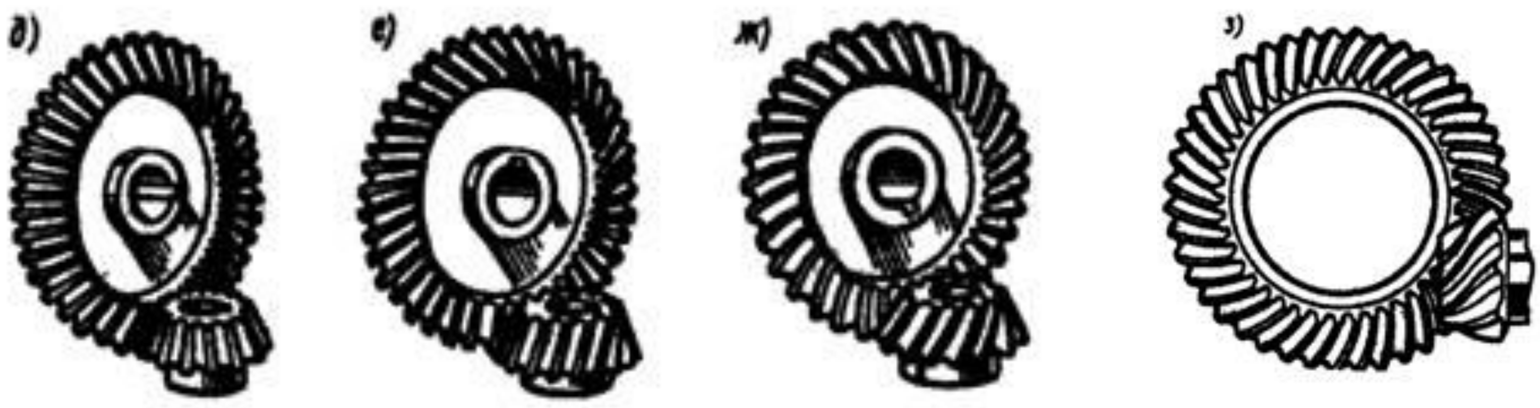
ЛЕКЦИЯ 3а
Конические зубчатые передачи. Расчет конических зубчатых передач.

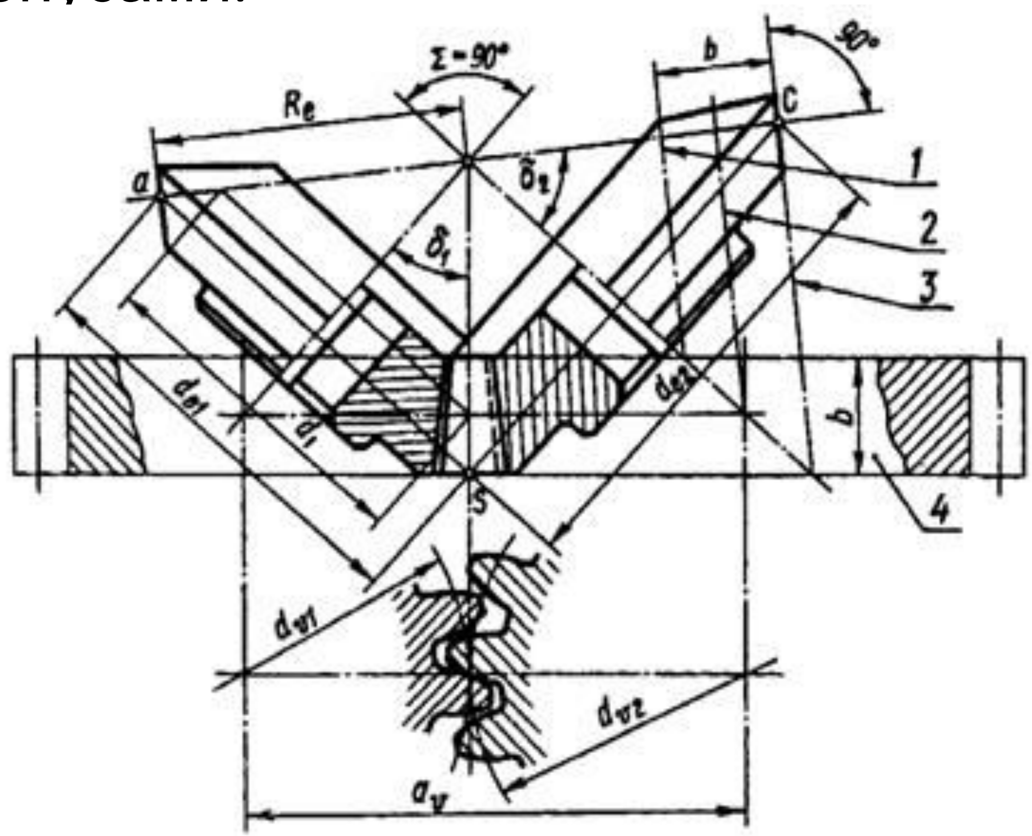
По углу наклона зуба различают прямозубые (рис.1, д) , косозубые (рис.1, е) и передачи с круговым зубом (рис.1, ж,з).



