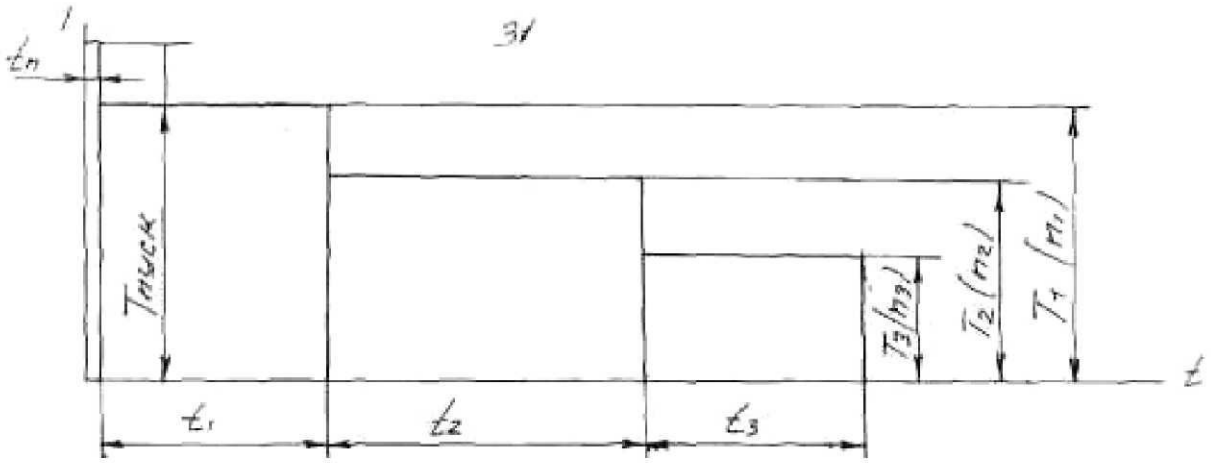
где γ_A-коэффициент, учитывающий влияние амплитуд напряжений противоположного знака,

γ_A=0,35-отоженная, нормализованная и термоулучшенная сталь;

γ_A=0,25-$H_{RC}>H_{RC}$ 45 кроме азотированных;

γ_A=0.1-азотированные зубья.

При переменных режимах нагрузки



Циклограмма нагрузки

Большинство передач работает в условиях переменных режимов нагрузок.

За расчетную принимают максимальную рабочую нагрузку, а переменность нагрузки учитывают выбором допускаемых напряжений (можно вести расчет по приведенной нагрузке, действие которой в течение числа циклов NO эквивалентно по своему усталостному действию всему комплексу нагружений).

Для расчета используется:

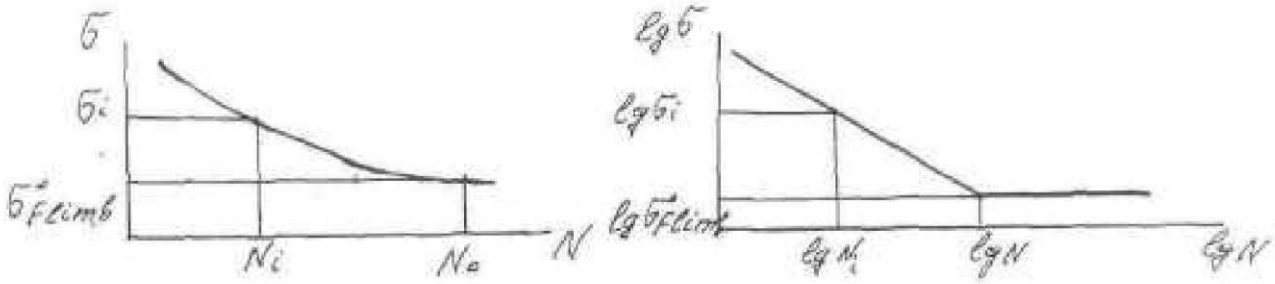
- условие суммирования повреждений.

$$\sum \frac{n_{ioo}}{N_i} = a$$

где n_{ioo}-общее число циклов действия некоторого напряжения σ_i;

Ni-число циклов до разрушения при этом же напряжении σ_i;

- и уравнение наклонной ветви кривой усталости типа кривых Велера



$$\sigma_i^{g_F} \cdot N_i = \sigma_{\max}^{g_F} \cdot N_k = const,$$

где g_F-показатель степени;

$\sigma_{\max}$-максимальное напряжение,

N_k-эквивалентное число циклов.

Умножим и разделим уравнение суммирования повреждений на σ_i^g, получим:

$$\sum \frac{\sigma_i^g \cdot n_{iob}}{\sigma_i^g \cdot N_i} = a$$

Знаменатель из уравнения Велера

$$\sum \sigma_i^{g_F} \cdot n_{iобщ} = a \cdot \sigma_i^{g_F} \cdot N_i = const$$

На основе этого действие всего комплекса напряжений в течение расчетного срока службы заменяем действием максимального напряжения в течение эквивалентного числа циклов.

$$\sum \sigma_i^{g_F} \cdot n_{iобщ} = a \cdot \sigma_{\max}^{g_F} \cdot N_k$$

Общее число циклов напряжений через частоту вращения n, и общую продолжительность работы в часах ti при этом же напряжении

$$n_{iooб} = n_i \cdot t_i \cdot 60$$

Следовательно, подставив, получим:

$$60 \sum \sigma_I^{g_F} \cdot n_i \cdot t_i = a \cdot \sigma_{\max}^{g_F} \cdot N_k$$

Принимаем a=1 и определяем эквивалентное число циклов:

$$N_k = 60 \sum \frac{\sigma_i^{g_F}}{\sigma_{\max}^{g_F}} \cdot n_i \cdot t_i = 60 \cdot \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_{\max}} \right)^{g_F} \cdot n_i \cdot t_i$$

При расчете на изгиб отношение напряжений можно заменить отношением моментов:

$$N_k = 60 \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{g_F} \cdot n_i \cdot t_i$$

где g_F-показатель степени,

g_F=9-для зубьев из закалённых сталей,

g_F=6-для улучшенных и нормализованных и для поверхностно-упрочненных зубьев.

$K_{год}$, $K_{сут}$-коэффициент использования передачи в году и сутки. При типовых режимах нагружения:

$$N_k = K_{FE} \cdot N_\Sigma \text{ или } K_{FE} = N_k / N_\Sigma ,$$

где K_{FE}-коэффициент приведения.

$$N_\Sigma = 60 \cdot c \cdot \sum n_i \cdot t_i$$

при n_i=const=n

$$N_\Sigma = 60 \cdot c \cdot n \cdot t_\Sigma \text{, где } t_\Sigma = L \cdot 365 K_{год} \cdot 24 K_{сут}$$

При постоянной скорости вращения отношение моментов заменяется отношением мощностей.

Максимальное напряжение изгиба:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{IF}} \le \sigma_{FPM}$$

где σ_{FPM} -предельно допускаемое напряжение.

σ_{FPM} =0,8 σ_T при НВ$\le$350,

σ_{FPM} =0,6 σ_B при НВ>350

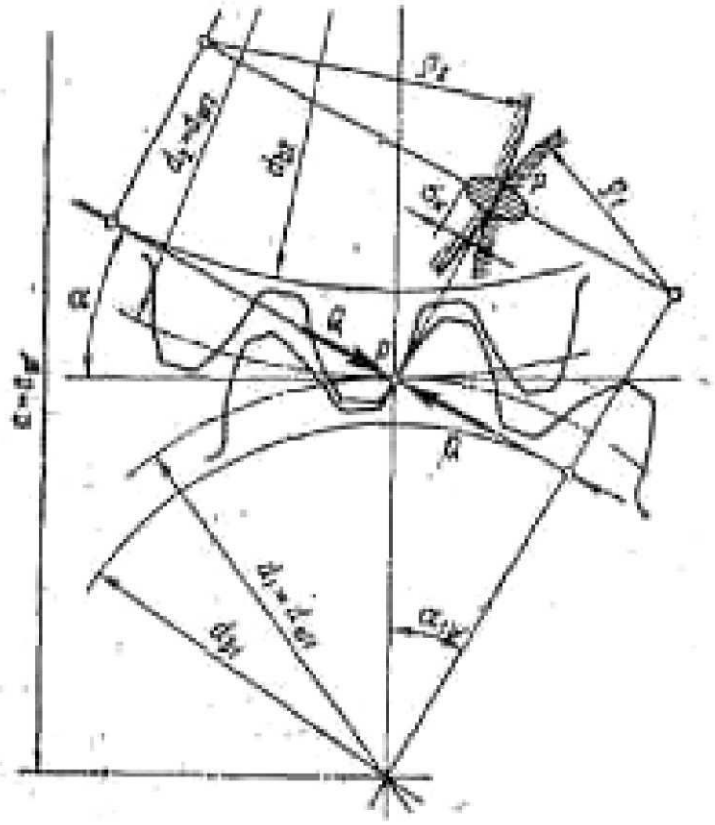
3.1.12. Расчет зубьев цилиндрических прямозубых колес на контрактную выносливость активных поверхностей зубьев

Расчет сводится к удовлетворению условия, по которому контактные напряжения зубьев не должны превышать допустимые.

Расчет ведут для зацепления в полюсе, так как выкрашивание начинается у полюсной линии.

В качестве исходного принимают формулу Герца, при сжатии двух цилиндрических тел, выведенной из предположения - расчетная модель.

1. Материал соприкасающихся деталей однороден и изотропен, а поверхности их достаточно гладкие;
2. Нагрузки, приложенные к телам, вызывают в зоне контакта только упругие деформации, подчиняющиеся закону Гука;
3. Площадка контакта весьма мала по сравнению с общими поверхностями соприкасающихся деталей;
4. Силы давления нормальны к поверхностям соприкасающихся тел, силами трения поверхности контакта пренебрегают.



Наибольшие контактные напряжения по формуле, выведенной Герцем

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\Pi \cdot (1-\gamma^2)} \cdot \frac{q_n}{\rho_{np}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{\Pi \cdot \left[E_2 \cdot (1-\gamma_1^2) + E_1 \cdot (1-\gamma_2^2)\right]} \cdot \frac{q_n}{2 \cdot \rho_{np}}} = Z_E \cdot \sqrt{\frac{q_n}{2 \cdot \rho_{np}}}$$

где q_n-нормальная к поверхности нагрузка на 1 см,

$E_{пр} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ - приведенный модуль упругости материала;

E_1 и E_2-модули упругости материала шестерни и колеса. Если материалы одинаковы $E_1=E_2=E$;

ν -коэффициент поперечного сжатия;

ρ_{np} -приведенный радиус кривизны.

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$$

Из рисунка радиуса кривизны профилей зубьев шестерни и соответственно колеса:

$$\rho_1 = \frac{d_{w1} \cdot \sin\alpha_w}{2} \; ; \quad \rho_2 = \frac{d_{w2} \cdot \sin\alpha_w}{2}$$

Знак «+» для внешнего, знак «-» для внутреннего зацепления. Следовательно, приведенная кривизна.

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \cdot \rho_2} = \frac{(d_{w2} \cdot \sin\alpha_w)/2 \pm (d_{w1} \cdot \sin\alpha_w)/2}{(d_{w1} \cdot \sin\alpha_w)/2 \cdot (d_{w2} \cdot \sin\alpha_w)/2} = \frac{4 \cdot \sin\alpha_w \cdot (d_{w2} \pm d_{w1})}{2 \cdot \sin^2\alpha_w \cdot d_{w1} \cdot d_{w2}} = \frac{2 \cdot (u \pm 1)}{d_{w2} \cdot \sin\alpha_w}$$

Или

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2 \cdot (u \pm 1)}{u \cdot d_{w1} \cdot \sin\alpha_w}$$

Для колес без смещения, выразив

$$q_n = W_{Ht} / \cos\alpha_w$$

где удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ht} = \frac{F_{tI}}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_A = \frac{F_{tI}}{b_w} \cdot K_H$$

К $^{H\beta}$-коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий при расчете на контактную выносливость поверхностей зубьев;

KHV-коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, при расчете на контактную выносливость поверхностей зубьев;

КН$^{\alpha}$-коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями при расчете на контактную выносливость поверхностей зубьев;

b_W-рабочая ширина венца.

Подставим все значения в формулу Герца наибольшие контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{\frac{2}{2 \cdot \sin\alpha_w \cdot \cos\alpha_w} \cdot \frac{W_{Ht} \cdot (u \pm 1)}{u \cdot d_{w1}}}$$

обозначим

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$$

коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей, при $^{\alpha_w}$=20°, Z_H=1,77

Z_M-коэффициент, учитывающий механические свойства материалов, сопряженных зубчатых колес.

Для стальных колес Z_M=866 кг ½ см при Е=2,15·106 или Z_M=275·Н ½ мм;

Z_ε-коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Следовательно,

$$\sigma_H = Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{w_{H1}}{d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} = Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha}}{b_w \cdot d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}}$$

В формулах знак "+" соответствует наружному, а знак "-" внутреннему зацеплению.

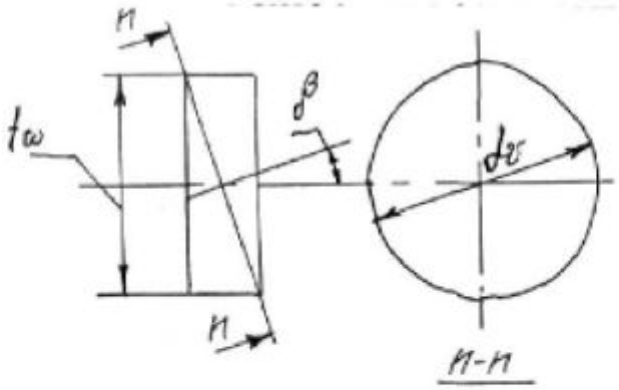
Из экспериментов Z_ε определяется по эмпирической формуле:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

3.1.13. Расчет косозубых и шевронных колес на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

Форма косого зуба в нормальном сечении определяется эквивалентным прямозубым колесом, диаметр которого определяется:

$$d_v = \frac{d_w}{\cos^2\beta}$$



Радиус кривизны аналогично:

$$\rho_1 = \frac{d_{v1}}{2} * \sin\alpha_w \; ; \quad \rho_2 = \frac{d_w}{\cos^2\beta}$$

Отсюда

$$\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2}{d_{v1}\cdot\sin\alpha_w} \pm \frac{2}{d_{v2}\cdot\sin\alpha_w} = \frac{2}{\sin\alpha_w}\cdot\left(\frac{1}{d_{v1}} \pm \frac{1}{d_{v2}}\right) = \frac{2}{\sin\alpha_w}\cdot\left(\frac{\cos^2\beta}{d_{w1}} \pm \frac{\cos^2\beta}{d_{w2}}\right) =$$

$$= \frac{2\cos^2\beta}{\sin\alpha_w}\cdot\left(\frac{d_{w2} \pm d_{w1}}{d_{w1}\cdot d_{w2}}\right) = \frac{2\cdot\cos^2\beta}{d_{w1}\cdot\sin\alpha_w}\cdot\left(1 \pm \frac{1}{u}\right) = \frac{2\cdot\cos^2\beta}{d_{w1}\cdot\sin\alpha_w}\cdot\frac{u\pm1}{u}$$

Подставив, получим

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos^2\beta}{\sin 2\alpha_w}} \; ; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \; ; \quad Z_M = \sqrt{\frac{2\cdot E_1\cdot E_2}{\Pi\left[E_2\left(1-\gamma_1^2\right)+E_1\left(1-\gamma_2^2\right)\right]}}$$

$$\sigma_H = Z_M\cdot Z_H\cdot Z_E\cdot\sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_{w1}}\cdot\frac{u\pm1}{u}} = \sigma_{HO}\sqrt{K_H}$$

Удельная расчетная окружная сила

$$W_{Ht} = \frac{F_{tH}}{b_w}\cdot K_{H\beta}\cdot K_{HV}\cdot K_{H\alpha}\cdot K_A = K_H\frac{F_{tH}}{b_w}$$

где $K_{H\alpha}$-коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;
K_A-коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку.

Допускаемые контактные напряжения

Расчетное контактное напряжение должно удовлетворять условию.

$$\sigma_H \le \sigma_{HP}$$

где σ_{HP} -допускаемое контактное напряжение

Допускаемое контактное напряжение определяется:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H}\cdot Z_R\cdot Z_V\cdot Z_L\cdot Z_{XH}\cdot Z_H$$

где Z_R-коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей зубьев:

Z_R=1 при Ra=1,25-0,63 (k^τ -7),

Z_R=0,95 при Ra=2,5-1,25,

Z_R=0,9 при $R_z = \frac{40}{10}$ (*кл*.4.5.)

Z_V-коэффициент учитывающий окружную скорость при HB<HB 350

Z_V=0,85 V и при HB>HB 350 ZV=0,925 V

Для V<5 м/с, ZV=1;

Z_L-коэффициент, учитывающий влияние смазки, ZL=1

$Z_{хн}$-коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса:

$Z_{хн}=\sqrt{1,07-10^{-4}d_w}$, при dw≤700 ZXH=1;

SH-коэффициент безопасности. SH=1,1-однородная структура,

SH=1,2-поверхностные упрочнения.

$\sigma_{H\lim}$ - предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий эквивалентному числу циклов перемены напряжений.

$$\sigma_{H\lim}=\sigma_{H\lim B}*Z_N$$

где Z_N -коэффициент долговечности, который определяется по формуле:

$$ZN=\sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_{HE}}},$$

$1\le Z_N\le 2,6$- улучшение и нормализация,1,8- поверхностная закалка

NH_{lim}-базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости.

NH_{lim}=30HB2,4≤120*106

Nk-эквивалентное число циклов перемены напряжений.

$\sigma_{H\lim B}$-предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений.

При постоянной нагрузке

Эквивалентное число циклов перемены напряжений определяется:

$$Nk=N\Sigma=60*n*c*t,$$

где n-частота вращения,

c-число зацеплений зуба за один оборот,

t-число часов работы передачи за расчетный срок службы.

При переменной нагрузке (ступенчатая циклограмма)

$Nk=60*C*\Sigma(Ti/TiH)3*ni*ti$ $1\le Z_N\le 2,6$ (при однородной структуре) и $1\le Z_N\le 1,8$ (при поверхностном упрочнении)

T_{iII}-максимальный момент.

Коэффициент долговечности учитывает влияние срока службы и режима нагрузки передачи. Расчет Z_N основывается на кривой усталости и условия суммирования повреждений

$$\sigma_{Hi}^{m}\cdot N_{Hi}=\sigma_{H\max}^{m}\cdot N_{HE}=const,$$

$$\Sigma\frac{n_{цi}}{N_{Ni}}=1\quad \Sigma\frac{\sigma_{Hi}^{m_H}\cdot n_{цi}}{\sigma_{Hi}^{m_H}\cdot N_{Hi}}=1$$

при этом показатель степени mH=6 ,

$$\Sigma\sigma_{Hi}^{m_H}\cdot n_{цi}=\sigma_{Hi}^{m_H}\cdot N_{Hi}=\sigma_{H\max}^{m_H}\cdot N_{HE}=const$$

$$N_{HE} = \Sigma\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H\max}}\right)^6 \cdot n_{\Sigma i} = \Sigma\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H\max}}\right)^6 \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_i =$$

$$= 60 \cdot c \cdot \Sigma\left(\frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{H\max}}\right)^6 \cdot n_i \cdot t_i = 60 \cdot \Sigma\left(\frac{T}{T_{\max}}\right)^3 \cdot n_i * T_i$$

Для типовых режимов работы обозначают:

$$KHE = \frac{N_{HE}}{N_{\Sigma}} \text{ -коэффициент приведения}$$

При известном KHE

$$NHE = KHE * N^{\Sigma}$$

$$N^{\Sigma} = 60 * c * n * t,$$

где t-ресурс передачи в часах.

Для косозубой передачи допускаемое контактное напряжение:

$$\sigma_{np} = 0{,}45 * (\sigma_{np1} + \sigma_{np2})$$

Максимальное допускаемое контактное напряжение при перегрузках Нормализация, улучшение, закалка ТВЧ:

$$\sigma_{npM} = 2{,}8 * \sigma_T \text{ МПа};$$

Цементирование:

$$\sigma_{npM} = 40 * HRC, \text{ МПа};$$

Азотирование:

$$\sigma_{npM} = 3 * H\,V, \text{ МПа}$$

3.1.14. Зубчатые зацепления со смещением (модификация зубьев)

Смещение - улучшение свойств зацеплений путем очерчивания рабочего профиля зубьев различными участками эвольвенты той же основной окружности.

Проектирование цилиндрических зубчатых передач

Проектировочный расчет служит только для предварительного определения размеров (после проводится расчет на контактную выносливость и по изгибу).

Исходными данными для проектировочного расчета являются:

- циклограмма нагружения;
- передаточное число u;
- вид передачи - прямозубая, косозубая или шевронная.

При проектировочном расчете на контактную выносливость из условия прочности

$$\sigma_H = Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{w_{Ht} \cdot (u \pm 1)}{d_{w1} \cdot u}} \le \sigma_{np}$$

где расчетная удельная окружная сила

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_A = \frac{F_t}{b_w} K_H,$$

где $K_{H\beta}$ -коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии;

$K_{H\nu}$ -коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$K_{H\alpha}$ -коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

$Z\varepsilon$ -коэффициент, учитывающий механические свойства материала зубчатых колес;

ZH-коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

ZE-коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Ширина зубчатого колеса: $b_w = \psi_{BA} \cdot a_w$

Начальный диаметр шестерни: $d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{u \pm 1}$.

Подставив

$$\sigma_H = Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{H\alpha} \cdot (u \pm 1) \cdot (u \pm 1) \cdot (u \pm 1)}{2a_w \cdot 2a_w \cdot \Psi_{ba} \cdot a_w \cdot u}} \le \sigma_{HP}$$

Обозначив

$$K_a = \sqrt[3]{\frac{(Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_E)^2}{2}}$$

- коэффициент межосевого расстояния и не учитывая $K_{H\nu}$ и $K_{H\alpha}$, получим

$$a_w = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{u \cdot \Psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}} = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \Psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

$$a_w = K_a \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{u \cdot \Psi_{ba} \cdot \sigma_{HP}^2}}$$ - ГОСТ

где

$$K_a = \begin{cases} 495 & - \text{ прямозубые,} \\ 430 & - \text{ косозубые и шевронные} \end{cases}$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}},$$

ширина зубчатого венца через коэффициент ширины

$$b_w = \Psi_{bd} \cdot d_{w1}.$$

Подставив в формулу для σ_H

$$\sigma_H = Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{H\alpha} \cdot (u \pm 1)}{d_{w1} \cdot \Psi_{bd} \cdot d_{w1} \cdot d_{w1} \cdot u}} \le \sigma_{HP}$$

Находим начальный диаметр шестерни

$$d_{w1} = \sqrt[3]{(Z_M \cdot Z_H \cdot Z_E)^2 \cdot \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{H\alpha}}{\Psi_{bd} \cdot u \cdot \sigma_{HP}^2}}$$

Если обозначить

$$K_d = \sqrt[3]{2 \cdot (Z_\varepsilon \cdot Z_H \cdot Z_E)^2}$$

- коэффициент диаметра и приняв среднее значения: (для стальных зубч. колес; для прямозубых колес- $Z_E = 190\ МПа^{1/2};\ Z_\varepsilon = 0{,}9;$ ZH=2,5; E=2,1*105 МПа.

Для косозубых- $Z_M = 190\ МПа^{1/2};\ Z_E = 0{,}8 \quad (E_\alpha = 1{,}6),\ Z_M = 2{,}47 \quad (\beta = 10^0)$;

$K_{H\nu}$ и $K_{H\alpha}$ не учитывается окончательно

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (u \pm 1)}{\Psi_{bd} \cdot u \cdot \sigma_{HP}^2}}$$ - мм - МПа (ф-ла из ГОСТ)

При проектировочном расчете по изгибу добавочно должно быть известно число зубьев шестерни Z_1.

Из условия прочности по изгибу

$$\sigma_{F1} = Y_{FS1} * Y_\varepsilon * Y_\beta * \frac{w_{Ft}}{m} \le \sigma_{FP1}$$

где Y_{FS1}–коэффициент формы зуба шестерни;

$Y\varepsilon$ –коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

Yβ–коэффициент, учитывающий наклон зуба.

