

ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Прямозубые зубчатые передачи

Цилиндрическое зубчатое колесо имеет следующие конструктивные элементы:



1. **венец** – часть зубчатого колеса, содержащая зубья
2. **ступица** с – часть зубчатого колеса, насаживаемая на вал
3. **диск** – часть зубчатого колеса между ступицей и венцом.

Зубчатые колеса, у которых линия направления зуба параллельна оси колеса, называются **прямозубыми**.



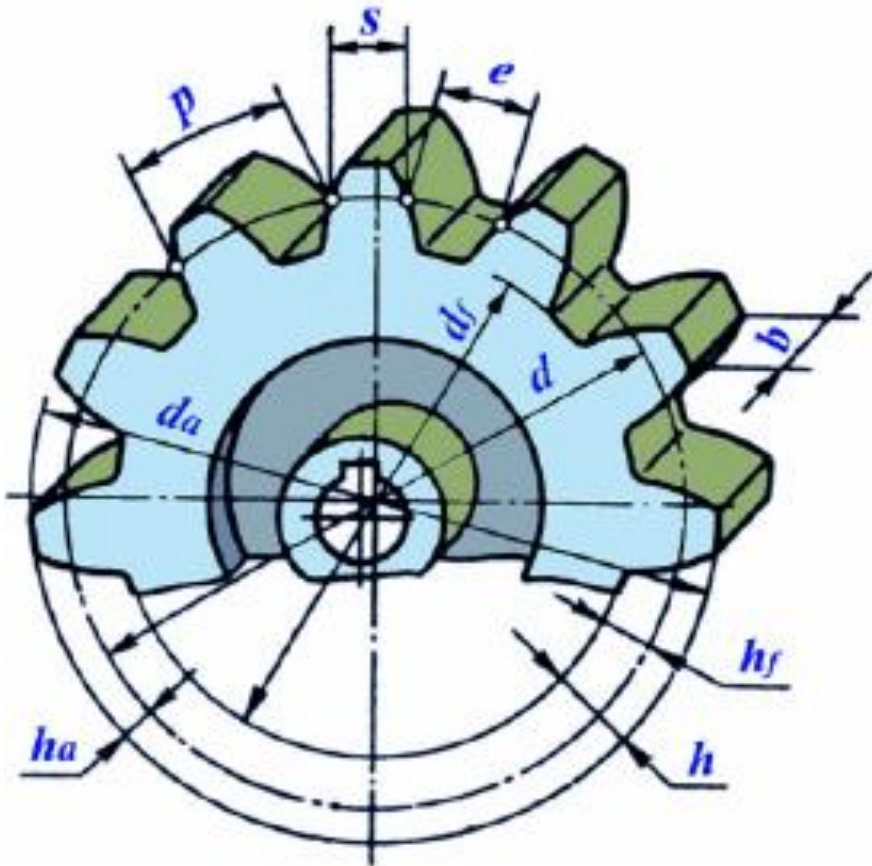
Контакт пары зубьев цилиндрической прямозубой передачи происходит по линии параллельной оси.

**ДЛИНА ЛИНИИ
КОНТАКТА РАВНА
ШИРИНЕ ВЕНЦА**

При работе прямозубой передачи пара зубьев входит в зацепление сразу по всей длине контакта, что сопровождается ударом зубьев и повышенным шумом. Поэтому прямозубые передачи применяют при невысоких окружных скоростях.

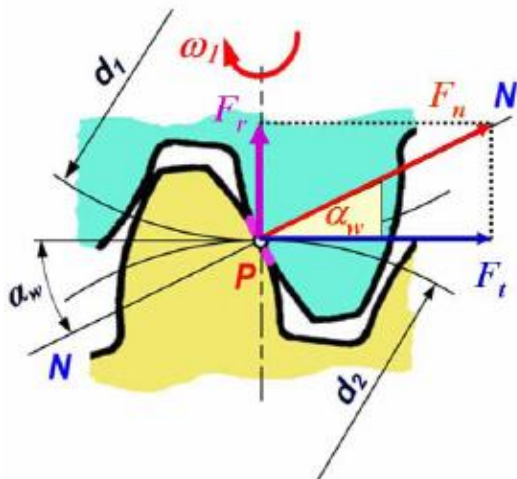
ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО: $u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС



1. $d = mz$ – диаметр делительной окружности;
2. $d_a = mz + 2m$ – диаметр окружности вершин зубьев;
3. $d_f = mz - 2.5m$ – диаметр окружности впадин зубьев;
4. $p = \pi m$ – шаг по делительной окружности;
5. $s = 0.5p$ – толщина зуба по делительной окружности;
6. $e = 0.5p$ – ширина впадины по делительной окружности;
7. $h_a = m$ – высота головки зуба;
8. $h_f = 1.25m$ – высота ножки зуба;
9. $h = 2.25m$ – высота зуба;
10. b – ширина венца.