Геометрические параметры зацепления

Конические зубчатые колеса применяют для передачи вращения между пересекающимися осями. Угол Σ между осями колес (межосевой угол) теоретически может быть в диапазоне $10^0 < \Sigma < 170^0$. Наибольшее распространение получили ортогональные передачи с углом $\Sigma = 90^0$.

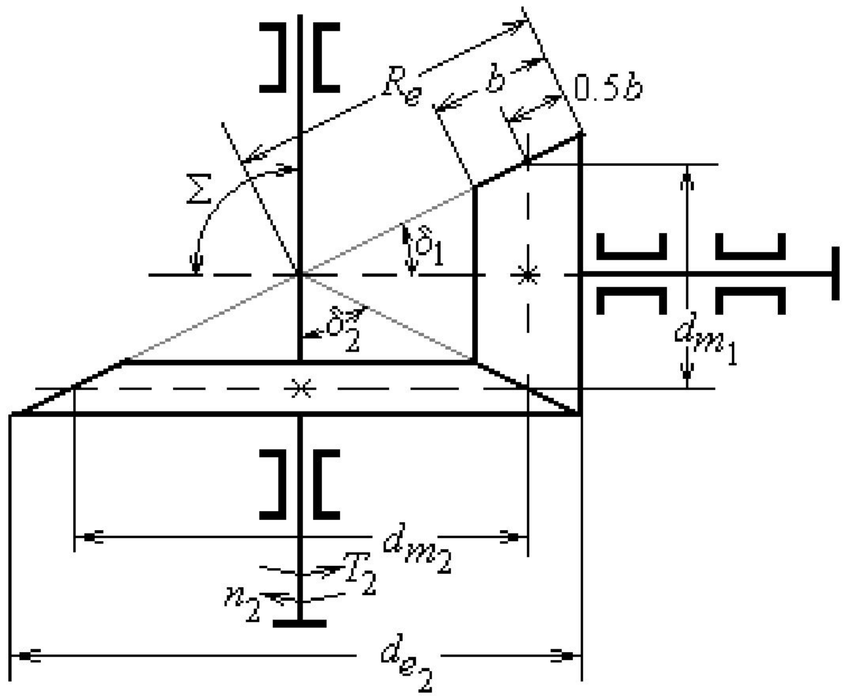
Конусы, аналогичные начальному и делительному цилиндрам цилиндрического колеса, называют начальным и делительным конусами.



1, 2, 3 – образующие внутреннего, среднего и внешнего
дополнительных конусов;
4 - эквивалентное цилиндрическое колесо.