Если определяется ориентировочное значение межосевого расстояния, то расчетная удельная окружная сила

$$w_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu} \cdot K_{F\alpha},$$

Окружная сила

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{w1}},$$

Начальный диаметр

$$d_{w1} = m \cdot Z_1,$$

Ширина зубчатого венца

$$b_w = \Psi_{bd} \cdot d_{w1} = \Psi_{bd} \cdot m \cdot Z_1.$$

Подставив

$$\sigma_{F1} = Z_{FS1} \cdot Z_E \cdot Z_\beta \cdot \frac{2T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu} \cdot K_{F\alpha}}{m \cdot Z_1 \cdot \Psi_{bd} \cdot m \cdot Z_1 \cdot m} \le \sigma_{FP1}$$

определяется модуль при средних значениях $Y_E, \quad Y_\beta \quad (\beta = 10^0)$.

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta}}{Z_1^2 \cdot \Psi_{bd} \cdot \sigma_{FP1}} * Y_{FS1}}$$ -МПа

где Km–вспомогательный коэффициент

$$K_m = \begin{cases} 14 & - \quad \text{прямозубые,} \\ 11{,}2 & - \quad \text{косозубые и шевронные.} \end{cases}$$

При заданном межосевом расстоянии минимальное значение модуля

$$m = K_{ma} \cdot \frac{T_1 \cdot (u \pm 1) \cdot Y_{FS1}}{a_w \cdot b_w \cdot \sigma_{FP1}}$$ ГОСТ

$$K_{ma} = \begin{cases} 1400 & - \text{ прямозубые,} \\ 1100 & - \text{ косозубые,} \\ 850 & - \text{ шевронные.} \end{cases}$$

где

$m \cong 0{,}1 \cdot a_w \cdot \frac{u}{(u+1)^2}$ (Решая σ_F и σ_H)

если $m < 1{,}5$ принимают $m = 1{,}5$ мм

$$K_d = \begin{cases} 770 & - \text{ прямозубые} \\ 675 & - \text{ косозубые и шевронные.} \end{cases}$$

3.1.15. Влияние погрешностей изготовления и деформации деталей на работу зубчатых передач

1. Учет неравномерности распределения нагрузки по ширине зуба.

На распределение нагрузки по ширине зуба влияют:

Неточность изготовления и монтажа, упругие деформации под нагрузкой элементов передачи (валы, опоры, корпуса, зубчатые колеса и сами зубья).

Во время работы зубья могут прирабатываться один к другому, поэтому различают коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки $K^{n}_{H\beta}$ (напряжений $K^{e}_{H\beta}$) по ширине венца (у основания зуба)в начальный период работы передачи и расчетные коэффициенты: $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$.

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца при расчете на контактную выносливость:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(K^{n}_{H\beta} - 1\right) * K_{Hw},$$

где $K^{n}_{H\beta}$-коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца в начальный период работы;

K_{Hw}-коэффициент, учитывающий приработку.

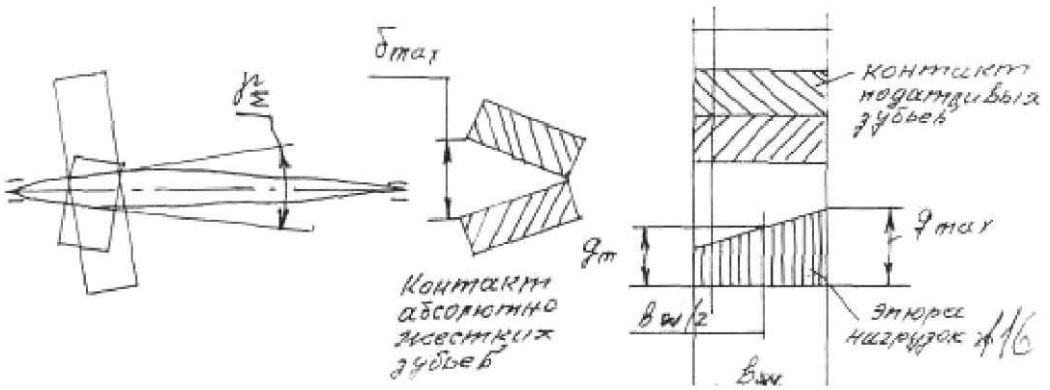
При расчете на изгиб:

$$K_{F\beta} = 1 + \left(K^{n}_{F\beta} - 1\right) * K_{Fw},$$

где $K^{n}_{F\beta}$-коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зуба в начальный период работы передачи;

K_{Fw}-коэффициент, учитывающий приработку.

Вследствие упругих деформаций валов, упругих смещений и износа подшипников, погрешностей изготовления и монтажа сопряженные колеса перекашиваются одно относительно другого.



Абсолютно жесткие зубья касаются в точке. Благодаря податливости зубья касаются по всей ширине или по большей части ширины, но нагрузка при этом распределяется по ширине зубчатого венца неравномерно.

Коэффициенты, которыми учитывается неравномерность до и после приработки:

$$K^{\circ}_{H\beta}=\frac{q^{\circ}_{\max}}{q_m};\quad K_{H\beta}=\frac{q_{\max}}{q_m};\quad K^{\circ}_{F\beta}=\frac{\sigma^{\circ}_{\max}}{\sigma_m};\quad K_{F\beta}=\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_m}.$$

На расстояние X от торца упругая деформация и нагрузка

$$\delta_x=\delta_{\max}-\gamma_\Sigma * x,$$
$$g_x=C_q*(\delta_{\max}-\gamma_\Sigma * x).$$

Здесь γ_Σ-угол перекоса; C_q–коэффициент удельной жесткости зуба.

Нормальная сила из условия равновесия:

$$dF(x)=q_x * dx=C_q*(\delta_{\max}-\gamma_\Sigma * x)* dx$$

и

$$F=\int_0^b dF(x)=\int_0^b C_q*(\delta_{\max}-\gamma_\Sigma * x)* dx=C_q*\delta_{\max}*x\Big|_0^b-\frac{1}{2}C_q*x^2*\gamma_\Sigma\Big|_0^b=$$

$$=C_q*\delta_{\max}*b_w-\frac{1}{2}*C_q*b_w^2*\gamma_\Sigma.$$

Отсюда для зубьев с одинаковой податливостью в любом сечении:

$$\delta_{\max}=\frac{F}{C_q*b_w}+\frac{1}{2}*b_w*\gamma_\Sigma.$$

Удельная нагрузка:

$$q^{\circ}_{\max}=C_q*\delta_{\max}-\frac{F}{b_w}+\frac{1}{2}*b_w*C_q*\gamma_\Sigma.$$

Средняя нагрузка:

$$g_m=\frac{F}{b_m}.$$

Отсюда:

$$K^{\circ}_{H\beta}=\frac{q^{\circ}_{\max}}{q_m}=1+\frac{1}{2}\frac{b_w^2*C_q*\gamma_\Sigma}{F}=1+\frac{1}{2}*\frac{b_w*C_q*\gamma_\Sigma}{q_m}.$$

Для зубчатых колес исследования показали, что вблизи торцов податливость зубьев больше, чем на других участках, то есть место 0,5 нужно брать сомножитель 0,4. с учетом кручения и

изгиба шестерни коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца в начальный период работы.

$$K_{H\beta}^{\circ}=1+\frac{0{,}4*b_w*C_q*\gamma_\Sigma}{q_m}+K_k*\left(\frac{b_w}{d_{w1}}\right)^2=1+\frac{0{,}4*b_w*f_{ky}^{0}*C'*\cos\alpha_t}{Ft*K_A*Km*Z_\varepsilon^2}+K_k*\left(\frac{b_w}{d_{w1}}\right)^2,$$

$$q_m=\frac{2*T_1}{b_w*d_{w1}*\cos\alpha_w};$$

где

f_{ky}° -фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы;

Kk=0,14 если максимальная ордината эпюры qmax расположена со стороны подвода крутящегося момента к шестерне и Kk=-0,08 с противоположной стороны.

Определение $K_{F\beta}^{\circ}$ представляет большие трудности и может приближенно аппроксимировать формулой:

$$\sqrt{K_{F\beta}^{\circ}}-1=\left(\sqrt{K_{H\beta}^{\circ}}-1\right)*\left[1-0{,}54*e^{-0{,}1\left(\frac{b_w}{m}-4\right)}\right].$$

С увеличением ширины зуба $K_{H\beta}^{\circ}$ тоже увеличивается и величина полной нагрузки F достигает максимума при некотором значении $b_{w\ \max}$

Из формулы для определения $K_{H\beta}^{\circ}$

$$\frac{b_{w\ \max}}{d_{w1}}\approx 1\div 3.$$

2.Динамические нагрузки

Ошибки в изготовлении колес и при сборке, упругие перемещения зубьев под нагрузкой приводят к тому, что при равномерном вращении шестерни колесо вращается неравномерно, отсюда переменно мгновенное передаточное отношение. Это приводит к динамическим нагрузкам на зубьях.

Полная удельная нагрузка, действующая на зуб, складывается:

$$W_q=W_q^1+U_q,$$

где W_q^1 -удельная нагрузка без учета динамических нагрузок;

U_q -удельная (приходящая на единицу ширины зубчатого венца) динамическая нагрузка, вызываемая погрешностями и деформациями зубьев.

Коэффициентом, учитывающим динамические нагрузки в зацеплении, называется отношение соответственно при расчете зубьев на контактную и изгибную прочность:

$$K_{Hv}=\frac{W_{qH}^1+U_{qH}}{W_{qH}^1}=1+\frac{U_{qH}}{W_{qH}^1}=1+\nu_H,$$

$$K_{Fv}=\frac{W_{qF}^1+U_{qF}}{W_{qF}^1}=1+\frac{U_{qF}}{W_{qF}^1}=1+\nu_F,$$

где ν_H и ν_F -динамические добавки при расчете зубьев на контактную прочность и изгибную соответственно.

Динамические добавки вычисляются по формулам:

$$\nu_H = \frac{W_{H\nu} * b_w * d_{w1}}{2000 * T_{1H} * K_{H\alpha} * K_{H\beta}}, \text{ н/мм и}$$

$$\nu_F = \frac{W_{F\nu} * b_w * d_1}{2000 * T_{1F} * K_{F\alpha} * K_{F\beta}}, \text{ н/мм}$$

где $W_{H\nu}$, $W_{F\nu}$ - удельная динамическая сила; н/мм

$$W_{H\nu} = \delta_H * q_0 * V * \sqrt{\frac{a_w}{u}}; \quad W_{F\nu} = \delta_F * q_0 * V * \sqrt{\frac{a_w}{u}};$$

где q_H, q_F -коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев при расчете на контактную и изгибную прочность соответственно;

q_0–коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса;

V–окружная скорость, м/с;

a_w–межосевое расстояние, мм;

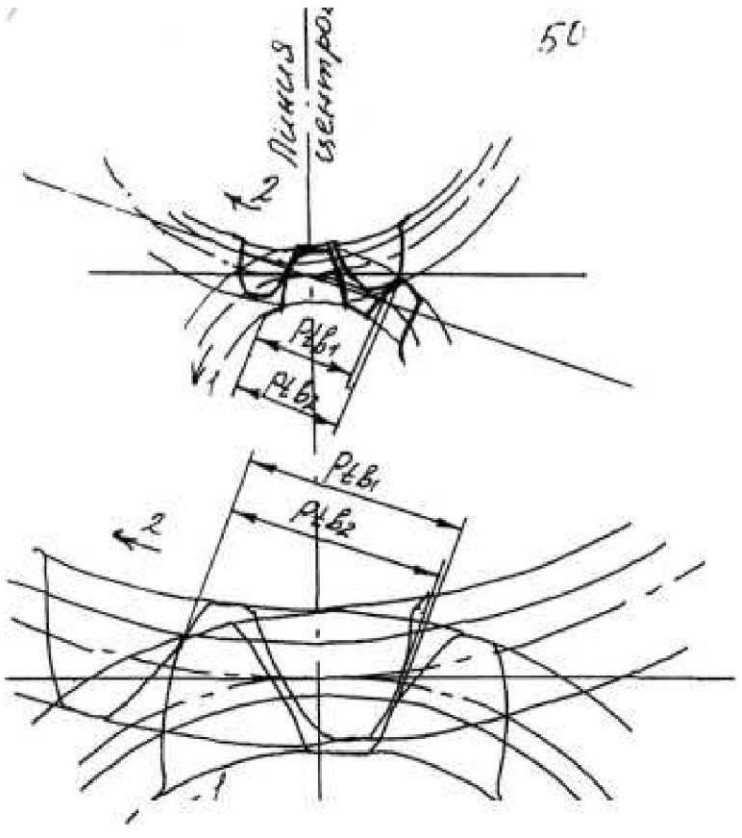
u–передаточное число.

Снижение динамических нагрузок:

1. Повышение точности изготовления.
2. Увеличение коэффициента перекрытия ε удар на нескольких парах.
3. Снижение масс зубчатых колес (моментов инерции).
4. Демпфирование.
5. Модификация зубьев.

Первая пара не вышла из зацепления и происходит вход в зацепление кромки ведомого колеса и так называемый кромочный удар.

$$P_{tb1} < P_{tb2}$$



Если основной шаг ведомого колеса меньше, чем шаг ведущего

$$P_{tb2} < P_{tb1},$$

то происходит запаздывание выхода из зацепления предшествующей пары зубьев и так называемый срединный удар последующей пары зубьев.

K_V-берется по таблицам в зависимости от степени точности.

3.2. Конические передачи

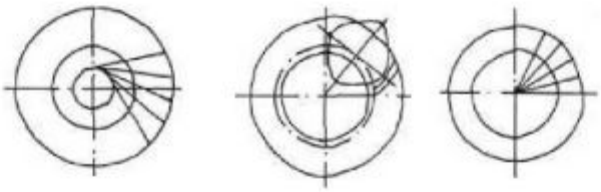
3.2.1. Общие сведения

Конические зубчатые колеса применяют в передачах между валами, оси которых расположены под углом.

Конические колеса выполняются с прямыми, спиральными и круговыми зубьями.

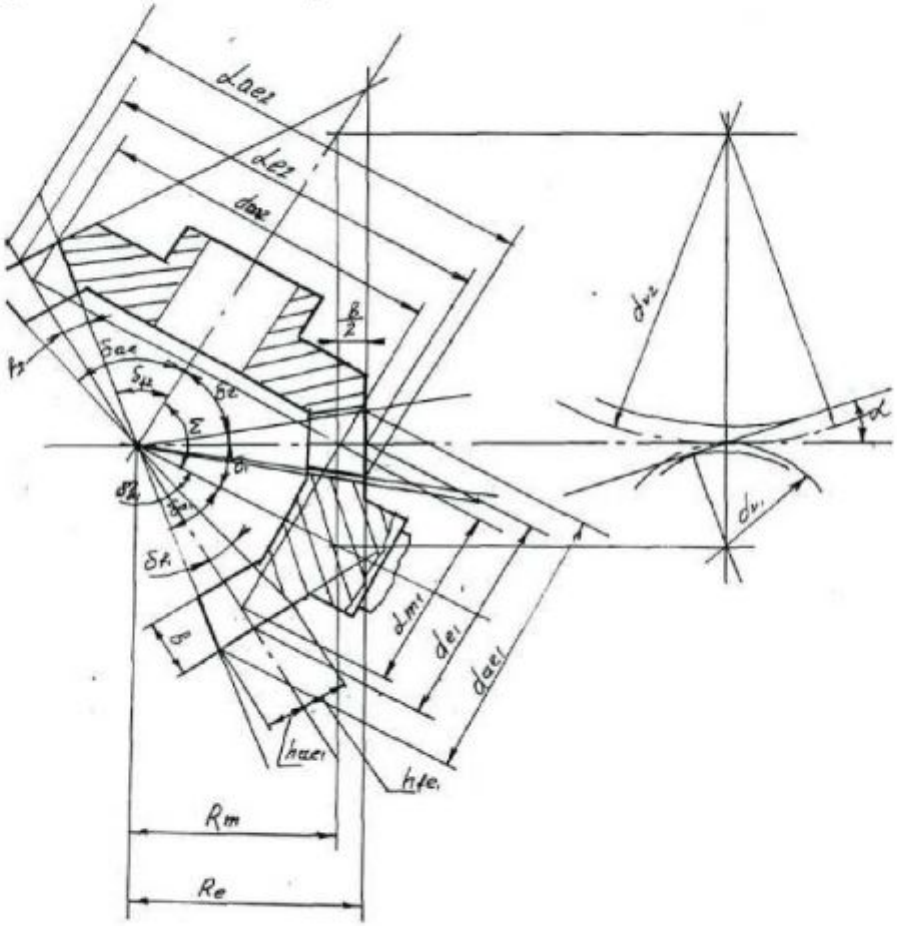
Прямозубые конические колеса применяют при окружных скоростях V=2÷3 м/сек. (до 8м/сек.). При более высоких скоростях применяют колеса с круговыми зубьями, обеспечивающими более плавное зацепление, большую несущую способность и более технологические.

В конических передачах для обеспечения при сборке правильного контакта зубьев предусматривают возможность осевой регулировки зубчатых колес вместе с валами или относительно валов.



Тангенциальные Круговые Прямые

3.2.2. Геометрия конических зубчатых колес



При смещении применяется в основном высотное смещение и тангенцианальное ('заключается в утолщении зуба шестерни и соответственном утонении зуба колеса - разведение резцов).

Для повышения износостойкости и сопротивления зубьев заеданию -высотное смещение, которая выравнивает удельные скольжения зубьев шестерни и колеса, а с помощью тангенцианального смещения выравнивают прочность зуба шестерни и колеса.

3.2.3. Основные параметры ортогональной конической передачи

Основные параметры ортогональной конической передачи форма 1 и $\Sigma = 90^0$

Внешнее конусное расстояние:

$$\mathrm{Re} = 0{,}5 * m_e * Zc$$

Ширина венца:

$$b_w \le 0{,}3 * \mathrm{Re}; b_w \le 10 * m_e.$$

Среднее конусное расстояние:

$$R_m = \mathrm{Re} - 0{,}5 * b_w.$$

Угол делительного (начального) конуса:

$$tg\delta_1 = \frac{Z_1}{Z_2}; \quad \delta_2 = 90^0 - \delta_1; \quad \sin\delta_1 = \cos\delta_2.$$

3.2.4. Усилия, действующие в зацеплении конических зубчатых колес

1. Прямозубые колеса

Сила Fn в плоскости среднего сечения раскладывается на:

Радиальную, окружную и осевую Составляющие.

При $\sum\delta$ = 90° окружная

$$F_t = 2 * \frac{T}{d_m}; \quad F_r = F_t * tg\alpha_w;$$

Радиальная:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_r * \cos\delta_1 = F_{t1} * tg\alpha_w * \cos\delta_1 = (2 * T_1 * tg\alpha_w * \cos\delta_1)/d_{m1}$$

Нормальная :

$$F_n = F_t / \cos\alpha_w = 2 * T_1 / d_{m1} * \cos\alpha_w$$

2. Тангенциальные и круговые:

Окружное усилие:

$$Fn = Ft / \cos\alpha_w \cdot \cos\beta_n = 2 \cdot T1 / dm1 \cdot \cos\alpha_w \cdot \cos\beta_n$$

Принимаем: что осевое усилие F_a положительно, если оно направлено к вершине конуса; радиальное F_r положительно, если оно направлено к оси зубчатого колеса,

$$Fr1 = Ft1 \cdot (tg\alpha_n \cdot \cos\delta_1 \mp \sin\delta_n \cdot \cos\delta_1)/\cos\delta_n$$

$$StV \setminus л$$

$$Fa1 = F \cdot (tg\alpha_n \cdot \cos\delta_1 \pm \sin\delta_n \cdot \cos\delta_1)/\cos\delta_n$$

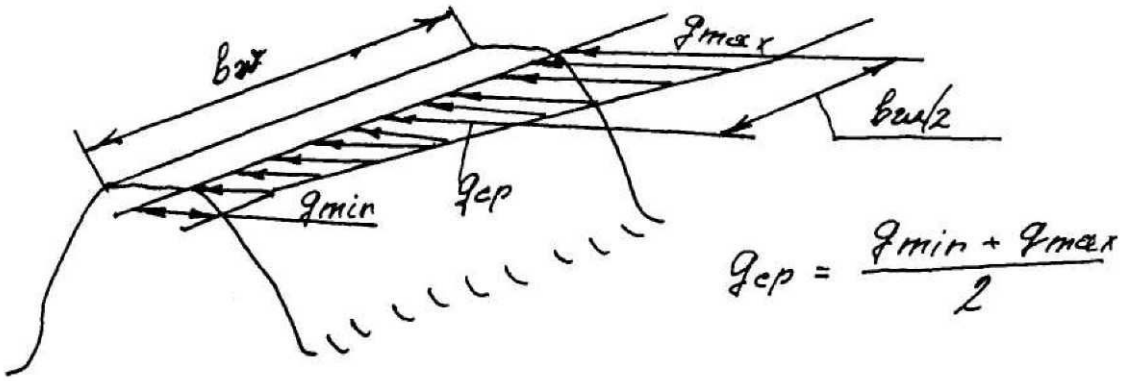
где верхний знак - если направление вращения и винтовой линии совпадают.

3.2.5. Расчет конических колес на прочность

В конических передачах нагрузка по длине' зуба распределяется неравномерно. При нагружении передачи происходит относительный поворот колес, определяемый податливостью зубьев.

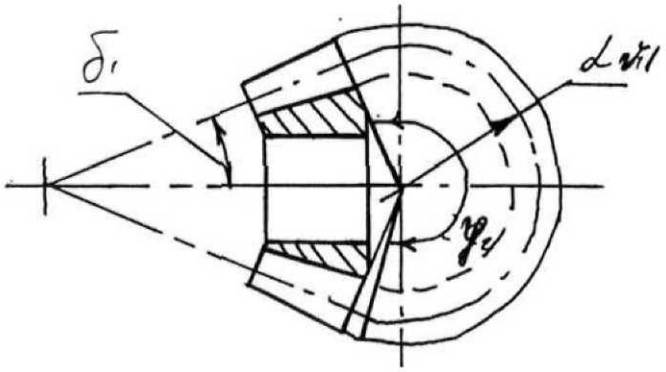
Упругие перемещения в разных сечениях зубьев не одинаковы, а пропорциональны расстоянию от осей колес или от общей вершины конуса.

Обычно принимают, что удельная нагрузка распределяется по длине прямых и тангенцианальных зубьев конических колес пропорционально упругим смещениям, т.е. по трапеции.



Точка приложения равнодействующей нагрузки (центр тяжести трапециевидной эпюры нагрузки) смещена от середины длины зуба к внешнему торцу колеса. Для простоты расчет ведут по среднему сечению, что несколько увеличивает запас прочности.

Для расчета на прочность конические колеса заменяют цилиндрическими, диаметр начальной окружности и модуль которых равен диаметру начальной окружности и модулю в среднем сечении зуба конических колес, а профиль зубьев соответствует профилю некоторых эквивалентных колес. Последние получают разверткой дополнительного конуса на плоскость.