Силы в зацеплении прямозубых колес.

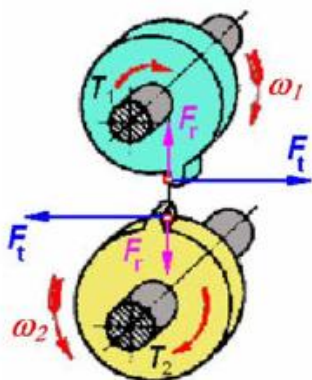


Силы взаимодействия зубьев определяют в полюсе зацепления P . Распределенную по контактной площадке нагрузку заменяют равнодействующей F_n , направленной по линии зацепления $N-N$. Для расчетов валов и опор силу F_n раскладывают на составляющие окружную F_t и радиальную F_r .

окружная сила

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_w,$$

где $\alpha_w = 20^\circ$ угол зацепления.



$F_t = 2T_2/d_2 = 2T_1/d_1$ T_1 и T_2 - вращающие моменты на шестерне и колесе, Н·м

На ведомом колесе направление окружной силы F_t совпадает с направлением вращения, на ведущем – противоположно ему.

Косозубые и шевронные передачи

ОСОБЕННОСТИ КОСОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ:

Косозубыми называются колеса, зубья которых наклонены к образующей цилиндра колеса на некоторый угол β .

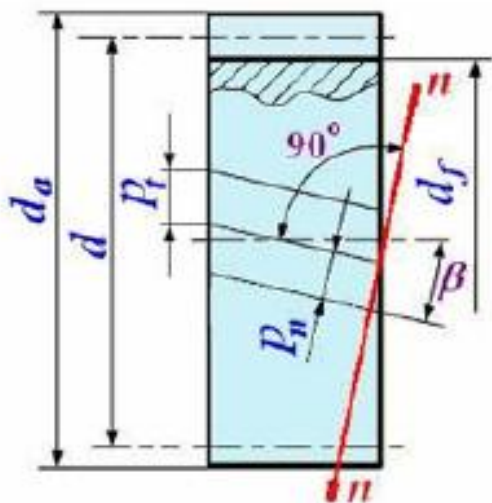


При работе косозубых колес зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно, что способствуют:

- плавной работе передачи
- снижению динамических нагрузок
- снижению шума

Недостатком косозубых передач является наличие осевой линии, дополнительно нагружающей опоры валов. Для снижения осевых сил угол наклона линии зуба рекомендуют выполнять в пределах $\beta = 8...20^\circ$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ КОСОЗУБЫХ КОЛЕС



В косозубых колесах различают 2 шага зубьев:

- в нормальном сечении $n-n$ нормальный шаг зубьев $-p_n$
- в торцовом сечении окружной шаг $-p_t$

$$P_t = P / \cos\beta$$

Следовательно модули у косозубых колес в разных сечениях будут разные.

нормальный модуль

$$m = p / \pi$$

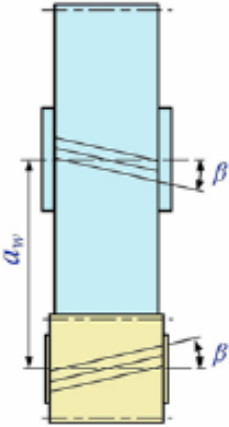
окружной модуль

$$m_t = p_t / \pi \quad m_t = m / \cos\beta$$

делительный и начальный диаметры

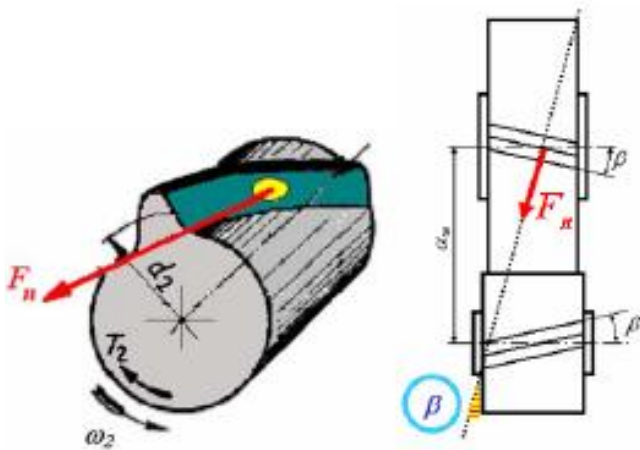
$$d = d_w = m_t z = m z / \cos\beta$$

Профиль косо́го зуба в нормальном сечении $n-n$ совпадает с профилем прямого зуба модуля m .

