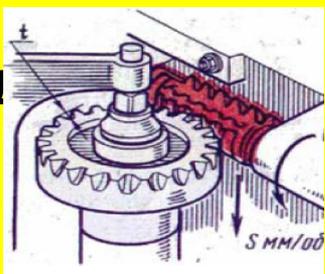


Зубчатые передачи

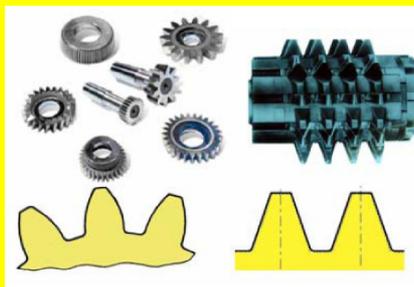
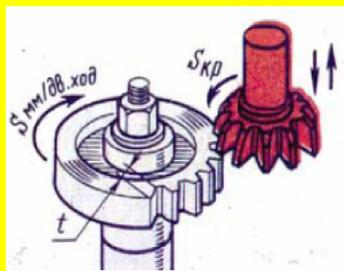
- 1 Общие сведения.**
- 2 Классификация зубчатых передач**
- 3 Область применения зубчатых передач**
- 4 Критерии работоспособности зубьев**
- 5 Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес**
- 6 Материал для зубчатых колес и методы упрочнения**
- 7 Силы в зубчатом зацеплении цилиндрических колес**
- 8 Проектный и проверочный расчет зубчатых передач по контактным напряжениям**
- 9 Проверочный расчет зубьев цилиндрических колес при изгибе**
- 10 Проверочный расчет на прочность ЗК при действии пиковых нагрузок**
- 11 Основные характеристики зубчатых конических передач**
- 12 Силы в зацеплении конических передач**
- 13 Проектный и проверочный расчет конических передач на контактную выносливость**
- 14 Проектный расчет конических зубчатых передач по напряжениям изгиба**
- 15 Проверочный расчет конических передач на изгиб**
- 16 Основные определения и классификация червячных передач.**
- 17 Геометрические параметры червячной передачи**
- 18 Силы в зацеплении червячной передачи**
- 19 Материалы червячной пары**
- 20 Расчет на прочность червячных передач**
- 21 Расчет червячных передач по контактным напряжениям**
- 22 Расчет червячных передач по напряжениям изгиба.**
- 23 КПД червячной передачи**
- 24 Тепловой расчет червячных передач**
- 25 Особенности винтовых и гипоидных передач**
- 26 Планетарные передачи. Общие сведения**
- 27 Волновые зубчатые передачи . Общие сведения**
- 28 Передачи с зацеплением Новикова . Общие сведения**
- 29 Передачи винт-гайка**

Общие сведения

Способы изготовления зубчатых колес :



ие



Зубчатые передачи применяют в : приборах, коробках передач автомобилей, тракторов, других транспортных машин, механизмах подъема и поворота кранов, коробках скоростей станков, приводах прокатных станов, конвейеров и др.

Недостатки зубчатых передач:

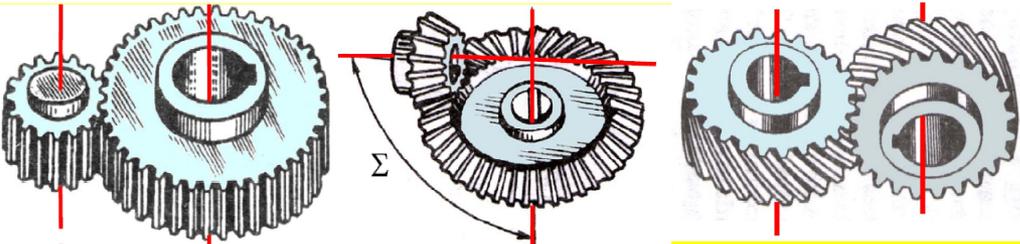
1. Повышенные требования к точности изготовления и монтажа.
2. Шум при работе передачи. Шум обусловлен переменным значением мгновенного

В зубчатой передаче движение передают с помощью зацепления пары зубчатых колес. Меньшее зубчатое колесо принято называть шестерней, большее – колесом. Термин "зубчатое колесо" относят как к шестерне, так и к колесу.

Достоинства зубчатых передач:

1. Относительно малые размеры и масса зубчатых колес.
2. Возможность использования зубчатых передач в большом диапазоне нагрузок (окружные силы от близких к нулю в приборных механизмах до 1000 кН в приводах прокатных станов).
3. Широкий диапазон окружных скоростей (от близких к нулю в системах перемещения телескопов и до 250 м/с в приводе несущего винта вертолета).
4. Сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники.
5. Постоянство среднего значения передаточного числа.
6. Простота обслуживания.
7. Возможность передачи крутящего момента между параллельными, пересекающимися и скрещивающимися осями
8. Высокий коэффициент полезного действия.
9. Высокая долговечность.

Классификация зубчатых передач



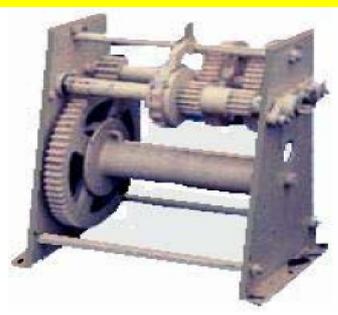
Цилиндрическая

Коническая

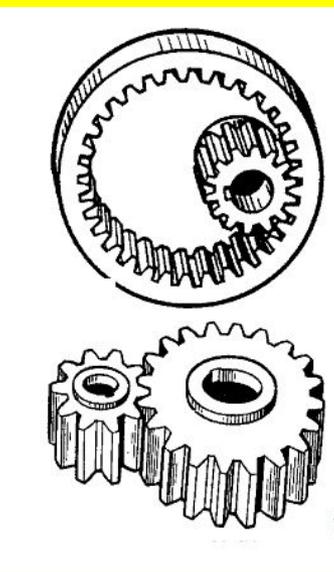
Винтовая



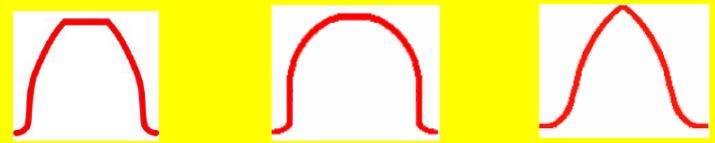
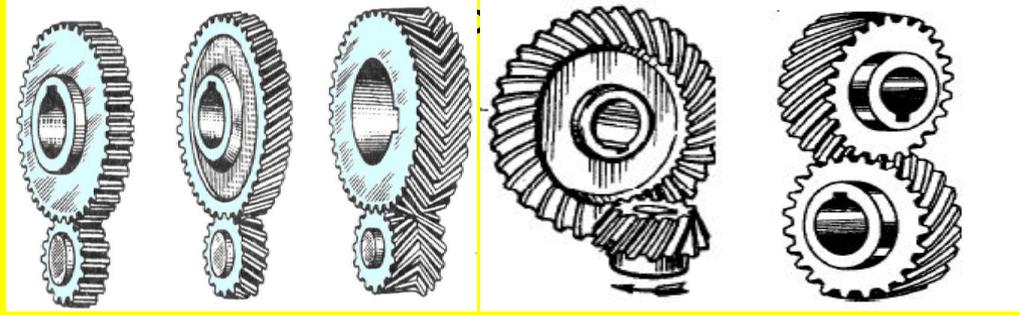
Закрытая



Открытая

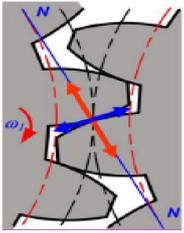


Внешнего и
внутреннего зацепления



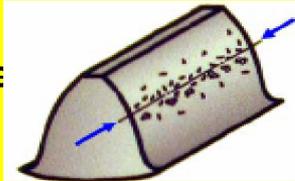
Эвольвентные, круговые, циклоидальные

Критерии работоспособности зубьев



Поскольку колёса в зацеплении взаимодействуют своими зубьями, то весьма часто в эксплуатации наблюдаются различные повреждения их рабочих поверхностей. Проходя при работе зону зацепления, зубья подвергаются циклическому нагружению. При этом на контактирующих поверхностях зубьев действует нормальная сила F_n и сила трения F

Усталостное выкрашивание

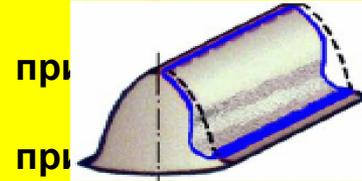


является наиболее и распространённым дефектом поверхности зубьев даже для закрытых

хорошо смазываемых и защищённых от загрязнения передач. На рабочих поверхностях появляются небольшие углубления, которые затем превращаются в раковины.

Выкрашивание носит усталостный характер и вызвано повторно-переменными контактными напряжениями

Абразивный износ



при
при
первую

является основной выхода из строя передач плохой смазке. Это, в

очередь, открытые передачи, а также закрытые, но находящиеся в засорённой среде: в горных, дорожных, строительных, транспортных машинах. Первоначальный профиль зубьев искажается, уменьшается поперечное сечение зубьев

Зае



происходит в высоконагруженных и высокоскоростных передачах. В результате высокого давления происходит

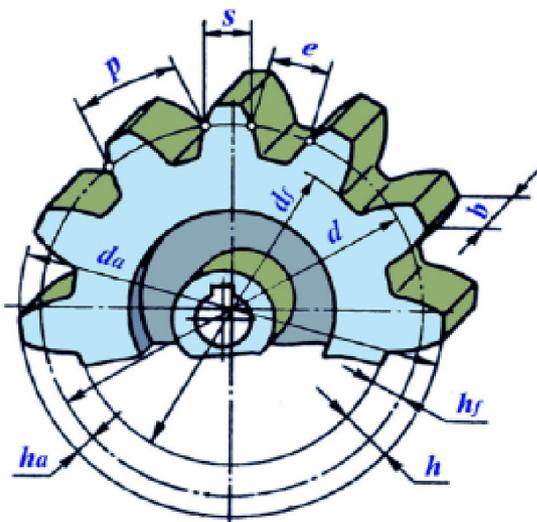
разрыв масляной пленки. В месте контакта зубьев возникает повышенная температура, приводящая к молекулярному сцеплению металла с последующим отрывом. Кроме этого, частицы материала одного зуба привариваются

Из



Прямые зубья разрушаются по сечению у основания зуба, косые - по наклонному сечению. Пломка является следствием действия повторно-переменных напряжений изгиба σ_f или перегрузки. Излом зуба может привести к весьма тяжким последствиям вплоть до разрушения валов и подшипников, а иногда и всего механизма.

Геометрические параметры цилиндрических зубчатых колес



$d = m \cdot z$ - диаметр делительной окружности;
 $d_a = (m \cdot z + 2 \cdot m)$ - диаметр окружности вершин зубьев;
 $d_f = (m \cdot z - 2,5 \cdot m)$ - диаметр окружности впадин зубьев;
 $p = \pi \cdot m$ - шаг по делительной окружности (расстояние между одноименными точками профилей соседних зубьев, измеренное в сечении, нормальном линиям зубьев);
 $s = 0,5 \cdot p$ - толщина зуба по делительной окружности;
 $e = 0,5 \cdot p$ - ширина впадины по делительной окружности;
 $h_a = m$ - высота головки зуба;
 $h_f = 1,25 \cdot m$ - высота ножки зуба;
 $h = 2,25 \cdot m$ - высота зуба;
 b - ширина зубчатого венца.

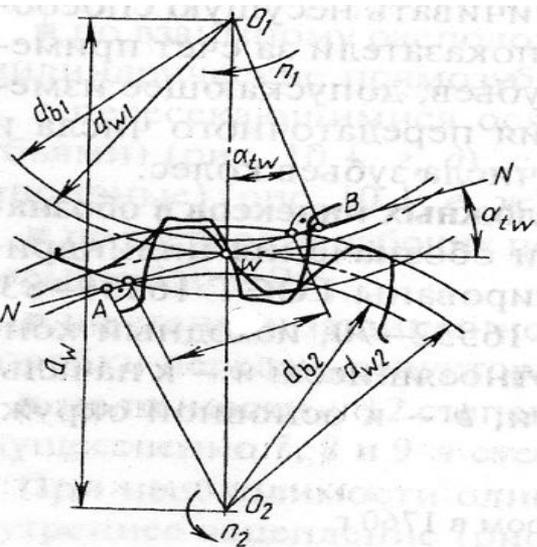
$p/\pi = m$ - окружной модуль зубьев (основная геометрическая характеристика зубьев). Значения модулей стандартизованы.