Диаметры эквивалентных прямозубых колес (для конических прямозубых)

$$dv_1 = \frac{d_1}{\cos\delta_1} = \frac{d_{e1} * (1 - 0{,}5 * K_{be})}{\cos\delta_1}$$

$$dv_2 = \frac{d_2}{\cos\delta_2} = \frac{d_{e2} * (1 - 0{,}5 * K_{be})}{\cos\delta_2}$$

где d_1, d_2-делительные диаметры,

δ_1, δ_2-угол делительного конуса шестерни и колеса,

de_1, de_2-внешний делительный диаметр,

K_{be}-коэффициент ширины зубчатого венца,

b_w-ширина зубчатого венца,

R_e-внешнее конусное расстояние.

$$K_{be} = \frac{b_w}{\mathrm{Re}}$$

Соответственно эквивалентное число зубьев прямозубых колес (из равенства шагов конических и эквивалентных цилиндрических)

$$Z_{vt1} = \frac{Z_1}{\cos\delta_1};\ Z_{vt2} = \frac{Z_2}{\cos\delta_2}.$$

Биэквивалентные числа зубьев непрямозубых колес:

$$Z_{vn1} = \frac{Z_1}{\cos\delta_1 * \cos^3\beta_m};\ Z_{vn2} = \frac{Z_2}{\cos\delta_2 * \cos^3\beta_m}.$$

Эквивалентное передаточное число:

$$u_v = d_{v2} / d_{v1} = tg\delta_2 / tg\delta_1 = u^2$$

$$u_v = \frac{Z_{v2}}{Z_{v1}} = \frac{Z_2 * \cos\delta_1}{\cos\delta_2 * Z_1} = \frac{u * \cos\delta_1}{\sin\delta_1} = \frac{u}{tg\delta_1} = \frac{u * Z_2}{Z_1} = u^2$$

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_{FS}}{\Theta_F b m_{nm}} \le \sigma_{FP}$$

где Θ_F -коэффициент, характеризующий понижение прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической передачей.

$$\Theta_F = \begin{cases} 0{,}85(прямозубой) \\ 1{,}22 + 0{,}21u(H \le 350HB) \\ 1{,}13 + 0{,}13u(H_1 \ge 45HRC, H_2 \le 350HB) \\ 0{,}65 + 0{,}114u(H > 350HB) \end{cases}$$

$$K_F = K_A K_F K_{F\beta} K_{F\alpha}$$

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} * Y_\beta * Y_\varepsilon * \frac{W_{Ft}}{\upsilon_F * (1 - 0{,}5 * K_{Bl}) * m_{nm}} \le \sigma_{FP}$$

При проектном расчете:

$$m_{nm} \ge 21{,}7 * \sqrt{\frac{T_{1F} * K_{F\beta} * Y_{F1}}{K_{Bl} * \delta_{FP} * Z_1}}$$

Здесь Y_F-коэффициент формы зуба, YFS=f(Zv);

K_{be}-коэффициент ширины зубчатого венца;

m_{nm}-средний окружной нормальный модуль, мм;

δ_{FP} -допускаемое напряжение изгиба; МПа;

WFT-удельная расчетная окружная сила, определяемая по формуле:

$$W_{Ft} = \frac{2000 * T_{1F}}{b_w * (1 - 0{,}5 * K_{Bl}) * d_{wl1}} * K_{F\beta} * K_{FV};$$

где T_{IF}-крутящий момент, Н * м;

b_w-рабочая ширина зубчатого венца, мм;

d_{we1}-внешний начальный диаметр, мм;

$K_{F\beta}$ -коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактной линии;

K_{FV}-коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении.

Введение дополнительных конусов в среднем сечении зуба и эквивалентных зубчатых колес позволяет для расчета прямозубых и непрямозубых конических зубчатых колес в качестве исходных применять соответствующие формулы для цилиндрических зубчатых колес.
Расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления:

$$\sigma_{HO} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1} \frac{u+1}{u}}$$

$$\sigma_{II} = Z_{II} * Z_M * Z_\varepsilon * \sqrt{\frac{w_{IIt} * \sin\delta_1}{0{,}85 * (1 - 0{,}5 * K_{Bl}) * d_{wII} * \sin\delta_2}} \le \delta_{IIP},$$

$$\sigma_H = Z_H * Z_M * Z_\varepsilon * \sqrt{\frac{w_{Ht} * \sin\delta_1}{0{,}85 * (1 - 0{,}5 * K_{Bl}) * d_{wII} * \sin\delta_2}} \le \delta_{HP},$$

При проектировочном расчете ориентировочное значение диаметра начальной окружности шестерни определяется по формуле:

$$d_{wII} \ge \frac{770}{1 - 0{,}5 * K_{Bl}} * \sqrt{\frac{T_{IH} * K_{H\beta} * K_{HV} * \cos\delta_1 * \sin\delta_1}{0{,}85 * K_{Bl} * \delta_{HP}^2 * \sin\delta_2}},$$

здесь Z_H-коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, ZH=f($\sum x$, Zc);

Z_E-коэффициент, учитывающий механические свойства материалов, сопряженных зубчатых колес;

$Z\varepsilon$ -коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0{,}95 * [1{,}88 - 3{,}2 * (1/Z_1 + 1/Z_2)] * \cos\beta}}$$

$\sum$ -межосевой угол зубчатых колес;

$K_{be} = \frac{b_w}{\mathrm{Re}}$ -коэффициент зубчатого венца;

d_{wel}-внешний начальный диаметр, мм;

δ_2 -угол начального конуса колеса;

wHt-удельная расчетная нагрузка определяется по формуле:

$$w_{Ht} = \frac{2000 * T_{IH} * K_{H\beta} * K_{HV} * K_{H\alpha}}{b_w * (1 - 0{,}5 * K_{Be}) d_{wel}}$$; Н/мм

$$K_{be} = \begin{cases} \dfrac{1{,}8}{(c \cdot tg\delta_1 + 0{,}9) \cdot HB < 350} \\ \dfrac{1{,}2}{(c \cdot tg\delta_1 + 0{,}6) \cdot HB > 350}, \textit{ноне более} \cdot 0{,}3 \end{cases}$$

T_{IH}-расчетный крутящий момент, Н * м;

КНβ -коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по длине контактной линии,

КНβ =f(КВе,НВ, схемы передачи);

K_{HV}-коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, KHV=f(dm).

Из опытных данных принимают, что конические передачи могут передавать нагрузку, равную 0,85 от допустимой нагрузки эквивалентной цилиндрической передачи.

По аналогии, как и для цилиндрических передач, расчетные формулы для проверочного расчета конических прямозубых и непрямозубых колес на изгиб:

$$\sigma_H = 3 * 10^3 * \sqrt{\frac{T_{III} * K_{II\beta} * K_{IIV} * K_{II\alpha}}{(1 - K_{BE}) * K_{BE} * \nu_H * d_{el}^{\ 3} * u}}$$

где ν_{II} -коэффициент понижения несущей способности в зависимости от вида зуба.

При K_{be}=0,285 ортогональные передачи с круговым профилем зуба.

$$d_{e1} = 1650 * \sqrt[3]{\frac{T_{1H} * K_{H\beta} * K_{HV} * K_{H\alpha}}{[\sigma_H]^2 * \nu_H * u}}$$

Для прямозубых

$$d_{e1} = 770 * \sqrt[3]{\frac{T_1 * K_{H\beta} * \sqrt{u^2 + 1}}{0{,}85 * \psi_{bd} * [\sigma_H]^2 * u}}$$

3.2.6. Проектировочный расчет

Исходными данными являются: $T_1, u, [\sigma_H]$

Делительный диаметр в торцевом сечении при $K_{be} = 0{,}285$ для зубьев с круговым профилем зуба и средних значениях Z_H, Z_ε, Z_M

$$d_{e1} \geq 1650 * \sqrt[3]{\frac{T_1 * K_{H\beta}}{\nu_H * u * [\sigma_H]^2}}$$

где коэффициент понижения несущей способности

$$V_H = \begin{cases} 1{,}22 + 0{,}21 \cdot u - при HB_1 и HB_2 \leq 350 \\ 1{,}13 + 0{,}13 \cdot u - при H_1 \geq HR < 45, H_2 \leq 350 \\ 0{,}81 + 0{,}15 \cdot u - при H_1 и H_2 \geq 45 HRC \end{cases}$$

Для прямозубых колес

$$d_{e1} \geq 770 * \sqrt[3]{\frac{T_1 * K_{H\beta} * \sqrt{u^2 + 1}}{0{,}85 * K_{HV} * [\sigma_H]^2 * u}}$$

где $K_B = \begin{cases} \dfrac{1{,}8}{(u + 0{,}9)} при H \leq 350 или H_1 > 350, H_2 < 350 \\ \dfrac{1{,}2}{(u + 0{,}6)} при HB > 350 \end{cases}$

Если основным критерием является прочность по изгибу, то определяется модуль

$$m_e = \sqrt[3]{\frac{2{,}7 * 10^3 * T_1 * K_{FV} * K_{F\beta} * Y_{FI}}{\psi_m * Z_1 * [\sigma]_{F1} * \nu_F}}$$

$$\nu_F = \begin{cases} 0{,}85 - прямозубые колена \\ 0{,}94 + 0{,}08 \cdot u \cdot при \cdot HB \leq 350 \\ 0{,}85 + 0{,}04 \cdot u \cdot при \cdot H_1 \geq 45 \cdot HRC \cdot H_2 \leq 350 \\ 0{,}65 + 0{,}11 \cdot u \cdot при \cdot H \geq 45 \cdot HRC 3.2.7. \cdot КПД \cdot Зубчатых \cdot передач \end{cases}$$

Мощность теряется: на трение в зацеплении, на разбрызгивание масла и потери в подшипниках. Общий КПД передачи будет:

$$\eta = \frac{P_{ВЫХ}}{P_{ВХОД}} = \frac{P_{ВХОД} - P_{ПОТ}}{P_{ВХОД}} = 1 - \frac{P_{ПОТ}}{P_{ВХОД}}$$

Мощность потерь зависит от потерь на трение в зацеплении Р3, в подшипниках $P_П$ и мощности, затрачиваемой на размешивание и разбрызгивание масла $N_Р$, т.е.:
$N_{ПОТ} = N_З + N_П + N_Р$.Тогда:

$$\eta = 1 - \frac{N_З + N_П + N_Р}{N_{ВХОД}} = 1 - \left(\frac{N_З}{N_{ВХОД}} + \frac{N_П}{N_{ВХОД}} + \frac{N_Р}{N_{ВХОД}} \right) = 1 - (\psi_З + \psi_П + \psi_Р)$$

где $\psi_З$-относительные потери в зацеплении;

$\psi_П$-относительные потери в подшипниках;

$\psi_Р$-относительные потери на размешивание и разбрызгивание масла

Потери в зацеплении вызываются силами трения между зубьями. Относительные потери в зацеплении прямозубых и косозубых передач вычисляют как отношение работы сил трения скольжения между зубьями при повороте колес на один шаг к передаваемой колесами полезной работе за тот же период.

Потери на трение в зацеплении обычно принимают пропорциональными полезной нагрузке и относят к нагрузочным потерям:

$$\psi_З \approx 2{,}3 * f_З * \left(\frac{1}{Z_1} \pm \frac{1}{Z_2} \right) * K_\psi \approx 2{,}3 * f_З * \left(\frac{u \pm 1}{u * Z_1} \right) * K_\psi$$

где $f_З$-коэффициент трения в зацеплении между зубьями, $f_З \equiv 1{,}25f$ Коэффициент трения скольжения:

f=0,08-0,025*(0,1 /0,06)

от скорости качения:

$$V_\Sigma = 2 * V_{ОКР} * \sin \alpha_w = 1 \div 60 \text{ м/сек.}$$

K_ψ -коэффициент, учитывающий смещение. Без смещения зацепления $K_\psi = 1$

Знак «+» для внешнего зацепления, «-»-для внутреннего зацепления.

Из формулы видно, что потери сильно растут с уменьшением чисел зубьев, особенно шестерни.

Потери в подшипниках:

$$\psi_П = \sum_{i=1}^{K} \left(\frac{T_f n_i}{T_i} \right)$$

где $T_f П_i$-суммарный момент трения подшипников i-го вала, Ti - момент, передаваемый i-м валом, к - количество валов.

Потери на размешивание масла растут с увеличением вязкости масла, окружной скорости, ширины колес, глубины погружения. Они не зависят от нагрузки и относятся к числу постоянных потерь.

Приближенно, если колесо погружено на высоту или двойную высоту зуба, то относительные потери вычисляются:

$$\psi_Р = \frac{F_Р}{F_t}$$

где $F_Р$-окружное усилие, затрачиваемое на размешивание и разбрызгивание масла.

$F_t = \frac{2 * T_1}{d_\omega}$ -окружное усилие в передаче, Н;

Ti-окружной момент, передаваемый передачей, Н * М

Окружная сила, затрачиваемая на размешивание и разбрызгивание масла вычисляется: при погружении зубчатого колеса на $(2 \div 3)м$

$$F_P = C * b_W * \sqrt{\frac{2 * V_{OKP} * \nu}{Z_1 + Z_2}}, H$$

где b_W -ширина зубчатого венца, мм;

V_{OKP} -окружная скорость на начальном диаметре, м/с;

ν -кинематическая вязкость масла при рабочей температуре, Па/с ;

С-коэффициент, учитывающий условия смазки .

При струйной смазке, окружное усилие

$$F_{PCTP} = 0,7 * F_P$$

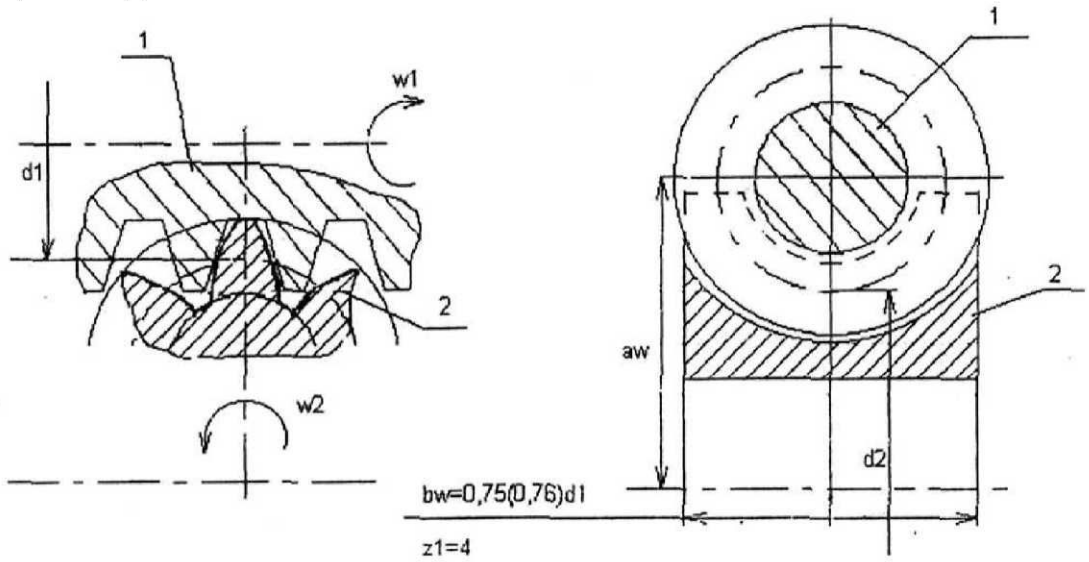
$$C = \begin{cases} 30 - масляная \cdot ванна \\ 20 - струйная \cdot смазка \end{cases}$$

При передаче неполной мощности КПД значительно ниже, вследствие влияния постоянных потерь, т.е. потерь не зависящих от передаваемой мощности.

$$\eta_P = \eta_1 * \eta_2 \ldots$$

3.3. Червячные передачи

3.3.1. Общие сведения



Червячная передача состоит из червяка 1- винта с трапециидальной или близкой к ней резьбой и червячного колеса 2 - зубчатого колеса с формой зуба, получаемой в результате взаимного огибания с витками червяка. Червячная передача относится к числу зубчато-винтовых. Отличие -линейный контакт в червячных передачах. Зубья имеют дуговую форму для увеличения длины контактных линий.

Достоинства:

1. Большие передаточные числа в одной ступени
   u=8 из-за числа заходов $(z_1 \le 4)$-80 поломка зубьев (прочность)
2. Сравнительно небольшие габариты.
3. Бесшумность и плавность работы.
4. Высокая кинематическая точность.
5. Перекрещивающиеся оси в пространстве.
6. Простое оборудование для изготовления колес и червяков.
7. Самотормозящие червячные передачи.

Недостатки:

1. Низкий КПД. При $a_w \ge 100$ мм Z1=1, η=0,70-0,75; Z2=2, η=0,75-0,82, Z1=4, η=0,82-0,92
2. Использование дефицитных бронз.
3. Требуется точная регулировка.
4. Небольшие мощности (обычно не более 10 кВт (до 60 кВт)).

Червячные передачи применяются для передачи движения в ортогональных передачах.

Передаточное число:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Здесь n_1, n_2-частота вращения червяка и червячного колеса;

ω_1, ω_2 угловые скорости червяка и колеса;

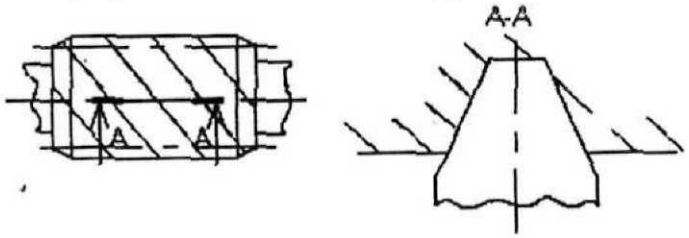
z_1, z_2 -число заходов червяка и число зубьев червячного колеса;

Основные параметры червячных передач ГОСТированы (модуль и межосевое расстояние).

3.3.2. Геометрия червячных передач

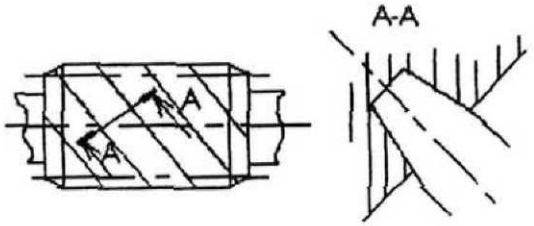
Геометрические расчеты червячных передач аналогичны расчетам зубчатых передач.

1. Применяют червяки с архимедовым профилем ZA - винт с резьбой, имеющей прямолинейные очертания профиля в осевом сечении (трапецеидальной профиль).



В торцевом сечение витки очерчены архимедовой спиралью для шлифования необходим специальный профиль, профиль шлифовального круга).

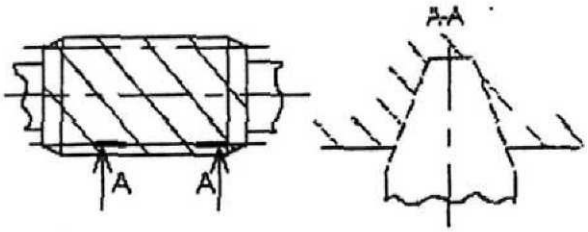
2. Конволютный червяк ZN- прямолинейные очертания впадины или витка в нормальном сечении



В торцевом сечении витки очерчиваются удлинённой или укороченной эвольвентой.

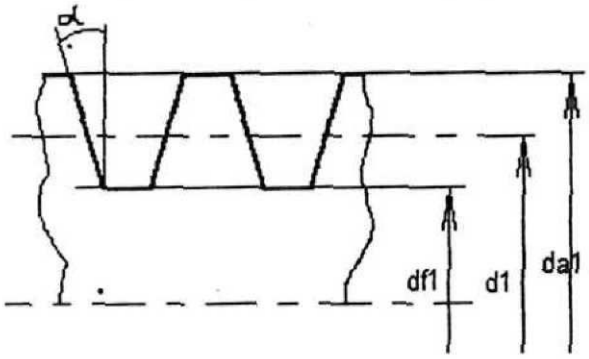
3. Эвольвентные червяки Z_1 - большой угол наклона зубьев

Профиль зуба в торцевом сечении



очерчивается эвольвентой. В сечении плоскостью, параллельной осевой, но смещённой на величину радиуса основного цилиндра червяка прямолинейный.

Основное применения нашли червяки с архимедовым профилем. ZA



Угол зацепления α=20-в осевом сечении. Делительный диаметр червяка:

$$d_1 = qm$$

где q- коэффициент диаметра червяка, выбирается по ГОСТу.

Начальный диаметр $d_w = (q + 2x)m$, где x-смещение при нарезании червячного колеса.

Обычно d_1=0,4aw - в этих пределах.

Число заходов червяка Z_I=1;2;4-b зависимости от нужного КПД передачи.

Делительный угол подъёма винтовой линии червяка

$$tg\gamma = \frac{S}{\pi d_{w1}} = \frac{Pz_1}{\pi d_{w1}} = \frac{mz_1}{d_{w1}} = \frac{z_1}{q}$$

где $S = \rho z_1$ - ход витков червяка, Р–шаг; $p = m\pi$

Начальный угол подъёма винтовой линии червяка

$$tg\gamma_w = \frac{z_1}{q + 2x}$$

Высота головки витка

$$h_{a1} = h^*_{a1} m$$

где h^*_{a1} -коэффициент высоты головки, $h^*_{a1} = 1$

Высота ножки витка:

$h_{f1} = h^*_{f1} m$

Коэффициент высоты ножки $h^*_{f1} = 1{,}2$ для архимедовых червяков ZA.

Диаметр вершин:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2h_{a1} = qm + 2m = m(q + 2)$$

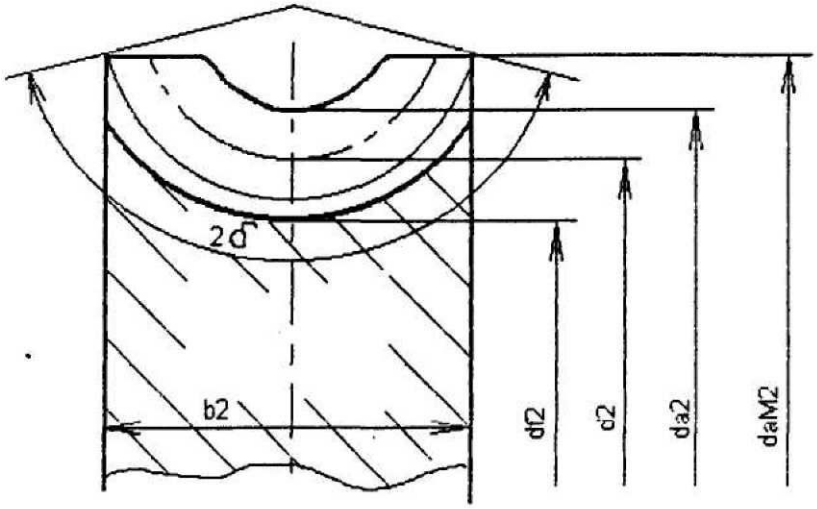
Длина нарезной части червяка:

$$b1 \geq (C_1 + C_2 z_2)m$$

при z_1=1;2 c1=11, c2=0,06; при z_1=4 c1=12,5; c2=0,09;

3.3.3. Червячные колеса

Условие неподрезания зубьев червячного колеса: Z2≥28



Минимальное число зубьев при Z_1=l принимают: Z2≥17-18, в кинематических передачах и в силовых передачах: Z_2≥26-28; в оптимальных передачах: Z_2=32-63.

Делительный диаметр (совпадает с начальным): d2=mZ_2=dw2

Средний диаметр вершин:

$$d_{в2} = d_2 + 2(h^*_{01} + X)m$$

$$-1 \leq x \leq 1$$

где Х–коэффициент смещения червяка (червячного колеса).

Наибольший диаметр:

(Диаметр впадин) $d_{f2} = d_2 - 2{,}4h_{0,1} = mz_2 - 2{,}4m = m(z_2 - 2{,}4)$

Со смещением $d_{f2} = d_2 - 2m(1{,}2 + x)$

$$d_{aM2} \le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$$

Ширину венца червячного колеса принимают:

При $Z_1 = 1;2$; $b_2 \le 0{,}75d_{a1}$ при $Z_1=4$ $b_2 < 0{,}67d_{a1}$

Условный угол 2δ обхвата для расчета на прочность находится по точкам пересечения окружности da1-0,5m с торцовыми (контурными) линиями червячного колеса:

$$\sin\delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0{,}5m}$$

Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2 + 2x)$$

Смещение червячных передач осуществляется так же, как у зубчатых, но только делается у колеса.

3.3.4. Показатели и нормы точности червячных цилиндрических передач

СТ СЭВ 1913-79 и СТ СЭВ 311-76.

