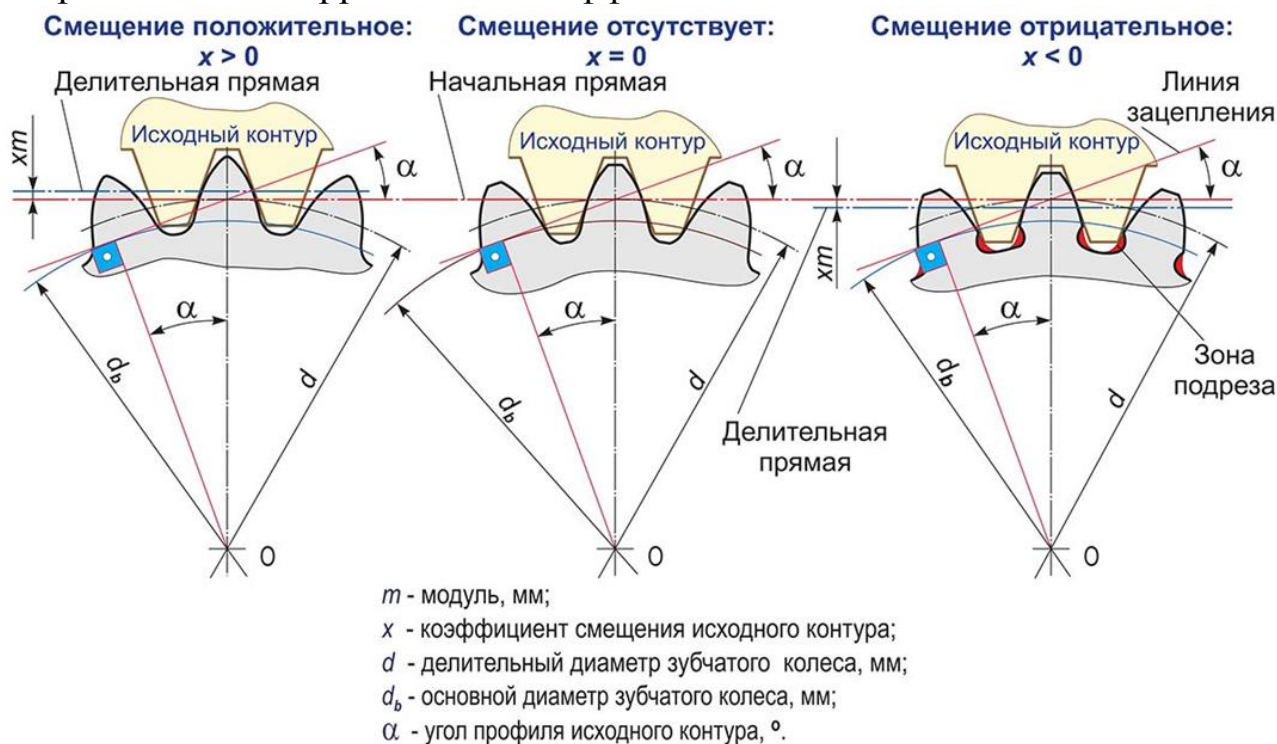


## Лекция 6

Применение колёс со смещением производящего контура (корригирование). Допускаемые напряжения для зубчатых колёс. Косозубые цилиндрические передачи. Конические зубчатые передачи с  $\Sigma=90^\circ$ . Регулировка зацепления.