Зубчатое зацепление характеризуется следующими основными параметрами: z_1 и z_2 – число зубьев шестерни и колеса; p – делительный окружной шаг зубьев; $p_b = p \cdot \cos \alpha$ – основной окружной шаг зубьев;

α – угол профиля делительный (равен углу профиля исходного контура, по ГОСТ 13754-81, $\alpha = 20^\circ$); $a = (d_1 + d_2)/2$ - делительное межосевое расстояние;

a_w - межосевое расстояние. Без смещения исходного контура $a_w = a$;
 α_w - угол зацепления или угол профиля начальный определяется из выражения: $\cos \alpha_w = a \cdot \cos \alpha / a_w$; $d_b = d \cdot \cos \alpha$ – основной диаметр (диаметр окружности, разверткой которой являются эвольвенты зубьев);

d_{w1} и d_{w2} – начальные диаметры (диаметры окружностей, по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения);



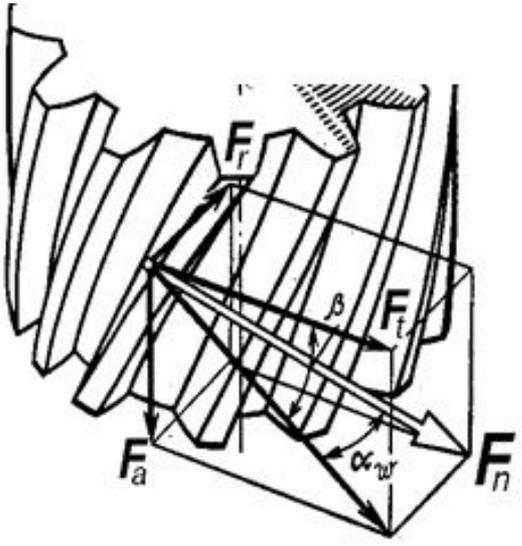
Материал для зубчатых колес и методы упрочнения

Метод упрочнения	Твердость	Материал зубчатых колес	Примечания
Нормализация	HВ < 260	Стали: 35, 45, 35Л	Характеризуется низкой нагрузочной способностью, но хорошей прирабатываемостью зубьев колес и сохранением во времени точности, полученной при механической обработке.
Улучшение (закалка до малой твердости)	HВ = 260...300	Стали: 45, 40Х, 35ХМ, 40ХН, 45Л, 40ГЛ;	Характеризуется теми же свойствами, что и при нормализации, однако требуется окончательная нарезка зубьев после термообработки для устранения коробления
Закалка	HRC ₃ = 40...50	Ст.40Х; Ст.40ХН; Ст45Х	Необходима шлифовка зубьев по профилю для устранения коробления
Цементация и закалка	HRC ₃ = 56...63	Стали: 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 20ХН3А, 18ХН3А;	Окончательная обработка зубьев до термообработки. Коробление невелико. Процесс выполнения цементации занимает много времени и дорог.
Закалка ТВЧ	HRC ₃ = 50...60	Стали: 35ХМ, 40ХН, 50ХН, 40Х	Характеризуется средней нагрузочной способностью. Следует иметь в виду, что при модулях $m \leq (3..5)$ мм зуб прокаливается насквозь, что делает его хрупким.

Для массового производства при наличии зубошлифовальных станков – закалка; для массового производства при наличии соответствующего оборудования – закалка токами высокой частоты. Кроме этого применяют: *пламенную закалку* для сталей 35ХМ, 40ХН; *газовую нитроцементацию* для стали 25ХГМ; *азотирование мягкое* (насыщение поверхностных слоев колес азотом) для сталей 40Н2МА, 38ХМЮА, 38ХВЮА, 38ХЮА.

Силы в зубчатом зацеплении цилиндрических колес

Силы взаимодействия зубьев принято определять в полюсе зацепления. Фактически, движение передаётся зубчатым зацеплением посредством силы нормального давления в точке контакта зубьев F_n , которая определяется, как интеграл от контактных напряжений σ_k по всей площади S контакта зубьев $F_n = \int_S (\sigma_k) dS$. Однако этот интеграл вычислить практически невозможно, т.к. неизвестен точный вид функции σ_k . Поэтому распределенную по контактной площадке нагрузку в зацеплении заменяют равнодействующей F_n , направленной по линии зацепления MM .



Окружная сила F_t , направлена касательно к делительной окружности:

$$F_t = 2 \cdot M_{Bp} / d_w$$

Радиальная сила зависит от угла зацепления α_w :

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$$

Осевая сила вычисляется через окружную силу и угол наклона зубьев β (для прямозубых колес $F_a = 0$):

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Модуль нормальной силы:

$$F_n = (F_a^2 + F_r^2 + F_t^2)^{1/2} = F_t / (\cos \alpha_w \cdot \cos \beta)$$

Удельная погонная нормальная нагрузка:

$$q_n = F_n / l_\Sigma \approx F_t / (b \cdot \varepsilon_\alpha \cdot k_\varepsilon \cdot \cos \alpha_w \cdot \cos \beta),$$

где ε_α - коэффициент перекрытия,

l_Σ - длина контактной линии,

k_ε - отношение минимальной длины контактной линии к средней.

Расчетная нагрузка зубчатых передач

За расчетную нагрузку принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев:

$$q_n = F_n \cdot K / l_\Sigma,$$

где F_n – нормальная сила в зацеплении; $K = K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v$ – коэффициент расчетной нагрузки;

K_α – коэффициент распределения нагрузки между зубьями; K_β – коэффициент концентрации нагрузки; K_v – коэффициент динамической нагрузки; l_Σ – суммарная длина линии контакта зубьев.

Концентрация нагрузки и динамические нагрузки различно влияют на прочность по контактным и изгибным напряжениям. Соответственно различают $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$, K_H при расчетах по контактным напряжениям и

K_{Fa} , $K_{F\beta}$, K_{Fv} – по напряжениям изгиба.

Коэффициент распределения нагрузки

между зубьями определяется в зависимости от степени точности изготовления зубчатых колес по нормам плавности

($5 < n_{пл} < 9$). Он учитывает влияние ошибок окружного шага и направления зубьев в ненагруженной передаче.

Для прямозубых передач: $K_{H\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (n_{пл} - 5) \leq 1,25$;

Для косозубых передач: $K_{H\alpha} = 1 + C \cdot (n_{пл} - 5) \leq 1,6$;

где $C = 0,15$ при твердости поверхности зубьев

шестерни и колеса H_1 и $H_2 \geq 350$ НВ, $C = 0,25$ при твердости поверхности зубьев шестерни и колеса H_1 и $H_2 \leq 350$ НВ или $H_1 > 350$ НВ, а $H_2 < 350$ НВ.

Следует отметить, что для точных колес $n_{пл} \leq 5$, $K_{H\alpha} = 1$.

В расчетах на прочность по напряжениям изгиба

$$K_{Fa} = K_{H\alpha}$$

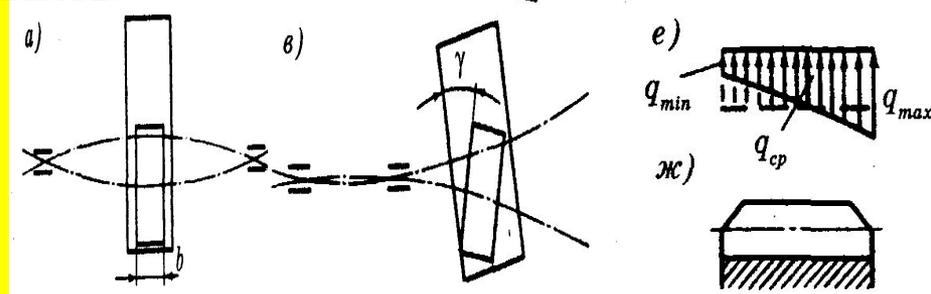
Коэффициент динамической нагрузки

Этот коэффициент учитывает внутренние динамические нагрузки, возникающие в зубчатой передаче.

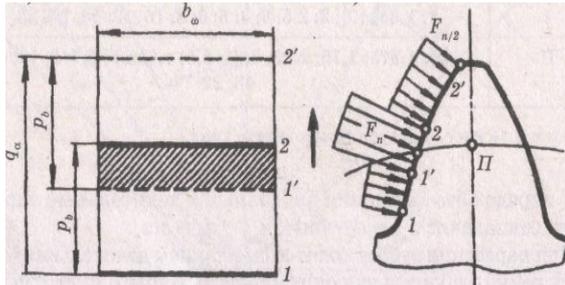
Основное влияние на значение динамических нагрузок оказывают ошибки основного шага p , которые

Коэффициент концентрации нагрузки K_β

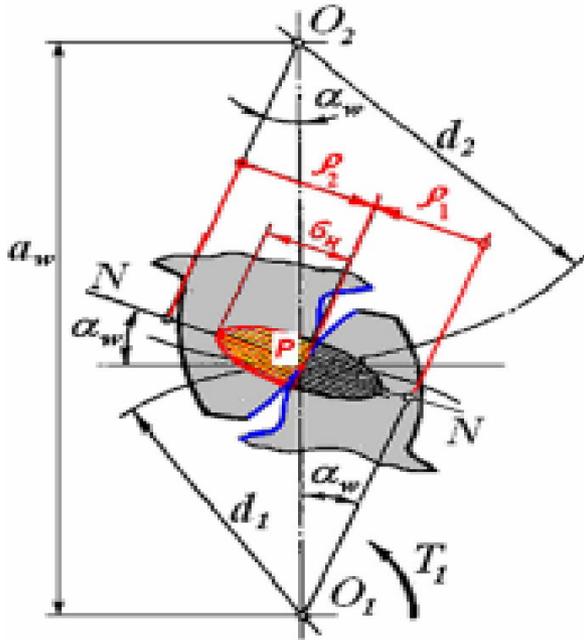
Концентрация или неравномерность распределения нагрузки по длине зуба связана с деформацией валов, корпусов, опор и самих зубчатых колес, а также с погрешностями изготовления передачи. Поясним это сложное явление на примере, учитывающим только прогиб валов.



Проектный расчет зубчатых передач по контактным напряжениям



Контакт зубьев рассматривают в полюсе зацепления, где происходит однопарное зацепление (заштрихованная зона) и возникает выкрашивание; при этом контакт зубьев рассматривают как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2 , равными радиусам эвольвент в полюсе зацепления



Контактная прочность зубьев является основным критерием работоспособности большинства зубчатых передач. Наибольшее контактное напряжение в зоне зацепления при линейном контакте определяют по формуле Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \frac{1}{\rho_{np}} \cdot \frac{F_n}{l_\Sigma}}$$

где F_n/l_Σ — нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии;

F_n — равнодействующая сила, нормальной площадке контакта;

l_Σ — суммарная длина контактных линий; E_1 и E_2 ; ν_1 и ν_2 — соответственно, модули упругости и коэффициенты Пуассона

материалов цилиндров,

выразим входящие в формулу Герца величины через

параметры пары $\alpha_w = K_a \cdot (U+1)^{0.3} \sqrt{K_H \cdot T_1 / \psi_{ba} \cdot U \cdot [\sigma_H]^2}$, откуда: $\alpha_w = K_a \cdot (U+1)^{0.3} \sqrt{K_H \cdot T_1 / \psi_{ba} \cdot U \cdot [\sigma_H]^2}$

Для получения расчетной зависимости $\alpha_w = K_a \cdot (U+1)^{0.3} \sqrt{K_H \cdot T_1 / \psi_{ba} \cdot U \cdot [\sigma_H]^2}$ выразим входящие в формулу Герца величины через параметры пары

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{K_H \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot T(U+1)}{\psi_{ba} \cdot 4 \alpha_w^3 \cdot U}} \leq [\sigma_H]$$

K_a - вспомогательный коэффициент, зависит от вида зацепления и материала, $430 \text{ МПа}^{1/3}$ – косозубые

и $495 \text{ МПа}^{1/3}$ - прямозубые передачи; $\psi_{ba} = 0,5 \cdot \psi_a \cdot (U+1)$ - коэффициент относительной ширины колеса ;

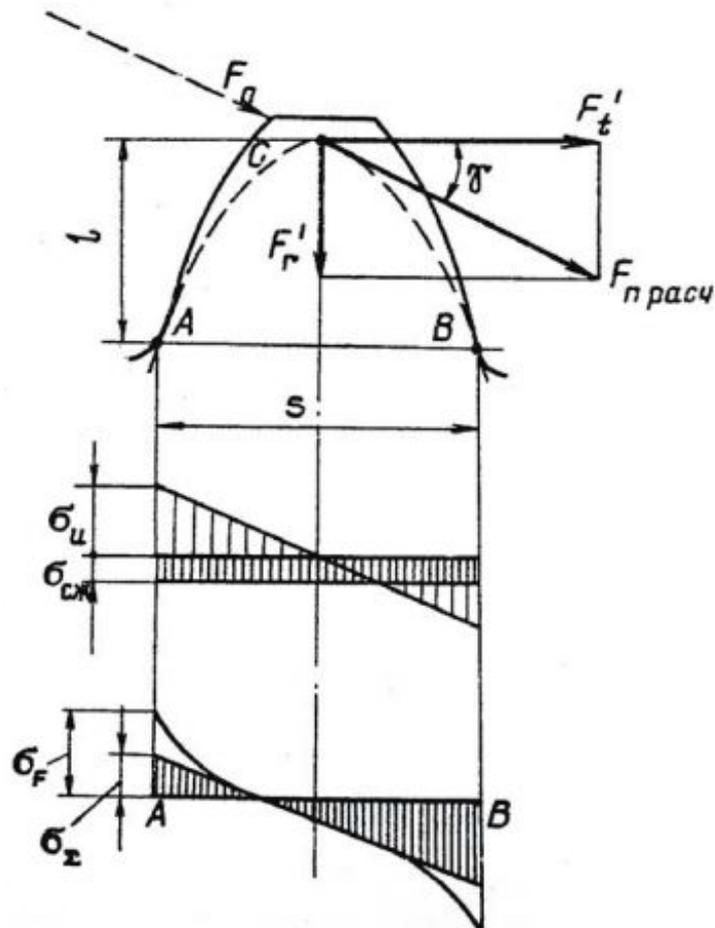
$U_1, T_1, \text{ Н}\cdot\text{м}$ - передаточное и момент на валу шестерни;

K_H - по номограммам, учитывает неравномерность распределения нагрузки ;