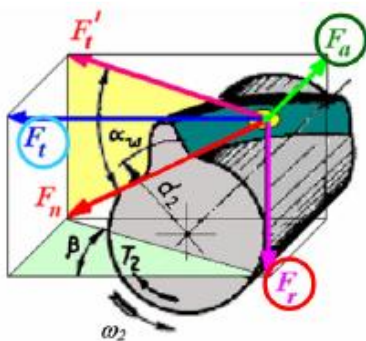
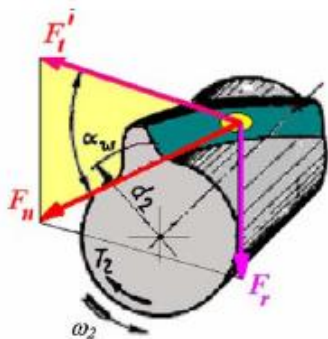


1. $h_a = m$ – высота головки зуба
2. $h_f = 1.25m$ – высота ножки зуба
3. $d_a = d + 2m$ – диаметр окружности вершин зубьев
4. $d_f = d - 2.5m$ – диаметр окружности впадин зубьев
5. $a_w = (d_1 + d_2) / 2 = m(Z_1 + Z_2) / 2 \cos \beta$ – межосевое расстояние

СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОСОЗУБЫХ КОЛЕС.



В косо́зубой передаче нормальная сила F_n составляет угол β с торцом колеса. Разложим F_n на составляющие. В нормальной плоскости силу F_n раскладывают на окружную F_t и радиальную F_r .



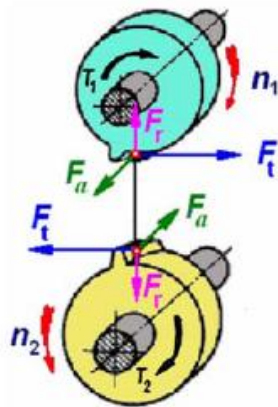
В результате получаем силы:

- окружную F_t
- радиальную F_r
- осевую F_a

окружная сила $F_t = 2T_2/d_2 = 2T_1/d_1$

радиальная сила $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta$

осевая сила $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$



ОСОБЕННОСТИ ШЕВРОННЫХ ПЕРЕДАЧ



Цилиндрическое зубчатое колесо, венец которого по ширине состоит из участков с наклоненными на один угол в разные стороны зубьев, называется **шевронными**.

В шевронной передаче осевые силы на полушевронах направлены в противоположные стороны, взаимно уравниваются и на опоры не передаются.

Уравновешенность осевых сил у шевронных колес позволяет увеличить угол наклона зубьев до 40° , что повышает нагрузочную способность и плавность работы передачи. Шевронные колеса применяются в быстроходных



передачах высокой мощности.

Конические зубчатые передачи

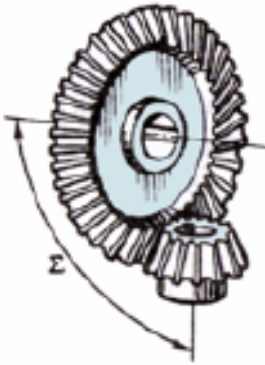
Конические зубчатые передачи применяют в передачах, когда геометрические оси валов пересекаются под углом Σ . Чаще всего $\Sigma = 90^\circ$.



КОНИЧЕСКИЕ КОЛЕСА БЫВАЮТ

с прямыми зубьями

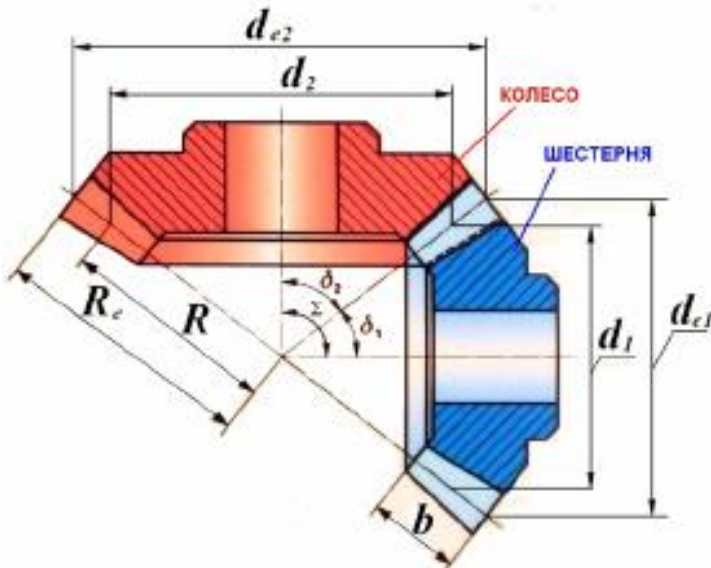
(линейный контакт в зацеплении)