### Применение колёс со смещением производящего контура

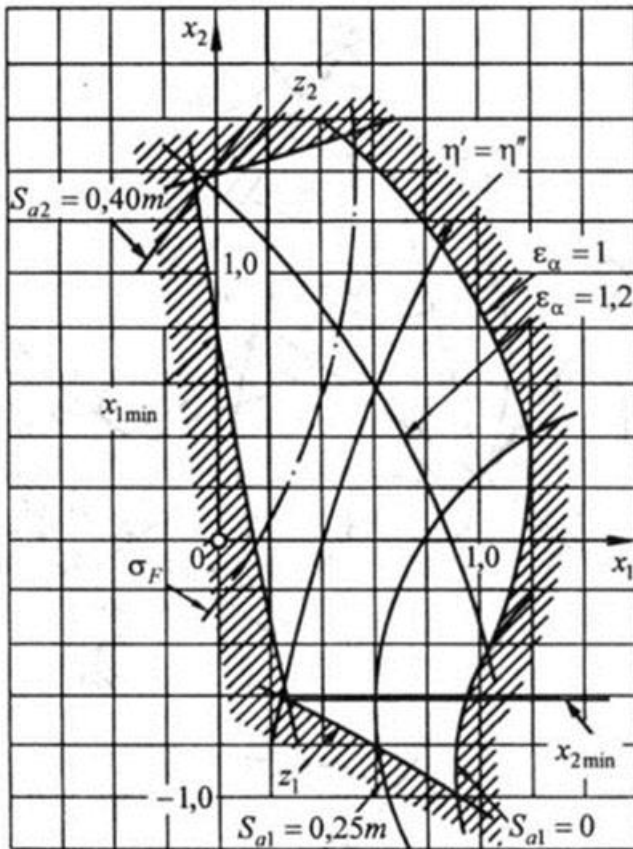
Коррекция колёс производится при получении зубьев методом обката (станочное зацепление заготовки и производящего контура – кинематически связаны) путём изменения скорости взаимного смещения заготовки и производящего контура (инструмента – гребёнки, долбяка, червячной фрезы), при этом его делительная прямая (средняя линия – толщина зуба инструмента равна ширине впадины) относительно делительной окружности изготавливаемого колеса занимает вполне определённое положение. Если за делительной окружностью, то есть дальше от центра, то говорим «положительная коррекция» и коэффициент смещения «+X»; если внутри делительной окружности – говорим «отрицательная коррекция» и коэффициент смещения «-X».



Корригирование (исправление) зубчатых колёс позволяет:

1. Нарезать прямозубые колёса с числом зубьев  $Z < 17$  без подрезания;
2. Повысить контактную прочность увеличением угла зацепления  $\alpha_w$ ;
3. Поднять сопротивление колёс излому утолщением ножки зуба;
4. Снизить интенсивность изнашивания за счёт изменения относительной скорости скольжения сопрягаемых зубьев;
5. «Вписаться» в заданное межосевое расстояние;
6. Восстановить при ремонте повреждённую рабочую поверхность крупно модульных колёс (шестерня при этом изготавливается новая).

Если шестерня изготавливается с положительным смещением, а колесо с отрицательным на ту же величину, то это *высотная коррекция зацепления* — межосевое расстояние и угол зацепления передачи остаются неизменными (меняется соотношение между высотой и головкой ножек). Если коэффициенты смещения так не совпадают, то изменяются межосевое расстояние и угол зацепления — получаем *угловую коррекцию зацепления*.



$X_1$  и  $X_2$  назначают в зависимости от поставленной задачи по «блокирующему контуру», построенному в координатах коэффициентов смещения  $X_1$  и  $X_2$  для одной пары колёс с числом зубьев  $Z_1$  и  $Z_2$  (на рисунке —  $Z_1 = 14$ ,  $Z_2 = 28$ ). Линии контура ограничивают зону допустимых значений коэффициентов смещений по подрезанию зубьев  $x_{1min}$  и  $x_{2min}$ , коэффициенту перекрытия  $\epsilon_a = 1,2$ , заострению зубьев  $S_a = 0,25m$ , интерференции зубьев по впадине  $Z_2$  и  $Z_2$ .

На блокирующий контур наносят и другие линии, в том числе равнопрочности зубьев колёс по изгибу  $\sigma_F$ , равной удельной скорости скольжения.

### Допускаемые напряжения для зубчатых колёс

Зубья колёс подвержены *переменным напряжениям* контактным  $\sigma_H$  и изгиба  $\sigma_F$ . При переменном нагружении исходные параметры находят по кривой Велера и учитывают коэффициент долговечности.

Допускаемые контактные напряжения находят:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} K_{HL}}{[n]_H}, \frac{H}{\text{мм}^2}$$

где  $\sigma_{H \lim b}$  — длительный предел контактной выносливости при базовом числе циклов, зависит от материала, термообработки и твёрдости поверхности зубьев. Принимается по рекомендациям (например  $\leq 350\text{HB} — 2\text{HB}+70 \text{ Н/мм}^2$ ,  $> 350\text{HB} — 14\text{HRC}+140 \text{ Н/мм}^2$ );