Стандарт на червячные передачи (ГОСТ 3675-56) -12 степеней точности:

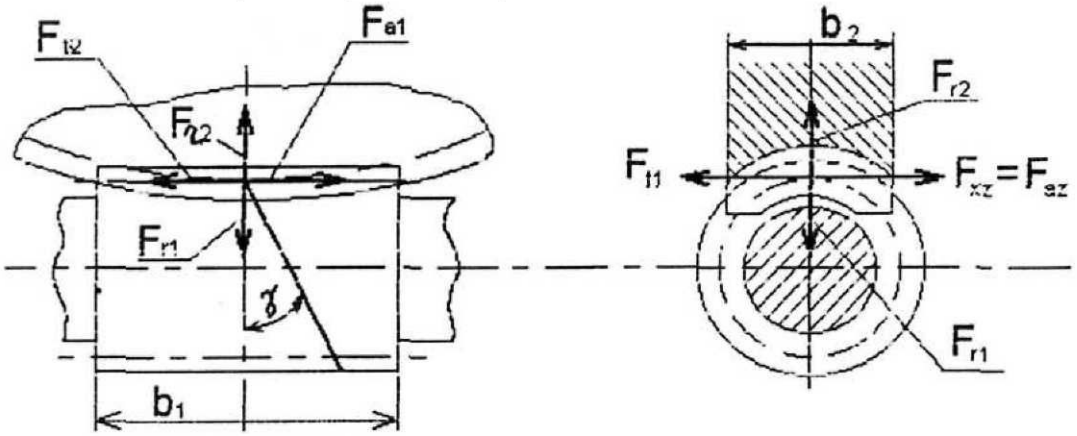
- 3, 4, 5, 6-высокая кинематическая точность;
- 5, 6, 7, 8, 9-силовые передачи;

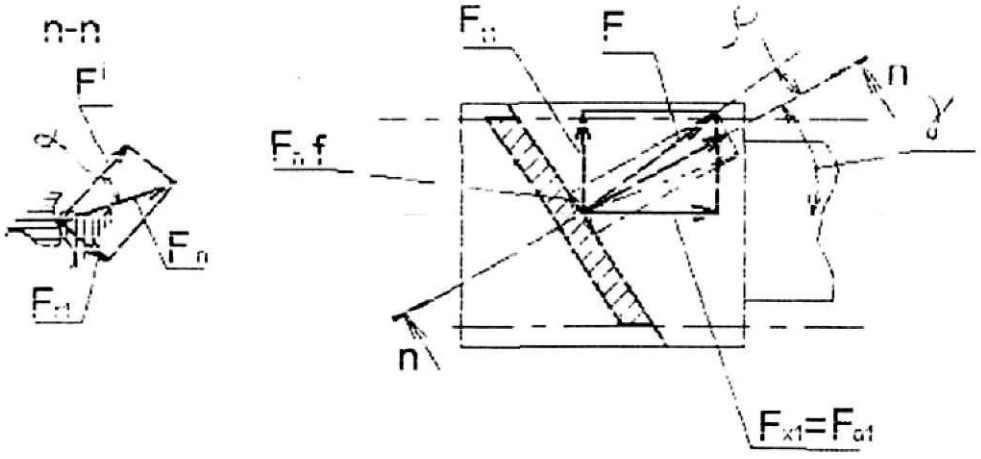
Особое внимание обращают нормам точности монтажа.

Осевое смещение колес и небольшое изменение межосевого расстояния сильно влияют на распределение нагрузки по длине зуба. Поэтому более строгие допуски на aw и на положение срединной плоскости колеса относительно червяка.

Силы, действующие в червячном зацеплении

Силы в зацеплении рассматриваются приложенными в полюсе зацепления.





Окружная сила на червяке в полюсе зацепления (при ведущем колесе):

$$F_{t1} = F_{a1} tg(\gamma + \rho) = F_{t2} tg(\gamma + \rho) = \frac{2T_2(\gamma + \rho)}{d_{w2}}$$

Осевая сила на червяке:

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}}$$

Радиальная сила на червяке и червячном колесе:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_n \cos\alpha * tg\alpha * tg\beta = \frac{Ftg\alpha}{1 - tg\gamma * tgp}$$

Окружная сила на червячном колесе:

$$F_{12} = \frac{2T_2}{d_{w2}}$$

Осевая сила на червячном колесе: $F_{a2} = F_{t1}$

Нормальная сила давления:

$$F_n \cos\alpha = F \cos\rho = \frac{F_{n1} \cos\rho}{\cos(\gamma + \rho)} = \frac{F_{12} \cos\rho}{\cos(\gamma + \rho)}$$

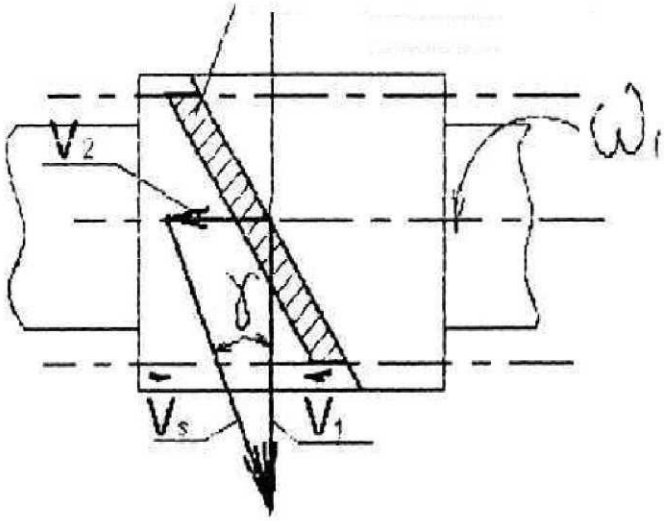
$$F_n = \frac{F_{12} \cos\rho}{\cos\alpha * \cos(\gamma + \rho)}$$

3.3.5. Причины выхода из строя и критерий работоспособности червячных передач

Червячные передачи работают с большими скоростями скольжения. Если скорость скольжения перпендикулярна линии контакта, то масло затягивается в клиновой зазор и воспринимает действующую нагрузку. Если скольжение цилиндрических поверхностей происходит вдоль линии контакта, то гидродинамический эффект не наблюдается.

В зубчатых передачах скорости скольжения и качения перпендикулярны контактным линиям.

В червячных передачах в средней части по длине зуба червячного колеса имеется зона, в которой скольжение происходит вдоль контактной линии



На рисунке условно показан разрез одного зуба червячного колеса. Векторы скоростей V1 и V2 касающихся точек, принадлежащих червяку и колесу, связаны зависимостью:

$$\overline{V}_s = \overline{V}_1 + \overline{V}_2$$

Скорость скольжения:

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos\gamma}\,;\,;$$

где V1 – окружная скорость червяка;

$$V_1 = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60}\ м/с$$

V_2 – окружная скорость колеса;

$$V_2 = \frac{\pi d_{w2} n_2}{60}\ м/с$$

γ–делительный угол подъема.

Основными причинами выхода из строя являются поверхностные разрушения.

3.3.6. Схватывание и износ зубьев

Усталостное выкрашивание наблюдается у передач с колесами из стойких против заедания бронз.

Схватывание происходит для твердых материалов: твердых бронз и чугунов, приводит к повреждениям поверхностей и последующим быстрым износам зубьев частицами материала колеса, приварившимися к червяку. При мягких материалах колес (бронза) намазывается на червяк и схватывание не опасно.

Выкрашивание наблюдается только у колеса.

Износ поверхности зубьев колеса при повышенной шероховатости червяка, загрязненной смазке, при частых пусках и остановках передачи, при которых условия смазки ухудшены.

Излом - поломка зубьев после износа.

3.3.7. Материалы

Червяки в силовых передачах выполняют из сталей, термически обработанных до высокой твердости:

цементируемых 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 15ХФ - закалка до HRC 56-63; поверхностная или объемная закалка 45. 40Х, 40ХН, 35ХГСА - HRC 45-55 -необходимо шлифование и полирование.

Применяются 38Х2МЮА, 38Ч2Ю с азотированием.

Венцы червячных колес при высоких скоростях скольжения до 30 м/с и работе без перерыва выполняют из оловянистой бронзы Бр ОФ10-1 или БрОНФ10-1.

Для тихоходных передач до 5 м/с применяют алюминиево-железистые бронзы Бр АЖ9-4– при этом червяк должен иметь твердость HRC 45.

При скольжениях до 2 м/с применяют чугун: СЧ 15, СЧ 18, СЧ 21.

3.3.8. Расчеты на прочность

Червячные передачи рассчитываются на прочность по напряжениям изгиба и по контактным напряжениям.

Прочность при изгибе не определяет размеры передачи и применяется в качестве проверочного: до $Z_2 \leq 80$ при $Z_2 \geq 80$ изгиб основной критерий работоспособности.

Основное значение имеет расчет по контактным напряжениям, который должен предотвращать в проектируемых передачах выкрашивание и заедание.

Ширина колеса по дуге окружности выражается через диаметр dw1 (начального цилиндра червяка) и 2δ условный угол обхвата в градусах:

$$b_2 = \pi d_{w1} \frac{2\delta}{360^\circ}$$

Длина контактных линий:

$$l_z = \frac{0{,}75 b_2 \varepsilon_\alpha}{\cos\gamma} = 0{,}75\pi d_{w1} \frac{2\delta}{360^\circ} \cdot \frac{\varepsilon_\alpha}{\cos\gamma}$$

Коэффициент 0,75 учитывает уменьшенное поле зацепления.

εα–торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса:

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}8 \div 2{,}2 \; ; \; 2\delta = 100^\circ$$

Тогда длина контактных линий в среднем:

$$l_z = \frac{1{,}3 d_{w1}}{\cos\gamma}$$

Тангенциальная нагрузка на единицу длины контактных линий:

$$q_1 = \frac{F_{12}}{\cos\gamma l_z} = \frac{2T_2}{d_{w2}\cos\gamma l_z}$$

где γ–делительный угол подъема контактных линий.

Нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий:

$$q_n = \frac{q_1}{\cos\alpha} \approx \frac{F_{12}}{1{,}3 d_{w1}\cos\alpha}$$

где F_{12}–окружное усилие на колесе,

$$F_{12} = \frac{2K_{H\beta}T_2K_{HV}}{d_{w2}}$$

KHβ–коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине контактных линий, KHV–коэффициент, учитывающий качество изготовления передачи.

Расчет по контактным напряжениям ведут по напряжениям в полосе зацепления.

Формула Герца для наибольших контактных напряжений при сжатии цилиндров вдоль образующих:

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{\frac{q_n}{2\rho_{np}}}$$

Величину приведенного радиуса кривизны в полюсе зацепления определяют из замены червячной передачи косозубой реечной передачей с цилиндрической шестерней с эвольвентными зубьями. Приведенный радиус кривизны зуба червячного колеса:

$$\rho_{np} \approx \frac{d_{2w} \sin\alpha}{2\cos^2\gamma_w}$$

Подставив значения величин в формулу Герца окончательно уравнение прочности по контактным напряжениям будет:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{T_{H2} K_{H\beta} K_{HV} 3000}{d_{w2}^2 d_{w1}}} \le \sigma_{np}, МПа$$

где ZE–механические свойства материала червяка и колеса;

ZH–коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей;

Zε–коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_E = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi\left(E_2\left(1-\nu_1^2\right)+E_1\left(1-\nu_2^2\right)\right)}}\ ;\quad Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\gamma}{\sin\alpha}}\ ;\quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

T_{H2}–расчетный крутящий момент, Н·м;

KHβ–коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии.

Неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев вызывается деформациями червяка, так как червяк имеет большое расстояние между опорами.

Вследствие прогиба червяка, увеличивается действительное межосевое расстояние и радиус его начального цилиндра, а на нем угол наклона витков червяка становится меньше угла зубьев колеса; происходит также перекос входных и выходных витков. Теоретический коэффициент концентрации нагрузки в условиях отсутствия приработки:

$$K_{H\beta} = \frac{q_{max}}{q_{ср}} = \frac{q_{ср} + q_\beta}{q_{ср}} = 1 + \frac{q_\beta}{q_{ср}}$$

где q_{max}–максимальная удельная нагрузка по длине зубьев (вблизи торца зуба);

$q_{ср}$–средняя удельная нагрузка;

q_β–удельная нагрузка от прогиба червяка.

Принимая зависимость между нагрузками и соответствующими упругими перемещениями линейной, тогда:

$$K_{H\beta} = 1 + \frac{\delta_\beta}{\delta_{ср}}$$

где δср–среднее по длине зуба упругое перемещение; δβ – дополнительное упругое перемещение от прогиба червяка. Найдя перемещение окончательно:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\Theta}\right)^3$$

где θ–коэффициент деформации червяка, зависящий от q и Z_1 (по табл.).

При постоянной нагрузке происходит полная приработка и концентрация нагрузки отсутствует.

При переменной нагрузке при T_{max} концентрация нагрузки сохраняется. Эффективный коэффициент концентрации нагрузки:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{\Theta}\right)^3 (1 - x) \quad ; \quad x = \frac{T_{cp}}{T_{max}} = \sum \frac{T_{ri} t_i}{T_{r max} t_p}$$

где Tср–средне взвешенный момент; T_{max}–максимальный момент.

При постоянной нагрузке x=1 и KHβ=1.

KHv–коэффициент, учитывающий качество изготовления передачи; выбирается в зависимости от скорости скольжения и степени точности изготовления по таблицам.

При проектном расчете определяется делительный диаметр червяного колеса по формуле (из условия прочности):

$$a_w = 610 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{HV}}{\sigma^2_{HP}}} \quad ; \quad d2 \geq 80 \sqrt[3]{\frac{T_{2H} K_K Z_1 U}{(q + 2x)\sigma^2_{1P}}} \quad ;$$

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q + 2x} + 1\right) \sqrt[3]{\left(\frac{5300}{\sigma_{HP} \frac{Z_2}{q + 2x}}\right)^2 K_{1\beta} K_{1V} T_{21}}$$

где K_K–коэффициент качества, выбирается в зависимости от условия расположения пятна контакта (принимается KK=1,0…1,25); x–коэффициент смещения червяка;

σ_{HP}–допускаемые контактные напряжения. Они зависят от скорости скольжения. В общем виде:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{H\,lim\,b} K_{HL} = (0{,}95 \ldots 0{,}9)\sigma_{b2} C_V K_{HL}$$

где σH lim b–предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжений. CV–коэффициент, учитывающий скорость скольжения.

При твердости витков червяка HRC<45:

$$\sigma_{H\,lim\,b} = \begin{cases} 0{,}64\sigma_b - \text{Бр0 Ф10-1, Бр01-1Ф} \\ 0{,}48\sigma_b - \text{малооловянистые бронзы} \end{cases}$$

При твердости витков червяка HRC>45:

$$\sigma_{H\,lim\,b} = \begin{cases} 0{,}8\sigma_b - \text{оловянистые бронзы} \\ 0{,}6\sigma_b - \text{малооловянистые бронзы} \end{cases}$$

KHL–коэффициент долговечности. Для безоловянистых бронз KHL=1; для оловянистых:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE2}}} \quad ; \quad 0{,}64 \leq K_{HL} \leq 1{,}5$$

где NHE2 – эквивалентное число циклов перемены напряжений. Определяется:

$$N_{HE2} = \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_{H2}}\right)^4 \cdot N_{\text{ці}}$$

в котором Nці–число циклов перемены напряжений при Ti.

3.3.9. Расчет на изгиб

Ведут по колесу, т.к. зуб колеса менее прочен, чем виток червяка. Расчет на изгиб ведут по номинальным напряжениям.

Расчет аналогичен расчету косозубых цилиндрических колес, только зубья червячных колес принимают на 20-40% прочнее косозубых–это связано с дуговой формой и с так называемой естественной коррекцией во всех сечениях, кроме среднего. Напряжения изгиба зубьев:

$$\sigma_{F2} = \frac{1{,}6Y_{FS2}T_{2F}K_{F\beta}K_{FV}\cos\gamma\cdot 10^3}{md_{w1}d_w} \le \sigma_{FP} \quad \sigma_{F2} = 0{,}74Y_{FS}\frac{F_{t2}K_{H\beta}K_{Hv}}{b_2 m_n} \le \sigma_{FP};$$

где YFS2 – коэффициент формы зуба червячного колеса, зависящий от эквивалентного числа зубьев

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3\gamma}$$

$T_{2F}=T_{2H}$; $K_{F\beta}=0{,}84K_{H\beta}$; $K_{FV}=K_{HV}$

σ_{FP}–допускаемое напряжение изгиба. Определяется:

$$\sigma_{FP} = (0{,}25\sigma_{T2} + 0{,}08\sigma_b)\cdot\sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE2}}}$$

в которой

$$N_{FE2} = \sum\left(\frac{T_{2i}}{T_{F2}}\right)^9 \cdot N_{\Sigma i}$$

где $N_{\Sigma i}=60\cdot n_i t_{hi}$. Здесь ni – частота вращения при T2i

thi–продолжительность работы в часах под нагрузкой T2i

Эквивалентное число циклов: $10^5 \le N_{FE2} \le 25\cdot 10^7$

Если NFE2 меньше 105 или больше 25·107, то принимают крайние значения.

Тело червяка рассчитывают на прочность и жесткость.

Максимальный изгиб ограничивается величинами: $f \le (0{,}005 \div 0{,}01)m$

3.3.10. КПД червячной передачи

КПД червячной передачи определяют аналогично как и для зубчатых передач:

$$\eta = \eta_3\eta_n\eta_p$$

где η_3 – КПД червячного зацепления;

η_n – КПД подшипников, валов червячных передач;

η_p – КПД с учетом потерь на размешивание масла.

При ведущем червяке КПД червячного зацепления:

$$\eta_3 = \frac{T_2\omega_2}{T_1\omega_1} = \frac{T_2}{T_1U} = \frac{F_{t2}d_2 2}{2F_{t1}d_{w1}U} = \frac{F_{t2}d_2}{d_{w1}UF_{t2}tg(\gamma+\rho)} =$$

$$= \frac{mZ_2}{mqtg(\gamma+\rho)} = \frac{Z_1}{qtg(\gamma+\rho)} = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma+\rho)}$$

где γ–делительный угол подъема; ρ–угол трения.

Угол трения: ρ=arctg f, где f–коэффициент скольжения.

Он падает с увеличением скорости скольжения и выбирается по таблицам:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos\gamma} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60\cos\gamma}\ \text{[m/c]}$$

Смазка погружением при нижнем расположении червяка на высоту витка не рекомендуется при vs>10 m/c, а желательно применять струйную смазку ηр=0.95

3.3.11. Тепловой расчет

Из теплового баланса находим расчетную формулу для определения температуры масла:

$$t_m^\circ = \frac{465\cdot 10^3 \cdot P\cdot(1-\eta)\cdot\phi}{k_t \cdot A(1+\psi)} + t_B^\circ \le t_{mp}^\circ, \left[t_m^\circ\right]$$

P–подводимая мощность, кВт; η–КПД червячной передачи

φ–коэффициент, учитывающий фактическое время работы передачи в течении одного часа; kt–коэффициент теплопередачи, Вт/м2·с, (8…17.5);

A–площадь поверхности охлаждения копуса передачи м2. Определяется измерением. При проектировании передачи в первом приближении поверхность охлаждения:

$$A \approx 20a_w^2 + k_p \cdot A_p$$

где aw–межосевое расстояние передачи, [м]; kp–коэффициент эффективности ребер (при вертикальном расположении ребер kp=1, при горизонтальном kp= 0.5);

A_p–площадь поверхности ребер; tB–температура окружающей среды;

t_{mp}–допускаемая температура масла (tmp=60…70) при верхнем расположении червяка (tmp=80…90) при нижнем. Если tm>tmp, то применяется искусственный обдув корпуса. Корпус при этом снабжается ребрами, расположенными в направлении потока воздуха при обдуве.

$$t_m^\circ = \frac{465\cdot 10^3 \cdot P\cdot(1-\eta)\cdot\phi}{(k_t A_H + k_{too} A_{об})} + t_B^\circ \le t_{mp}^\circ$$

A_H–площадь не обдуваемой поверхности корпуса передачи;

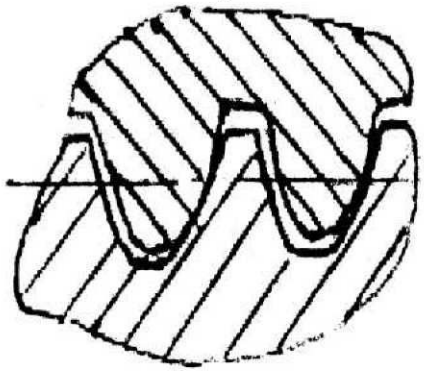
k_t–коэффициент теплопередачи для не обдуваемой части;

k_{to}–коэффициент теплопередачи для обдуваемой части поверхности корпуса передачи,

$k_{to} = \sqrt{n_1}$, где nl – частота вращения червяка, на котором находится крыльчатка, об/мин

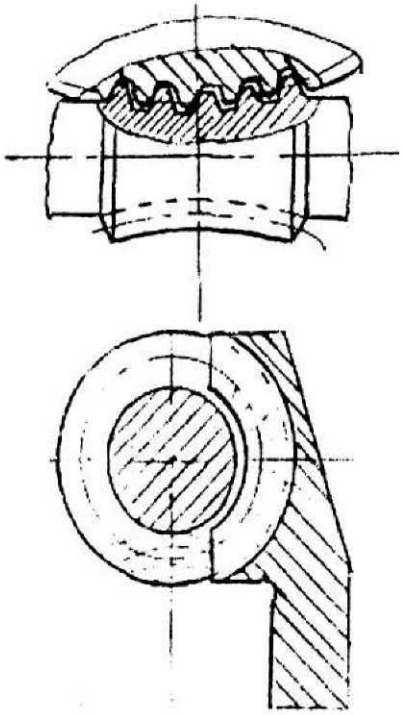
3.3.12. Повышение несущей способности червячных передач

Передачи с вогнутым профилем витков червяка.



Профиль зубьев червячного колеса имеет выпуклую форму. Контактные напряжения меньше, контактные линии располагаются под большими углами к скорости скольжения, что приводит к образованию масляного клина с высокой несущей способностью. Несущая способность в 1,3-1,5 раз выше, чем у обычных червячных передач.

Глобоидные передачи.



Несущую способность передачи можно повысить, если увеличить число витков червяка, сцепляющихся с червячным колесом расположив их на глобоидной (торовой) поверхности. Контактные линии располагаются под большим углом к скорости скольжения, что обеспечивает образование масляных клиньев с высокой несущей способностью. Несущая способность передачи повышается в 1,5 и больше раз. Применяется принудительное охлаждение.

Спироидные передачи.

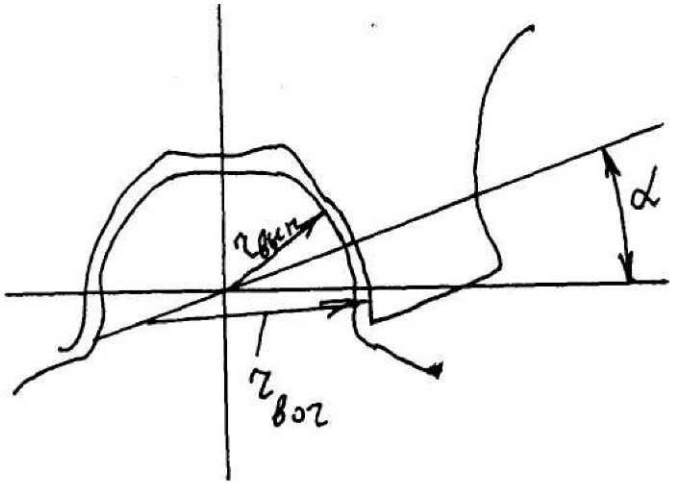
Контактные линии расположены под большим углом к скорости скольжения.

3.4. Передачи с зацеплением Новикова

Эвольвентная система зацепления имеет некоторые недостатки:

1. Малые радиусы кривизны рабочих поверхностей и отсюда недостаточная несущая способность передач по прочности поверхностных слоев;

2. Повышенная в связи с линейным контактом зубьев чувствительность колес к перекосам;



3. Существенные потери на трение в зацеплении.

Указанные недостатки в значительной степени исключены в зацеплении, разработанном М.И.Новиковым в 1954 г. с круговыми профилями с начальным точечным контактом, отличающееся высокой несущей способностью.