с круговыми зубьями

(точечный контакт в зацеплении)

. Шестерню в конической передаче часто располагают консольно. Аналогом начальных и делительных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах являются *начальные* и *делительные конусы*.



У конических колес высота, толщина зубьев и окружной шаг по длине зуба неодинаковы, поэтому различают **2 окружных модуля**:

m - средний делительный окружной модуль(в среднем сечении)

m_e - внешний делительный окружной модуль(на внешнем торце зуба)

средние делительные диаметры:

$d_1 = mZ_1$ где Z_1 и Z_2 - числа зубьев шестерни и колеса

$d_2 = mZ_2$

внешние делительные диаметры:

$d_{e1} = m_e Z_1$

$d_{e2} = m_e Z_2$

внешнее конусное расстояние:

$d_e = 0.5m_e\sqrt{Z_1^2+Z_2^2}$

среднее конусное расстояние:

$R = R_e - 0.5b$

углы делительных конусов:

шестерни- δ_1

колеса- δ_2

$\operatorname{tg} \delta_1 = Z_1/Z_2$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$

передаточное число конической зубчатой передачи:

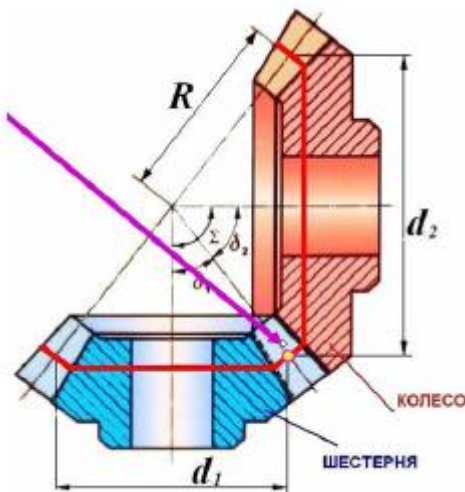
$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = Z_2/Z_1 = d_2/d_1 = d_{e2}/d_{e1} = \operatorname{tg} \delta_2 = 1/\operatorname{tg} \delta_1$

Вместо конических передач в машиностроении часто используют так

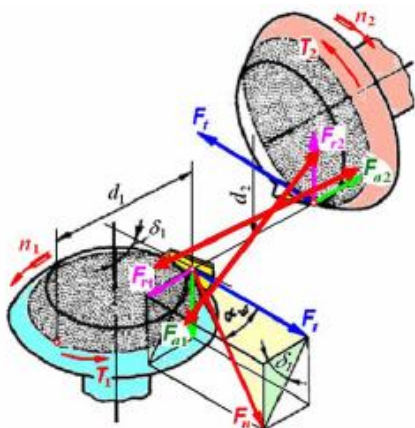
называемые гипоидные передачи. Они предназначены для передачи вращения между перекрещивающимися геометрическими осями валов.

СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС.

Силу F_n считают приложенной перпендикулярно поверхности зуба на среднем делительном диаметре. При известном



вращающем моменте T_1 определяют окружную силу F_t на среднем делительном диаметре шестерни d_1 , а затем другие составляют радиальную силу F_r и осевую F_a .



окружная сила $F_t = 2T_1/d_1 = 2T_2/d_2$

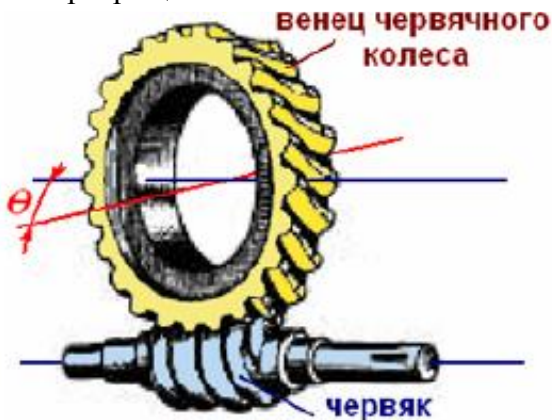
радиальная сила на шестерне
 $F_{r1} = F_t \cdot \text{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1$

осевая сила на шестерне
 $F_{a1} = F_t \cdot \text{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1$

силы на колесе $F_{r2} = F_{a1}$, $F_{a2} = F_{r1}$

Червячные передачи

Это передачи зацепления. Червячные передачи применяются для передачи вращающего движения между валами при угле перекрещивания их осей $\theta = 90^\circ$.