$K_{HL}$  — коэффициент долговечности контактный

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2,6 \text{ при } \leq 350\text{HB},$$

$$\leq 1,8 \text{ при } > 350\text{HB};$$

$N_{HO}$  – базовое число циклов на кривой Велера, в первом приближении изменяется *линейно* в зависимости от твёрдости поверхности зуба ( $200\text{HB} \rightarrow N_{HO}=10^7$ ;  $500\text{HB} \rightarrow N_{HO}=6 \cdot 10^7$ );

$N_{HE}$  – число циклов нагружения зуба за всё время работы :

$$N_{HE} = L_{\text{год}} \cdot 365 \frac{\text{сутки}}{\text{год}} \cdot K_{\text{исп год}} \cdot 24 \frac{\text{час}}{\text{сутки}} \cdot K_{\text{исп сутки}} \cdot 60 \frac{\text{мин}}{\text{час}} \cdot n \frac{\text{об}}{\text{мин}} \cdot Z \frac{\text{циклов нагр}}{\text{об}}$$

$[n]_H$  – коэффициент безопасности. При поверхностном упрочнении 1,2...1,3, прочее 1,1...1,2.

Рекомендуется применять принимать для шестерни и колеса сталь одной марки, но назначать твёрдость поверхности зубьев шестерни выше на (20...40)HB, чем колеса.

Допускаемые напряжения изгиба находят:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}^0}{[n]_F} K_{FL} K_{FC}, \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

где  $\sigma_{F \text{ lim } b}^0$  – длительный предел выносливости на изгиб при отнулевом цикле нагружения, соответствует базовому числу циклов, зависит от материала, термообработки и принимается по рекомендациям (например  $\leq 350\text{HB} — 1,8\text{HB Н/мм}^2$ ,  $> 350\text{HB}$ , объёмная закалка —  $550 \text{ Н/мм}^2$ );

$K_{FL}$  – коэффициент долговечности при изгибе:

$$\leq 350\text{HB} \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 2$$

$$> 350\text{HB} \quad K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \geq 1, \text{ но } \leq 1,6$$

$N_{FE}$  – число циклов нагружения зуба за всё время работы, определяют аналогично  $N_{HE}$ ;

$[n]_F$  – коэффициент запаса прочности

$$[n_F] = [n_F]' \cdot [n_F]''$$

$[n_F]'$  – учитывает нестабильность свойств материала зубчатых колёс при вероятности неразрушения 0,99 (принимается 1,55...1,8);

$[n_F]''$  – учитывает способ получения заготовки (поковка – 1, прокат – 1,15, литьё – 1,3).

Допускаемые напряжения при перегрузках (проверка прочности зубьев)

В период пуска, при резкой остановке зубья передач *кратковременно* дополнительно нагружаются силами инерции. Также в зависимости от вида рабочей машины и двигателя возможны и другие *кратковременные* перегрузки.

Для предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхности зубьев, возрастающие при этом контактные напряжения не должны превышать предельных контактных напряжений  $[\sigma_{Hmax}]$  :

$$\leq 350\text{HB} \rightarrow [\sigma_{Hmax}] = 2,8\sigma_T, \text{ Н/мм}^2$$

$$> 350\text{HB} \rightarrow [\sigma_{Hmax}] = 40\text{HRC}, \text{ Н/мм}^2$$

$$\text{Условие прочности } \sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}} \leq [\sigma_{Hmax}],$$

где  $\sigma_H$  – расчётное контактное напряжение при номинальной нагрузке  $T_2$  ;  
 $T_{2max}$  – максимальный (пиковый) момент на колесе.

Для предотвращения разрушения зубьев (излом) или недопущения пластической деформации, возрастающие при этом напряжения изгиба не должны превышать предельных напряжений изгиба  $[\sigma_{Fmax}]$  :