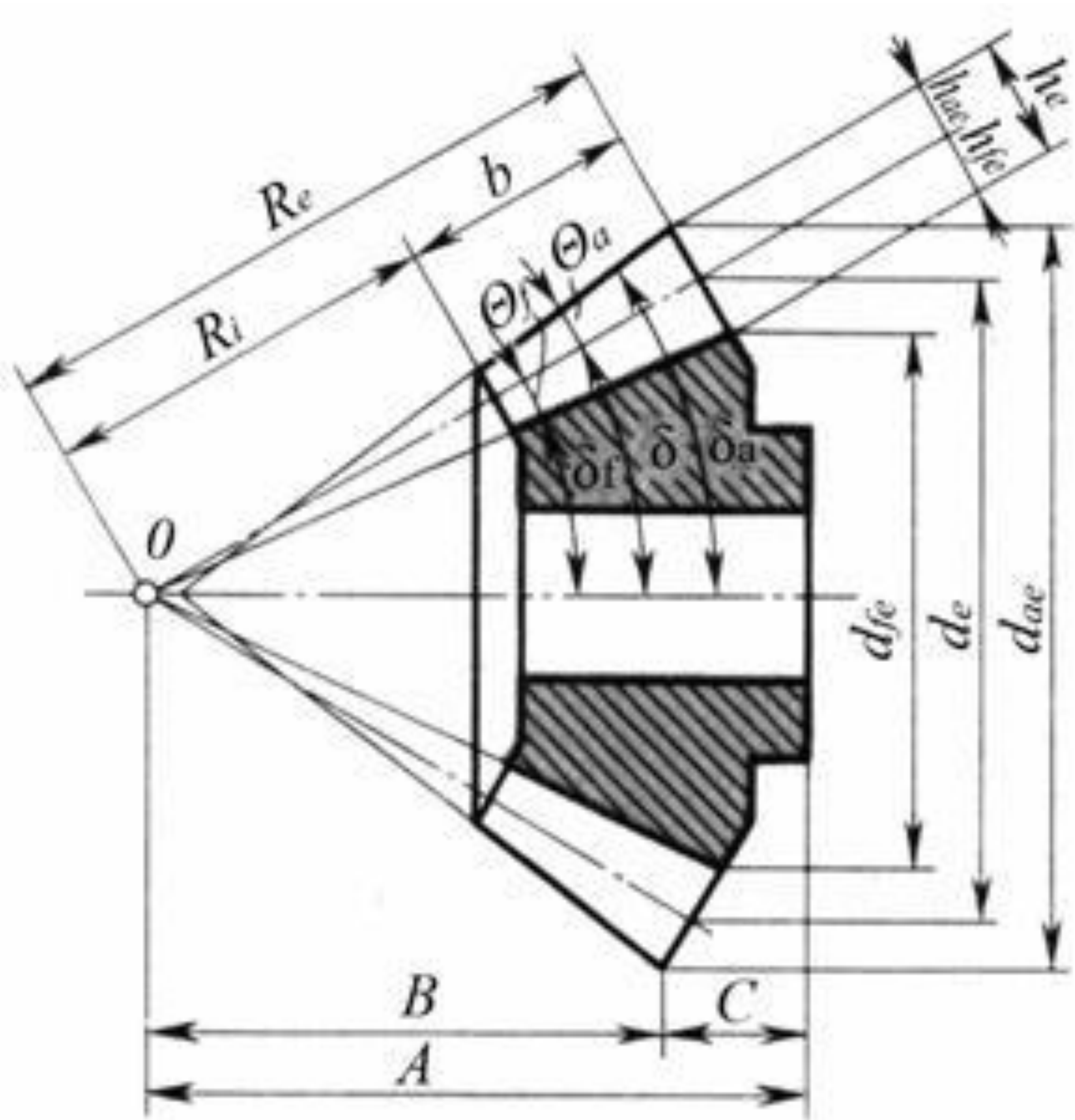
Зубья колес в конической передаче имеют переменные размеры сечения по длине, что обусловливает большую трудность изготовления (отсюда ниже точность) и меньшую несущую способность передачи (в среднем примерно на 15%). Конусная образующая поверхность зубчатого венца вызывает появление значительных осевых сил на валах передачи, что является причиной усложнения конструкции опор и всей передачи в целом.

Угол между осью начального конуса и его образующей называют углом начального конуса (обозначают δ_1 – угол начального конуса ведущего колеса; δ_2 – угол начального конуса ведомого колеса). В некорригированных передачах начальные и делительные конусы совпадают.



Расстояние от вершины делительного конуса до пересечения его образующей с образующей внешнего дополнительного конуса называют внешним конусным расстоянием (Re), а расстояние от вершины делительного конуса до пересечения его образующей с образующей среднего (медиального) дополнительного конуса называют медиальным конусным расстоянием (R).