В настоящее время применяют два варианта цилиндрических зубчатых передач Новикова с внешним зацеплением:

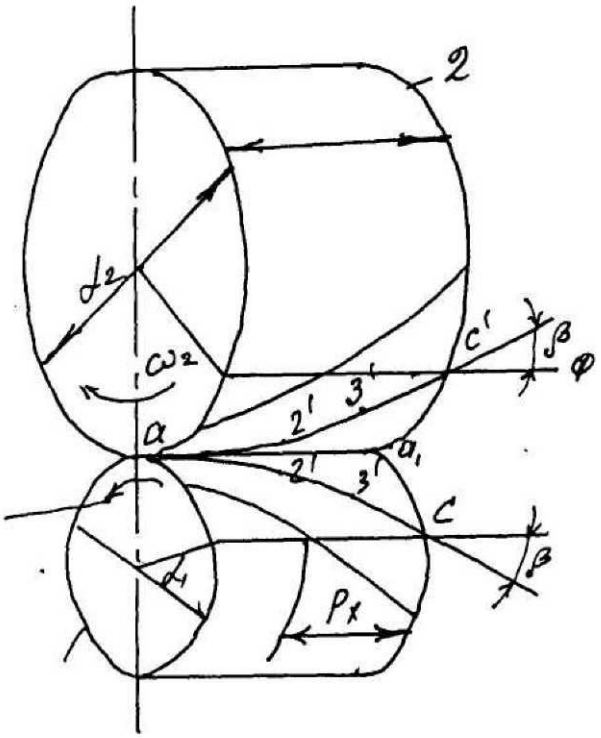
1. Заполюсные (или дополюсные) передачи с одной линией зацепления.

2. Дозаполюсные передачи с двумя линиями зацепления.

Передача Новикова с одной линией зацепления.

Профили зубьев в торцовом сечении очерчены двумя дугами окружностей или близкими к ним кривыми, шестерня - выпуклая, колесо - вогнутое. Если ведущим является зубчатое колесо с выпуклыми зубьями, то передача будет заполюсной (точка контакта расположена за полюсом). Если ведущим сделать колесо с вогнутыми зубьями, то передача становится дополюсной. В неприработанной передаче Новикова начальное касание зубьев без нагрузки осуществляется в точке.

После приработки точечный контакт превращается в линейный. В этом зацеплении линия зацепления расположена вдоль зуба, а не в плоскости вращения колес. Контакт зубьев перемещается не по профилю, как в эвольвентном зацеплении, а вдоль зуба и торцовый коэффициент перекрытия=0.



Следовательно, зубчатые колеса обязательно должны быть косозубыми или шевронными.

Процесс зацепления происходит так. Винтовые линии ac и ac'-линии пересечения поверхностей зубьев начальными цилиндрами d_{W1} и d_{W2}; $aa1$ -полюсная линия. При взаимном качении цилиндров точка касания винтовых линий (а следовательно и точка касания поверхностей пары зубьев перемещается по полюсной линии $aa1$, являющейся линией зацепления.

В контакт последовательно вступают точки 2-21, 3-31, C-C1.

Для обеспечения непрерывности зацепления необходимо выполнить условие:

$$B_\omega > P_X$$

То есть осевой коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_\beta = \frac{B_\omega}{P_X} = \frac{B_\omega * \sin\beta}{P_n} = \frac{B_\omega * \sin\beta}{\pi * m_n} > 1$$

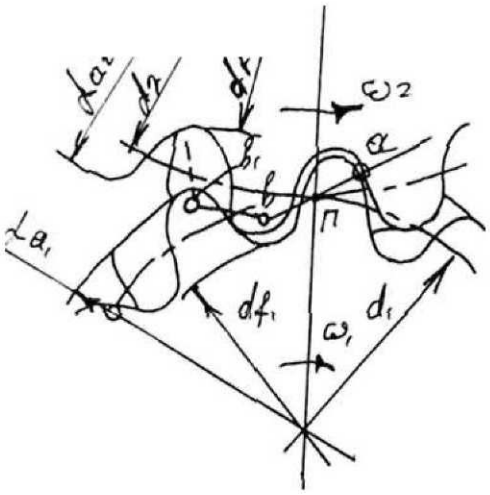
При одной линии зацепления шестерня и колесо имеют разные профили зубьев и для нарезания зубьев необходимо два различных инструмента.

Передача Новикова с двумя линиями зацепления (дозаполюсная) представляет как бы сочетание двух передач с одной линией зацепления; как у зубьев шестерни, так у зубьев колеса профили головок выпуклые, а профили ножек вогнутые.

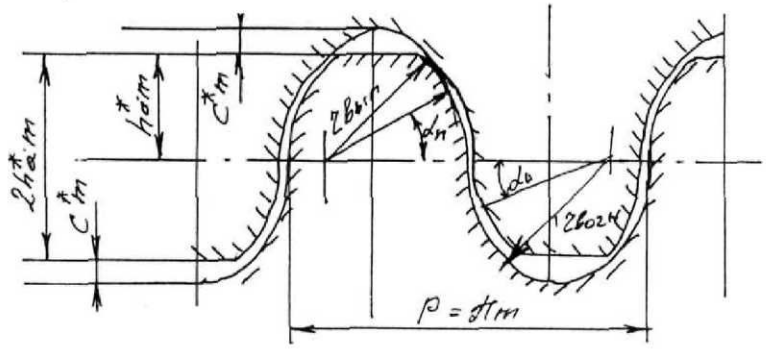
Первая пара зубьев соприкасается в точке а, расположенной в передней торцевой плоскости. Головка зуба шестерни соприкасается с ножкой зуба колеса. У второй пары зубьев в передней торцевой плоскости зазор.

Контакт второй пары осуществляется в точке B_1 расположенной в другой торцевой плоскости, смещенной относительно первой на величину BB_1

В точке $B1$ ножка шестерни соприкасается с головкой зуба колеса.



При двух линиях зацепления зубья шестерни и колеса можно нарезать одним инструментом. Несущая способность передачи больше, чем с одной линией зацепления.



При твердостях $HB \le 350$ за счет приработки активных поверхностей зубьев величина $r_{ВОГ} / r_{ВЫП}$ приближается к единице.

Приведенный радиус кривизны в нормальной плоскости (перпендикулярен к направлению зуба)

$$\rho_{прп} = (d_1 u)/2(u+1) + 1/(\sin^2 \beta \cdot \sin \alpha_n)$$

Нагрузочная способность по контактной прочности зацепления Новикова примерно в два раза выше, чем у передач с эвольвентным зацеплением

Без учета деформаций и приработки контакт зубьев осуществляется в точке, а не по линии, как у эвольвентных передач. Но так как разность, радиусов кривизны $r_{вог}$ и $r_{вып}$, а также большие радиусы кривизны $P_{прп1}$ и

$P_{прп2}$ косых зубьев приводят к тому, что под нагрузкой точечный контакт переходит в контакт по пятну.

Площади пятен контакта, а следовательно и нагрузочная способность по контактной прочности у передач Новикова больше, чем у эвольвентных. Так как торцовой коэффициент перекрытия $\varepsilon_\alpha = 0$, то в зацеплении нет скольжения, а зубья перекатываются в осевом направлении по линиям зацепления подобно двум цилиндрам со скоростью:

$$V_k = V_{окр} * ctg\beta,$$

где $V_{окр}$ - окружная скорость; β - угол наклона зубьев.

Отсутствие скольжения, большое значение скорости качения приводит к образованию жидкостного трения, все это увеличивает КПД и уменьшает износ зубьев.

Расчет передач Новикова на контактную прочность проводится на основании формулы Герца с поправками.

Контактные напряжения в точках контакта

$$\delta_H = 1252 * \sqrt{\frac{T_1 * K_{H\beta} * K_{HV} * \sin\beta}{Z_1 * m_n^{2,4} * K_{KHT} * K_Z * K_\varepsilon * \sqrt{\frac{d_1 * u}{u+1}}}} \le \sigma_{HP},$$ МПа

где T_1 -момент на шестерне,Н*М;

$K_{H\beta}$ -коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии

K_{HV} -коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

β -угол наклона зубьев;

m_n -модуль нормальный, мм;

K_{KHT} -коэффициент контура (с одной линией зацепления $K_{KHT}=1$, с двумя $K_{KHT}=1,3$);

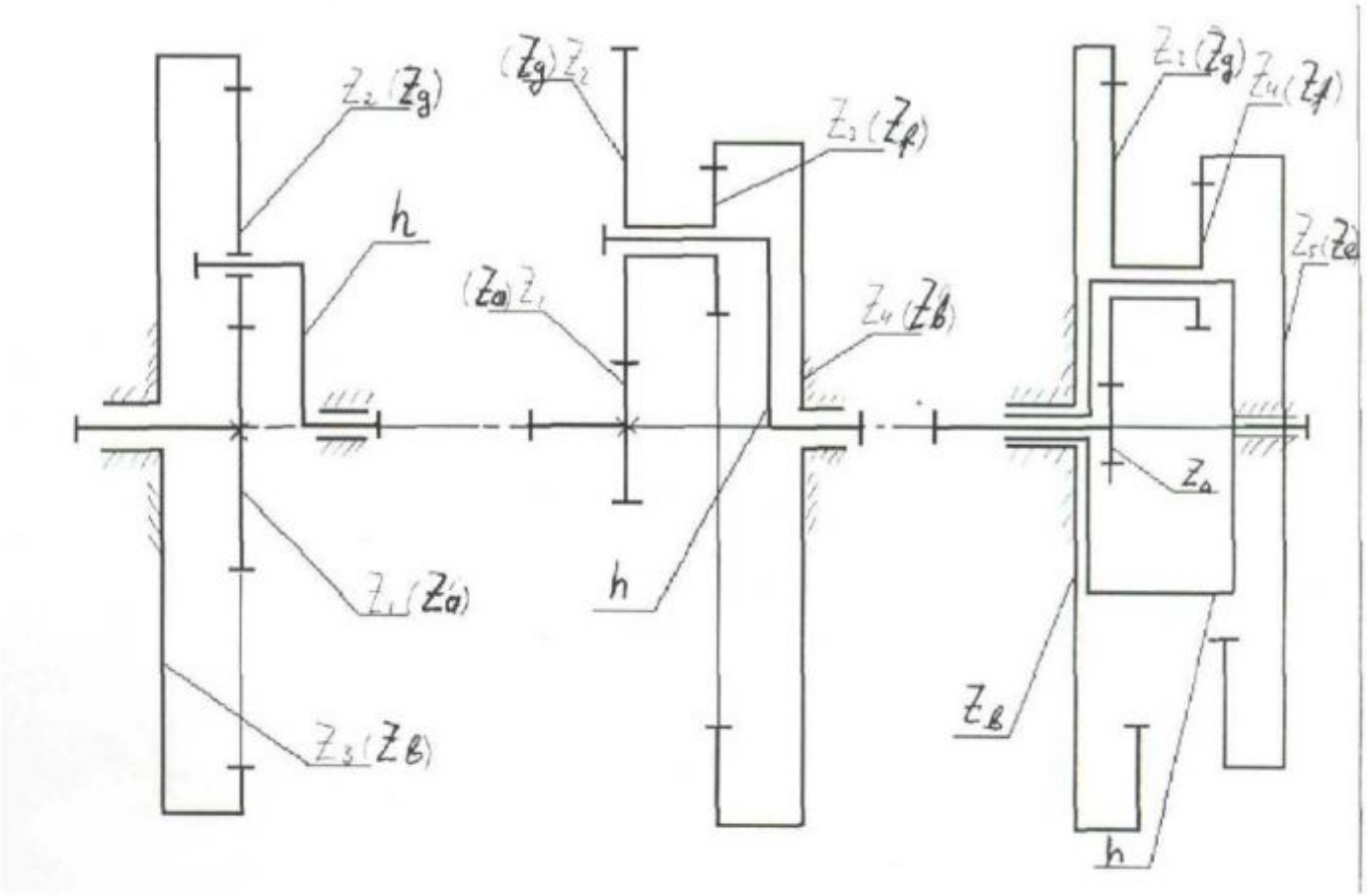
Kz-коэффициент числа зубьев;

K_ε -коэффициент, учитывающий распределения нагрузки по площади контакта

3.5. Планетарные передачи

Планетарными передачами называются передачи, имеющие зубчатые колеса с перемещающимися осями в пространстве.

Звено, на котором установлены зубчатые колёса с подвижными осями, называется водилом и обозначается буквой h.



Звенья с зубчатыми венцами, оси которых подвижны, называются сателлитами. Неподвижная ось, около которой вращается водило h, называется основной осью.

Зубчатые колёса, сцепляющие с сателлитами, ось которых совпадает с основной осью, называют центральными колёсами (Za и Zb);(Za ,Zb ,Ze). При подвижном водиле сателлиты, вращаясь вокруг своих осей, в то же время перемещаются вместе с ними. Этим они напоминают движение планет, откуда произошёл термин - планетарные механизмы.

Достоинства и недостатки планетарных передач

- Меньшие габариты по сравнению с обычными передачами (в 1э5-2раза), меньший вес (в 1,5-5 раз), большая нагрузочная способность в тех же вполне оправданный переход к более качественным материалам.
- Большие кинематические возможности. (При малых числах зубчатых колёс можно получить большой диапазон передаточных чисел).
- Лучшие виброакустические свойства - несколько меньший уровень шума и более благоприятная тональность.

Планетарные передачи позволяют осуществлять передачу энергии нескольким ведомым элементам с независимым движением (автомобиль-дифференциал) и сложение движений. (Дифференциал - подвижны все звенья)

Недостатки:

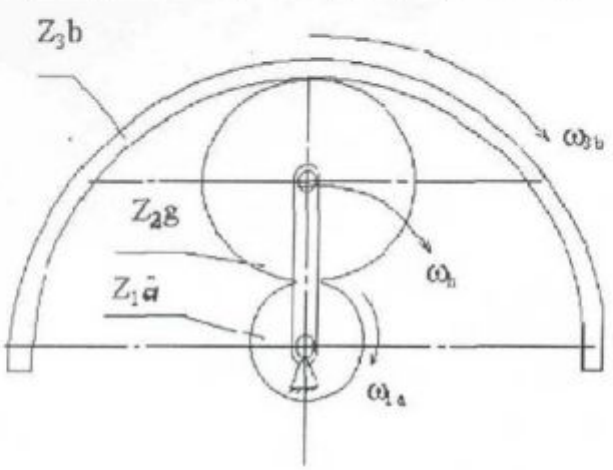
- Требуют более высокую точность изготовления и сборки (для одинакового нагружения потоков сателлита)

- В некоторых схемах с увеличением передаточного отношения резко падает КПД (схема III)

Кинематика планетарных передач

Передаточные числа планетарных передач удобнее всего определять методом остановки какого- либо звена.

Метод остановки водила (метод Виллиса) - метод обращенного движения.



Принимаем, что все три звена имеют положительную скорость

$$+\omega_{1a}, +\omega_{3b}, +\omega_h$$

Мысленно дадим всей системе угловую скорость - ω_h, тогда:

Звено Za- $\omega_{1a} - \omega_h$;

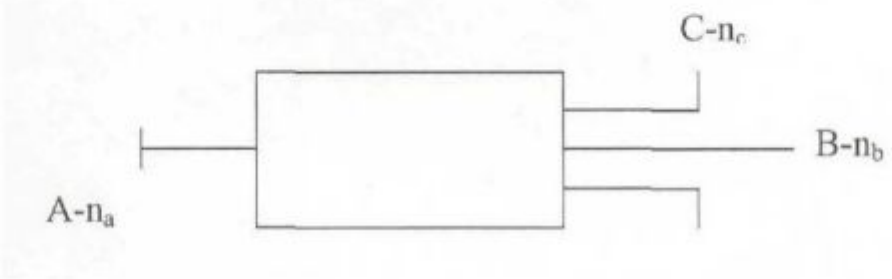
Звено Zb- $\omega_{3b} - \omega_h$

Водило h- $\omega_h - \omega_h = 0$

Отношение угловых скоростей вращающихся звеньев называется передаточным отношением и обозначается буквой i с добавлением внизу двух индексов соответствующих обозначениям вращающихся звеньев; впереди ставится индекс, соответствующий обозначению звена; угловая скорость которого в числителе. Индекс вверху соответствует обозначению звена, относительно которого взяты угловые скорости. Для определения знака передаточного отношения определяют: вращаются ли колёса в одну сторону - положительное передаточное отношение +, в разные стороны - отрицательное.

При остановке водила планетарная передача становится передачей с неподвижными осями и называется обращенной передачей и используется обычный способ определения передаточных чисел.

Для планетарных передач со звеньями, двигающихся параллельно неподвижной плоскости имеем три звена A, B и C, двигающихся параллельно неподвижной плоскости с угловыми скоростями na, nb и nc. Отношение угловых скоростей звеньев C и A в движении относительно B и звеньев C и B в движении относительно A запишутся:



$$i_{CA}^{B}=\frac{n_c-n_B}{n_a-n_B};\ i_{AC}^{B}=\frac{n_a-n_b}{n_c-n_b}=\frac{1}{\frac{n_c-n_b}{n_a-n_b}}=\frac{1}{i_{CA}^{B}};\ i_{CB}^{A}=\frac{n_c-n_a}{n_b-n_a}$$

$$i_{CA}^{B}+i_{CB}^{A}=\frac{n_c-n_b}{n_a-n_b}+\frac{n_c-n_a}{n_b-n_a}=\frac{n_c-n_b}{n_a-n_b}-\frac{n_c-n_b}{n_a-n_b}=\frac{n_c-n_b-n_c+n_a}{n_a-n_b}=1,$$

$$\boxed{i_{CA}^{B}=1-i_{CB}^{A}}$$

Сложим эти равенства: Правило: расположив произвольно индексы при i в левой части, и поменяв местами верхний и второй нижний индексы, получаем расположение индексов при i в правой части

$$\boxed{n_c=i_{CA}^{B}n_A+i_{CB}^{A}n_B}$$

т.е. с помощью этого равенства определяется угловая скорость одного из звеньев по известным угловым скоростям двух других звеньев и относительным передаточным отношениям. Первый нижний индекс при буквах i тот же, что и при n в левой части, а второй- тот же, что и при сомножителе n.

Передаточное отношение для схемы А:

$$i_{ah}^{b}=1-i_{ab}^{h}=1-(-\frac{Z_g}{Z_a})\frac{Z_b}{Z_g}=1+\frac{Z_b}{Z_a}$$

Передаточное отношение для схемы В:

$$i_{ah}^{b}=1-i_{ab}^{h}=1-(-\frac{Z_g}{Z_a})\frac{Z_b}{Z_f}=1+\frac{Z_gZ_b}{Z_aZ_f}$$

Передаточное отношение для схемы 3к:

$$i_{ae}^{b}=\frac{n_a-n_b}{n_e-n_b}=\frac{n_a-n_b}{n_h-n_b}\frac{n_h-n_b}{n_e-n_b}=i_{ah}^{b}\cdot i_{he}^{b}=\frac{i_{ah}^{b}}{i_{eh}^{b}}$$

или

$$i_{ae}^{b}=\frac{1-i_{ab}^{h}}{1-i_{eb}^{h}}=\frac{1+\frac{Z_b}{Z_a}}{1-\frac{Z_b}{Z_g}\cdot\frac{Z_f}{Z_e}}$$

К.П.Д. планетарных передач.

Для обозначения проставляют три индекса: два снизу, соответствующие обозначениям ведущего (первый индекс) и ведомого звеньев, и один сверху, соответствующий обозначению неподвижного звена.

$$A-\eta_{ah}^{b};B-\eta_{ah}^{b};3k-\eta_{ae}^{b}$$

В планетарных передачах каждое звено участвует в переносном движении (вместе с водилом) и относительном движении. Мощность трения возникает только в относительном движении.

В основу определения к.п.д. планетарных передач положено равенство потерь на трение в планетарной передачи и передачи, полученной из неё остановкой водила/сохранением нагрузок и относительных скоростей

$$\eta_{пл}=\varphi(\Psi^{h}) \qquad \eta_{ah}^{b}=1-\left|\frac{i_{ah}^{b}-1}{i_{ah}^{b}}\right|\Psi^{(h)}$$

где относительные потери при остановленном водиле

$$\Psi_{за}^{h}=2{,}3f_3(\frac{1}{Z_a}+\frac{1}{Z_g})k_{\Psi};\ \Psi_{зb}^{h}=2{,}3f_3(\frac{1}{Z_g}-\frac{1}{Z_b})k_{\Psi}$$

$$A-\Psi^{h}=\Psi_{за}^{h}+\Psi_{зв}^{h}+\Psi_{П}^{h}\ ;\Psi_{П}=\frac{T_{fП}}{T_g}$$

$T_{fП}$-сумма моментов трения в подшипнике одного сателлита;

коэффициент $\psi_{П}^{h}$ - учитывает потери только в подшипниках сателлитов, где $1-\eta=\psi$ - коэффициент потерь;

При ведущем Zb $N_{тр}=N_b^h-N_a^h=\left(N_a^h/\eta_{ab}^h\right)-N_a^h=N_a^h\left(1/\eta_{ab}^h-1\right)$

K_{ψ}-коэффициент, учитывающий коррекцию передачи, КПД редуктора определяется, так:

$$\eta_{ред}=\eta_{пк}\eta_{пл}\eta_{р}$$

где $\eta_{пк}$-КПД подшипников качения;

$\eta_{пл}$-КПД планетарной передачи;

$\eta_{р}$-потери на размешивание масла.

Выбор чисел зубьев колёс.

В планетарных передачах число зубьев колёс должно выбираться из условия обеспечения требуемого передаточного отношения.

В планетарной передаче сателлиты находятся, как правило, в зацеплении с двумя колёсами, поэтому накладываются дополнительные требования:

1. Условия соосности соответствующих шестерён для передач без смещения:

Zb и Za - должны быть оба или четные или нечетные.

2. Условие симметричного расположения сателлитов (условие сборки) Каждое зубчатое колесо можно представить в виде многогранника. Для сборки необходимо, чтобы против

$$Z_g=\frac{Z_b-Z_a}{2} \qquad 67\frac{m(Z_a+Z_g)}{2}=\frac{m(Z_b-Z_g)}{2}$$

каждого сателлита была грань, а для того число зубьев колёс должно быть кратно числу сателлитов.

$$\frac{Z_a}{n_w} = K_1 \quad ; \quad \frac{Z_b}{n_w} = K_2 \quad ,$$

где K_1 и K_2-целое число, nw - число сателлитов.

Более полное условие:

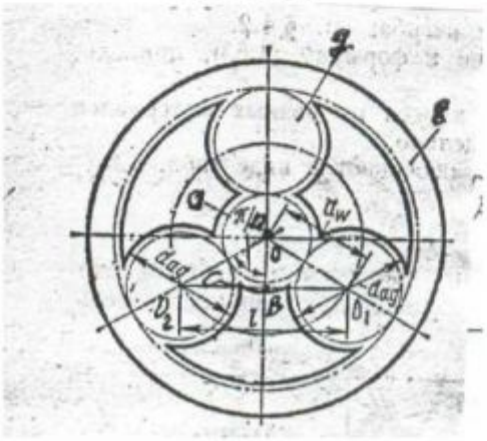
$$\frac{Z_a + Z_b}{n_w} = K$$

(целое число)

3. Условие соседства.

Условие соседства определяет возможность такой установки нескольких сателлитов по окружности, чтобы они не задевали друг друга. Для этого необходимо, чтобы половина расстояния между осями сателлитов была больше их радиуса по окружности головок зубьев.

O2B>O2C,



При числе сателлитов n_w

$$O2B=OO2\sin(360°(2nw))=$$

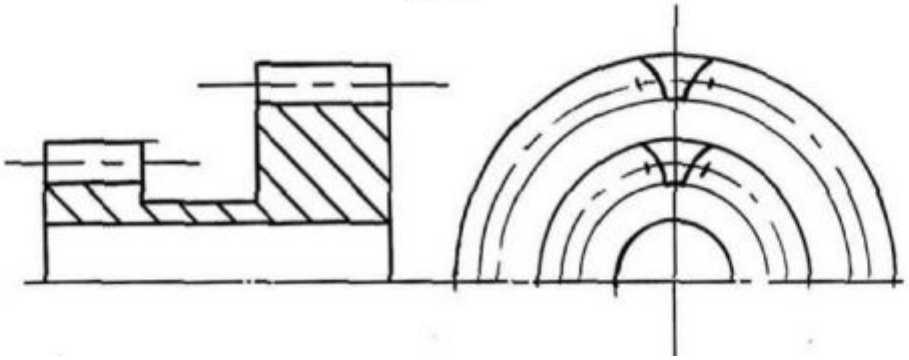
$$\frac{Z_a + Z_g}{2} m \sin\frac{180^0}{n_w} \quad ;$$

$$O_2C = \frac{Z_g}{2} m + h = \frac{Z_g + 2}{2} m \quad ,$$

где h=m- высота головки зуба, m- модуль.