$$\leq 350\text{HB} \rightarrow [\sigma_{Fmax}] = 0,8\sigma_T, \text{ Н/мм}^2$$

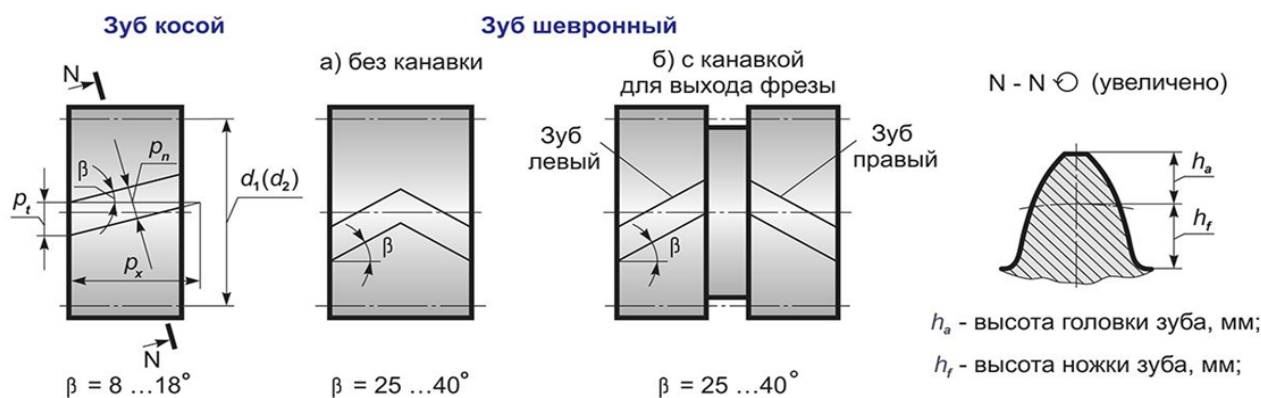
$$> 350\text{HB} \rightarrow [\sigma_{Fmax}] = 0,6\sigma_B, \text{ Н/мм}^2$$

$$\text{Условие прочности } \sigma_{Fmax} = \sigma_F \frac{T_{2max}}{T_2} \leq [\sigma_{Fmax}]$$

где  $\sigma_F$  – расчётное напряжение изгиба при номинальной нагрузке  $T_2$  .

### Косозубые и шевронные цилиндрические передачи

Изготавливают тем же инструментом и по той же технологии, что и прямозубые колёса, но с наклоном нарезающего инструмента относительно образующей колеса под углом  $\beta$ , ввиду чего получаемые зубья имеют тот же угол наклона. Соответственно появляются нормальный, окружной и осевой шаги и модули (рисунок).



$p_n, p_t, p_x$  - шаги нормальный, окружной, осевой, мм;  
 $\beta$  - угол наклона зубьев, °;

$m_n, m_t, m_x$  - модули нормальный, окружной, осевой, мм;  
 $z_1, z_2$  - числа зубьев шестерни и колеса;  
 $d_1, d_2$  - делительные диаметры шестерни и колеса, мм;

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta}; \quad p_x = \frac{p_n}{\sin \beta}; \quad m_n = \frac{p_n}{\pi}; \quad m_t = \frac{p_t}{\pi}; \quad m_x = \frac{p_x}{\pi};$$

$$d_1 = m_t z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = m_t z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}; \quad h_a = m_n; \quad h_f = 1,25 m_n.$$

Делительный диаметр косозубого колеса в торцевом сечении:

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}$$

где  $m_n$  – нормальный модуль, мм. Равен модулю нарезающего инструмента  $m$ , то есть  $m_n = m$ .

В косозубой передаче (в отличие от прямозубой):

- зубья входят в зацепление не по всей длине сразу, а постепенно;
- благодаря наклону в зацеплении одновременно участвуют две-три пары зубьев;
- нормальное сечение зуба косозубого колеса с числом зубьев  $Z$  и модулем  $m_n = m$  весьма близко по профилю зубу прямозубого колеса с числом зубьев  $\frac{Z}{(\cos \beta)^3}$ , то есть большему по размерам и прочности на изгиб.

В совокупности имеем – динамические нагрузки значительно уменьшаются, повышается плавность работы и возрастает нагрузочная способность, что и обусловило широкое применение косозубых передач на повышенных скоростях. С увеличением угла наклона  $\beta$  преимущества возрастают, но наклон зубьев приводит к появлению осевой составляющей  $F_a$  (рисунок; в колесе без коррекции  $d_w = d$ ), что требует усложнения конструкции опор. Принимают  $\beta = (8 \dots 18)^\circ$ , что обеспечивает как приемлемое нагружение, так и обеспечение двупарности зацепления. В шевронной передаче осевые силы уравниваются на самом колесе и  $\beta = (25 \dots 40)^\circ$  и даже  $45^\circ$ , что позволяет более полно реализовать преимущества косозубого зацепления.

Расчёт производят аналогично прямозубым колёсам, вводя соответствующие поправки.