Проверочный расчет зубчатых передач по контактным напряжениям

- Определяем окружную скорость : $V = (\pi \cdot d_1 \cdot n_1) / 60 \cdot 1000$, м/с где d_1 , мм; n_1 , об/мин
- Задаем степень точности ЗК {обычно 7, 8, 9}
- Определяем контактные напряжения $\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot ((F_{t2} \cdot K_H \cdot (U+1)) / (d_1 \cdot b_{w2} \cdot U))^{1/2}$, МПа
- Окружная сила на колесе: F_{t2} , Н·м
- Коэффициент, учитывающий механические свойства ЗК, находящихся в сопряжении
- $Z_E = (148 \dots 192) \text{ МПа}^{1/2}$
- Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев
- $Z_H = (2 \cdot \cos(\beta_b) / \text{tg}(\alpha_{wt}))^{1/2} / \cos(\alpha_t)$, где $\alpha_{wt} = 20^\circ$, при отсутствии смещения исходного контура
- $\alpha_t = \text{arctg}(\text{tg}(\alpha_{wt}) / \cos\beta)$, $\beta_b = \text{arcsin}(\sin\beta / \cos(\alpha_t))$
- Для прямозубых колес получится : $Z_H = (2 \cdot \cos(0) / \text{tg}(20^\circ))^{1/2} / \cos(20^\circ) = 2,49$
- Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий
- $Z_\epsilon = (1/\epsilon_\alpha)^{1/2}$, если $\epsilon_\beta \geq 1$, где $\epsilon_\beta = b_{w2} \cdot \sin\beta / (\pi \cdot m_n)$ - косозубые колеса
- $Z_\epsilon = ((4 - \epsilon_\alpha) / 3)^{1/2}$, если $\epsilon_\beta = 0$ – прямозубые колеса
- Коэффициент торцевого перекрытия : $\epsilon_\alpha = (1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 + 1/z_2)) \cdot \cos\beta$, {1,5...1,7}
- с увеличением β уменьшается ϵ_α , что ограничивает значение β
- Коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_A$
- Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями:
 $K_{H\alpha} = \{1,07 \dots 1,13\}$
- Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца.
- Определить по номограммам в зависимости от расположения передачи в редукторе и коэффициента ψ_{ba} $K_{H\beta} = \{1,1 \dots 1,9\}$
- Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении: $K_{Hv} = 1 + (w_{Hv} \cdot b_{w2}) / (F_{t2})$
- где динамическая добавка $w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot (\alpha_w / U)^{1/2}$
- коэффициент, учитывающий влияние вида ЗП и модификации профиля головки ЗК
- $\delta_H = \{0,014 \dots 0,002\}$, по таблицам ГОСТ 21354-87
- коэффициент, учитывающий влияние шагов зацепления: $g_0 = \{28 \dots 100\}$

Проверочный расчет зубьев цилиндрических колес при изгибе



Расчет зубчатых передач на прочность при изгибе проводят как проверочный. Зуб рассматривают как консольную балку, нагруженную сосредоточенной силой $F_n = F / \cos \alpha'$. 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.

$$F_{n \text{ расч}} = F_n \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} = \frac{F_t}{\cos \alpha} K_{F\beta} \cdot K_{FV}$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_u - \sigma_{сж} = \frac{M_u}{W_u} - \frac{F_r'}{A} = \frac{F_t' \cdot l \cdot 6}{b_w \cdot s^2} - \frac{F_r'}{b_w \cdot s}$$

$$\sigma_F = \sigma_{\Sigma} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b} \left(\frac{6 \cdot l \cdot \cos \gamma \cdot m}{s^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{\sin \gamma \cdot m}{s \cdot \cos \alpha} \right) = \frac{w_{Ft} \cdot Y_F}{m}$$

где m – модуль зацепления; w_{Ft} – удельная окружная расчетная сила, отнесенная к диаметру делительной окружности; Y_F – коэффициент формы зуба, определяемый по выражению

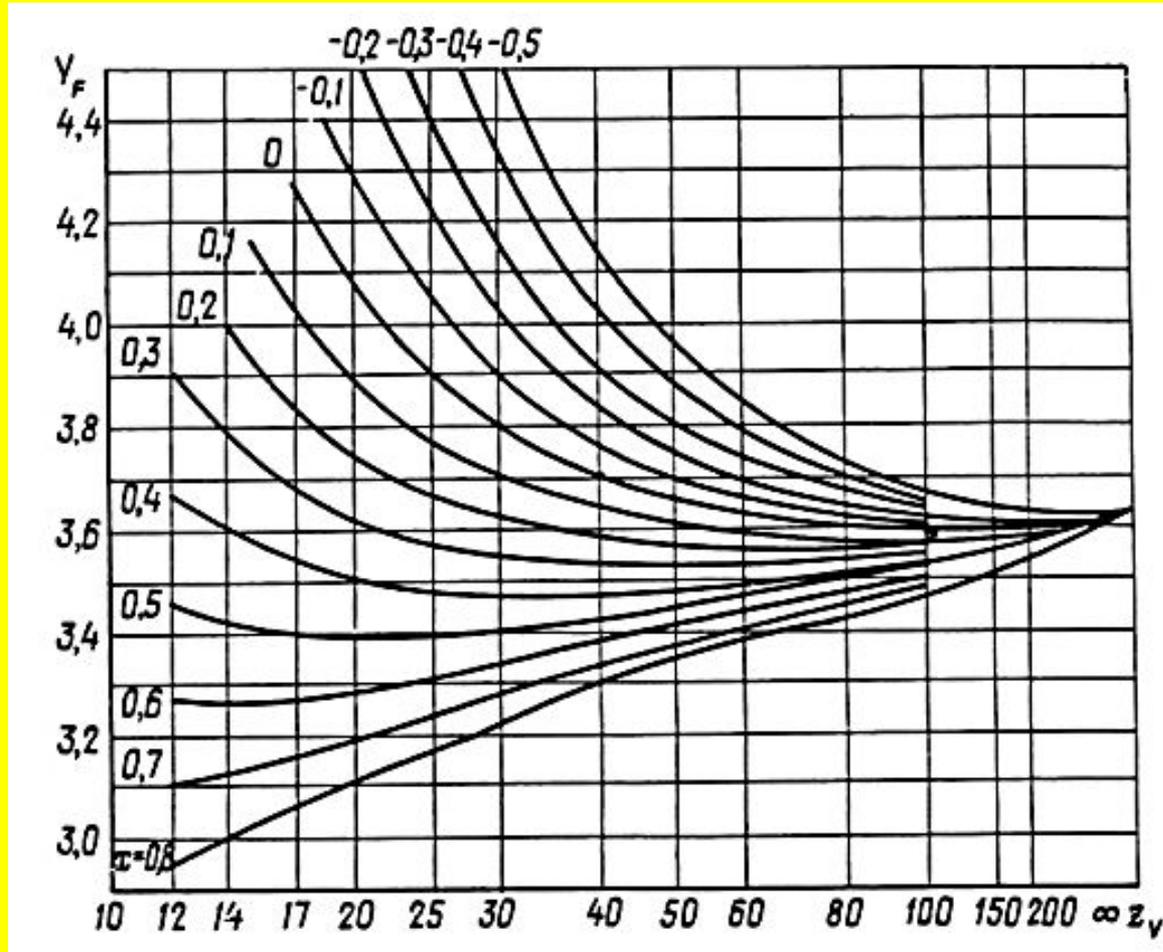
$$\sigma_{F1} = \frac{w_{Ft} \cdot Y_{F1}}{m} \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}]$$

$$Y_F = \left(\frac{6 \cdot l \cdot m \cdot \cos \gamma}{s^2 \cdot \cos \alpha} - \frac{m \cdot \sin \gamma}{s \cdot \cos \alpha} \right) \cdot \alpha_{\sigma}$$

Определение коэффициента формы зуба

- Y_F Коэффициент, учитывающий влияние формы зуба и концентрации напряжений, где эквивалентное число зубьев - $z_v = z / \cos^3 \beta$,
- а Z - действительное число зубьев косозубого колеса.



- Приблизительно: $Y_F = 3,47 + 13,2/z_v - 29,7 \cdot x/z_v + 0,0922 \cdot x^2$

Проверочный расчет зубьев цилиндрических колес при изгибе

- **Реально расчет выполняют следующим образом по ГОСТ 21354-87.**

- Определяем напряжения в опасной точке при изгибе зуба для шестерни косозубого колеса:

- $$\sigma_{F1} = F_{t1} \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha} / (b_{w1} \cdot m_n) \leq [\sigma_{F1}]$$

- Для прямозубых ЗК:
$$\sigma_{F1} = F_{t1} \cdot Y_F \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha} / (b_{w1} \cdot m_n)$$

- $K_{F\alpha} = \{1,07 \dots 1,4\}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями ;

- $K_{F\beta} = \{1 \dots 1,8\}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий по номограммам в зависимости от твердости ЗК и расположения опор;

- Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения: $K_{Fv} = 1 + (w_{Fv} \cdot b_{w1}) / (F_{t1})$,

- где удельная окружная динамическая сила: $w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot (a_w / U)^{1/2}$

- Коэффициент, учитывающий влияние вида ЗП и модификации профиля головки ЗК:

- $\delta_F = 0,02 \dots 0,04$ - для косозубых ЗК, $\delta_F = 0,06 \dots 0,14$ - для прямозубых ЗК без модификации,

- $\delta_F = 0,04 \dots 0,10$ - для прямозубых ЗК с модификацией, **в зависимости от твердости ЗК;**

- Коэффициент, учитывающий влияние шагов зацепления: $g_0 = \{2,8 \dots 13,5\}$ **от m и ст.**

ТОЧНОСТИ

- Коэффициент, учитывающий влияние формы зуба и концентрации напряжений

- $Y_F = \{3,2 \dots 4,4\}$, по номограмме, в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса

- эквивалентное число зубьев косозубого колеса равно: $z_v = z / \cos^3 \beta$

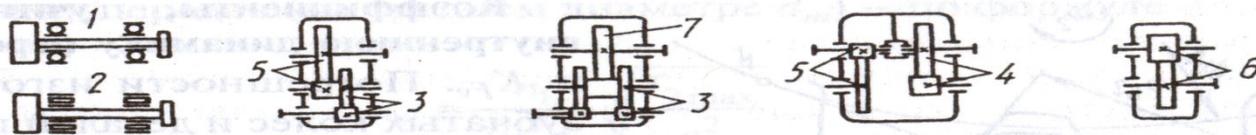
- Коэффициент, учитывающий наклон зуба: $Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \cdot (\beta^\circ / 120^\circ)$, должен быть больше 0,7

- Коэффициент осевого перекрытия: $\epsilon_\beta = b_{w2} \cdot \sin \beta / (\pi \cdot m_n)$

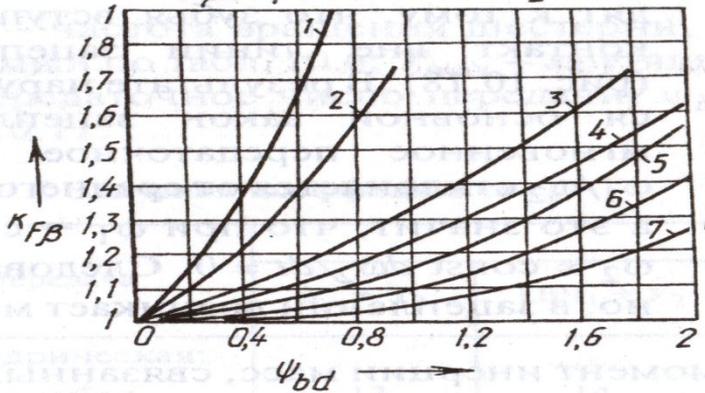
- Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев: $\epsilon_\alpha = (1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 + 1/z_2)) \cdot \cos \beta$

- $Y_\epsilon = 0,25 + 0,8/\epsilon_\alpha$ - если $\epsilon_\alpha < 1$ или $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$ - если $\epsilon_\alpha \geq 1$

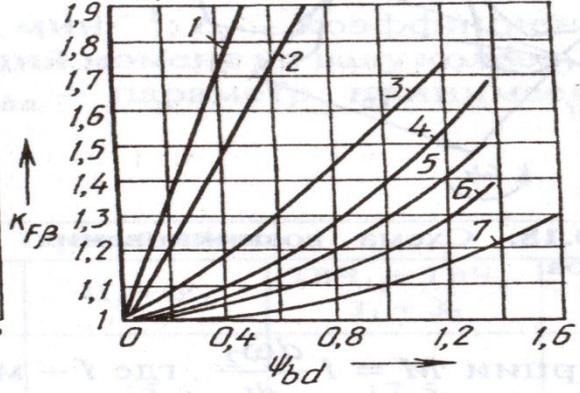
Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями: $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$



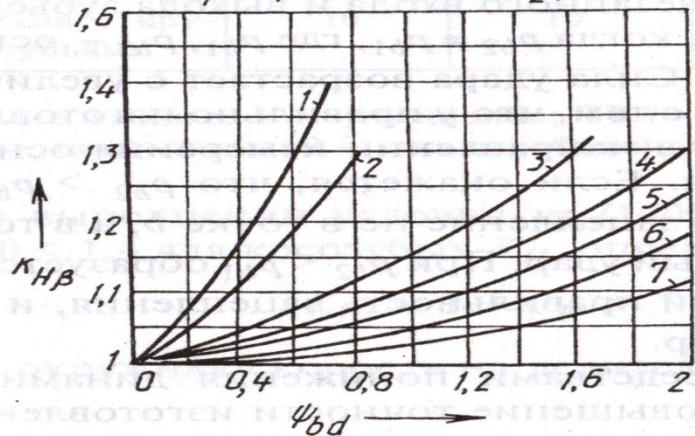
При $H_1 \leq 350\text{HB}$ или $H_2 \leq 350\text{HB}$



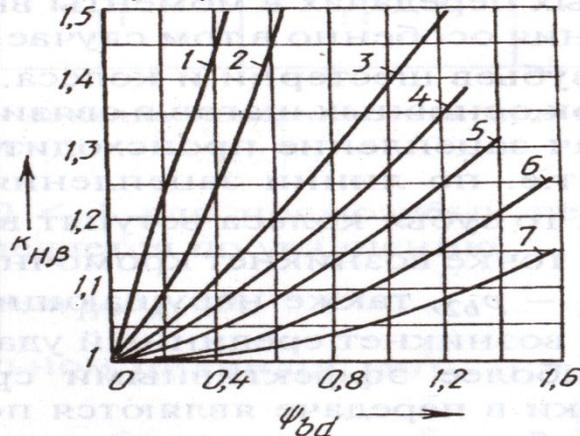
При $H_1 > 350\text{HB}$ и $H_2 > 350\text{HB}$



При $H_1 \leq 350\text{HB}$ или $H_2 \leq 350\text{HB}$



При $H_1 > 350\text{HB}$ и $H_2 > 350\text{HB}$



Проверочный расчет на прочность зубчатых колес при действии пиковых нагрузок

- Напряжение контакта при действии пикового момента:
- $\sigma_{H\text{пик}} = \sigma_H \cdot (T_{\text{пик}}/T)^{1/2} \leq [\sigma_H]_{\text{max}}$
- Максимальное напряжения в опасной точке при изгибе зуба под действием пикового момента:
- $\sigma_{F\text{пик}} = \sigma_F \cdot (T_{\text{пик}}/T) \leq [\sigma_F]_{\text{max}}$
- Значения допускаемых напряжений: $[\sigma_H]_{\text{max}}$, $[\sigma_F]_{\text{max}}$ принимают в зависимости от материала и вида термообработки ЗК. Расчет проводится для каждого зубчатого колеса. Начинают расчет зубчатых передач с наиболее нагруженной