Червяк - это короткий винт с трапециевидальной нарезкой.
Червячная передача - это зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары.

ДОСТОИНСТВА ЧЕТВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ:

1. возможность получения большого передаточного числа в одной ступени ($U_{max} = 80$)
2. компактность и сравнительно небольшая масса конструкции
3. плавность и бесшумность работы
4. возможность получения самотормозящей передачи, т.е. допускающей движение только от червяка к колесу.

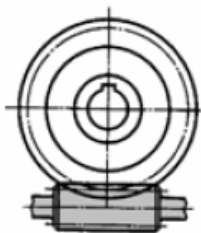
НЕДОСТАТКИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ:

1. низкий КПД. Рекомендуемая мощность до 100кВт
2. необходимость применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов.
3. повышенное изнашивание из-за высоких скоростей скольжения.

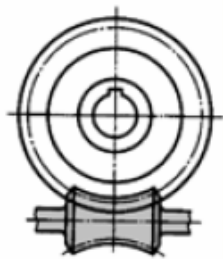
КЛАССИФИКАЦИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ:

(в зависимости от формы внешней поверхности червяка)

с цилиндрическим червяком (образующая червяка-прямая линия). Такие червяки проще в изготовлении.



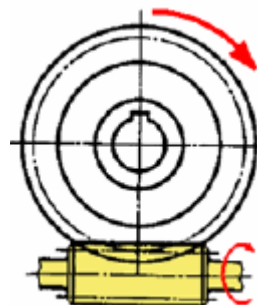
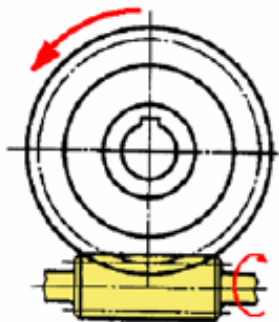
с глобоидным червяком (образующая- прямая линия). Имеет большую нагрузочную способность.



В зависимости от направления линии витка червяка:

правое направление
линии витка

левое направление линии ветка



В зависимости
расположения
червяка

относительно колеса:

от

с нижним расположением червяка (при
окружной скорости не более 5м/с)



с верхним расположением
червяка (допускают окружную скорость более
5м/с)



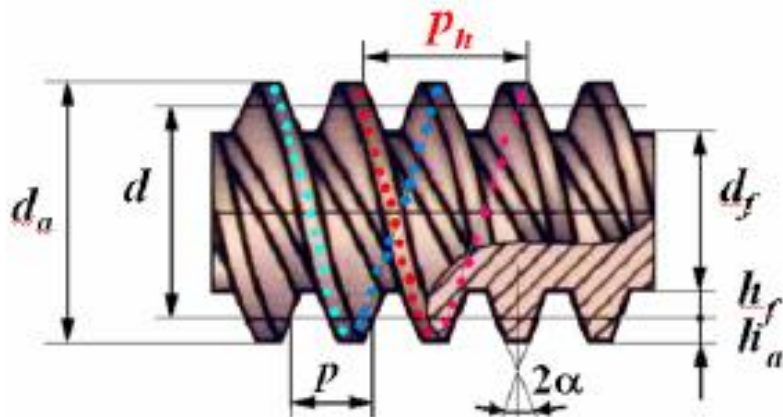
с боковым расположением червяка

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ:

Геометрические размеры червяка и колеса определяются по формулам, аналогичным для зубчатых колес.

В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка m , равный торцовому модулю червячного колеса.

ОСНОВНЫЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ РАЗМЕРЫ ЧЕРВЯКА:



Делительный диаметр d , т.е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины $d = m q$, где q - коэффициент диаметра червяка (число модулей в делительном диаметре червяка)

h_a -высота головки витка червяка и зуба колеса $h_a = m$

h_f - высота ножки витка червяка и зуба колеса $h_f = 1.2m$

d_f -диаметр впадин витков $d_f = d - 2h_f = d - 2.4m$

d_a - диаметр вершин витков $d_a = d + 2h_a = d + 2m$

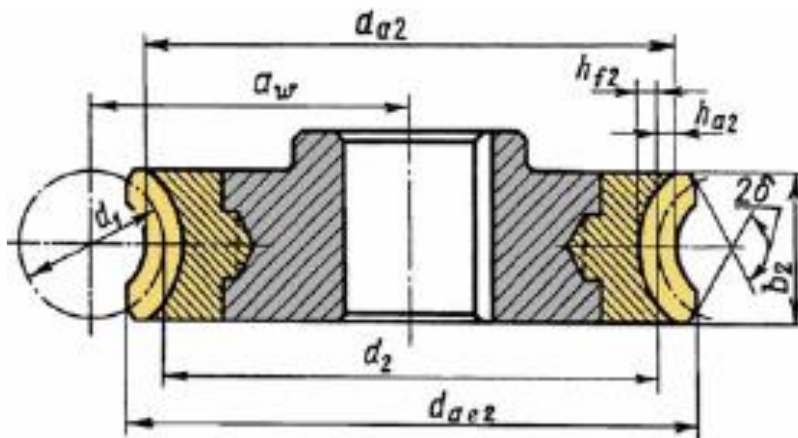
2α - угол профиля витка в осевом сечении $\alpha = 20^\circ$ $2\alpha = 40^\circ$

p - расчетный шаг червяка $p = \pi m$

p_h - ход витка $p_h = p Z_1$, где Z_1 - число витков червяка

количество витков червяка предусмотрены стандартом: $Z_1 = 1, 2, 4, \dots$

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА:



Геометрические параметры зубчатого венца червячного колеса определяется в среднем сечении по формулам, подобным формулам для цилиндрического зубчатого колеса.

делительный диаметр $d_z = mZ_2$

диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2m$

диаметр впадин зубьев $d_{f2} = d_2 - 2.4m$

ширина венца $b_2 = 0.355a_w$

наибольший диаметр червячного колеса $d_{ae2} \leq (d_{a2} + 6m) / (Z_1 + 2)$

передаточное число зубчатой передачи

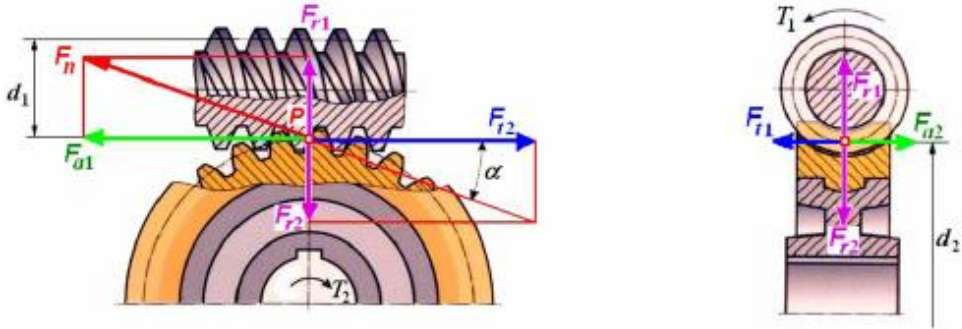
$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = Z_2 / Z_1$$

n_1 n_2 — частоты вращения червяка и колеса

Z_1 — число витков червяка

Z_2 — число зубьев колеса

СИЛЫ В ЧЕРВЯЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ



Окружная сила на колесе F_{t2} равна осевой силе на червяке F_{a1} :

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2/d_2$$

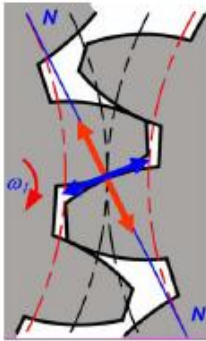
Окружная сила на червяке F_{t1} равна осевой силе на колесе F_{a2} :

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1$$

Радиальная сила на червяке F_{r1} равна радиальной силе на колесе F_{r2} :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

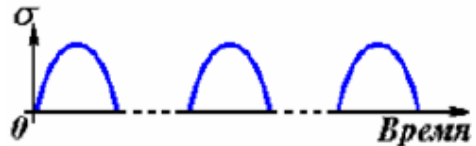
Виды разрушений и критерии работоспособности зубчатых и червячных передач.



Проходя при работе зону зацепления, зубья подвергаются циклическому нагружению. При этом на контактирующих поверхностях зубьев действует нормальная сила F_n и сила трения F .

Напряжения, возникающие в зоне контакта зубьев σ_n и у их основания σ_F , изменяются во времени по прерывистому отнулевому

циклу.

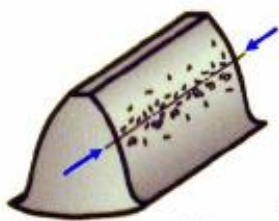


Повторно-переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев или выкрашивания рабочих поверхностей. Скольжение и силы трения в зацеплении вызывают изнашивание и заедание зубьев.