а) Расчёт на контактную прочность

$$a_w = (u \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma_H] u}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{\psi_{ba}}}$$

(Сравните множители 310 в прямозубой и 270 в косозубой передаче, то есть габариты последней меньше в равных условиях нагружения).

Имеют место отличия в назначении допускаемых напряжений:

- в прямозубой передаче за расчётное принимают меньшее из  $[\sigma_{H1}]$  и  $[\sigma_{H2}]$ ;
- в косозубой  $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$ , но  $\leq 1,23 [\sigma_{Hmin}]$ .

б) Расчёт на изгиб.

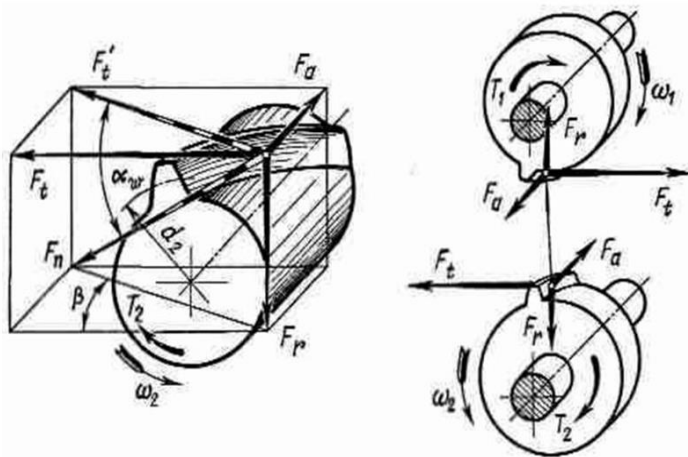
$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot \cos \beta}{Z \cdot \psi_m \cdot [\sigma_F]}}$$

где  $T$  и  $Z$  – момент и число зубьев на шестерне или колесе ( $T_1$  и  $Z_1$ ;  $T_2$  и  $Z_2$ );  $K_F$ ,  $\psi_m$ ,  $[\sigma_F]$  – по аналогии с прямозубыми колёсами;

$Y_F$  – коэффициент формы зуба, принимается по приведённому числу зубьев  $Z_{\text{прив}} = \frac{Z}{(\cos\beta)^3}$ ;

$Y_\beta$  – учитывает схему нагружения зуба,  $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140^0}$ .

В косозубой передаче силу нормального давления  $F_n$  удобнее представить тремя составляющими



окружная

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1$$

радиальная

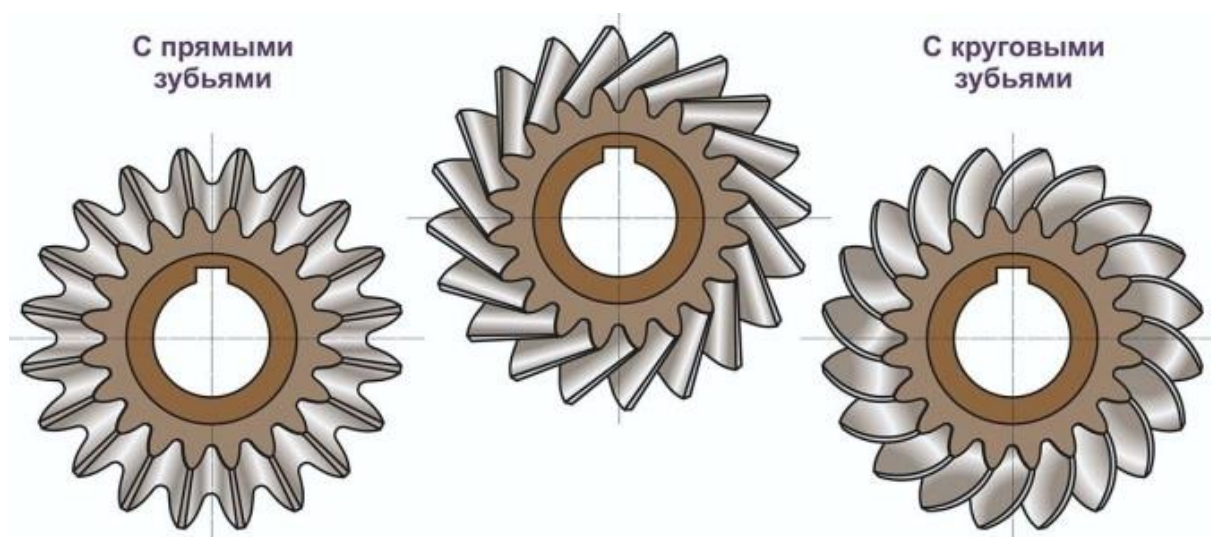
$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta$$