Условие соседства

$$\left(Z_a + Z_g\right)\sin\frac{180}{n_w} > \left(Z_g + 2\right) \quad , \text{ или} \quad \sin\frac{180}{n_w} > \left(Z_g + 2\right)/\left(Z_a + Z_g\right)$$



Для двухвенцовых сателлитов в каждом ряду используются те же 3 условия и дополнительно задают расположение зубчатых венцов на сателлите. Несовпадение отмеченных впадин венцов сателлита меньше ошибки окружного С=±0,05

Силы в зацеплении.

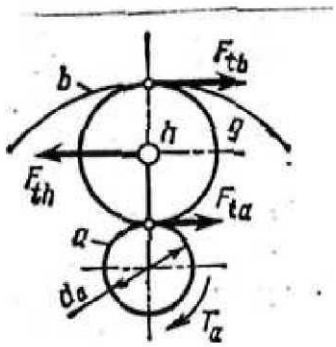
dwa, dwg-диаметры соответствующих колёс

Ft-окружные силы в зацеплении (условно смещены)

Для обычных передач.

Ftab-окружная сила на ведущем колесе

Ftba-На ведомом, Fh=Ftga+Ftgb



Два момента на ведущем и на ведомом звене всегда известны, т.е. Например:

$$Th=Tai\,{}^{(b)}_{ah}\,\eta\,{}^{(b)}_{ah}$$

$$И\ Tb=Tai\,{}^{h}_{ab}\,\eta\,{}^{h}_{ab}$$

Третий момент находится из условия равновесия:

$$Ta-Th+Tb=0$$

В планетарных передачах условно принимается на ведущем+Т, а на ведомом -Т. Сила в зацеплении центральных колёс находится:

$$Ftag=\frac{2T_a\Omega}{d_{wa}n_w};\quad Ftgb=\frac{2T_b\Omega}{d_{wb}n_w}$$

где n_w-число сателлитов;

Ω-коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами.

$$Fth=\frac{2T_h\Omega}{d_{wa}+d_{wa}n_w}$$

Если передача 2-х рядная, то рассматривается дополнительно равновесие сателлита.

Ширину зубьев венцов принимают: $b\leq(0{,}2\text{-}0{,}3)d$; $b<(10\text{-}20)m$. Для выравнивания нагрузки между сателлитами применяют плавающие центральные колёса, тогда

$$\Omega=1\div1{,}5$$

В многосателлитных передачах некоторого выравнивания нагрузки между потоками достигают за счёт податливости обода с внутренними зубьями.

Для устранения концентрации нагрузки по длине зубьев одновенцовые сателлиты устанавливаются на сферических подшипниках.

Расчёт зубьев.

Расчёт зубьев до настоящего времени является в известной мере условным. Условность расчётов на изгиб и контактные напряжения объясняется тем, что ещё не представляется возможным точно учесть добавочные динамические нагрузки, возникающие при работе зубчатых колёс, распределение усилий между несколькими парами зубьев находящихся в зацеплении, усилия на зубья, появляющиеся вследствие деформации валов, корпуса и т.д.

Отсутствуют также достаточные данные о влиянии смазки на работу зубьев и об изменении коэффициента трения между зубьями в процессе работы.

Каждая из планетарных передач разбивается на простые передачи и для схемы I и II определяется межосевое расстояние для передачи Za-Zg из условия контактных напряжений.

Для передачи Zg-Zb определяется ширина венца зубчатого колеса из формулы наибольших контактных напряжений и затем производится проверочный расчёт на усталостную прочность по напряжениям изгиба.

Для передачи по схеме (3k) нагрузочная способность лимитируется величиной изгибной прочности зубьев, а не прочностью их рабочих поверхностей.

Проектировочный расчёт целесообразно начать с передачи Zp-Zb, определяя межосевые расстояния из расчёта на усталостную прочность по контактным напряжениям и из условия усталостной прочности по изгибу.

Выбирают наибольшее полученное значение.

Для передачи Za-Zg и Zg-Zb определяется ширина колёс из условия усталости по контактным напряжениям. Определяются изгибные напряжения, сравнивая их с допускаемыми.

Расчётное контактное напряжение в полюсе зацепления определяется по формуле:

$$\sigma_{HG} = \text{ZHZEZ}\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} U_{ag}^{h} \pm 1}{d_{wa} U_{ag}^{h}}} = Z_{II} Z_E Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{ta} \Omega \; u \pm 1}{b_w d_{aw} \quad u}};$$

$$\sigma_H = \sigma_{HG} \sqrt{K_H}$$

и должно удовлетворять условию:

$$\sigma_H \le \sigma_{HP}$$

где Zh-коэффициент, учитывающий форму спряжённых поверхностей зубьев.

ZE-коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колёс.

Z^{ε}-коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; U^{h}_{ag} - передаточное число;

dwa- начальный диаметр шестерни. Удельная расчётная окружная сила:

$$\text{W}_{\text{Ht}} = \frac{F_{Ht}}{b_w} \text{KH}\alpha \text{KH}\beta \text{KH}^{\nu},$$

где расчётная окружная сила:

$$\text{F}_{\text{Ht}} = \frac{2T_a \Omega_h}{d_{wa} n_w}$$

где Ωн-коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами;

nw-число сателлитов;

КНα-коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

КНβ-коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий;

КН$^{\nu}$-коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении.

Расчётное напряжение изгиба зубьев:

$$\sigma_{\text{F}} = \frac{F_{ta} \Omega_h}{bm} K_F Y_{FS} Y_\varepsilon,$$

где YF-коэффициент, учитывающий форму зуба;

Y^{ε}-коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев.

N^{φ} (Na)=60(na-nh)nwt, N^{φ} (Zg)=60(ng-nh)t, N^{φ} (Zb)=60(nb-nh)nwt.

Ранее для зубчатых передач была приведена методика расчёта по нормальным контактным напряжениям.

В технической литературе приводятся расчёты по пропорциональным им максимальным касательным напряжениям, действующих в поверхностных слоях материалов зубьев:

$$\tau_{H} = \sigma_{H}/2{,}88;\ \tau_{Hp} = \sigma_{Hp}/2{,}88.$$

Для упрощения расчётов характеристики материалов колёс задаются коэффициентами контактных напряжений Сн и из решения контактной задачи Герца:

$$CH = \left(\frac{\sigma_H}{Z_E}\right)^2$$

Сн-условное напряжение, отнесённое к диаметральному сечению приведённой шестерни. Отношение Сн/Кн$^{\beta}$Кн$^{\nu}$=Ко.

Планетарные передачи разбиваются на простые. Шестерня обозначается цифрой 1, колесо-2. Тогда значение коэффициента силового фактора контактных напряжений:

$$K0 = \frac{2T_1(U^h \pm 1)}{b_{\varpi} d_{\varpi 1}^2 U^h n_{\varpi}} \leq [K_0]$$

Для проектировочного расчёта:

$$d_{\varpi 1} \geq \sqrt[3]{\frac{2T_1(U^h \pm 1)\Omega_H}{\Psi_{bd} U^h [K_0] n_{\varpi}}}$$

где Ωh-коэффициент неравномерности распределения нагрузки среди сателлитов; n_w число сателлитов; U^h-передаточное число при остановленном водиле;

Ψbd-коэффициент ширины венца относительно диаметра.

3.6. Волновые передачи

Волновые передачи основаны на принципе преобразования параметров движения за счёт волнового деформирования одного из звеньев механизма. Волновая передача состоит из гибкого колеса с наружными зубьями g, жёсткого с внутренними зубьями b и генератора волн h. Гибкое колесо в недеформированном состоянии имеет диаметр меньше, чем жёсткий венец. При вставленном в гибкое колесо генераторе волн оно деформируется так, что приобретает форму эллипса, в направление большей оси которого делительные диаметры гибкого и жёсткого колеса становятся равными.

В точке А зубья зацепляются на полную рабочую высоту. В точке В между вершинами зубьев образуется радиальный зазор, В точке С зацепление промежуточное (см. рис.)

Цилиндрическая поверхность, проходящая через середину толщины стенки недеформированного гибкого колеса, называется исходной срединной поверхностью. Деформированная срединная поверхность называется поверхностью деформации.

При вращении генератора осуществляется относительный поворот колёс g и b. За четверть оборота генератора зубья переходят из положения В в положение А. В окружном направлении они смещаются на полшага. За полный оборот генератора - на 2 шага. Это может быть, если разность Zb-Zg=2 или равна числу волн генератора.

Zb-Zg=KzU, Где Kz- коэффициент кратности Kz=1,2,3,…

Обычно Kz=l, (U<70-KZ=2,U<45-Kz=3); U- число волн (обычно U=2)

Зубья, на которые набегает генератор входят в зацепление и соприкасаются одними сторонами, зубья, от которых убегает генератор- выходят из зацепления и соприкасаются другими сторонами.

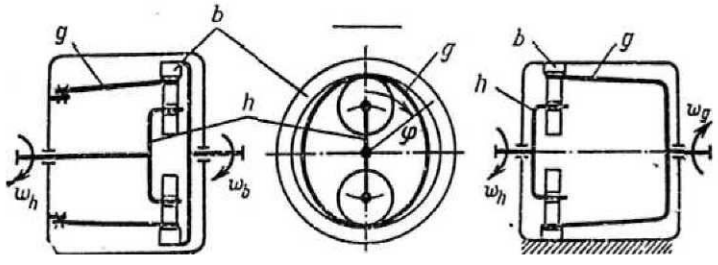
Теоретически дуга зацепления может распространятся от В до А и от В' до А', или число зубьев в одновременном зацеплении составляет 50% от Zg или Zb. Это одно из основных преимуществ волновых передач, обеспечивая им этим высокую нагрузочную способность.

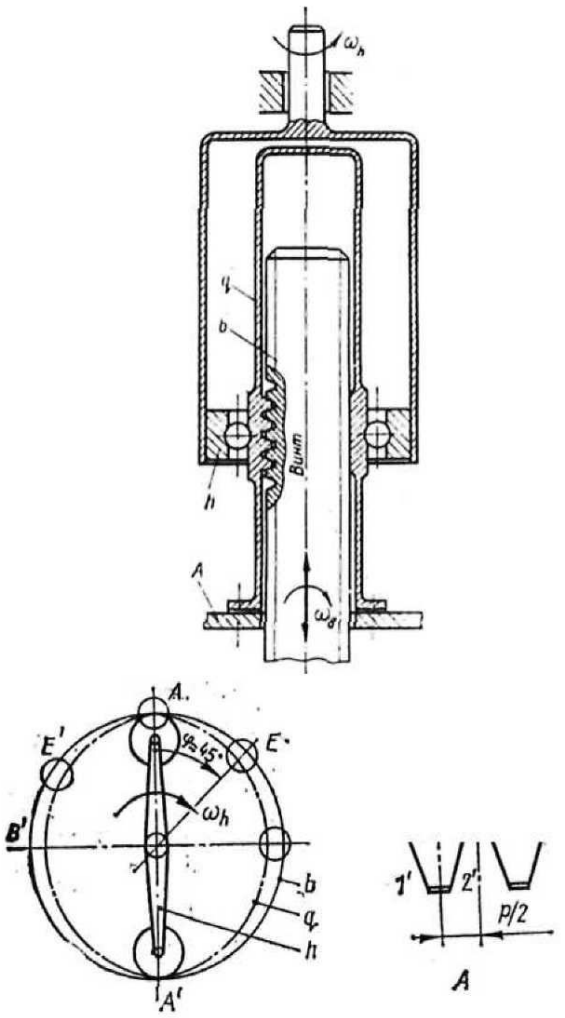
Практически число одновременно зацепляющихся зубьев (размер дуги зацепления) зависит от формы и величины деформирования гибкого колеса, от формы профиля зубьев.

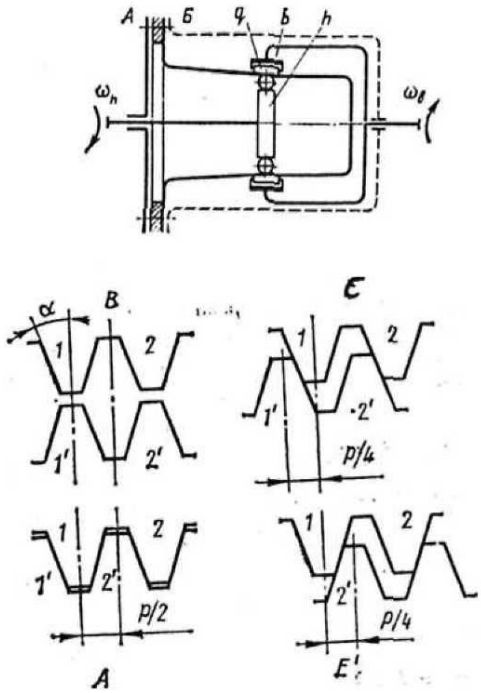
Для получения в зацеплении большего количества зубьев применяют генераторы с тремя и большим числом волн, лучше центрирование генератора, но увеличивается напряжение в гибком колесе при том же передаточном отношении.

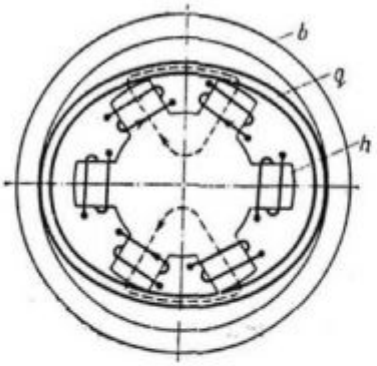
Для зацепления необходимо равенство модулей зубьев обоих колёс. Диаметры делительных окружностей:dg=mzg; db=mzb. Передаточное отношение определяется из условия, что наружный диаметр недеформированного гибкого колеса dg меньше внутреннего диаметра жёсткого колеса db на радиальное перемещение точки гибкого колеса, расположенной на большой оси его контура db-dg=2 w_o, где w_o -размер деформирования. При вращении генератора, гибкое колесо g обкатывается по жёсткому. Если обкатка осуществляется без скольжения, при закреплённом жёстком колесе b гибкое повернётся на угол φ, определяемый разностью длин окружностей

$$\pi d_b \; - \pi d_\partial = 2w_0$$




ω_h
q
b
Винт
h
A
$\omega_в$
A
E'
E
45°
B'
ω_h
b
q
h
A'
1'
2'
p/2
A


А
Б
q
b
h
ω_h
$\omega_в$
α
B
1
2
1'
2'
p/2
A
E
1
2
1'
2'
p/4
1
2
1'
2'
p/4
E'



Угол поворота гибкого колеса $\varphi_{\partial} = 4\pi w_0 / d_{\partial}$. Угол поворота генератора волн - 2π. Передаточное отношение при передаче движения от генератора h к гибкому колесу при неподвижном жестком:

$$i_{hg}^{b} = \frac{\varpi_b}{\varpi_g} = \frac{\varphi_h}{\varphi_g} = -\frac{d_g}{2\varpi_0} = -\frac{d_g}{d_b - d_g} = -\frac{Z_g}{Z_b - Z_g} = -\frac{Z_g}{K_z U}$$

Для определения передаточного отношения применяется метод Виллиса - метод остановки генератора волн (принимая, что волновые передачи в кинематическом отношении являются планетарными)

$$i_{hg}^{b} = \varpi_h / \varpi_g \cdot i_{gh}^{b} = \frac{\varpi_g}{\varpi_h}$$

Применяем правило Виллиса

$$U_{gb}^{h} = \frac{\varpi_g - \varpi_h}{\varpi_b - \varpi_h} = \frac{Z_b}{Z_g};$$

$$при \quad \varpi_b = 0$$

$$\frac{\varpi_g - \varpi_h}{-\varpi_h} = \frac{\frac{\varpi_g}{\varpi_h} - 1}{-1} = U_{gh}^{b}; \quad \frac{\varpi_g}{\varpi_h} = 1 - U_{gb}^{h}; \quad \varpi_g = \varpi_h (1 - U_{gb}^{h})$$

$$i_{hg}^{b} = \frac{\varpi_h}{\varpi_g} = \frac{\varpi_h}{\varpi_h (1 - U_{gb}^{h})} = \frac{1}{1 - \frac{Z_b}{Z_g}} = \frac{Z_g}{Z_g - Z_b} = -\frac{Z_g}{Z_b - Z_g}.$$

Знак минус указывает на разные направления ведущего и ведомого звеньев.

$$i_{ab}^{c} = 1 - i_{ac}^{b}$$

$$i_{ba}^{c} = \frac{1}{i_{ab}^{c}}$$

$$i_{hg}^{b} = \frac{1}{i_{gh}^{b}} = \frac{1}{1 - \frac{Z_b}{Z_g}} = \frac{Z_g}{Z_g - Z_b} = -\frac{Z_g}{Z_b - Z_g} = \frac{1}{1 - i_{gb}^{h}}$$

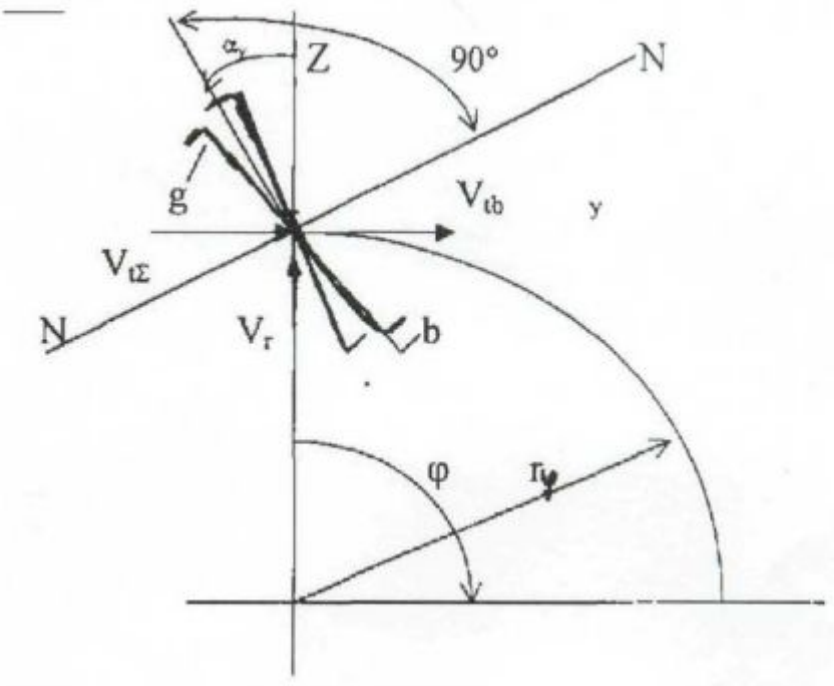
Преимущества

1. Большие передаточные числа в одной ступени. Максимальное i~200-300 в одной ступени. Ограничивается величиной модуля $m \leq 0{,}2$ мм. С увеличением передаточного числа модуль уменьшается и становится соизмерим с суммарными ошибками. Минимальное i ~ 80 (60) для стальных колёс. С уменьшением i растут напряжения в гибком колесе (превышает предел выносливости). 1а - большое число зубьев в одновременном зацеплении- до 40% от числа зубьев гибкого колеса.

2. Малые габариты по сравнению с другими типами передач или более высокая нагрузочная способность.
3. Более высокая кинематическая точность (вращения) при тех же степенях точности изготовления. В обычных редукторах ошибка рассогласования угловых поворотов валов $\Delta\varphi = \pm 180$ угловых секунд, а волновых <±50 угловых секунд
4. Отсутствует люфт в зацеплении.
5. Волновая передача является обратимой - т.е. может работать как мультипликатор.
6. Симметричность конструкции и как следствие - малые нагрузки на валы и опоры.
7. Герметичность при специальном исполнении.
8. Широкие кинематические возможности (как дифференциал)

Недостатки

1. Мелкие модули по сравнению с диаметром (m=0,2-1,5мм; ∅40-∅500 мм) поэтому требуется точное изготовление деталей. (Пример: 500H7+0,063, а модуль m=0,2 мм-30%)
2. Большие значения нижнего предела передаточных отношений (80)
3. Сложность изготовления гибкого колеса (для индивидуального производства)
4. Большие моменты трогания: Мтрог≈0,1Мт
5. Сложный расчет и конструирование.
6. Невысокий КПД: η=0,9-0,8
7. Преобразование движения в зубчатой передаче, выбор профиля и размера зубьев



Рассмотрим перемещение в точке контакта зубьев на окружности r_φ (посредине толщины оболочки зуба). Компоненты перемещений обозначим: ω- радиальное (ось Z), V- окружные (ось y) и U- осевые (ось X). Начало координат располагают в точке до деформирования. Векторы скоростей: суммарная окружная VtΣ и радиальная Vr гибкого колеса g. Окружная скорость Vtb -скорость жёсткого колеса.

Генератор обеспечивает деформирование торца гибкого колеса, для которого радиальные перемещения изменяются по закону:

$$\omega = F_1(\varphi_1)$$

где φ_1 -угловая координата точки на средней поверхности до деформирования.

При вращении генератора с угловой скоростью ω_h текущее положение рассматриваемой точки относительно его большой оси определяется углом:

$$\varphi = \varphi_1 - \omega_h t,$$

отсюда:

$$\omega = F_1(\varphi_1 - \omega_h t)$$

Радиальная скорость гибкого колеса:

$$V_r = \frac{d\tilde{\omega}}{dt} = \frac{d}{dt} F_1(\varphi_1 - \omega_h t).$$

При учёте толщины оболочки определяют поворот нормали к срединной поверхности. Вследствие поворота нормали точки, расположение на внешней поверхности цилиндра получают дополнительную окружную скорость.

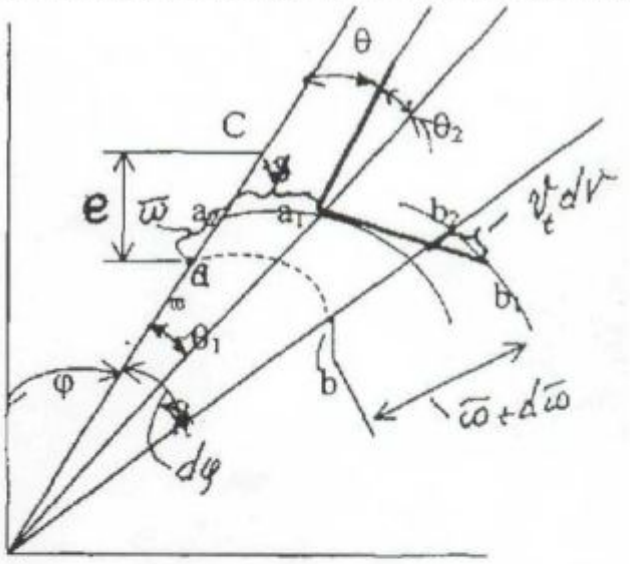
$$V_{t\Sigma} = V_t + V_\theta + V_{tp}$$

Vtp-окружная скорость V_θ е связанная с растяжением гибкого колеса в нагруженной передаче.