Термообработка	Твердость зубьев		Группа сталей	$[\sigma_H]_{\text{max}}$, МПа	$[\sigma_F]_{\text{max}}$, МПа
	на поверхности	в сердцеvine			
Нормализация Улучшение	180...350 НВ		40, 45, 40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ и др.	$2,8\sigma_T$	2,7 НВ
Объемная закалка	44...54 HRC		40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ и др.	$2,8\sigma_T$	1400
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n > 3$)*	56...63	25...35	55ПП, У6, 35ХМ	40 HRC _{пов}	1260
					1260
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины	45...55	42...50	40Х, 40ХН, 35ХМ и др. 40Х, 35ХМ, 40ХН и др.		
Азотирование	55...67	24...40	35ХЮА, 38ХМЮА 40Х, 40ХФА, 40ХНМА и др.	40 HRC _{пов}	1000
	50...59	24...40		30 HRC _{пов}	1000
Цементация и закалка	55...63	30...45	Цементуемые стали всех марок	40 HRC _{пов}	1200

Геометрические характеристики зубчатых конических передач

Передаточное отношение

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, когда оси валов пересекаются под углом. Наибольшее распространение имеют передачи с углом, $\Sigma = 90^\circ$. Конические колеса выполняются с прямыми, тангенциальными, круговыми и другими криволинейными зубьями. Конические прямозубые передачи имеют начальный линейный, а передачи с круговыми зубьями точечный контакт в зацеплении. Конические колеса с круговыми зубьями, по сравнению с прямозубыми, обладают большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом. Сопряженные колеса с

положительным

направлением линии зубьев - правое и левое, если смотреть со стороны вершины конуса. У конических колес высота, толщина зубьев и окружной шаг по длине зуба различны, поэтому

используют **2 окружных модуля**: m - средний делительный окружной

(в среднем сечении); m_e - внешний

делительный окружной модуль (на внешнем торце зуба);

средние делительные диаметры: $d_1 = m \cdot z_1$, $d_2 = m \cdot z_2$

где z_1 и z_2 - числа зубьев шестерни и колеса

внешние делительные диаметры: $d_{e1} = m_e \cdot z_1$, $d_{e2} = m_e \cdot z_2$

внешнее конусное расстояние: $R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot (z_1^2 + z_2^2)^{1/2}$

среднее конусное расстояние: $R = R_e - 0,5 \cdot b$

углы делительных конусов: $\delta_1 = \arctg(z_2/z_1)$; $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$;

передаточное число конической зубчатой передачи:

$$u = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = z_2/z_1 = d_2/d_1 = d_{e2}/d_{e1} = \operatorname{tg} \delta_2 = 1/\operatorname{tg} \delta_1$$

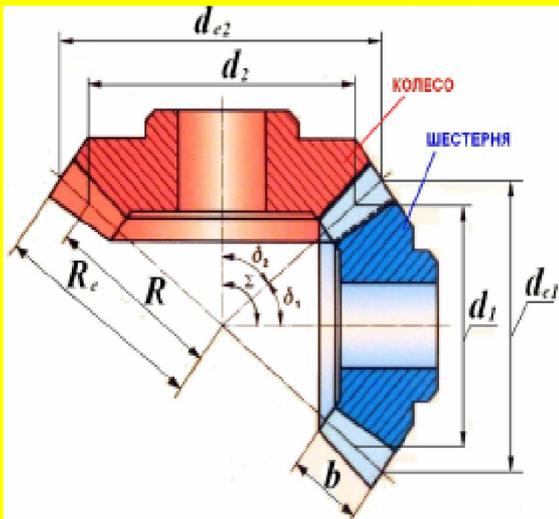
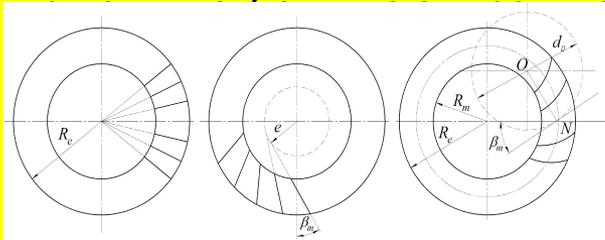
Дополнив развертку до полной окружности, получим эквивалентное цилиндрическое колесо с числом зубьев z_v .

$$d_{ve} = d_e / \cos \delta = m_e \cdot z / \cos \delta = m_e \cdot z_v, \quad \text{откуда} \quad z_v = z / \cos \delta.$$

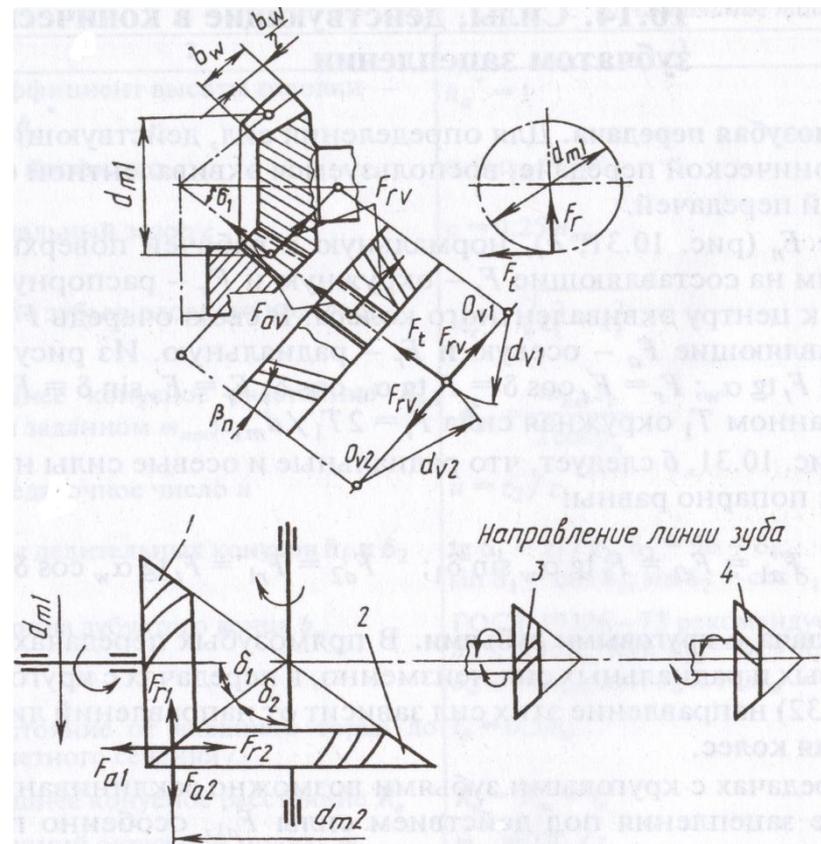
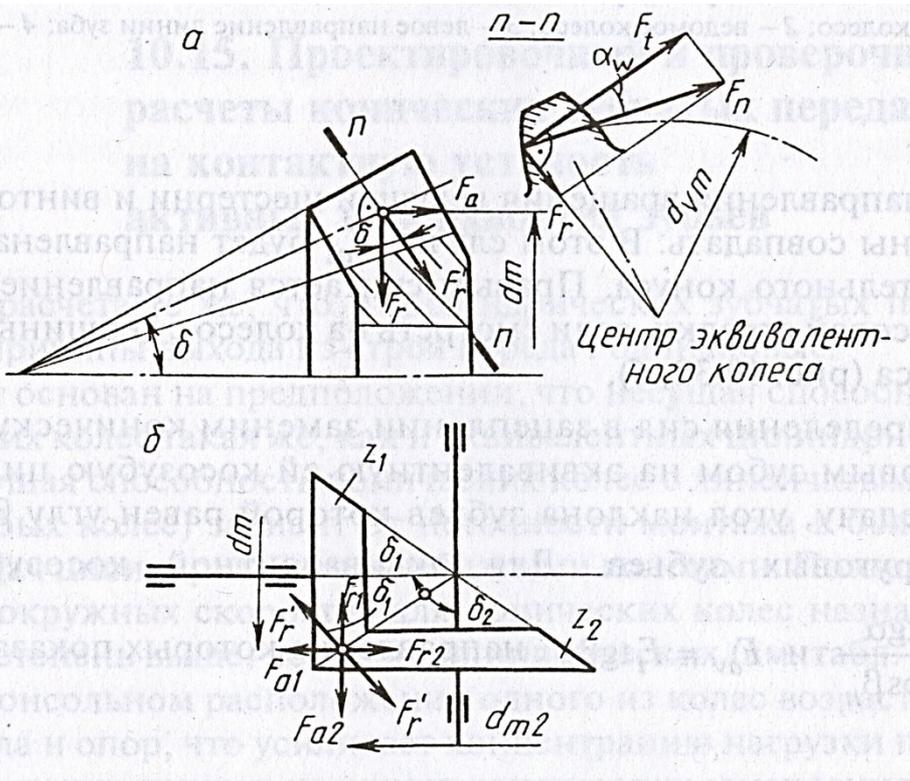
Для конических передач с круговым зубом эквивалентное число зубьев получаем двойным приведением:

конического колеса к цилиндрическому и кругового зуба к прямому зубу $z_{vn} = z / (\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_n)$,

где β_n - угол наклона линии.



Силы в зацеплении конических передач



• Прямозубое колесо

Осевые и радиальные силы на шестерне и колесе попарно равны:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1; \quad F_{a2} = F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1.$$

Окружная сила на ЗК

$$F_{t2} = F_{t1} = 2000 \cdot T_2 / d_{m2}, \text{ Н}$$

где d_{m2} , мм - средний делительный диаметр;

T_2 , Н·м - крутящий момент на колесе;

$$F_{r1} = F_t (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \mp \sin \beta_n \sin \delta_1) / \cos \beta_n;$$

$$F_{a1} = F_t (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_n \cos \delta_1) / \cos \beta_n;$$

$$F_{r2} = F_t (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \pm \sin \beta_n \sin \delta_2) / \cos \beta_n;$$

$$F_{a2} = F_t (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \mp \sin \beta_n \cos \delta_2) / \cos \beta_n.$$

- при совпадении направления вращения ЗК и винтовой линии зуба - верхний знак

Проектный расчет конических передач на контактную

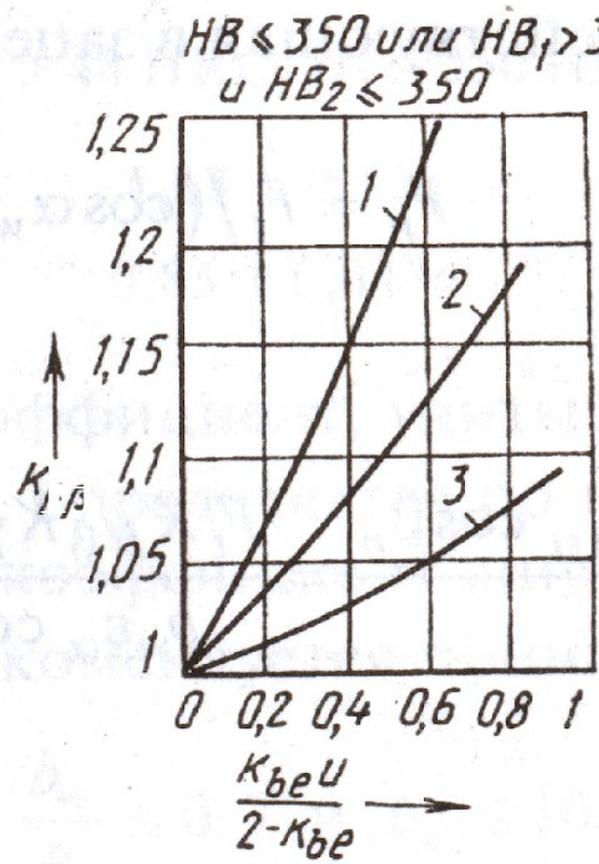
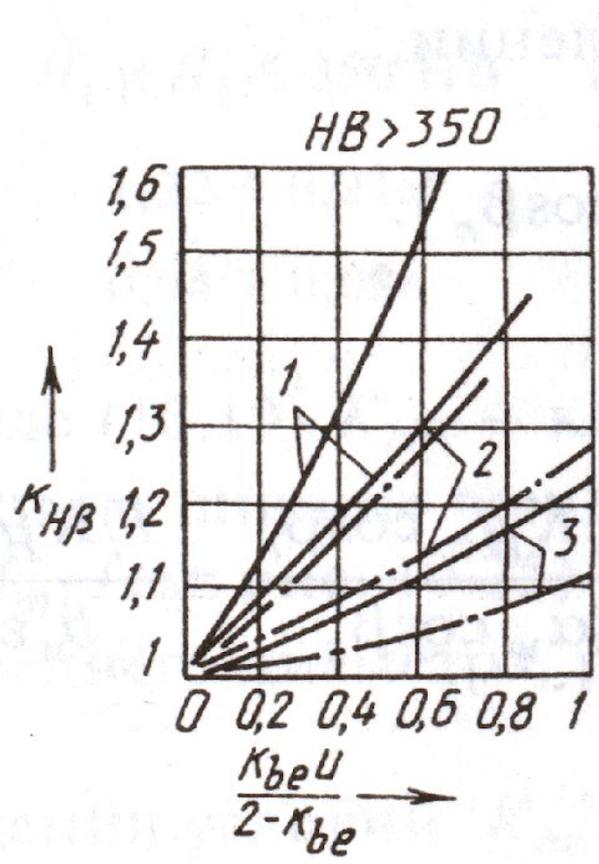
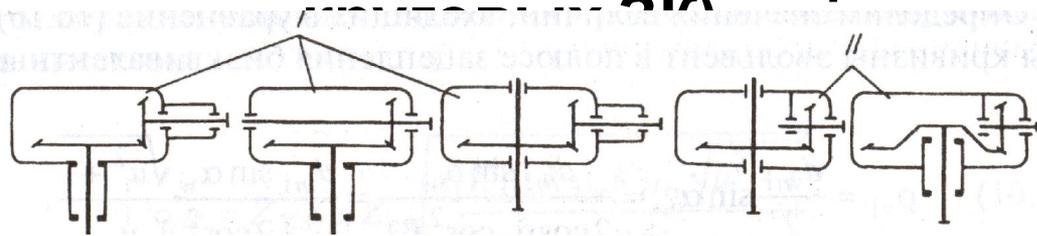
ВЫНОСЛИВОСТЬ