осевая

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta$$

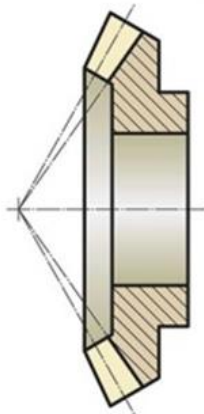
### Конические зубчатые передачи

Применяются на валах с пересекающимися осями с углом  $\Sigma$  от  $10^0$  до  $170^0$ ; выполняются с прямыми, косыми и криволинейными зубьями (рисунок). Широкое распространение получили передачи с углом  $\Sigma = 90^0$  и прямым зубом как более простые в изготовлении и контроле, но они работают со значительным шумом (динамические нагрузки) и не допускают высоких окружных скоростей (рекомендуют  $V \leq 3$  м/с; при шлифовании  $\leq 8$  м/с). Передачи с криволинейным (круговым) зубом бесшумны и допускают значительную нагрузку и скорость ( $V \leq 30$  м/с; при упрочнении и финишной обработке  $\leq 100$  м/с). Передачи с косым (тангенциальным зубом) занимают промежуточное положение ( $V \leq 15$  м/с;  $m \geq 8$  мм).

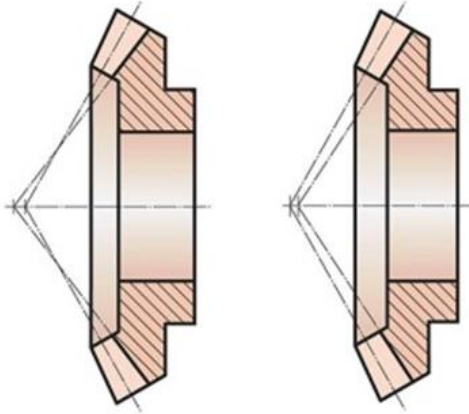


Различают зубья (рисунок).

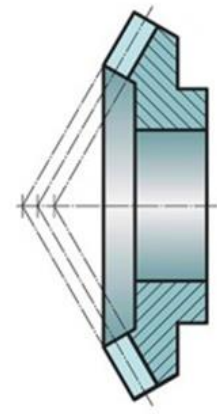
Пропорционально понижающиеся зубья



Понижающиеся зубья

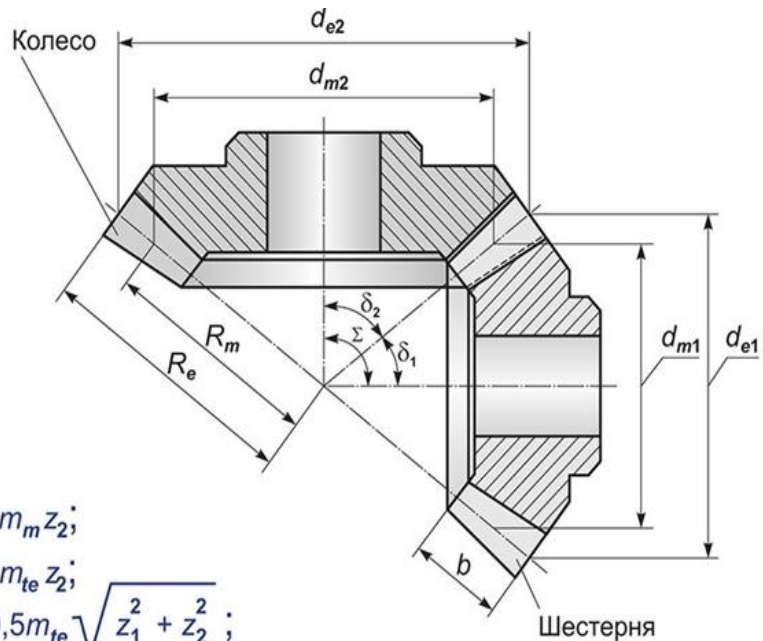


Равновысокие зубья



Основные соотношения конической прямозубой передачи с  $\Sigma = 90^\circ$  и пропорционально понижающимися зубьями (рисунок с дополнением) и подходы к расчёту построены на геометрии и приведении к эквивалентной цилиндрической прямозубой передаче, построенной разверткой дополнительных конусов со сторон большей высоты зубьев.