Окружная скорость гибкого колеса:

$$V_t = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} F_2(\varphi_1 - \bar{\omega}_h t) = \bar{\omega}_h \bar{\omega}$$

По условию нерастяжимости средней поверхности оболочки сумма приращённой длины=0



$$\bar{\omega} d\varphi + dV = 0$$

$$\left.\begin{aligned} &\frac{dV}{d\varphi} = -\omega \\ &V_t = -\int \bar{\omega} d\varphi = F_2(\varphi) \end{aligned}\right\} \text{условие} - \text{нерастяжимости}$$

или

$$\varphi = \varphi_1 - \omega_h t$$

$$d\varphi = -\bar{\omega}_h dt$$

$$V_t = \omega_h F_1(\varphi_1 - \omega_h t) = \omega_h \omega$$

Дополнительная окружная скорость от поворота нормали: $V_\Theta = e\omega_\Theta$ Суммарный угол поворота:

$$\Theta = \Theta_1 - \Theta_2$$

$$\Theta_1 = \frac{V}{r}; \Theta_2 = \frac{d\omega}{rd\varphi}; \Theta = \frac{1}{r}\left(V - \frac{d\omega}{d\varphi}\right)$$

где Θ-расстояние рассматриваемой точки до срединной поверхности:

$$\omega_\Theta = \frac{d\Theta}{dt} = \frac{1}{r}\left(\frac{dV}{dt} - \frac{d^2\omega}{d\varphi dt}\right)$$

Окружная скорость жёсткого колеса:

$$V_{tb} = \omega_h r_\varphi / (i_{hb}^{(g)})$$

Суммарная окружность скорость гибкого колеса Vts сообщается зубу жестокого колеса b как скорость переносного движения без скольжения, а радиальная скорость Vr зуба гибкого колеса как скорость относительного движения преобразуется в окружную скорость Vtr по принципу наклонной плоскости со скольжением (клиновой эффект):

$$\vartheta_{tr} = \vartheta_2 tg\alpha_y$$

где α_y-это угол профиля зуба колеса b в точке контакта. Можно записать условие зацепления:

$$V_{t\Sigma} + \vartheta_{tr} = \vartheta_{tb}$$

Для волновых передач дополнительное деформирование под нагрузкой сопровождается дополнительными перемещениями и, следовательно, дополнительной окружной скоростью Vtp (окружная скорость деформирования). При этом условие зацепления

$$V_{t\Sigma} + \vartheta_{tz} + \vartheta_{tp} = \vartheta_{tb}$$

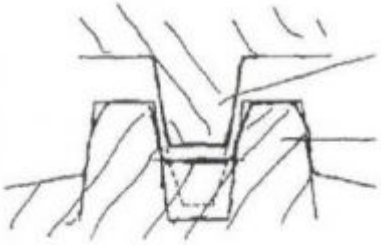
Скорость Vtp является как бы компенсатором в условии равенства скоростей. При Vtp=0 угол профиля определится из условия зацепления.

$$\vartheta_{tz} = \vartheta_{tb} - \vartheta_{t\Sigma}$$

$$tg\alpha_y = \frac{\vartheta_{tz}}{\vartheta_r} = (\vartheta_{tb} - \vartheta_{t\Sigma}) / \vartheta_r$$

Эвольвентные зубья с узкой впадиной (зубья простых передач). Это зубья, у которых ширина впадины по окружности впадин существенно меньше толщины зубьев. Технологические преимущества эвольвентного профиля, возможность применения существующего стандартного инструмента, обеспечение большого количества много-парного зацепления. Угол исходного контура α=20°или 30° (оптимальный угол 25°).

Эвольвентные зубья с широкой впадиной (понижаются напряжения изгиба в гибком колесе) Получаются удалением каждого второго зуба гибкого колеса (технологические трудности), а зубья жёсткого колеса оставлять полностью (они функциональны одному толстому зубу). Число зубьев в одновременном зацеплении уменьшается вдвое.



Широкую впадину можно получить уменьшением высоты головки зуба жёсткого колеса и уменьшением высоты ножки зуба гибкого колеса (зубья гибкого колеса- головки, зубья жёсткого колеса- ножки). Для гибкого колеса - модифицированный инструмент (высота головки зуба)

Ножка зуба жесткого колена Головка зуба гибкого колена

Недостаток - мало зубьев в зацеплении без специального деформирования гибкого колеса и кромочный эффект. Колёса с зубьями с круговым профилем. (Новиков)

Большое число пар зубьев в зацеплении.

При $\varphi = 0$; $\vartheta_{t\Sigma} - \max$; $\vartheta_r = 0$. Относительного движения нет. Передача движения осуществляется без скольжения. Угол профиля не имеет значения. Он может быть любым и даже=0.

Примем форму деформирования по закону:

$$\varpi = F_1(\varphi_1) - \varpi_0 \cos 2\varphi_1 = \varpi_0 \cos(\varphi_1 - \varpi_h t)$$

Тогда:

$$\upsilon = -\int \varpi d\varphi = -\int_0^0 \varpi_0 \cos 2\varphi_1 d\varphi = -\frac{\varpi}{2} \sin 2\varphi_1$$

$$\upsilon = -\frac{\varpi_0}{2} \sin 2(\varphi_1 - \varpi_{ht})$$

$$\upsilon_\varepsilon = \frac{d\varpi}{dt} = \varpi_0 \varpi_h \sin 2(\varphi_1 - \varpi_{ht})$$

$$\upsilon_t = \frac{d\vartheta}{dt} = \varpi_0 \varpi_h \cos 2(\varphi_1 - \varpi_{ht})$$

$$\upsilon_\theta = e\varpi_\theta = \frac{3e}{r} \varpi_0 \varpi_h \cos 2(\varphi_1 - \varpi_{ht})$$

$$\omega_\theta = \frac{1}{r}\left(\frac{d\vartheta}{dt} - \frac{d^2\varpi}{d\varphi dt}\right) = \frac{1}{r}\left[\varpi_0 \varpi_h \cos 2(\varphi_1 - \varpi_{ht}) - 2\varpi_0 \varpi_h \cos 2(\varphi_1 - \varpi_{ht})\right]$$

$$\frac{d\vartheta}{dt} = -\frac{\varpi_0}{2}(-\varpi_h) 2\cos 2(\varphi_1 - \varpi_{ht}) = -\varpi_0 \varpi_h \cos 2(\varphi_1 - \varpi_{ht})$$

$$\frac{d\varpi}{dt} = \varpi_0 2\varpi_h \sin 2(\varphi_1 - \varpi_h t)$$

$$\frac{d^2\varpi}{dtd\varphi} = -2\varpi_0 \varpi_h \cos 2(\varphi_1 - \varpi_h t) = -\frac{3\varpi_0 \varpi_h}{r} \cos 2(\varphi_1 - \varpi_h t)$$

$$\vartheta_{t\Sigma} = \vartheta_t + \vartheta_\theta = \varpi_0 \varpi_h \cos 2(\varphi_1 - \varpi_h t) - \frac{3r}{z} \varpi_0 \varpi_h \cos 2(\varphi_1 - \varpi_h t) = \varpi_0 \varpi_h \cos 2(\varphi_1 - \varpi_h t)\left(1 - \frac{3e}{r}\right)$$

При $\varphi = {}_{45°}$, $\vartheta_{t0} = 0$. $\vartheta_{t0} - \max$ нет переносного движения. Движение передается только за счёт клинового эффекта и сопровождается скольжением:

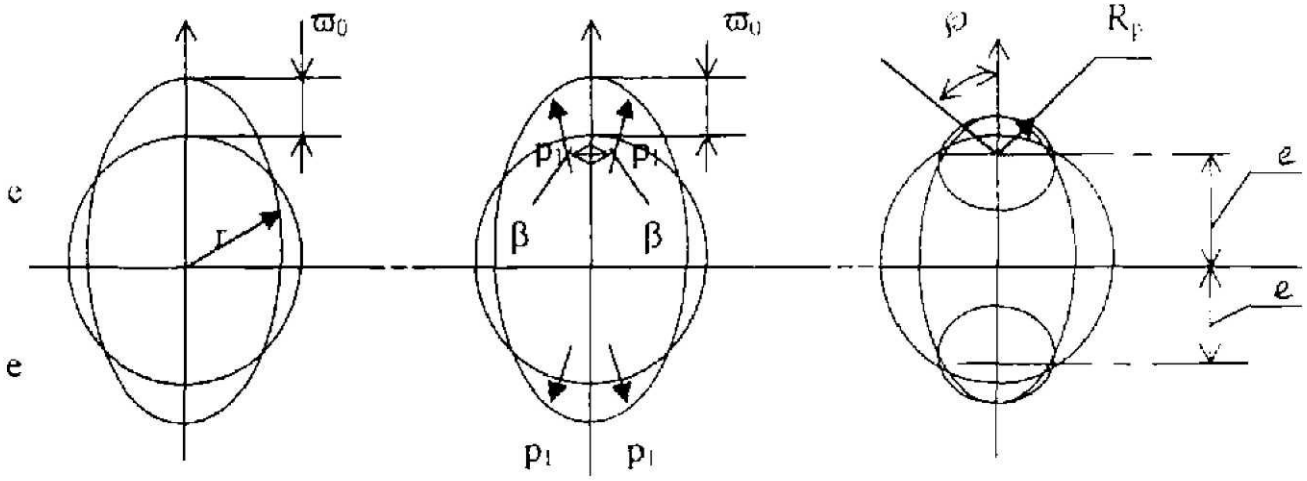
$\alpha \approx 26^0 40'$ при $\varphi = 45°$

При $45° < \varphi < 90°$ $V_{t\Sigma}$ становится отрицательной; ϑ_r уменьшается от max до 0; $\alpha_y \rightarrow 90°$

В целях уменьшения износа зубьев и потерь на трение, параметры зацепления следует выбирать так, чтобы зацепление осуществлялось в зоне малых углов ф (в зоне большой оси генератора)

Преимущественное распространение получили эвольвентные зубья как наиболее технологичные и обеспечивающие удовлетворительное зацепление. Величину угла профиля а варьирует путём смещения инструмента при нарезании.

Волновая передача работоспособна при различных формах и величинах деформирования гибкого колеса и от формы зависит число одновременно зацепляющихся зубьев.

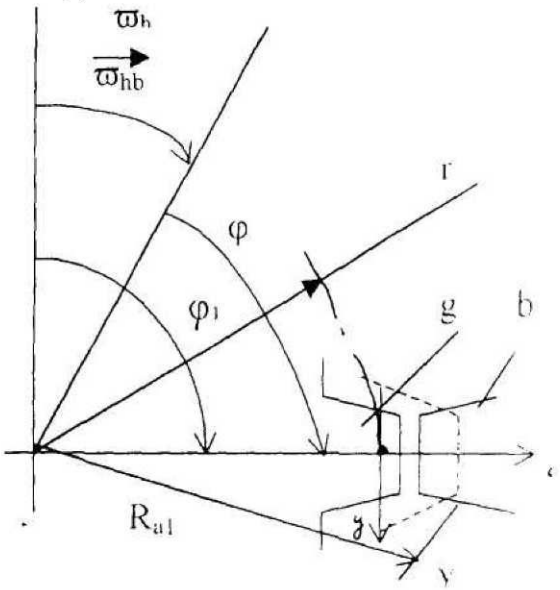


Генератор с 2-мя роликами, 2 сосредоточенные силы дают однозначную форму деформированного гибкого колеса.

4-х роликовый генератор. При 4-х силах форма изменяется в зависимости от угла β и это позволяет приспосабливать её к интересам зацепления. При $\beta \rightarrow 0$ форма 2-х сил. При увеличении β она приближается к форме дуги постоянного радиуса (увеличивается число зубьев в зацеплении).

Дисковый генератор (два больших ролика)

Любая из форм получается также кулачковым генератором - лучшее сохранение заданной формы деформирования под нагрузкой.



Текущее положение большой оси генератора:

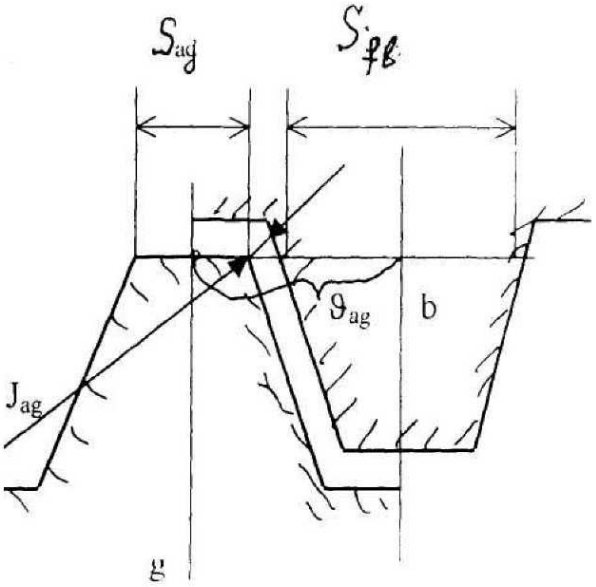
$$\varphi = \varphi_1 - \varpi_h * t = \frac{\pi}{2} - \varpi_h * t$$

Координаты точек зуба гибкого колеса по оси z:

$$\varpi_{ad} = (r_{a1} + \varpi)\cos\varphi_2 - r$$

По оси y:

$$\vartheta_a = \vartheta + (r_{a1} - r)\theta - (r_{a1} + \varpi)\varphi_2$$



Вторые члены учитывают поворот нормали на угол θ. Третьи члены относительный поворот на угол:

$$\varphi_2 = \frac{\varpi_h t}{U_{hb}^{(g)}} = \frac{-\varphi}{i_{hb}^{(g)}}$$

При выборе угла зацепления зазор j_{a1} при входе в зацепление должен обеспечить отсутствие интерференции вершин под нагрузкой и без нагрузки:

Глубина захода зубьев должна h_d гарантировать зацепление при деформировании звеньев передачи (g,b,h) под максимальной нагрузкой; расположение зоны зацепления должно предусматривать уменьшение клинового эффекта в передачи движения.

Зная координаты зубьев зазор у вершины зуба гибкого колеса в некоторой фазе зацепления, соответствующий углу φ:

$$j_{ag} = (\left|\vartheta_{ag}\right| - \frac{S_{ag} + S_{fb}}{2})\cos\alpha_{cp}$$

Величину деформирования w0 можно определить из условия равенства окружных скоростей:

$$V_{tr} + V_{t\Sigma} + V_{tp} = V_{tb}$$

При отсутствии боковых зазоров и без учёта скоростей:

$$W_0 = 0{,}5(d_{wb} - d_{wg})$$

Для эвольвентного зацепления:

$$d_w = d\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} = mz\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}$$

Тогда:

$$w_0 = \frac{0{,}5m(z_b - z_g)}{\cos\alpha_w} = 0{,}5mk_2U\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}$$

где m-модуль зацепления;

α и αw углы профиля исходного контура и зацепления.

Основными составляющими потерь волновой передачи являются потери в зубчатом зацеплении и генераторе. При больших передаточных отношениях, реализуемыми в одной ступени, а, следовательно, значительные нагрузки в зацеплении потери сравнительно невелики, т.к. не велики скорости скольжения.

КПД растёт с увеличением нагрузки и уменьшается с увеличением передаточного отношения. КПД имеет максимум при некоторой величине нагрузки. Максимум зависит от жёсткости звеньев передачи. Для приближённой оценки максимального значения КПД силовых передач с кулачковым генератором предложена формула:

$$\eta = \frac{1}{(1+0{,}84f_1\frac{1}{\cos^2\alpha_{cp}})(1+f_2\frac{2R_k}{d_g}Utg\alpha_{cp})}$$

где Rk- радиус дорожки качения внутреннего кольца гибкого подшипника генератора;

f_1=0,025÷0,04-условный коэффициент трения в зацеплении;

f_2=0,0045÷0,006-условный коэффициент трения в гибком подшипнике;

u- число волн генератора; при i=80÷250 η=0,8÷0,9

Расчёт зубчатых волновых передач

Практика показала, что основными критериями работоспособности (т.е. выход из строя) являются:

Поломка гибкого колеса (прочность по изгибу) от трещин усталости, появляющихся вдоль впадин зубчатого венца при напряжениях превышающих предел выносливости. С увеличением толщины гибкого колеса напряжения в нём от полезного передаваемого момента уменьшаются, а т деформирования генератором увеличиваются. Поэтому есть оптимальная толщина. Предотвращение- расчёт допускаемой нагрузки по усталости от изгиба.

Разрушение подшипников генератора от нагрузки в зацеплении или из-за значительного повышения температуры. Повышение температуры вызывает уменьшение зазора между генератором и гибким колесом - отсюда возрастание нагрузки, чрезмерное деформирование генератора приводит к интерференции вершин зубьев на входе в зацепление.

Жесткость генератора и жёсткого колеса. Проскок генератора при больших крутящих моментах, при изменении формы генератора, гибкого и жёсткого колёс под нагрузкой вследствие их недостаточной жесткости (радиальной) или при больших радиальных отклонениях размеров генератора. Проскок наступает при интерференции, когда зубья на входе в зацепление упираются один в другой поверхностями вершин.

Износ зубьев наблюдается на концах, обращенных к заделке гибкого колеса. При правильно выбранной геометрии зацепления, смазки и напряжения смятия на зубьях, не превышающих допускаемые практически не ограничивает срок службы передачи.

Тепловой режим. За критерий работоспособности передачи принимается прочность гибкого колеса. Опасным сечением является сечение во впадине зубьев, расположенной на дуге вблизи большой оси генератора.

Суммарные напряжения в этом сечении.

$$\sigma = Y_z\sigma_t + Y_z\sigma_k + \sigma_p + \sigma_{зуб.}$$

где Yz-коэффициент влияния зубьев на прочность, находится по графику;

σ_t -напряжение изгиба в окружном направлении, определяется по формуле (теория тонких оболочек

$$\sigma_t = \pm\frac{Es}{2r^2}\left(\frac{\partial^2\varpi}{\partial\varphi^2} + \varpi\right)$$

E-модуль упругости;

S-толщина в рассматриваемом сечении;

σ_k -напряжение изгиба во впадинах зубьев гибкого колеса $\sigma_k = \frac{24T_g\overline{M}_k}{\left(d^2{}_g b_\varpi S^2{}_1\right)}$;

$\overline{M}_K$ -изгибающий момент.

σ_p -напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{\pi k T_g \overline{g_{lst}}}{4\varphi_2 d_g b_\varpi S_1}$$

K-поправочный коэффициент =1,1-1,3;

φ_2 -угол, ограничивающий размер зоны зацепления

$\overline{g}_{1zt}$ —безразмерный коэффициент (по графику)

$\sigma_{зуб}$ -дополнительные напряжения изгиба во впадине зуба

$$\sigma_{зуб} = \pm\frac{6M_{зуб}}{S_1^2}$$

где $M_{зуб}$ -зубцовый момент;

Напряжение кручения:

$$\tau = \frac{T_g}{2\pi r^2 S} = \frac{2T_g}{\pi d_g^2 S}$$

Статическая прочность определяется по максимальным эквивалентным напряжениям.

$$\sigma_{эк} = \sqrt{\sigma^2 + 4T^2} \le \frac{\sigma_\tau}{1{,}4}$$

Запас сопротивления усталости

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 n_\tau^z}} \geq [n] \approx 1{,}3$$

Запас сопротивления по нормальным и касательным напряжениям .

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_{ag} + \psi_\sigma \sigma_m} \leq [n_\sigma], \sigma_m = 0$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau} \cdot \tau_a}$$

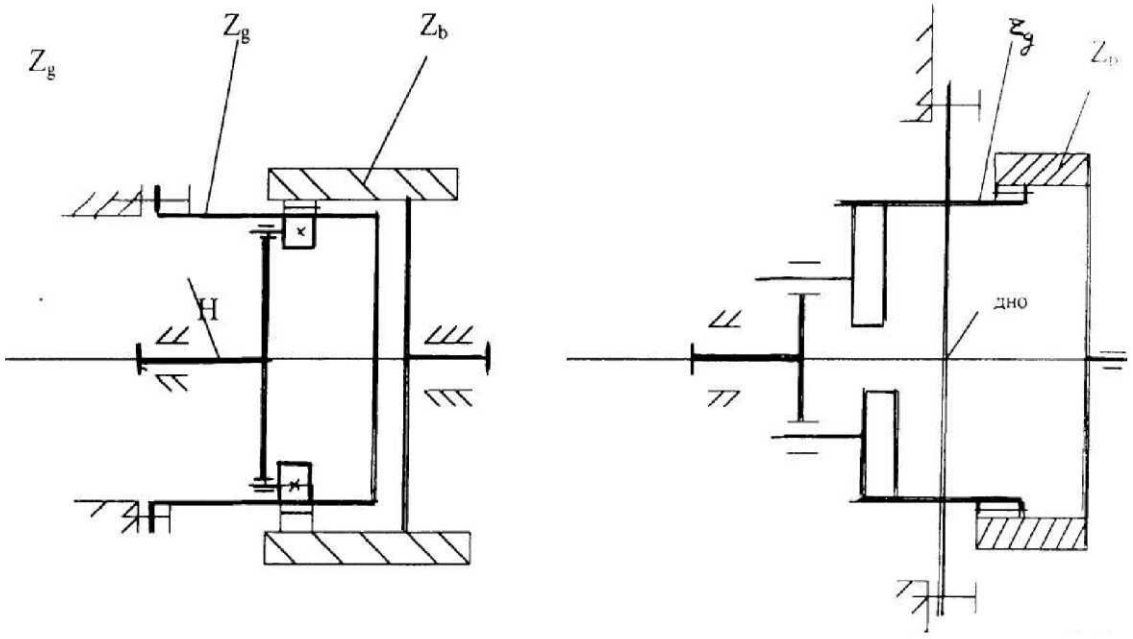
$$\sigma_{-1} \approx (0{,}4...0{,}5)\sigma_b; \tau_{-1} \approx (0{,}2...0{,}3)\sigma_b$$

При проектном расчёте определяется диаметр гибкого колеса из условия прочности по изгибу, при этом не учитываем касательное напряжение τ , дополнительные напряжения изгиба во впадине зуба σзуб, напряжение изгиба во впадинах зуба σк,как малые, влияние зазоров в размерной цепи кулачок - гибкое колесо на амплитуду напряжения как малое. Неточности расчёта компенсируются увеличением допускаемого значения запаса прочности nσ.

Заменяя $\frac{d}{2\varpi_0} = i_{hg}^b$, формой деформирования по $\cos 2\varphi$

Т.е. $\varpi = \varpi_0 \cos 2\varphi$; $\sigma_t = \pm \frac{ES}{2\tau^2}(\frac{\partial^2 \varpi}{\partial \varphi^2} + \varpi)$

Обозначим $\psi_{bd} = \frac{b_\varpi}{d_g}$ $\psi_{sd} = \frac{S_1}{d_g}$; - коэффициент толщины гибкого колеса



После подстановки в формулу напряжения изгиба в окружном направлении находим диаметр гибкого колеса.

$$d_g = \sqrt[3]{\frac{0{,}456 T_g}{\left[\frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma g}[n_\sigma]} - \frac{3EY_z\Psi_{sd}}{i_{hg}^b}\right]\Psi_{bd}\Psi_{sd}}}$$

где dg-мм;

Tg-момент на тихоходном валу, Нм;

σ-1-предел выносливости при симметричном цикле изгиба, МПа;

Е-модуль упругости материала, МПа;

Kσg-эффективный коэффициент концентрации напряжений у корня зуба;

[nσ]=l,3... 1,7- коэффициент запаса по нормальным напряжениям;

Yz- коэффициент влияния зубьев;

$$\Psi_{bd=}\begin{cases} 0{,}15\ldots0{,}20-для\quad силовых\quad коэффициентов\quad ширины\quad зубчатого\quad венца \\ 0{,}010\ldots0{,}015-для\quad кинематических\quad коэффициентов\quad ширины\quad зубчатого\quad венца \end{cases}$$

$\Psi_{sd} = 0{,}012\ldots0{,}0014$

Модуль зацепления вычисляется:

$$m = \frac{d_g}{z_t}$$

округляется до стандартного.