- Для проектировочного расчета вычисляем средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \Psi_{bd1} [\sigma_H]^2 u}},$$

- d_{m1} , мм – средний делительный диаметр;
- $K_d = 780 \text{ МПа}^{1/3}$ - вспомогательный коэффициент
- $[\sigma_{H1}]$, МПа – допускаемое контактное напряжение шестерни
- U - передаточное число
- T_1 , Н·м – крутящий момент на валу шестерни
- $\Psi_{bd1} = (0,3 \dots 0,6)$ – коэффициент ширины шестерни, относительно среднего диаметра
- $K_{\beta e} = 2 \cdot v / (U + v)$ - коэффициент ширины зубчатого венца (формула профессора Кудрявцева)
- $v = 0,6$ – консольное расположение шестерни, $v = 0,8$ – расположение шестерни между двух опор
- $K_{H\beta} = (1 \dots 1,6)$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки, по номограмме в зависимости от параметра: $K_{\beta e} \cdot U / (2 - K_{\beta e})$,
- Далее вычисляем ширину венца шестерни и округляем $b_{w1} = \Psi_{bd1} \cdot d_{m1}$
- Вычисляем углы делительного конуса $\delta_2 = \arctg(U)$, $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$
- Определяем внешний делительный диаметр шестерни $d_{e1} = d_{m1} + b_{w1} \cdot \sin \delta_1$
- Определяем внешний делительный диаметр колеса $d_{e2} = d_{e1} \cdot U$
- Округляем полученное значение d_{e2} до стандартного по ГОСТ 12289-76
- {40;50;63;71;80;90;100;112;125;140;160;180;200;225;250;280;315; }

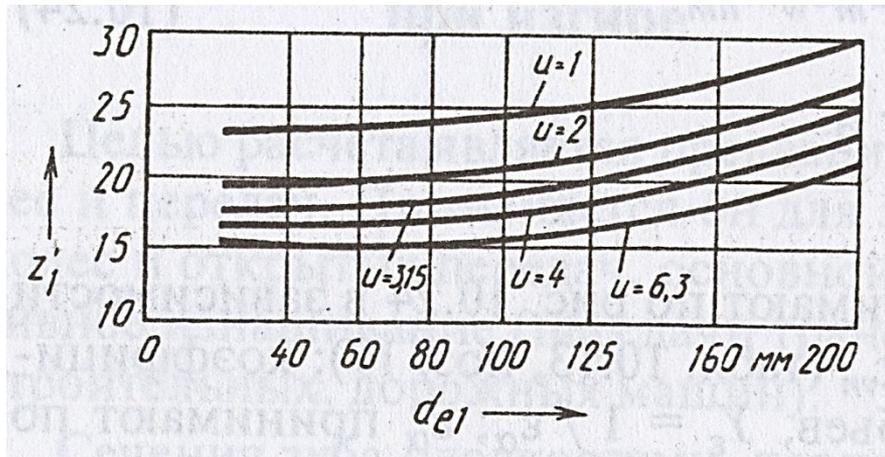
Коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки между зубьями: $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ (пунктир для H_{β})



Проектный расчет конических передач на контактную

выносливость (продолжение)

- Рекомендуемые значения передаточного числа U {1; 2;3,15;4;6,3; ...}
- Уточняем окончательно $d_{e1} = d_{e2}/U$
- Переходим к вычислению остальных геометрических характеристик передачи
- Внешний окружной модуль, согласуется с ГОСТ 9563-60
- {1;1,25;1,5;2;2,5;3;3,4;5;6;8;10;12;16;20;25;}- ряд 1
- {1,125;1,375;1,75;2,25;2,75;3,5;4,5;5,5;7;9;11;14;18;22}- ряд 2
- $m_e = d_{e2}/z_2$
- Внешний делительный диаметр шестерни
- $d_{e1} = d_{e2}/U$
- Подбираем числа зубьев, используя номограмму



Наименование колес зубчатой пары	Твердость рабочих поверхностей зубьев	z_1
Шестерня Колесо	$H \geq 44$ HRC	z'_1
Шестерня Колесо	$H_1 \geq 44$ HRC $H_2 \leq 350$ HB	$1,3z'_1$
Шестерня Колесо	$H < 350$ HB	$1,6z'_1$

- Округляем полученные значения до целых чисел . Вычисляем фактическое передаточное
- $U_\phi = z_2/z_1$ точность вычисления до 0,0001
- $R_e = d_{e1}/(2 \cdot \sin \delta_1)$

Проектный расчет конических передач на контактную

выносливость (продолжение)

- Среднее конусное расстояние $R_m = R_e - 0,5 b_{w1}$
- Средний окружной модуль $m = m_e \cdot (R_m / R_e)$
- Средние делительные диаметры ЗК $d_1 = m \cdot z_1$, $d_2 = m \cdot z_2$
- Коэффициент смещения $x_1 = 2 \cdot (1 - 1/U^2) \cdot (\cos^3 \beta_m / z_1)^{1/2}$, для прямозубых колес $\beta_m = 0$ $x_2 = -x_1$
- Коэффициенты расчетной толщины зуба исходного контура
- $x_{r1} = 0,03 + 0,008 \cdot (U - 2,5)$, $x_{r2} = -x_{r1}$
- Внешняя высота головки зуба $h_{ae1} = (1 + x_1) \cdot m_e$ $h_{ae2} = (1 + x_2) \cdot m_e$
- Внешняя высота ножки зуба $h_{fe1} = h_{ae2} + 0,2 \cdot m_e$ $h_{fe2} = h_{ae1} + 0,2 \cdot m_e$
- Внешняя высота зуба $h_{e1} = h_{fe1} + h_{ae1}$ $h_{e2} = h_{fe2} + h_{ae2}$
- Внешняя окружная толщина зуба $S_{e1} = (0,5 \cdot \pi + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha + x_{r1}) \cdot m_e$ $S_{e2} = \pi \cdot m_e - S_{e1}$
- Угол ножки зуба $\theta_{f1} = \operatorname{arctg}(h_{fe1} / R_e)$ $\theta_{f2} = \operatorname{arctg}(h_{fe2} / R_e)$
- Угол головки зуба $\theta_{a1} = \theta_{f2}$, $\theta_{a2} = \theta_{f1}$
- Угол конуса вершин $\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$ $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$
- Угол конуса впадин $\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$ $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
- Внешний диаметр вершин зубьев $d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot h_{ae1} \cdot \cos \delta_1$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot h_{ae2} \cdot \cos \delta_2$
- Коэффициент торцевого перекрытия $\varepsilon_a = 1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 + 1/z_2)$
- Проверим коэффициенты ширины венцов
- $K_{ве} = b_{w1} / R_e$, значение не должно быть больше 0,35
- $\Psi_{вд1} = b_{w1} / d_1$, значение должно быть в пределах 0,3...0,6
- Должно выполняться условие $b_{w1} \leq 10 \cdot m_e$
- Вычисляем средние делительные диаметры $d_{m1} = (1 - 0,5 \cdot K_{ве}) \cdot d_{e1}$, $d_{m2} = (1 - 0,5 \cdot K_{ве}) \cdot d_{e2}$

Проектный расчет конических передач с круговым зубом на КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

- Для проектировочного расчета вычисляем средний делительный диаметр шестерни

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{\Theta_H \Psi_{bd1} [\sigma_H]^2 u}}$$

- $K_d = 600 \text{ МПа}^{1/3}$ - вспомогательный коэффициент
- Θ_H - коэффициент вида конических передач, следует принимать в зависимости от прирабатываемости ЗК и передаточного числа

Твердость H_1 и $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$ $H_1 > 44 \text{ HRC}, H_2 \leq 350 \text{ НВ}$ H_1 и $H_2 \geq 44 \text{ HRC}$

Θ_H $1,22 + 0,21u$ $1,13 + 0,13u$ $0,81 + 0,15u$

- Вычисления параметров ЗК аналогично прямозубым ЗК, кроме:**
- Число зубьев плоского колеса $z_c = (z_2^2 + z_1^2)^{1/2}$
- Средний нормальный модуль, согласуется с ГОСТ 9563-60 $m_{nm} = d_{m1} \cdot \cos \beta_n / z_1$
- Среднее конусное расстояние $R_m = (m_{nm} \cdot z_c) / (2 \cdot \cos \beta_n)$
- Внешнее конусное расстояние $R_e = R_m + 0,5 \cdot b_{w1}$
- Внешний окружной модуль $m_{te} = 2 \cdot R_e / z_c$
- Средние делительные диаметры ЗК $d_1 = m_{nm} \cdot z_1 / \cos \beta_n$ $d_2 = m_{nm} \cdot z_2 / \cos \beta_n$
- Коэффициент смещения $x_1 = 2 \cdot (1 - 1/U^2) \cdot (\cos^3 \beta_m / z_1)^{1/2}$
- Число зубьев биэквивалентного колеса $z_{vn1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m)$, $z_{vn2} = z_2 / (\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m)$
- Коэффициент торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = (1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)) \cdot \cos \beta_m$

Проверочный расчет на усталость зубьев при изгибе

- Определяем напряжения в опасной точке при изгибе зуба
- $\sigma_{F1} = 2 \cdot T_1 \cdot Y_{F1} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{Fa} \cdot K_A / (\Theta_F \cdot d_{m1} \cdot b_{w1} \cdot m)$, $\Theta_F = 0,85$ – для прямозубых
- Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий $K_{F\beta} = \{1 \dots 1,8\}$, по номограммам
- Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения $K_{Fv} = 1 + (w_{Fv} \cdot b_{w2}) / (F_{t2})$,
- Удельная окружная динамическая сила $w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot V \cdot (d_{m1} \cdot (U+1)/U)^{1/2}$
Окружная скорость $V = (\pi \cdot d_1 \cdot n_1) / 60 \cdot 1000$, м/с
- Коэффициент, учитывающий влияние вида ЗП и модификации профиля головки ЗК
- $\delta_F = 0,016$ - для прямозубых без модификации, $\delta_F = 0,011$ - с модификацией
- $\delta_F = 0,006$ - для ЗК с круговым зубом
- Коэффициент, учитывающий влияние шагов зацепления $g_0 = (2,8 \dots 10)$ от m и ст. точности
- Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями
- $K_{Fa} = (1,07 \dots 1,4)$ - для прямозубых колес в зависимости от V и степени точности ЗК,
- $K_{Fa} = 1$ – для ЗК с круговым зубом
- Коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1$, поскольку изменение нагрузки учтено циклограммой работы привода
- $Y_F = \{3,2 \dots 4,4\}$, по номограмме, в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса $z_{v1} = z_1 / \cos(\delta_1)$, $z_{v2} = z_2 / \cos(\delta_2)$ - прямозубые ЗК, z - действительное число зубьев
- Для ЗК с круговым зубом $z_{vn1} = z_1 / (\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m)$, $z_{vn2} = z_2 / (\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_m)$

Твердость	H_1 и $H_2 \leq 350$ НВ	$H_1 > 44$ HRC, $H_2 \leq 350$ НВ	H_1 и $H_2 \geq 44$ HRC
Θ_F	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,043u$	$0,65 + 0,11u$

- Проверяем условия: $\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$ $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot (Y_{F2} / Y_{F1}) \leq [\sigma_{F2}]$

Проверочный расчет передачи на контактную усталость

- Определяем окружную скорость $V=(\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1)/60$, м/с
- d_{m1} , м -средний делительный диаметр, n_1 , об/мин- обороты вала
- Задаемся степенью точности ЗК {обычно 6, 7, 8}

Определяем контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot ((F_{t1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot (U^2+1))/(0,85 \cdot d_{m1} \cdot b_{w1} \cdot U))^{1/2}, \text{ МПа}$$

- Коэффициент, учитывающий механические свойства ЗК находящихся в сопряжении
- $Z_E=(148...192) \text{ МПа}^{1/2}$ - $Z_E=(E_{пр}/2 \cdot \pi \cdot (1-V^2))^{1/2}$ - для стальных ЗК, причем $E_{пр}=2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$
- Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев
- $Z_H=(4/\sin(2 \cdot \alpha_w))^{1/2}$, следовательно для прямозубых при $\alpha_w=20^\circ$, $Z_H=2,5$;
- $Z_\varepsilon=1$ - коэффициент торцевого перекрытия
- $F_t=2000 \cdot T_1/d_{m1}$, Н·м
- Коэффициент нагрузки $K_{H\beta}$ – определяем по номограммам {1,1...1,6}
- Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку $K_{Hv}=1+(w_{Hv} \cdot b_{w1})/F_t$
- Динамическая добавка $w_{Hv}=\delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot (d_{m1} \cdot (U+1)/U)^{1/2}$
- Коэффициент, учитывающий влияние вида ЗП и модификации профиля головки ЗК
- $\delta_H=\{0,004...0,010\}$, $\delta_H=0,006$ – прямые зубья без модификации, не твердые ЗК
- Коэффициент, учитывающий влияние шагов зацепления- g_0 ,
- в знаменателе предельное значение динамической добавки.