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЙ ЗУБЬЕВ.

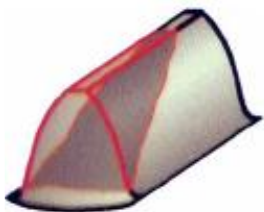
Характер разрушения зубьев зубчатых колес зависит от условий работы передачи.

1. усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев (закрытые хорошо смазываемые передачи)



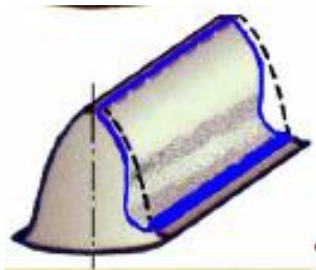
Выкрашивание начинается вблизи полюсной линии. Выкрашивание является следствием действия повторно-переменных контактных напряжений σ_H .

2. поломка зубьев (высоконагруженные мелко модульные передачи)



Прямые зубья разрушаются по сечению у основания зуба, косые-по наклонному сечению. Поломка является следствием действия повторно-переменных напряжений изгиба σ_F или перегрузки.

3. абразивное изнашивание боковой поверхности зубьев (открытые передачи)



Первоначальный профиль зубьев искажается, уменьшается поперечное сечение зубьев. Абразивное изнашивание происходит при попадании в зацепление абразивных частиц, продуктов изнашивания и т.п.

4. **заедание поверхности зубьев** (высоконагруженные передачи при больших удельных нагрузках)



В результате высокого давления происходит разрыв масляной пленки. Частицы материала одного зуба привариваются к другому зубу. Приварившиеся частицы материала образуют наросты, которые повреждают поверхности зубьев.

Основы расчета на прочность.

проектный (геометрические размеры)

проверочный $\sigma \leq [\sigma]$ – напряжение

$[S] = 1.2-2.5$ - допускаемый запас прочности

$S \geq [S]$

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗАКРЫТЫХ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ.

Основные критерии работоспособности зубьев:

1. **контактная прочность** (контактная выносливость)-это способность контактирующих поверхностей зубьев воспринимать действия переменных напряжений без появления усталостного выкрашивания зубьев.
2. **прочность при изгибе** (выносливость при изгибе)- способность зубьев воспринимать действия переменных напряжений без усталостной поломки зубьев.

Усталостное выкрашивание зубьев предупреждают расчетом на усталостную прочность по контактирующим напряжениям.

Усталостную поломку зубьев предупреждают расчетом на прочность по напряжениям изгиба.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.

Контакт зубьев рассматривают в полюсе зацепления P как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 , равными радиусами кривизны эвольвенты в полюсе зацепления. Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления при линейном контакте определяют по формуле *Герца*. Для стальных колес с коэффициентом Пуассона $\theta = 0.3$ имеет вид:

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{q E_{np} / P_{np}}$$

q – нормальная нагрузка на единицу длины контактных линий.

E_{np} – приведенный модуль упругости материала колес

P_{np} – приведенный радиус кривизны зубьев

Вводя в эту формулу коэффициенты, учитывающие:

- геометрические передачи;
 - свойства материала колес;
 - неравномерность и динамичность нагрузки;
- получают формулу для определения главного параметра зубчатой передачи – межосевого расстояния a_w .

$$a_w = K_a (U+1)^3 \sqrt{K_H T_1 / \psi_{ba} U [\sigma]_H^2}$$

K_H – коэффициент нагрузки (учитывает условия нагружения)

T_1 – вращающий момент на шестерне, Н·м

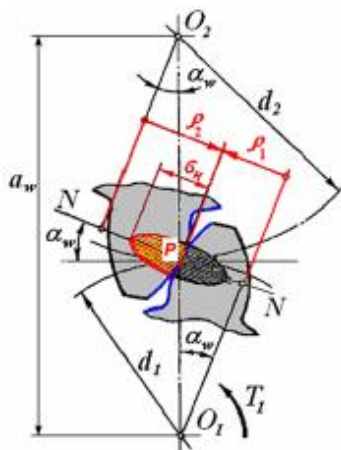
$[\sigma]_H$ – допуск контактных напряжений, Н/мм²

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса

K_a – коэффициент межосевого расстояния, (Н/мм²)^{1/3}

Эту формулу используют для проекторочного расчета закрытых цилиндрических передач со стальными колесами.