Диаметры окружности впадин гибкого колеса:

$$D_{fg} = m\left(z_g - 2h_a^* - 2_c^* + 2x_g\right)$$

где для эвольвентного зацепления с α=20°,ha* =1

Коэффициент радиального зазора: C*=0,25 (=0,35 при m<I)

Диаметр окружностей вершины зуба гибкого колеса.

$$d_{ag} = d_{fg} + \left\lfloor 2h_a^* + 0{,}7 \right\rfloor m$$

Диаметр вершин жёсткого колеса

$$d_{ab} = d_{ag} + \varpi_0 m - 2h_0^* m$$

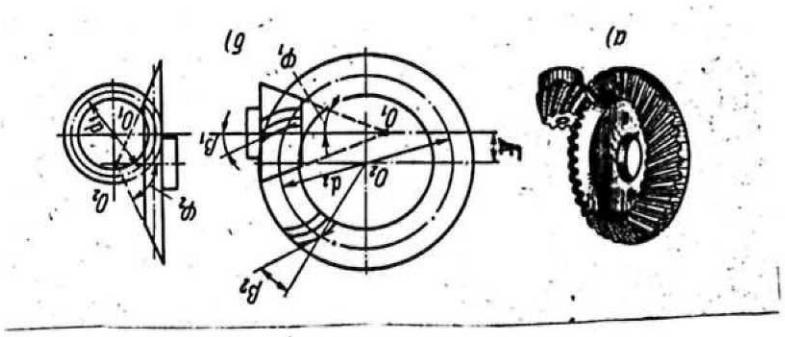
Для эвольвентной передачи с α=20° без смещения или $X_1=X_2$, $\varpi_0^* = I$. Диаметр впадин зависит от параметров долбяка. Материалы гибкого и жёсткого колёс:

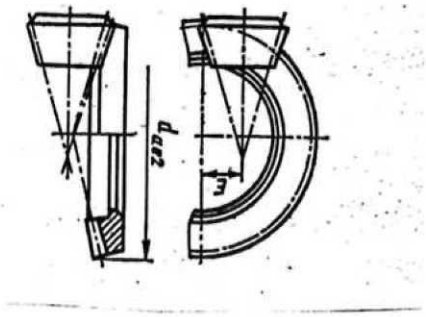
Гибкого:20ХН3А;40ХНМА;38Х2МЮА;30ХГСА;12Х18НЮТ.

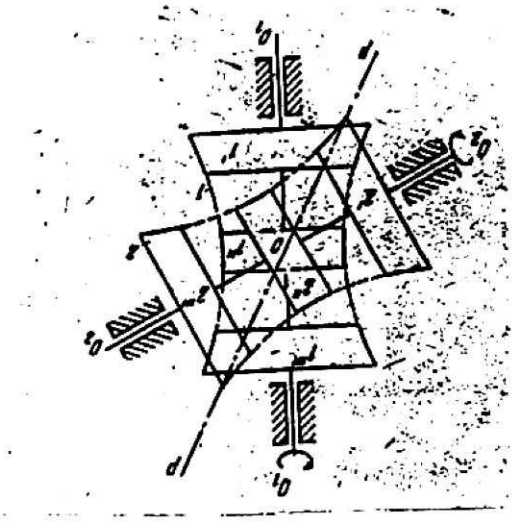
Жёсткого:30ХГСА;50Х;40Х и подобные им. НВ250…280

3.7. Гипоидные передачи

Конические передачи, у которых оси вращения зубчатых колёс скрещиваются в пространстве, называются гипоидными передачами (разновидность гиперболоидных передач). В цилиндрических и конических передачах начальные цилиндры и начальные конусы обкатываются один по другой. В гиперболоидных передачах эти поверхности (гиперболоиды) обкатываются и одновременно скользят одна по другой.







Кратчайшее расстояние между осями шестерёнки и колесом Е, называется гипоидным смещением. Для автомобилей:

$$E \le \begin{cases} 0{,}2m_{te}Z_c \ легковые \ \ и \ \ легкие \ \ грузовики \\ 0{,}1m_{te}Z_c - тяжелые \ \ \ \ грузовики \ \ и \ \ тракторы \end{cases}$$

$$z_c = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$

Шестеренки гипоидных передач имеют различный угол давления а на противоположных сторонах зубьев.

Угол наклона зубьев β различен для колеса и шестерёнки. Обычно задаются углом наклона зубьев шестерёнки β1 =50°, и угол наклона колеса определяется расчётом.

Для упрощения изготовления колес гиперболоиды заменяют усечёнными конусами вершины конусов скрещиваются обычно под 90°. Подшипники обоих валов можно располагать по обе стороны от колеса. Достоинством является бесшумность за счёт плавности зацепления. Недостаток - относительное скольжение зубьев. Вследствие этого более вязкий к.п.д. и склонность к заеданию. Ввиду того, что углы наклона различны и обычно β1> β2, торцовый модуль mIe на шестерне больше, чем на колесе. При одинаковых диаметрах колёс и передаточных чисел конической и гипоидной передачи диаметр шестерни больше у гипоидной и следовательно она прочнее. Благодаря этому гипоидная передача может передавать большую нагрузку, чем коническая.

Недостатком гипоидных передач является также точечный контакт -ухудшаются условия смазки, что приводит к повышенному изнашиванию и заеданию.

Рабочие поверхности зубьев в гипоидных передачах притираются быстрее и равномернее. Причиной выхода гипоидных передач является выкрашивание поверхности зубьев или поломка и заедание. Поэтому применяются материалы с высокой твёрдостью поверхности. Для предотвращения заедания следует повысить чистоту поверхности зубьев и применение противозадирных смазок (гипоидное масло).

Расчёт гипоидных передач на износ и заедания.

Нагрузка, как и в конических передачах (в точно изготовленных или тщательно приработанных) распределяются вдоль ширины зубчатых колес по трапецеидальному закону, который при износе зубьев не нарушается.

Применяется форма II и форма и форма III для косозубых и круговых зубьев. Сила нормального давления в как конических передачах

$$F_n = F\sqrt{\cos\alpha_w \cos\beta n}\;;\quad F_t = \frac{2T}{d_{m1}}$$

Радиальное

$$F_{r1} = F_{t1}\left(tg\alpha_n \cos\delta_1 \mp cin\beta_n \cos\delta_1\right)/\cos\beta_n$$

$$F_{a1} = F_{t1}\left(tg\alpha_n \sin\delta_1 \pm \sin\beta_n \cos\delta_1\right)/\cos\beta_n$$

Силы, действующие в зацеплении гипоидной передачи, определяются по тем же формулам, если в место угла βn подставить β1, для шестерни и β1 для колеса.

Расчёт контактных напряжений ведётся из условия первоначального точечного контакта двух упругих тел. Под действием сил направленных по нормали контактирующим поверхностям в точке их контакта оба зуба упруго сближаются. При этом первоначальный точечный контакт переходит в контакт по площадке, контуром которой является эллипс (сильно вытянут а/в=20± 50) а - большая полуось, в - малая полуось. Эту задачу решил Герц. Контактное напряжение в центре элиптической площадки упругого контакта

$$\sigma_n = \frac{1}{\pi \cdot a_k b_k}\sqrt[3]{\frac{3}{2}\left(\frac{\Sigma\rho Fn}{\eta_{упр}}\right)^2 Fn}$$

где ak, bk-полуоси эллипсоида напряжённого состояния.

$$a_k b_k = f\left(\eta_{упр}, F_n\Sigma\right),$$

Σ ргл-сумма главных кривизны боковых поверхностей зубьев шестерёнки в полюсе зацепления Pm;

ηупр упругая постоянная

$$\eta_{упр} = \frac{2(1-\nu^2)}{E}$$

ν -коэффициент Пуассона

Е-модуль продольной упругости

$$F'_n = F_n K_{н\beta} K_{н\nu}$$

Условие прочности

$$\sigma_{пр} \geq \sigma_н$$

где σпр-допускаемые контактные напряжения, определяются, как и для цилиндрических передач.

При расчёте на заедание определяется полная скорость скольжения в расчётной точке зацепления профилей зубьев.

Полная скорость скольжения.

$$\vartheta_{ск} = \sqrt{V_{скв}^2 + U_{скп}^2},$$

где

$$V_{скв} = \frac{d_{m2} n_2}{1910} \frac{\sin(\beta_1 - \beta_2)}{\cos\beta_1}$$

И скорость для точки полного зацепления ножки зуба шестерни с вершиной зуба колеса

Uскп=0,01 L'km($\varpi_1 + \varpi_2$)м/с

где L'km- расстояние по линии зацепления, проходимое точкой контакта зубьев за период, в течение которого находится в зацеплении головка зуба колеса. Скорость качания на ножке зуба шестерёнке.

$$V_{квч} = 0{,}01(d_{m2} \sin\alpha_m - L'_{km})\varpi_1$$

Полное удельное скольжение.

$$\xi = \frac{\vartheta_{ск}}{V_{кач}}$$

Скорость износа профилей зубьев шестерёнки мкм/час

$$\Delta = K_1 g \frac{n_1}{1000}(1 + K_2 \xi)$$

где K_1 и K_2-коэффициенты, учитывающие твёрдость, смазку и точность изготовления, g-удельная контактная нагрузка.

$$g = \frac{1{,}5F_n}{\pi \cdot a_k b_k}$$

Условие предотвращения заедания по контактно-гидродинамическому расчёту определяется толщина смазки δ и вязкость смазки и сравнивается с допускаемыми.

$$\Delta \leq [\Delta],$$

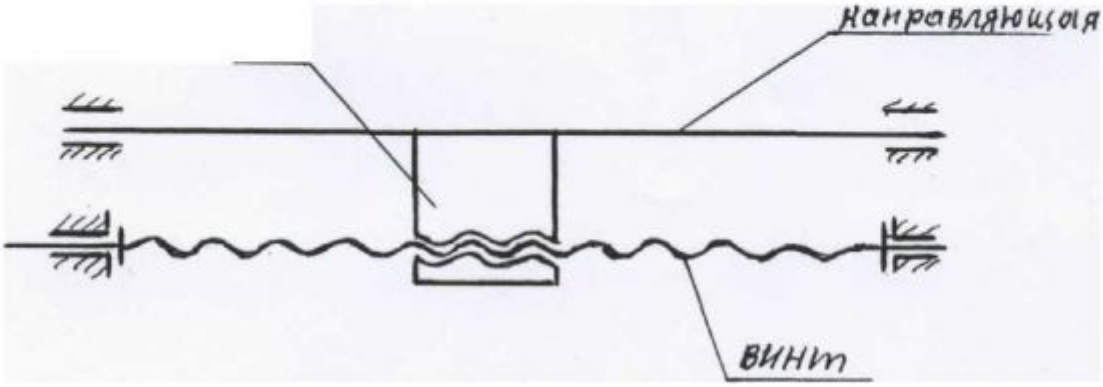
где $[\Delta] = \begin{cases} 3...6 - минеральные \cdot смазки \\ 14...18 - противозадирные \cdot смазки, по \cdot температуре \end{cases}$

$$t^0 \leq [t^0]$$

3.8. Передача винт-гайка

3.8.1. Общие сведения

Винтовая передача служит для преобразования вращательного движения в поступательное. Состоит из винта, гайки и опор. гайка



Достоинство передачи:

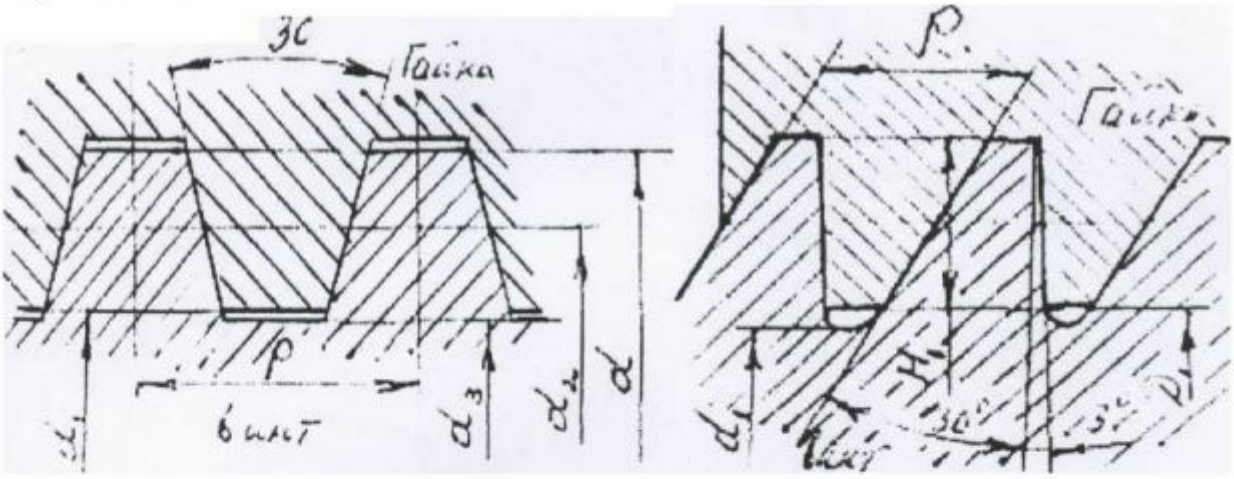
Простота конструкции и изготовления, простота получения медленного движения, большего выигрыша в силе (большое передаточное отношение), большая несущая способность при малых габаритах, самоторможение, возможность достижения высокой точности перемещений.

Недостатки:

Большие потери на трение и низкий КПД, невозможность применения при больших скоростях перемещений.

Скорость скольжения в резьбе больше скорости осевого перемещения в 1 / sinφ раз, где φ– угол подъема резьбы, т. е. обычно в 10–40 раз.

Эти качества определяют области применения винтовой передачи. В домкратах, винтовых прессах, нажимных устройствах прокатных станков. В станках, измерительных приборах, для осуществления точных делительных перемещений, установочных перемещений для настройки и регулировки машин. В винтовых передачах обычно используют трапецеидальную резьбу по ГОСТу 9484–73, а при больших усилиях, направленных в одну сторону–упорную резьбу по ГОСТу 10177–62:



Резьба прямоугольная, имеющая Резьба прямоугольная имеет преимущество перед трапецеидальной в отношении работы трения, не стандартизирована и редко применяется.

Трапецеидальная резьба нарезается легче, чем прямоугольная, прочнее и осевые зазоры в ней можно регулировать разрезной гайкой.

Материалы винтов наряду с прочностью должны обладать высокой износостойкостью и хорошей обрабатываемостью.

Не термообрабатываемые винты изготавливаются из стали 45, 50 или А45, А50, 40Г.

Винты, подвергающиеся термообработке - из стали У10, ХГ, ХВГ, 65Г и 40Х, азотируемые - 40ХФА, 18ХГТ.

Материал гаек – оловянистые бронзы:

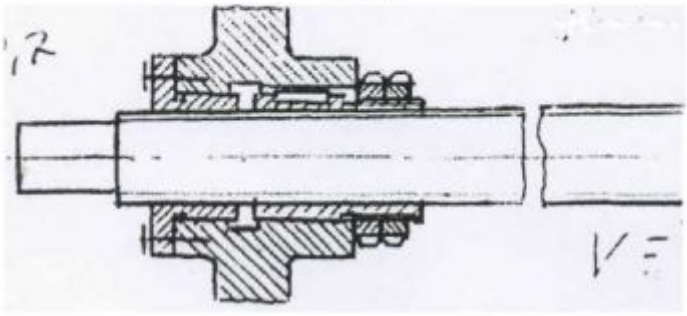
БрОФЮ-1 и БрОЦС6-6-3, при малых скоростях и нагрузках - антифрикционный чугун, а также цинковый сплав ЦАМ10–5.

Для уменьшения расхода бронзы гайки делают биметаллическими в виде стального или чугунного корпуса, залитого бронзой (центробежным способом). Гайки для быстроходных перемещений иногда заливают баббитом. Конструкция винтов отличается простотой. На винтах (как и на валах) избегают кольцевых выступов большое диаметра (уменьшение трудоемкости механической обработки и объем металла).

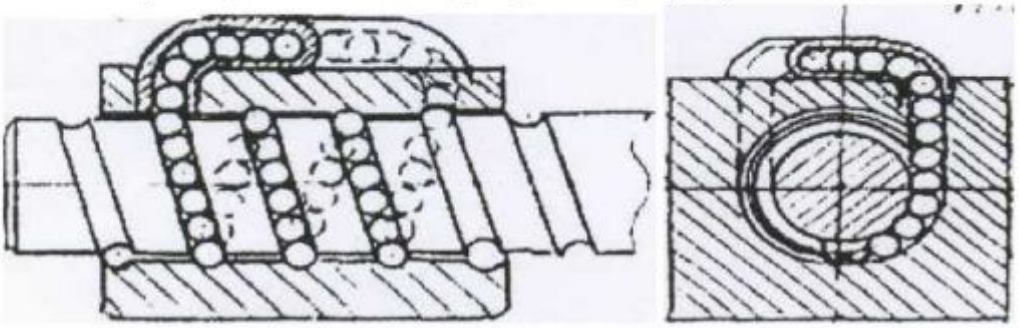
Длинные винты делают составными. Гайка - втулка с резьбой и опорными поверхностями снаружи, предохраняющими ее от смещения и проворачивания в детали, с которой она жестко связана.

Гайки на винтах токарно-винторезных станков для компенсации износа резьбы и уничтожения осевой игры делают или из 2-х гаек, раздвигаемых клином или разъёмными.

$\eta \leq 0,7$



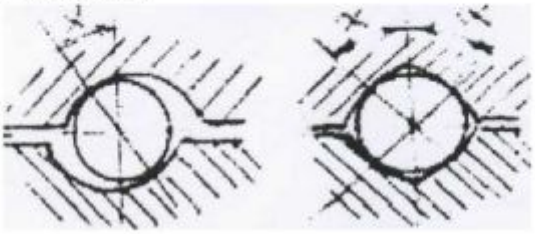
Скорость поступательного движения гайки или винта. $V=(z*P*n)/60$, где Z–число захода, P–шаг, n–частота вращения, Z=2…4–не самотормозящие, Z=1–самотормозящие. Для уменьшения трения в последнее время применяют шарико-винтовые пары. Они применяются в механизмах точных перемещений и ответственных силовых передачах Они состоят из винта, гайки и комплекта шариков, заполняющих пространство, образуемое впадиной резьбы.



Циркуляция шариков происходит по каналу (трубка, паз и т.п.), соединяющему первый и последний витки резьбы гайки.

Многообразные конструкции шарико-винтовых пар отличаются профилем резьбы, способом возврата шариков.

Резьба имеет полукруглый профиль.



«Стрельчатая арка»

Натяг за счет размеров шарика.

Сдвоенные гайки

Рабочие поверхности закаливают до HRC 60 и выше.

Винты изготавливают из ХВГ и 7ХГ2ВМ с объемной закалкой, 20Х3МБФ – азотирование. Для гаек применяются, стали: 9ХС, ШХ15, ХВГ. Цементируемые: 18ХГТ, 12ХН3А. В станкостроении шариковые пары винт – гайка нормализованы.

Общая осевая допустимая статистическая нагрузка на винт:

$$P=zp*P_1*\sin\alpha*\cos\psi$$

где zp–расчетное число шариков: zp=0,7z, z–общее число шариков находящихся в контакте, α–угол контакта обычно 45°, ψ–угол подъёма резьбы, P_1≡2d2, d–диаметр шарика.

Основные достоинства: малые потери на трение, практически не зависящие от скорости перемещения, возможность полного устранения осевого и радиального зазоров в соединении, КПД η > 0,9.

При выборе размеров шариков и канавок, а также материалов винта и гайки, можно пользоваться данными, относящимися к подшипникам качения.

3.8.2. Гидростатические пары винт-гайка

Расчёт передачи

Основной причиной выхода из строя передачи винт-гайка является износ резьбы. Расчёт на износ для большинства передач (винтовых) является основным, в результате которого определяют диаметр винта и высоту гайки.

Для обеспечения необходимой износостойкости передачи нужно, чтобы давление в резьбе не превышало допустимого:

$$P_m=\frac{F_{OC}}{\pi d_2 hz}\le[P]$$

где F_{oc}–усилие, действующее вдоль винта; d_2–средний диаметр резьбы; h-рабочая высота профиля резьбы; Z-число витков резьбы на высоте гайки; Z=H/P.

Для трапецеидальной резьбы h=0,5P, H-высота гайки, P–шаг.

Вводя обозначение: ψH=H/d_2, где ψH–коэффициент высоты гайки, а ψH_1=h/P–коэффициент высоты резьбы, окончательно получим:

$$P_m=\frac{2F_{OC}P}{\pi d_2 Ph}=\frac{2F_{OC}}{\pi d_2\psi_H}$$

отсюда:

$$d_2\ge\sqrt{\frac{2F_{OC}}{\pi\psi_H[P]}}$$

или

$$Z=\frac{2F_{OC}}{\pi d_2 h[P]}$$

Значения ψH=1,2–2,5 для целых гаек и ψH=2,5–3,5 для разъёмных гаек.

Большие значения выбирают для резьбы меньших диаметров и наоборот.

Требуемая мощность двигателя

$$N=\frac{F_{OC}}{V\eta},\ \text{где}\quad \eta=\frac{tg\psi}{tg(\psi+\rho)}\ \text{и}\quad \rho=arctg\frac{f}{\cos\frac{\psi}{2}},$$

в которой ρ-угол трения, f-коэффициент трения.

Допускаемые давления в резьбе для пар:

- закаленная сталь-бронза [P]=12Н/мм2 (в нажимных винтах прокатных станков [P]=15-20Н/мм2);
- винт стальной-гайка чугунная [P]=5Н/мм2;
- незакаленная сталь-бронза [P]=9Н/мм2.

Расчет на прочность производится только для сильно нагруженных винтов. Винт работает одновременно на растяжение (сжатие) и кручение, приведенное напряжение в материале винта при условии прочности на основе гипотезы энергии формоизменения:

$$\sigma_э = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

где $\sigma = \frac{F_{ос}}{A_1} = \frac{F_{ос}}{\pi \cdot d_1^2 - 4} = \frac{F_{ос}}{0{,}8d_1^2}$ -растягивающее (или сжимающее) напряжение, обусловленное осевым усилием Р.

$\tau - \frac{M_h}{W_k} = \frac{M_k}{0{,}2d_1^3}$ -напряжение сдвига, вызываемое действием крутящего момента Мк, *Wk*-момент сопротивления сечения винта по внутреннему диаметру резьбы.

Крутящий момент, передаваемый винтом, составляет:

$$M_k = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot tg(\psi + p) + M_{mp}$$

где Fa-действующая осевая нагрузка.

Здесь $\psi = arctg\frac{P \cdot z}{\pi \cdot d_2}$ -угол подъема винтовой нитки, z-число заходов резьбы, ρ - приведенный угол трения в резьбе,

Mmp-момент сил трения на пяте или в другой опоре, воспринимающей реакцию от силы Fa.

Для трапецеидальной резьбы:

$arctg\ f = \rho = 6 - 8°$, где f -коэффициент трения,

$$M_{mp} = P \cdot \frac{d_{np}}{2}$$

где d_{np} - приведенный диаметр сил трения на пяте.

$$M_к = F_a\left[\frac{d_2}{2} \cdot tg(\psi + \rho) + \frac{d_{np}}{2} \cdot f\right],$$

d_1–внутренний диаметр резьбы.

Условие прочности винта:

$$\sigma э \leq \sigma т/3,$$

где σт-предел текучести материала винта.

В гайках из бронзы и чугуна наблюдается иногда срез витков. Уравнение прочности:

$$\tau = Fa/(\pi dHH1/P) \leq [\tau ср]$$

где d-наружный диаметр резьбы в гайке.

Для фосфористой бронзы $\left[\tau_\varphi\right] = 250 - 350\ кг/см^2$

Расчет на устойчивость при продольном изгибе

Для длинных винтов при μl≥25d1, μl- приведенная длина винта

3.8.3. Условие устойчивости винта по Эйлеру

Критическая сила Рэ по Эйлеру:

$$P_э = \frac{\pi^2 E \cdot I}{n \cdot (\mu l)^2}$$

где n-коэффициент безопасности, Е-модуль продольной упругости, I-приведенный момент инерции поперечного сечения винта, μl -приведённая длина винта. Опоры винтов приближенно относят к шарнирным опорам и коэффициент μ=1.

Запас устойчивости:

n=2.5-4 наличие резьбы повышает прочность и жесткость винта по сравнению с гладким стержнем диаметром d1, поэтому приведённый момент инерции определяется эмпирической формулой:

$$I = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64}(0{,}4 + 0{,}6\frac{d}{d_1})$$

где d–наружный диаметр резьбы винта,

d_1-внутренний диаметр резьбы винта.

Опоры скольжения винтов с отношением $(l/d) \le 2$ и опоры качения при одном подшипнике принимаются шарнирными.