Для сопряженных (находящихся в зацеплении) зубчатых колес $Re_1 = Re_2$ и $R_1 = R_2$.



Re
b
Ri
Θa
Θf
δf
δ
δa
O
hae
hfe
he
dfe
de
dae
B
C
A

Проектный расчет.

Проводится с целью определения геометрических параметров зубчатых колес исходя из условия обеспечения их контактной прочности.

Крутящий момент на выходном валу T_2 , Н · м:

$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta$,

Где T_1 – крутящий момент на ведущем валу, Н · м:

$T_1 = P_1 / \omega_1$;

ω_1 – угловая скорость ведущего вала, $с^{-1}$:

$\omega_1 = \pi n_1/30$;

η – коэффициент полезного действия зубчатой конической передачи (η = 0,96…0,98).

Диаметр внешней делительной окружности колеса, мм:

$$d_{e2} = 2{,}9 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{пр} \cdot T_2 \cdot U \cdot K_{H\beta}}{\vartheta_H \cdot [\sigma_H]^2}}$$

Величину d_{e2} округляют до стандартного значения

Фактические значения d_{e2} не должны отличаться от номинальных более чем на 2%.

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии в результате погрешностей в зацеплении и деформации зубьев

K_{be} - коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния :
$K_{be} \leq 0,3$ – меньшие значения для неприрабатывающихся материалов (H1 и H2 > 350 HB или υ > 15 м/сек).
Наиболее распространено значение $K_{be} = 0,285$.

ϑ_H - опытный коэффициент, характеризующий понижение прочности конической прямозубой передачи по сравнению с цилиндрической.
Для прямозубой передачи $\vartheta_H = 0,85$.

Диаметр внешней длительной окружности шестерни, мм:

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{U}$$

Углы делительных конусов

- колеса $\delta_1 = \mathrm{arctg}\,\frac{1}{U}$

- шестерни $\delta_2 = 90 - \delta_1$

Внешнее конусное расстояние, мм:

$$Re = \frac{0{,}5 \cdot d_{e2}}{cos\delta_1}$$

.

Ширина зубчатых колес, мм:

$$b_w = K_{be} \cdot R_e;$$

Округляем ширину зубчатых колес по таблице

Среднее конусное расстояние, мм:

$$R_m = R_e - 0{,}5 \cdot b_w \text{ .}$$

Диаметры средних делительных окружностей, мм:

шестерни

$$d_{m1} = d_{e1} - b_w \cdot \sin \delta_1;$$

и колеса

$$d_{m2} = d_{e2} - b_w \cdot \sin \delta_2;$$

Определение числа зубьев шестерни Z_1:

$Z_1 = 1{,}6 \cdot Z_1'$ при H_1 и $H_2 \leq 350$ HB,

$Z_1 = 1{,}3 \cdot Z_1'$ при $H_1 \geq 45$ HRC и $H_2 \leq 350$ HB

$Z_1 = Z_1'$ при H_1 и $H_2 \geq 45$ HRC

Z_1' - определяется по графикам

Число зубьев колеса:

$$Z_2 = Z_1 \cdot U$$

Округлить найденные значения Z_1 и Z_2 до целого числа.

Фактическое передаточное число U:

$$U = Z_2/Z_1$$

Фактическое передаточное число не должно отличаться от стандартного более чем на 2,5% при $U \le 4,5$ и на 4,0% при $U > 4,5$.

.

Внешний окружной делительный модуль m_{te}, мм: Для конических зубчатых колес с прямыми зубьями в качестве стандартного расчетного модуля принимают внешний окружной делительный модуль: $m_{te} = m_e$.

$$m_{te} = \frac{R_e - 0{,}5 \cdot b_W}{R_e}$$

m_{te} округляется до стандартных значений по таблице

Внешний нормальный делительный модуль m_e, мм:
Для конических зубчатых колес с тангенциальными (косыми) зубьями в качестве стандартного расчетного модуля зубьев принимают внешний нормальный делительный модуль m_e:

$$m_e = m_{te} \cdot \cos \beta \, .$$

Средний нормальный модуль m_{tm}, мм:
В передачах с круговым зубом расчет ведут по среднему нормальному подулю m_{tm}:

$$m_{tm} = \cos \beta \cdot m_{te}$$

Диаметры окружностей выступов шестерни d_{a1}
и колеса d_{a2}, мм:

для прямозубых передач:

$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1;$

$d_{a2} = d_{e2} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2$

для косозубых передач:

$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{e} \cdot \cos \delta_1;$

$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{e} \cdot \cos \delta_1.$

для передач с круговым зубом:

$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{tm} \cdot \cos \delta_1;$

$d_{a1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{tm} \cdot \cos \delta_1.$

Диаметры окружностей впадин шестерни d_{fe1}
и колеса d_{fe2}, мм:

для прямозубых передач:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2{,}4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1;$$
$$d_{fe1} = d_{e1} - 2{,}4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1.$$

для косозубых передач:

$$d_{je1} = d_{e1} – 2{,}4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_{1\,;}$$
$$d_{je2} = d_{e2} – 2{,}4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_{2\,.}$$

для передач с круговым зубом:

$$d_{je1} = d_{e1} – 2{,}4 \cdot m_{tm} \cdot \cos \delta_1;$$
$$d_{je2} = d_{e2} – 2{,}4 \cdot m_{tm} \cdot \cos \delta_2.$$

Средняя окружная скорость, м/с:

$$\upsilon_{ср} = \frac{\pi \cdot d_{ml} \cdot n_l}{60000}$$

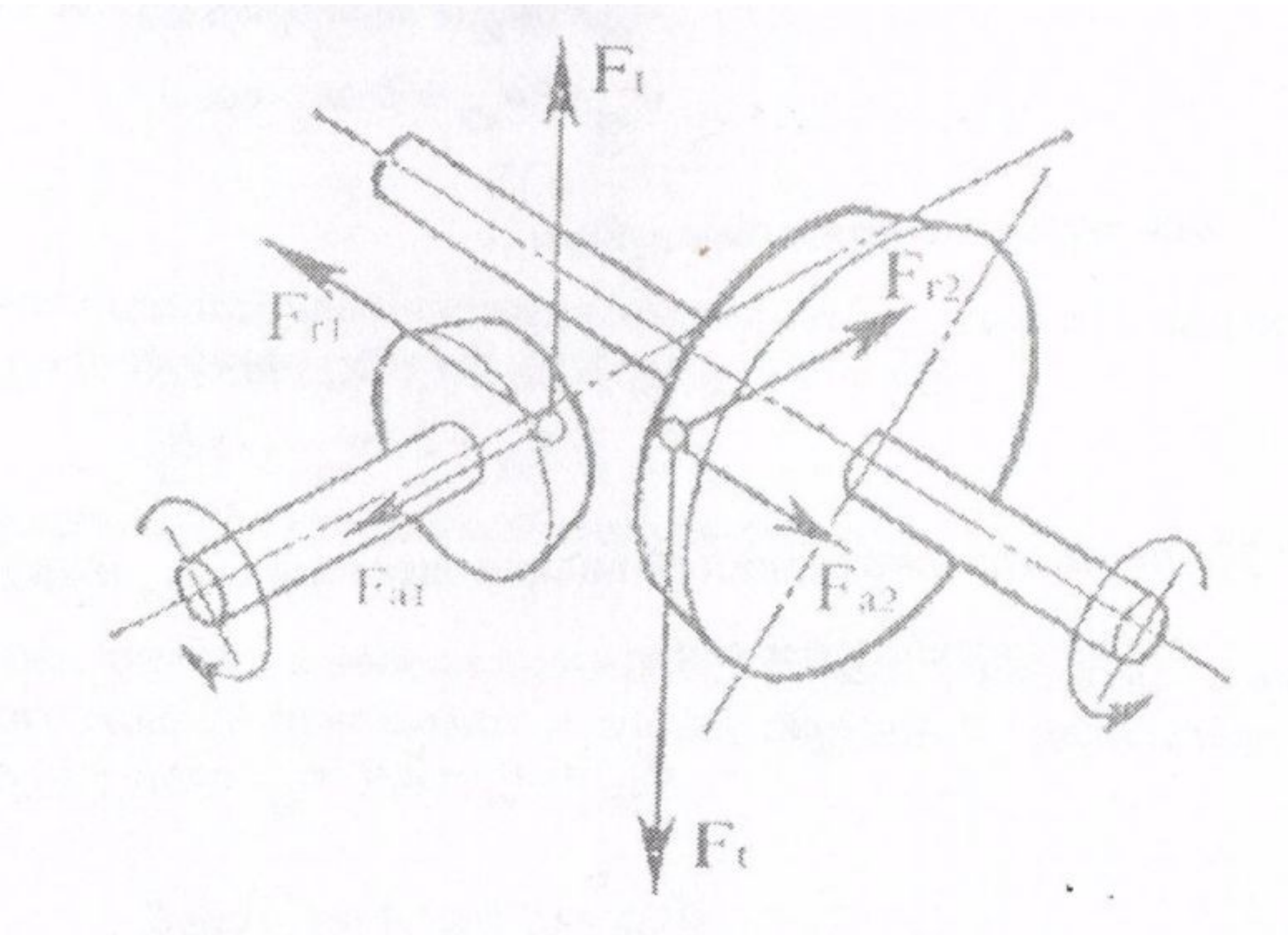
Выбор степени точности:

Степень точности назначают в зависимости от средней окружной скорости по таблице

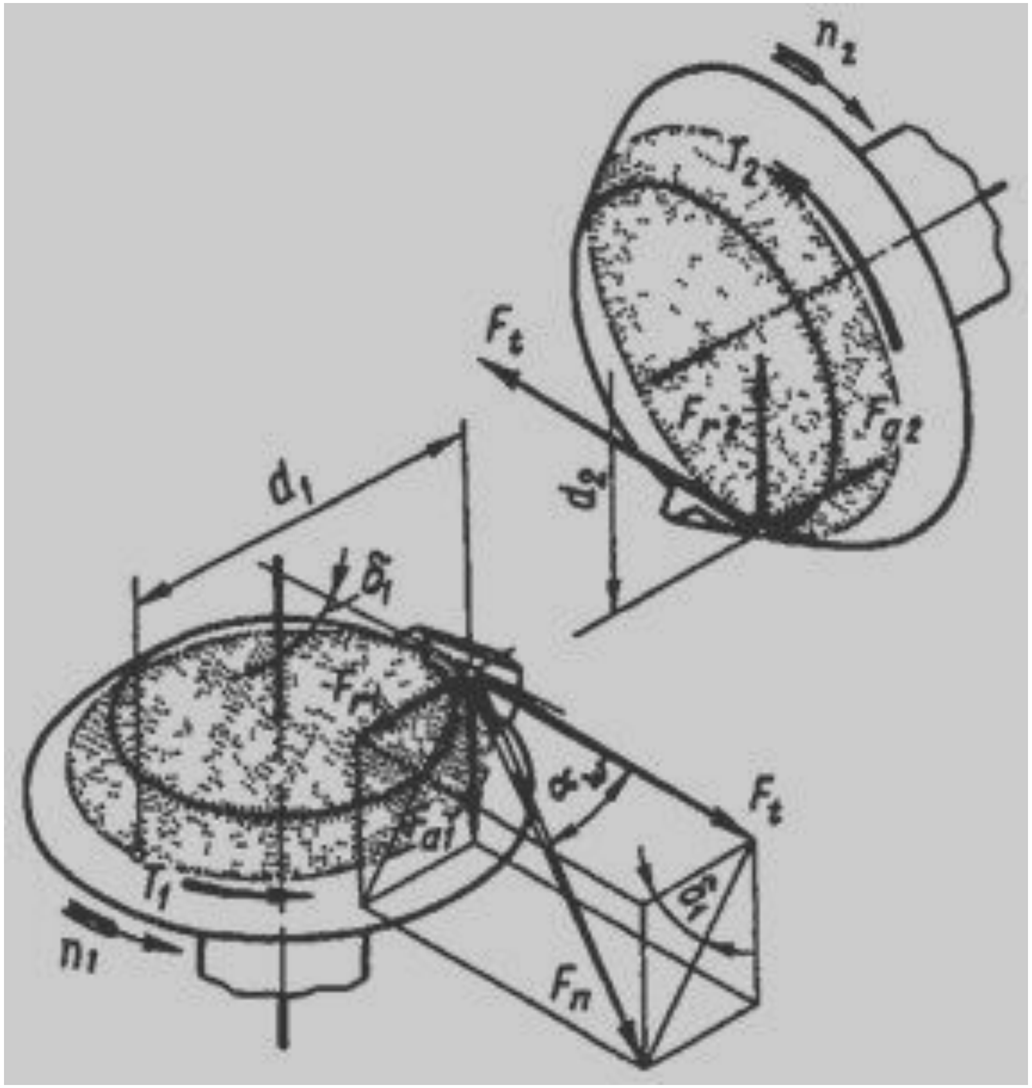
2.3. Расчет сил действующих в зацеплении