После уточнения межосевого расстояния по ГОСТ выполняют проверочный расчет передачи:



$$\sigma_H = Z_\sigma / a_w \sqrt{K_H T_1 (U+1)^3 / b_2 U} \leq [\sigma]_H$$

Z_σ – коэффициент различный для косозубых и прямозубых передач
 b_2 – ширина зубчатого венца колеса, мм

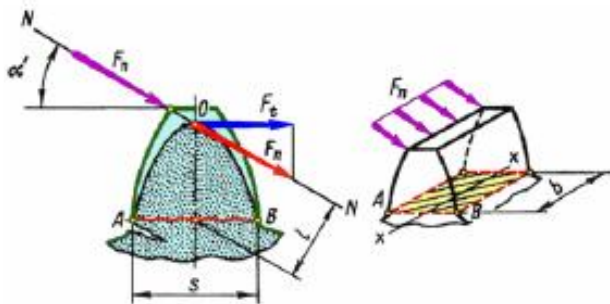
Величину $[\sigma]_H$ определяют по пределу контактной выносливости $[\sigma]_{Hlim}$ с учетом влияния на контактную прочность:

- ресурса передачи;
- шероховатости поверхности зубьев;
- быстроходности передачи;
- запаса прочности.

Контактная прочность зубьев зависит от материала колес и габаритных размеров передачи и не зависит от модуля или числа зубьев в отдельности!!!!

Для обеспечения контактной прочности при определенном межосевом расстоянии модуль и число зубьев могут иметь различные значения с соблюдением условия:

$$m(Z_1 + Z_2) / 2 = a_w$$



Расчет зубчатых передач на прочность при изгибе проводят на проверочный. Зуб рассматривают как консольную балку, нагруженную сосредоточенной силой F_n , $F_n = F_t / \cos \alpha$. Силу F_n переносят по линии

зацепления до оси зуба и полученную точку O принимают за вершину параболы, которая определяет контур балки равного сопротивления изгибу. Точки A и B касания ветвей параболы и профиля зуба определяют положение опасного сечения. При определении нормального напряжения а опасном сечении используют формулы сопротивления материалов с учетом концентрации напряжений, вызванной особой формой зубьев.

Условия прочности по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = (K_F F t / b m) Y_{FS} \leq [\sigma]_F$$

K_F – коэффициент нагрузки

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба

$[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения изгиба

Величину $[\sigma]_F$ определяют по пределу выносливости при изгибе

$[\sigma]_{Flim}$ с учетом влияния на прочность:

- ресурса передачи;
- шероховатость поверхности впадин между зубьями;
- реверсивности передачи и запаса прочности.

Расчет на прочность конических и червячных передач.

Исходные положения для расчета на прочность конических и червячных передач аналогичны применяемых при расчетах цилиндрических передач. Для червячной передачи дополнительно проводят тепловой расчет, т.к. их работа сопровождается выделением большого количества теплоты. При недостаточном отводе тепла смазочные свойства масла ухудшаются, возникает опасность заедания и преждевременного выхода передачи из строя.

Тепловой расчет червячной передачи.



Тепловой расчет производят только для червячной передачи, т.к. из-за высоких скоростей скольжения в зацеплении выделяется большое количество тепла. Тепловой расчет производится на основе теплового баланса, т.е. равенства тепловыделения Q_v и теплоотдачи Q_o . ***Тепловой поток червячной передачи в одну секунду, Вт:***

$$Q_v = 10^3(1-\eta)P, \text{ где}$$

η – КПД червячной передачи

P – мощность на червяке, кВт

Тепловой поток наружной поверхности корпуса редуктора в одну секунду, Вт (мощность теплоотдачи, Q_o):

$$Q_o = K_T \cdot (t_M - t_B) \cdot A \cdot (1 + \lambda) , \text{ где}$$

A – площадь поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а с наружи воздух, m^2

λ – коэффициент, учитывающий отвод тепла днища редуктора в основании.

t_M – температура масла в корпусе передачи, $^{\circ}C$

t_B – температура воздуха вне корпуса, $^{\circ}C$

K_T – коэффициент теплопередачи

По условию теплого баланса $Q_B = Q_o$

$$10^3(1-\eta)P_1 = K_T(t_M - t_B)A(1 + \lambda)$$

Отсюда температура масла в корпусе червячной передачи

$$t_M = t_B + 10^3(1-\eta)P_1 / K_T A(1 + \lambda) \leq [t]_M$$

При расчетах принимают $[t]_M = 95..110^{\circ}C$

Если $t_M > [t]_M$, то увеличивают поверхность охлаждения (площадь A), предусмотрев ребрение корпуса (или применяют искусственное охлаждение).