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности работы (ГОСТ 1643–81)				
	5	6	7	8	9
До 3,5	28 / 85	38 / 160	47 / 240	56 / 380	73 / 700
Свыше 3,5	31 / 105	42 / 194	53 / 310	61 / 410	82 / 880
Свыше 10	37 / 150	48 / 230	64 / 450	73 / 590	100 / 1050

Проверочный расчет передачи на контактную усталость

ЗК с круговым зубом

- Определяем окружную скорость $V=(\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1)/60$, м/с
- d_{m1} , м -средний делительный диаметр, n_1 , об/мин- обороты вала
- Задаемся степенью точности ЗК {обычно 6, 7, 8}

Определяем контактные напряжения

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon ((F_{t1} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot (U^2+1)^{1/2}) / (0,85 \cdot d_{m1} \cdot b_{w1} \cdot U))^{1/2}, \text{ МПа}$$

- Коэффициент, учитывающий механические свойства ЗК находящихся в сопряжении
- $Z_E=(148...192) \text{ МПа}^{1/2}$ - $Z_E=(E_{np}/2 \cdot \pi \cdot (1-V^2))^{1/2}$ - для стальных ЗК, причем $E_{np}=2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$
- Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев
- $Z_H=(4 \cdot \cos^2 \beta_m) / \sin(2 \cdot \alpha_w))^{1/2}$, следовательно для колес с круговым зубом
- если $\alpha_w=20^\circ$ и $\beta_m=35^\circ$, $Z_H=2,13$
- $Z_\varepsilon=(1/\varepsilon_\alpha)^{1/2}$ -коэффициент торцевого перекрытия, где
- $\varepsilon_\alpha \approx (1,88-3,2 \cdot (1/z_{vn1}+1/z_{vn2})) \cdot \cos \beta_n$,
- Число зубьев би-эквивалентного колеса $z_{vn1}=z_1/(\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_m)$,
- $F_t=2000 \cdot T_1/d_{m1}$, Н·м
- Коэффициент нагрузки $K_{H\beta}$ – определяем по номограммам {1,1...1,6}
- Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку $K_{Hv}=1+(w_{Hv} \cdot b_{w1})/F_t$
- Динамическая добавка $w_{Hv}=\delta_H \cdot g_0 \cdot V \cdot (d_{m1} \cdot (U+1)/U)^{1/2}$
- Коэффициент, учитывающий влияние вида ЗП и модификации профиля головки ЗК
- $\delta_H=\{0,002...0,004\}$, $\delta_H=0,002$ –без модификации, мягкие ЗК (HV<350)
- Коэффициент, учитывающий влияние шагов зацепления- g_0 , см. предыдущий слайд

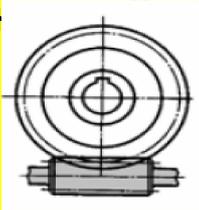
Основные определения и классификация червячных

передач

Червячные передачи относят к передачам зацеплением. Их применяют для передачи вращательного движения между валами, угол скрещивания осей которых составляет $\Theta = 90^\circ$. В большинстве случаев ведущим является червяк, т. е. короткий винт с трапецеидальной или близкой к ней нарезкой. Червячная передача – это зубчато-винтовая передача, движение в которой

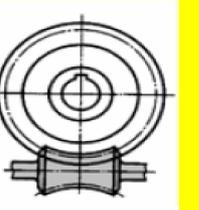
В зависимости от формы

В



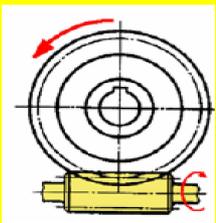
с цилиндрическим червяком

поверхности червяка, передачи бывают:



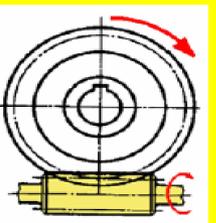
с глобоидным червяком

В зависимости от направления линии



с правым направлением линии витка

витка червячные передачи бывают:



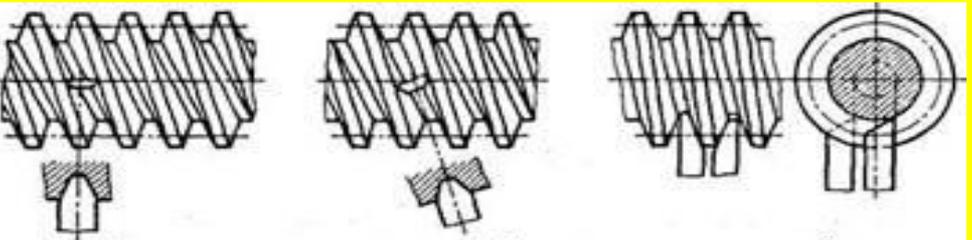
с левым направлением линии витка

В зависимости от расположения червяка относительно колеса



с нижним расположением червяка
с верхним расположением червяка
с боковым эвольвентным

В зависимости от формы винтовой поверхности резьбы цилиндрического червяка передачи бывают с:



архимедовым, конволютным и червяком

Материалы червячной пары.

Червяк и колесо должны обладать достаточной прочностью и ввиду значительных скоростей скольжения в зацеплении образовывать антифрикционную пару с высокими показателями по износостойкости и сопротивляемости заеданию.

При выборе материала колеса предварительно определяют ожидаемую скорость скольжения

$$V_s = 0,45 \cdot 10^3 \cdot n_1 \cdot (T_2)^{1/3},$$

где n_1 - частота вращения червяка в мин^{-1} ; T_2 - вращающий момент на колесе в Н·м.

Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей марок 45, 50 или легированных сталей марок 40Х, 40ХН с поверхностной или объемной закалкой до твердости $H = 45...53 \text{ HRC}_3$. При этом необходима шлифовка и полировка рабочих поверхностей витков. Хорошую работу передачи обеспечивают червяки из сталей 15Х, 20Х с твердостью $H = 56... 63 \text{ HRC}_3$.

Зубчатые венцы червячных колес изготавливают преимущественно из бронзы, причем выбор марки материала зависит от скорости скольжения. Материалы венцов червячных колес по мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств и по рекомендуемым для применения скоростям скольжения можно условно свести к трем группам.

Группа I. Оловянные бронзы (марок Бр010Ф1, Бр010Н1Ф1 и др.) применяют при высоких скоростях скольжения ($V_s = 5...25 \text{ м/с}$). Имеют хорошие антизадирные свойства, но имеют низкую прочность.

Группа II. Безоловянные бронзы и латуни применяют при средних скоростях скольжения

($V_s = 3...5 \text{ м/с}$). Чаще других применяют алюминиевую бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Эта бронза имеет высокую механическую прочность, но обладает пониженными антизадирными свойствами, поэтому ее применяют в паре с закаленными ($H > 45 \text{ HRC}_3$) шлифованными и полированными червяками.

Материалы для червяка и червячного

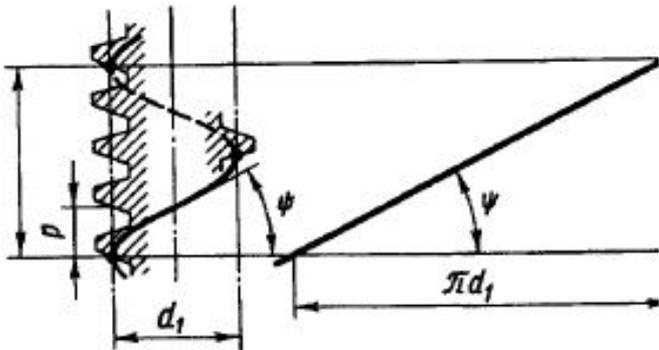
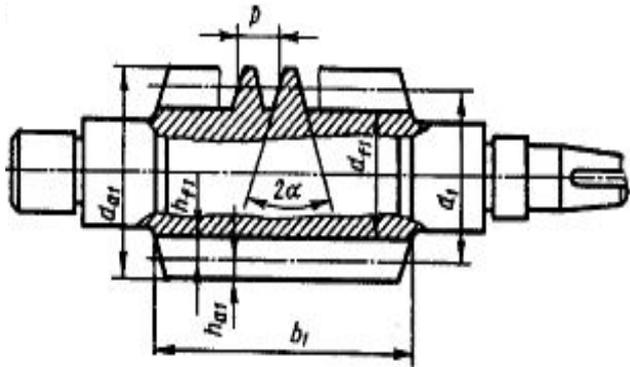
колеса

- Для червяков применяют те же марки сталей, как и для любых ЗК. С целью получения высоких качественных показателей передачи применяют закалку до твердости (45...50) HRC₃, шлифование и полирование витков червяка.

Термообработка	Твердость зубьев		Группа сталей	σ_{Hlimb}^{**} МПа	s_H	σ_{Flimb}^{0**} МПа	s_F
	на поверхности	в сердцеvine					
Нормализация Улучшение	180...350 НВ		40, 45, 40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ и др.	2 НВ + 70	1,1	1,8 НВ	1,75
Объемная закалка	44...54 HRC		40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ и др.	18 HRC + 150	1,1	500	1,75
Закалка при нагре- ве ТВЧ по всему контур (модуль $m_n > 3$)*	56...63	25...35	55ПП, У6, 35ХМ	17 HRC* _{пов} + 200	1,2	900	1,75
						650	
Закалка при нагре- ве ТВЧ сквозная с охватом впадины	45...55	42...50	40Х, 40ХН, 35ХМ и др. 40Х, 35ХМ, 40ХН и др.			550	

- Материалы зубчатых венцов червячных колес по мере убывания антизадирных и антифрикционных свойств, сведены к трем группам.
- Группа 1**- оловянные бронзы и латуни применяют при скорости скольжения >5м/с и 25м/с<;
- Бр010Н1Ф1(25м/с); Бр010Ф1(12м/с); Бр05Ц5С5(8м/с);
- Группа 2**- безоловянные бронзы и латуни, при скорости скольжения (2...5) м/с;
- БрА10Ж4Н4(5м/с); БрА10Ж3НЦ1,5(5м/с); БрА9Ж3Л(5м/с); ЛАЖМЦ66-6-3-2(4м/с);
- Группа 3** – мягкие серые чугуны, применяют при скорости скольжения <3м/с;
- СЧ15 и СЧ20

Геометрические параметры червячной передачи (червяк)



Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес. В червячной передаче расчетным является осевой модуль червяка, равный торцовому

Основными геометрическими размерами **червяка** являются:

делительный диаметр, то есть диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна π с целью сокращения номенклатуры зуборезного инструмента значения q стандартизованы

m	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	16
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

расчетный шаг червяка:

$$p = \pi \cdot m;$$

ход витка:

$$p_h = p \cdot z_1,$$

где z_1 - число витков червяка: 1; 2 или 4;

высота головки витка червяка и зуба колеса: $h_{a1} = h_{a2} = m;$

высота ножки витка червяка и зуба колеса: $h_{f1} = h_{f2} = 1,2 \cdot m;$

угол профиля витка в осевом сечении: $2\alpha = 40^\circ;$

диаметр вершин витков:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = d_1 + 2 \cdot m;$$

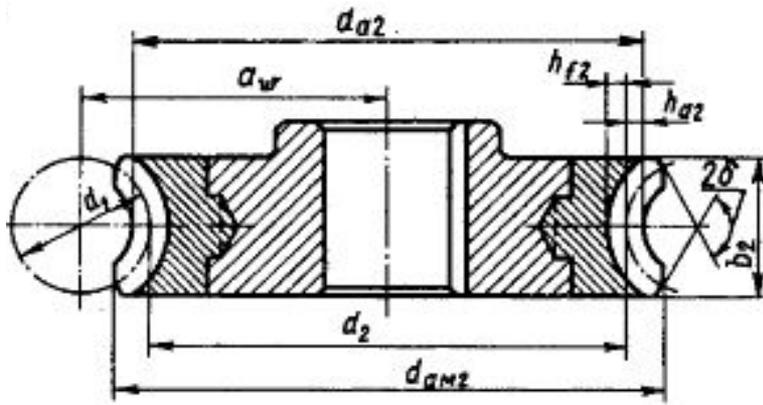
диаметр впадин витков:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m;$$

делительный угол подъема линии витка (ψ):

$$\operatorname{tg} \psi = p_h / (\pi \cdot d_1) = z_1 / q .$$

Геометрические параметры червячной передачи (червячное колесо)



Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его

делительный и совпадающий с ним начальный диаметр:

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2,$$

диаметр вершин зубьев:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x), \quad \text{где } x - \text{коэффициент смещения;}$$

диаметр впадин зубьев:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x),$$

наибольший диаметр червячного колеса:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2).$$

ширина венца червячного колеса зависит от числа витков червяка: при $z_1 = 1$ и $2 \quad b_2 = 0,355 \cdot a_w$,

Число витков z_1 червяка рекомендуют принимать в зависимости от передаточного

u	8...14	св. 14...30	св. 30
z_1	4	2	1

Червячное колесо является косозубым с углом наклона зуба - ψ . Точка касания начальных

цилиндров червяка и червячного колеса является полюсом зацепления.

Межосевое расстояние - главный параметр червячной передачи: $a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2 + 2 \cdot x \cdot m)$.