В конической зубчатой передаче также как и в цилиндрической косозубой появляются осевые составляющие силы взаимодействия зубьев, но причиной их возникновения является наклонное расположение зубьев. Силы в конической зубчатой передаче обычно приводятся к плоскости серединного сечения зубчатого венца

Силы, действующие в зацеплении



Силы в прямозубой конической передаче.



Тангенциальная составляющая выражается в этом случае с помощью конструктивных параметров передачи следующим образом

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{\eta \cdot d_2}$$

Соотношения между силами, действующими на зубе шестерни

$$F_{r1} = F_t \cdot tg\,\alpha \cdot \cos\delta_1$$
$$F_{a1} = F_t \cdot tg\,\alpha \cdot \sin\delta_1$$

где α – угол зацепления.
Для не корригированных зубчатых колёс α = 20º

силы на колесе выражаются через силы на шестерне

$Fr_2 = Fa_1$ и $Fa_2 = Fr_1$.

Для колес с непрямыми зубьями:

Окружная сила F_t, Н: $F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}$

Радиальная сила для шестерни F_{r1}, равна осевой силе для колеса F_{a2}, Н:

$$F_{r1} = F_{a2} \cdot \left(\frac{F_t}{\cos\beta}\right) \cdot (tg\,\alpha \cdot \cos\delta_1 \pm \sin\beta \cdot \sin\delta_1)$$

Осевая сила для шестерни F_{a1}, равна радиальной силе для колеса F_{r2}, Н:

$$F_{a1} = F_{r2} \cdot \left(\frac{F_t}{\cos\beta}\right) \cdot (tg\,\alpha \cdot \sin\delta_1 \pm \sin\beta \cdot \cos\delta_1)$$

Проверочный расчет на контактную выносливость.

Коэффициент, учитывающий механические свойства материала зубчатых колёс Z_m, МПа:

$$Z_m = \sqrt{\frac{E_{пр}}{\pi \cdot (1-\mu^2)}}$$

где $E_{пр}$ – приведенный модуль упругости.

Для стали $E_{пр} = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа;

μ – коэффициент Пуассона.

Для стали $\mu = 0{,}3$.

Коэффициент учитывающий динамическую нагрузку возникающую в зацеплении, при расчете на контактную выносливость, K_{HV}, выбирается по таблице

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев Z_H:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta}{\sin 2\alpha}}$$

где α – угол зацепления.
Для не корригированных зубчатых колёс α = 20º

Коэффициент, учитывающий длину контактной линии Z_ε :

- для прямозубых передач: $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4-\varepsilon_\alpha}{3}}$

- для передач с непрямыми зубьями: $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$

Где ε_α - коэффициент торцового перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right)\right] \cdot \cos\beta$$

Удельная расчётная окружная сила ω_{Ht} , Н:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_{w1}} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \ .$$

Контактные напряжения при расчёте на выносливость σ_H, МПа:

Для расчета контактных напряжений используются зависимости, полученные Г. Герцем.

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}(U+1)}{\vartheta \cdot d_{m1} \cdot U}} \le [\sigma_H]$$

Желательно, чтобы отклонение контактных напряжений от предельно допустимых не превышало ± 5%. При превышении более 20% рекомендуется увеличить диаметр d_{m1}.

СПАСИБО ЗА ВНИМАНИЕ