- $z_1, z_2$  - числа зубьев шестерни и колеса;
- $m_m$  - средний окружной модуль, мм;
- $m_{te}$  - внешний окружной модуль, мм;
- $d_{m1}, d_{m2}$  - средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;
- $d_{e1}, d_{e2}$  - внешние делительные диаметры шестерни и колеса, мм;
- $b$  - ширина зубчатого венца, мм;
- $R_m, R_e$  - среднее и внешнее конусные расстояния, мм;
- $\delta_1, \delta_2$  - углы делительных конусов шестерни и колеса, °;
- $\Sigma$  - угол между осями валов передачи, °;
- $u$  - передаточное число передачи.



$$d_{m1} = m_m z_1; \quad d_{m2} = m_m z_2;$$

$$d_{e1} = m_{te} z_1; \quad d_{e2} = m_{te} z_2;$$

$$R_m = 0,5 m_m \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2};$$

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ; \quad m_m = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e}\right).$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2;$$

Дополнение:  $\Psi_{bRe}$  – коэффициент ширины колеса через внешнее конусное расстояние,  $\leq 0,3$ ;

Приведённое число зубьев эквивалентных цилиндрических колёс  $Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$  и  $Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$ , при этом коническая передача передаёт 0,85 нагрузки такой цилиндрической пары. После преобразований имеют место зависимости:

а) Расчёт на контактную прочность.

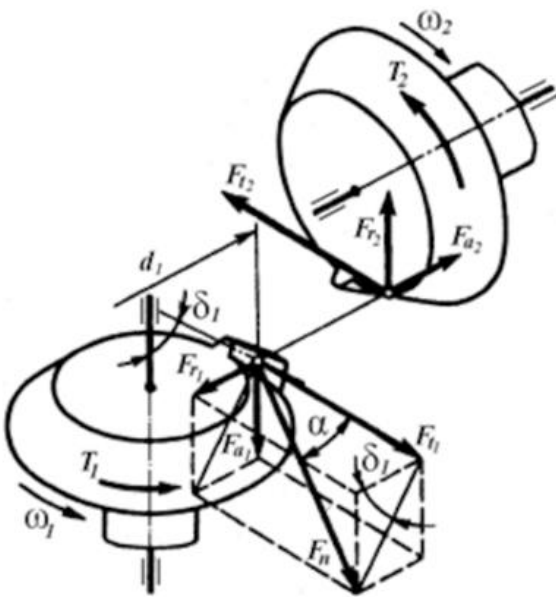
$$d_{e2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 \cdot K_H \cdot u}{(1 - 0,5\psi_{bRe})^2 \cdot \psi_{bRe}}}$$

б) Расчёт на изгиб.

$$m = \sqrt[3]{\frac{2T \cdot K_F \cdot Y_F}{Z \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_F]}}$$

где  $\psi_{bm}$  – коэффициент ширины зуба через средний модуль,  $\frac{b}{m} \leq 10$ . При принятом  $\psi_{bRe}$  имеем:

$$\psi_{bm} = \frac{b}{m} = \frac{\psi_{bRe} \cdot R_e}{m} = \frac{\psi_{bRe} \cdot \frac{m_e \cdot Z_1}{2 \sin \delta_1}}{2 \sin \delta_1 \cdot m_e \cdot (1 - 0,5\psi_{bRe})} = \frac{\psi_{bRe} \cdot Z_1}{2 \sin \delta_1 \cdot (1 - 0,5\psi_{bRe})}$$



Разложим силу  $F_n$  на три взаимно перпендикулярные составляющие:

*окружная сила на шестерне и колесе*

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}; \quad (4)$$

*радиальная сила на шестерне, численно равная осевой силе на колесе,*

$$F_{r_1} = F_{a_2} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; \quad (5)$$

*осевая сила на шестерне, численно равная радиальной силе колеса,*

$$F_{a_1} = F_{r_2} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1. \quad (6)$$

Коническая передача требует регулировки пятна контакта зацепления, что достигается перемещением валов вместе с колёсами. Этой регулировке должна предшествовать регулировка зазора в подшипниках («осевая игра», если подшипники качения радиально-упорные шариковые или роликоподшипники конические. Конструкция опор валов должна это предусматривать)

Правильное расположение пятна контакта – а.