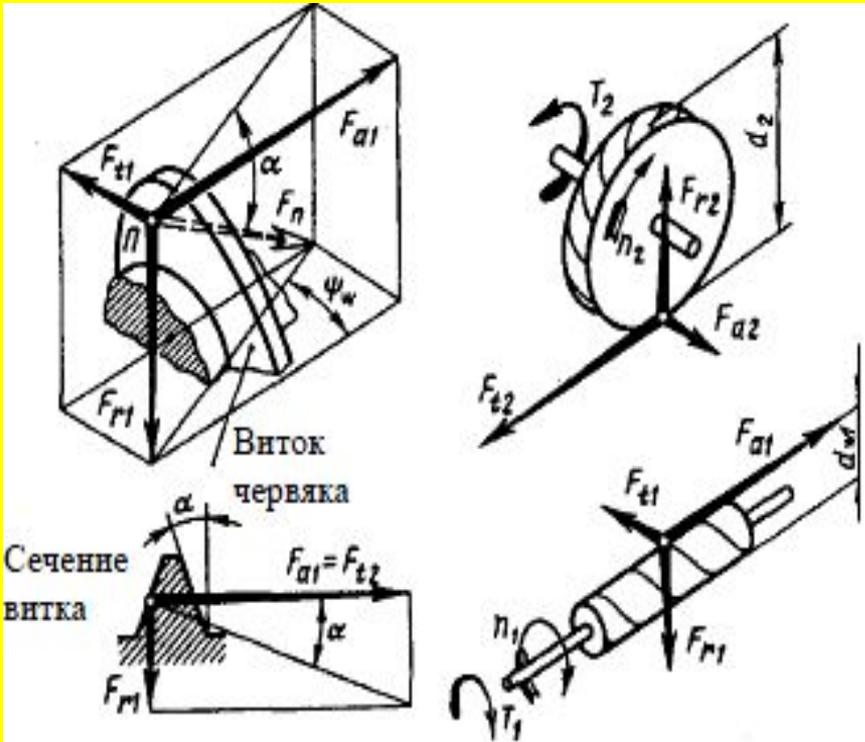
Стандартные редуктора a_w : 40,50,63,80,100,125,140,160,180,200,225,250,280,315,355,400,450,500 мм Передаточное число червячной передачи определяют по условию, что за каждый оборот червяка

колесо поворачивается на угол, соответствующий числу зубьев, равному числу витков

Во избежание подрезания ножки зуба колеса, в процессе нарезания зубьев, принимают $z_2 > 26$. Оптимальным является $z_2 = 32...63$. Для червячных передач стандартных редукторов передаточные

Силы в зацеплении червячной передачи

В приработанной червячной передаче, как и в других зубчатых передачах, силу со стороны червяка воспринимают не один, а несколько зубьев колеса. Для упрощения расчета силу взаимодействия червяка и колеса F_n принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления – Р, по нормали к рабочей поверхности витка. По правилу параллелепипеда F_n раскладывается по трем взаимно перпендикулярным



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

$$F_{t2} = F_{a1} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_2 / d_2,$$

где T_2 - вращающий момент на червячном колесе, Н·м;

d_2 - делительный диаметр, мм.

Окружная сила F_{r1} на червяке численно равна осевой

силе F_{a2} на червячном колесе.

$$F_{t1} = F_{a2} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_2 / (u \cdot \eta \cdot d_{w1}),$$

где T_1 — вращающий момент на червяке, Н·м;

η - КПД передачи; d_{w1} - начальный диаметр в мм.

Радиальная сила F_{r1} на червяке численно равна

радиальной силе F_{r2} на колесе: $F_{r1} = F_{r2} =$

$$F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Направления осевых сил червяка и червячного колеса зависят от направления

вращения червяка и направления линии витка. Направление силы F_{t2}

всегда

совпадает с направлением вращения колеса, а сила F_{t1} направлена в

сторону,

Расчет на прочность червячных передач (контакт)

В червячных передачах, аналогично цилиндрическим зубчатым передачам, зубья червячного колеса рассчитывают на контактную прочность и на изгиб. В червячных передачах кроме выкрашивания рабочих поверхностей зубьев велика опасность заедания и изнашивания, которые также зависят от значений контактных напряжений σ_H . Поэтому для всех червячных передач расчет **по контактным напряжениям является основным**, определяющим размеры передачи, а расчет **по напряжениям изгиба - проверочным**. Формула проверочного расчета червячных передач по

контактным напряжениям имеет вид:

$$\sigma_H = (170/(z_2/q)) \cdot (((z_2/q+1)/a_w)^3 \cdot T_2 \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot 10^3)^{1/3} \leq [\sigma_H] \quad \sigma_H = \frac{5350(q+2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2+q+2x}{a_w(q+2x)} \right]^3} KT_2 \leq [\sigma]_H$$

$$K_{Hv} = 1 \dots 1,3; K_{H\beta} = 1,05 \dots 1,3$$

где σ_H - расчетное контактное напряжение для поверхностей зубьев и витков, Н/мм²; a_w - межосевое расстояние, мм; T_2 - вращающий момент на колесе, Н·м.

При обычной точности изготовления и выполнении условия жесткости червяка принимают: $K = 1$ при $v_2 \leq 3$ м/с; и $K = 1,1 \dots 1,3$ при $v_2 > 3$ м/с, где v_2 — окружная скорость червячного колеса

При жесткости червяка $q = 0,25 \cdot z_2$, а также $K = 1$, $x = 0$ и решив эту за $a_w > 610 \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H^2}$ итериально a_w , получим формулу **проектировочного расчета** межосевого расстояния, мм; $[\sigma]_H$ - допускаемое контактное напряжение в Н/мм²; T_2 - вращающий момент на колесе, Н·м.

или $a_w = (z_2/q + 1) \cdot ((170/[\sigma]_H) \cdot (z_2/q))^{2/3} \cdot T_2 \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot 10^3)^{1/3}$
 $q' = 10$ — назначаем предварительно, $z_{2\text{мин}} = 28$, с другой стороны $z_2 = U \cdot z_1$ определяет число заходов

Полученное расчетным путем значение a_w округляют в большую сторону до стандартного значения или до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров

Расчет червячных передач по напряжениям изгиба

Расчет зубьев червячного колеса на изгиб аналогичен расчету зубьев цилиндрических косозубых колес. Однако в формулу вводят поправки, связанные с представлением входящих в нее величин через параметры червячной передачи и учитывающие более высокую прочность зубьев червячного колеса на изгиб (выше, как правило, на 30%) вследствие их дугообразной формы. С учетом этих поправок получают формулу **проверочного расчета** зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{KF_{t2}Y_{F2}\cos\psi_w}{1,3m^2(q+2x)} \leq [\sigma]_F$$

где σ_F - расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зуба, Н/мм²;

Y_{F2} - коэффициент формы зуба колеса, который

в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v2} .

Эквивалентное число зубьев червячного колеса z_{v2}

колесом

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \psi_w$$

z_{v2}	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100
Y_{F2}	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	0,40	1,34	1,30

Витки червяка прочнее зубьев червячного колеса, а потому в проверке прочности не нуждаются.

$$\sigma_F = 0,7 \cdot W_{Ft} \cdot Y_{Ft} / m \leq [\sigma]_F,$$

КПД червячной передачи

Среднее значение КПД при однозаходном червяке можно принимать равным 0,7 - 0,75; при двухзаходном - 0,75 - 0,82; трех- и четырехзаходном - 0,83 - 0,92. При уточненном расчете, общий КПД для закрытой червячной передачи определяют по формуле:

$$\eta = \eta_n^l \cdot \eta_p \cdot \eta_z \cdot \eta_{в.п.}$$

η_n - КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников; где степень l - число пар подшипников;

η_p - КПД, учитывающий потери на разбрызгивание и перемешивание масла;

$\eta_z = 1 - 2,3 \cdot f \cdot (1/z_2 + 1/z_1)$ - КПД, учитывающий дополнительные потери в зацеплении;

где f - коэффициент трения;

$\eta_{в.п.} = \text{tg } \psi / \text{tg}(\psi + \rho)$ - КПД, учитывающий основные потери в зацеплении как в винтовой паре. Этот коэффициент полезного действия определяют в зависимости от скорости скольжения, угла подъема винтовой линии, материалов зубчатого колеса и червяка, где ρ - угол трения; ψ - делительный угол подъема линии витка;

Скорость скольжения, м/с: $V_s = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3 \cdot \cos \psi)$,

где d_1 , мм - делительный диаметр червяка;

n_1 , мин⁻¹ - частота вращения червяка;

Для пары стальной червяк и червячное колесо из оловянистой бронзы, зависимость угла трения от скорости скольжения:

V_s , м/с	0,1	0,5	1	2	3	4	10
$\text{tg}(\rho)$	0,08... 0,09	0,055... 0,065	0,045...0, 055	0,035...0, 045	0,028...0, 035	0,023...0 ,030	0,016...0, 024

Тепловой расчет червячных передач

При работе червячных передач вследствие их невысокого КПД выделяется большое количество теплоты. Мощность $(1 - \eta) \cdot P_1$, потерянная на трение в зацеплении и подшипниках, а также на размешивание и разбрызгивание масла, переходит в теплоту, нагревая масло, детали передачи в стенки корпуса, через которые она отводится в окружающую среду. Тепловой расчет червячной передачи при установившемся режиме работы производят на основе *теплого баланса*, то есть равенства тепловыделения Q_B и теплоотдачи Q_O .

Тепловой поток (тепловая мощность), передачи в одну секунду: $Q_B = 10^3 \cdot (1 - \eta) \cdot P$, Вт

где η - КПД червячной передачи; P_1 - мощность на червяке, кВт;

В свою очередь:

$$P_1 = T_2 \cdot n_2 / (9550 \cdot \eta), \text{ кВт}$$

где T_2 - вращающий момент на колесе, Н·м; n_2 - частота вращения колеса в мин⁻¹.

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

где A - площадь поверхности корпуса, омываемая внутри маслом или его брызгами, а снаружи воздухом, м².

Поверхность днища корпуса не учитывают, так как она не омывается свободно циркулирующим воздухом.

λ - коэффициент, учитывающий отвод тепла от днища редуктора в основание. При установке редуктора на

металлической плите или раме $\lambda = 0,25$; на бетонном или кирпичном основании $\lambda = 0$; t_B - температура воздуха

вне корпуса (в условиях цеха $t_B = 20^\circ\text{C}$); t_M - температура масла в корпусе передачи, °C;

K_T - коэффициент теплоотдачи на квадратный метр поверхности

a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225
A , м ²	0,19	0,24	0,36	0,43	0,54	0,67	0,8	1,0

и K_T - коэффициент теплоотдачи на квадратный метр поверхности в одну секунду одним корпусом при

По условию теплового баланса $Q_B = Q_O$, т.е. $10^3 \cdot (1 - \eta) \cdot P = K_T \cdot (t_M - t_B) \cdot A \cdot (1 + \lambda)$, откуда температура масла в корпусе червячной передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения

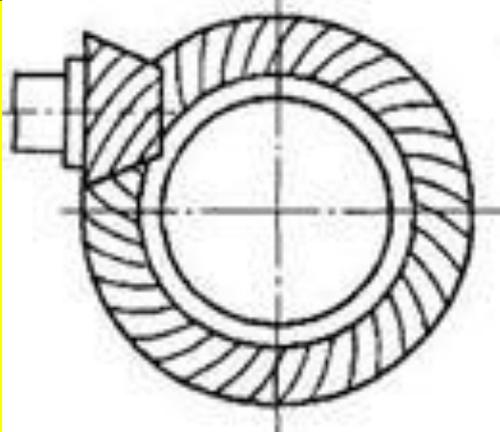
Значение $[t]_M$ зависит от марки масла: $[t]_M = 85 \dots 95^\circ\text{C}$. Если при расчете получают $t_M > [t]_M$, то необходимо увеличить поверхность охлаждения A

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

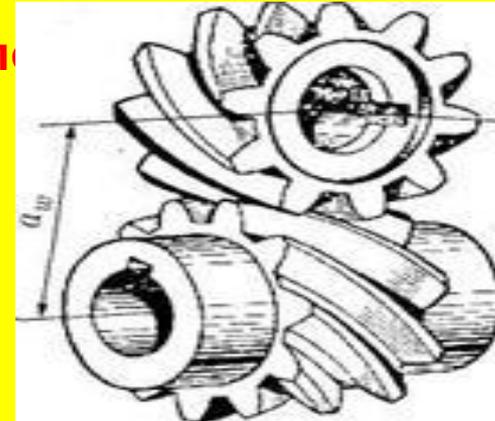
Особенности винтовых и гипоидных передач

Иногда компоновка привода требует расположения осей валов под произвольным углом.

Для решения этой задачи применяют колеса, у которых зубья расположены на поверхности однополюсных гиперболоидов. На практике для колес используют участки гиперболоида. Если используют торцевые участки, получают гипоидные передачи, а если горловинные то – винтовые передачи. *Винтовая передача* (разновидность косозубой передачи) состоит из двух косозубых цилиндрических колес. Однако в отличие от косозубых цилиндрических передач с параллельными валами касания между зубьями здесь происходит в точке и при значительных скоростях скольжения. Поэтому при значительных нагрузках винтовые зубчатые передачи работать удовлетворительно не могут.



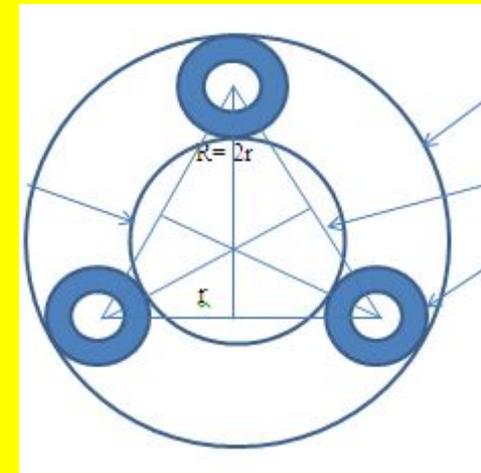
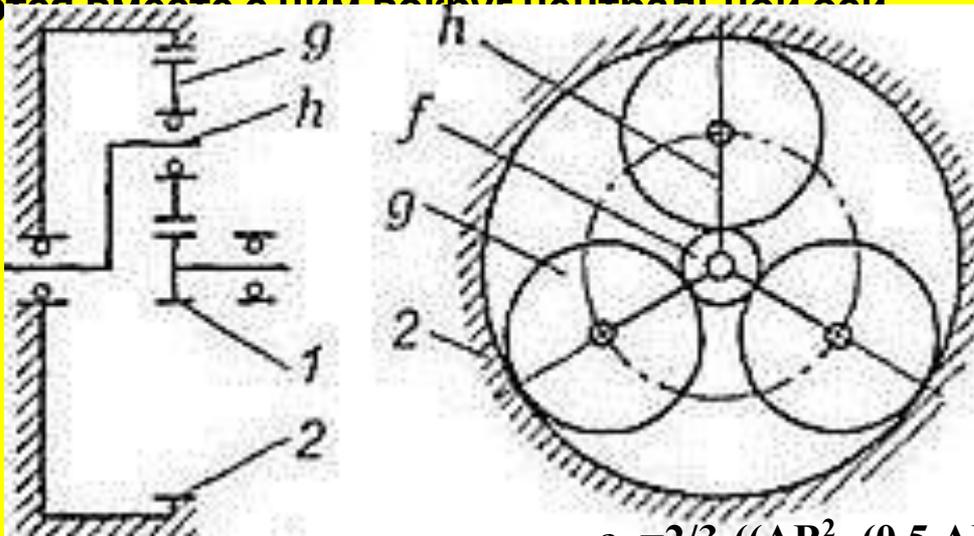
Гипо



Передаточное число $u = (d_k/d_w) \cdot \operatorname{tg} \beta_w$, где β_w - угол наклона зубьев шестерни, а d_k, d_w - делительные диаметры колеса и шестерни. Расчет прочности таких передач выполняют с учетом опытных данных.

Планетарные передачи

Планетарными называют передачи, имеющие зубчатые колёса с перемещающимися осями. Эти подвижные колёса подобно планетам Солнечной системы вращаются вокруг своих осей и одновременно перемещаются вместе с осями, совершая плоское движение, называются они сателлитами. Подвижные колёса катятся по центральным колёсам (их иногда называют солнечными колёсами), имея с ними внешнее, а с корончатым колесом внутреннее зацепление. Оси сателлитов закреплены в водиле и вращаются вместе с ним вокруг центральной оси.



$$a_w = 2/3 \cdot ((AB)^2 - (0,5 AB)^2)^{1/2}$$

Для определения передаточного отношения планетарной передачи используется метод Виллиса — *метод останова водила*.

Передаточное отношение планетарной передачи: $u_{12} = (\omega_1 - \omega_h) / (\omega_2 - \omega_h) = -z_1 / z_2$
 где $(\omega_1 - \omega_h)$ и $(\omega_2 - \omega_h)$ - угловые скорости колес 1 и 2 относительно водила h ;
 z_1, z_2 - числа зубьев этих колес.

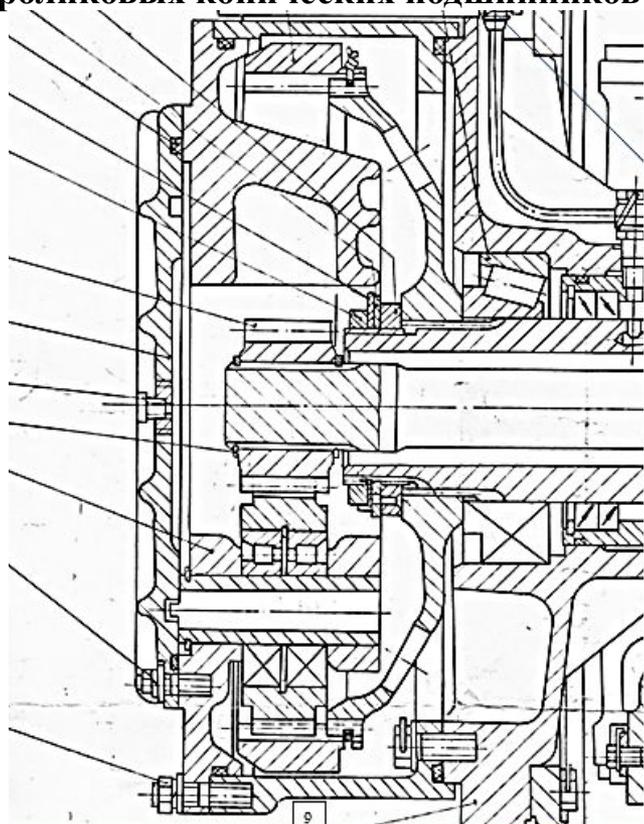
Для реальной планетарной передачи (колесо 2 закреплено неподвижно, колесо 1 - ведущее,

водило (h) - ведомое) при $\omega_2 = 0$, получим: $u_{12} = (\omega_1 - \omega_h) / (0 - \omega_h) = -z_1 / z_2 = -(\omega_1 / \omega_h) + 1 = -z_1 / z_2$

Или $u_{12} = 1 - z_1 / z_2$

Определение передаточного числа планетарной передачи

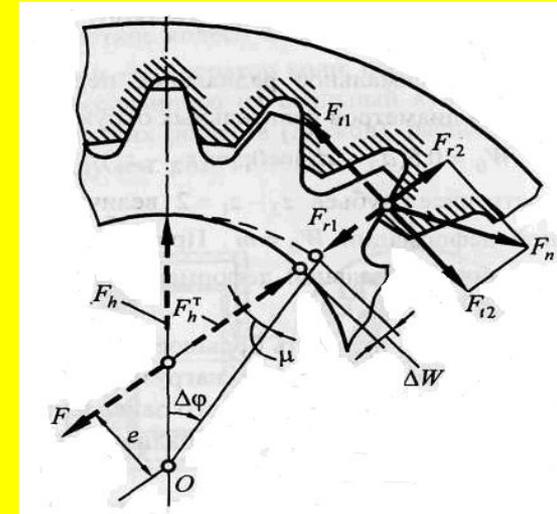
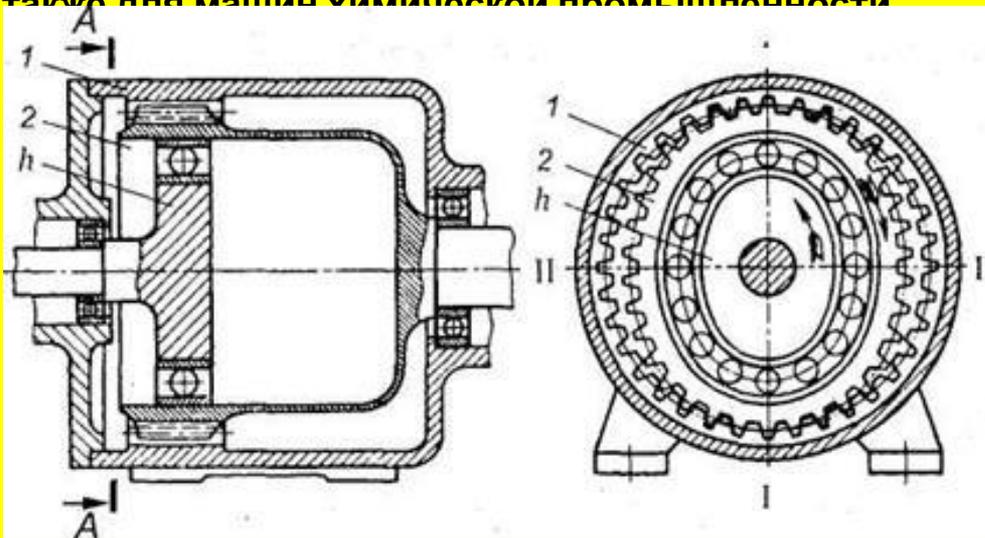
Редуктор – механизм, состоящий из зубчатых прямозубых колес, выполненный в виде отдельной сборочной единицы и предназначенный для понижения угловой скорости и, следовательно, повышения крутящего момента ведомого звена по сравнению с ведущим. Корпусом планетарного редуктора является барабан ступицы колеса автомобиля. Сборка редуктора, осуществляется через снятую крышку ступицы колеса являющуюся водилом планетарного редуктора и ведомым звеном планетарного редуктора. Солнечная (ведущая) шестерня устанавливается на торсионном валу, связанным с полу осевым карданным валом трансмиссии автомобиля. Коронное зубчатое колесо планетарного редуктора (остановленное звено) жестко связано с деталями подвески автомобиля. Для повышения жесткости детали снабжены ребрами. Водило установлено на валу(оси) колеса при помощи роликовых конических подшипников и является выходным звеном редуктора.



Входное звено	Выходное звено	Остановленное звено	Передаточное число	Интервал рекомендуемых передаточных
1	H	2	$i = 1 + \frac{Z_2}{Z_1}$	$2,5 \leq i \leq 5$
2	H	1	$i = 1 + \frac{Z_1}{Z_2}$	$1,25 \leq i \leq 1,5$
H	1	2	$i = \frac{1}{1 + \frac{Z_2}{Z_1}}$	$0,2 \leq i \leq 0,4$
H	2	1	$i = \frac{1}{1 + \frac{Z_1}{Z_2}}$	$0,6 \leq i \leq 0,8$
1	2	H	$i = -\frac{Z_2}{Z_1}$	$-0,4 \leq i \leq -3,5$
2	1	H	$i = -\frac{Z_1}{Z_2}$	$-0,25 \leq i \leq -0,67$

Волновые зубчатые передачи

Волновые передачи основаны на принципе передачи вращательного движения за счет бегущей волновой деформации одного из зубчатых колес. Волновые передачи имеют меньшие массу и габариты, большую кинематическую точность, меньший мёртвый ход, высокую вибропрочность за счёт демпфирования (рассеяния энергии) колебаний, создают меньший шум. При необходимости такие передачи позволяют передавать движение в герметичное пространство без применения уплотняющих сальников, что особенно ценно для авиационной, космической и подводной техники, а также для машин химической промышленности.



Гибкое колесо деформируется так, что по оси овала I—I зубья зацепляются на полную рабочую высоту; по оси II—II зубья не зацепляются. Передача движения осуществляется за счет деформирования зубчатого венца гибкого колеса. При вращении водила волна деформации бежит по окружности гибкого зубчатого венца; при этом венец обкатывается по неподвижному жесткому колесу в обратном направлении, вращая стакан и вал. Поэтому передача и называется волновой, а водило — волновым генератором.

Передаточное отношение волновых передач определяется методом остановки водила.

передаточное отношение при неподвижном жестком колесе (1): $u_{h2} = \omega_h / \omega_2 = -z_2 / (z_1 - z_2)$;

передаточное отношение при неподвижном упругом колесе (2): $u_{h1} = \omega_h / \omega_1 = z_1 / (z_1 - z_2)$;

передаточное отношение при неподвижном генераторе (h): $u_{21} = \omega_2 / \omega_1 = z_1 / z_2$;

Передачи с зацеплением Новикова

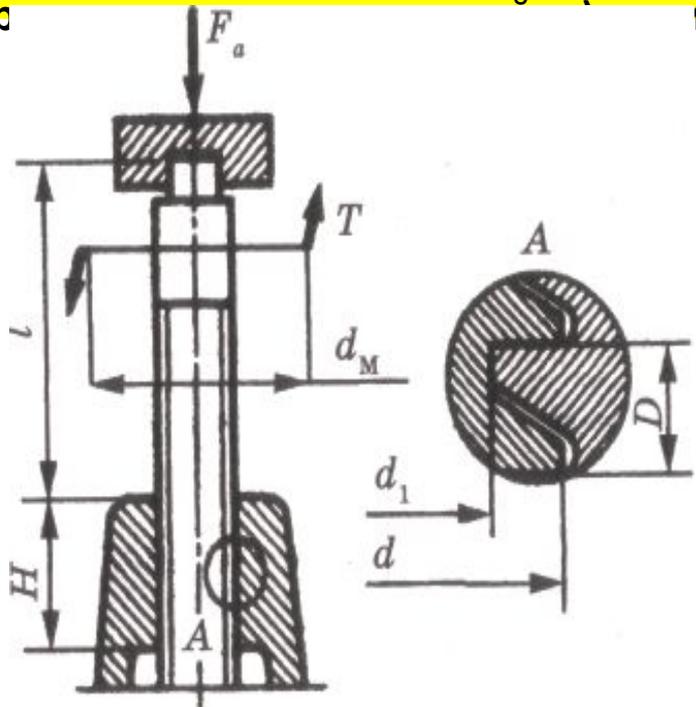
Основной недостаток зубчатых передач с эвольвентным профилем (цилиндрических, конических, планетарных, волновых) - высокие контактные напряжения в зубьях. Они велики потому, что контактируют два зуба с выпуклыми профилями. При этом площадка контакта очень мала, а контактные напряжения соответственно высоки. Решая проблемы проектирования тяжёлых тихоходных машин, таких как трактора и танки, М.Л. Новиков в 1954 году разработал зацепления, в которых выпуклые зубья шестерни зацепляк



К тому же выпуклый и вогнутый профили (обычно круговые) имеют близкие по абсолютной величине радиусы кривизны. За счёт этого получается большая площадка контакта, контактные напряжения снижаются, и появляется возможность передавать примерно в $1,4 \div 1,8$ раза большие вращающие моменты. К сожалению, при этом приходится пожертвовать основным достоинством эвольвентных зацеплений – качением профилей зубьев друг по другу и соответственно получить высокое трение в зубьях. Однако для тихоходных машин это не так важно – рабочие поверхности зубьев представляют собой круговинтовые поверхности, поэтому передачи можно называть круговинтовыми. В дальнейшем был разработан вариант передачи с двумя линиями зацепления. В ней зубья каждого колеса имеют вогнутые ножки и выпуклые головки. Передачи с двумя линиями зацепления обладают большей несущей способностью, менее чувствительны к смещению осей, работают с меньшим шумом и обычно профиль зубьев шестерни делается выпуклым, а профиль зубьев колес более технологичны.

Передачи винт-гайка

Передачи винт - гайка применяют в различных машинах и механизмах для преобразования вращательного движения в поступательное и для получения большого выигрыша в силе. Основными *достоинствами* передач винт-гайка являются: возможность получения медленного движения и высокой точности перемещений при простой и недорогой конструкции передачи, а также большая несущая способность и компактность. *Недостатком* передач винт - гайка является низкий КПД. Передачи винт - гайка применяют в различных машиностроительных конструкциях, например, в подъемно-транспортных машинах (домкраты), в станках (механизмы подачи рабочих инструментов и делительных перемещений), в измерительных приборах (механизмы



В винтовых механизмах вращение винта или гайки осуществляется с помощью маховика, рукоятки и т. п. Передаточное отношение можно выразить отношением окружного перемещения маховика S_M к перемещению

гайки (винта) S_r :

$$i = \frac{S_M}{S_r} = \frac{\pi d_M}{p_1}$$

где d_M – диаметр маховика; p_1 – ход винта.

При малом ходе винта и большом диаметре маховика можно получить большое передаточное отношение i . Зависимость между окружной силой F_t на маховике и осевой

силой F_a на гайке (винте) запишем в виде :

$$F_t = F_a \eta$$

где η – КПД винтовой пары.