

Допускаемые контактные напряжения.

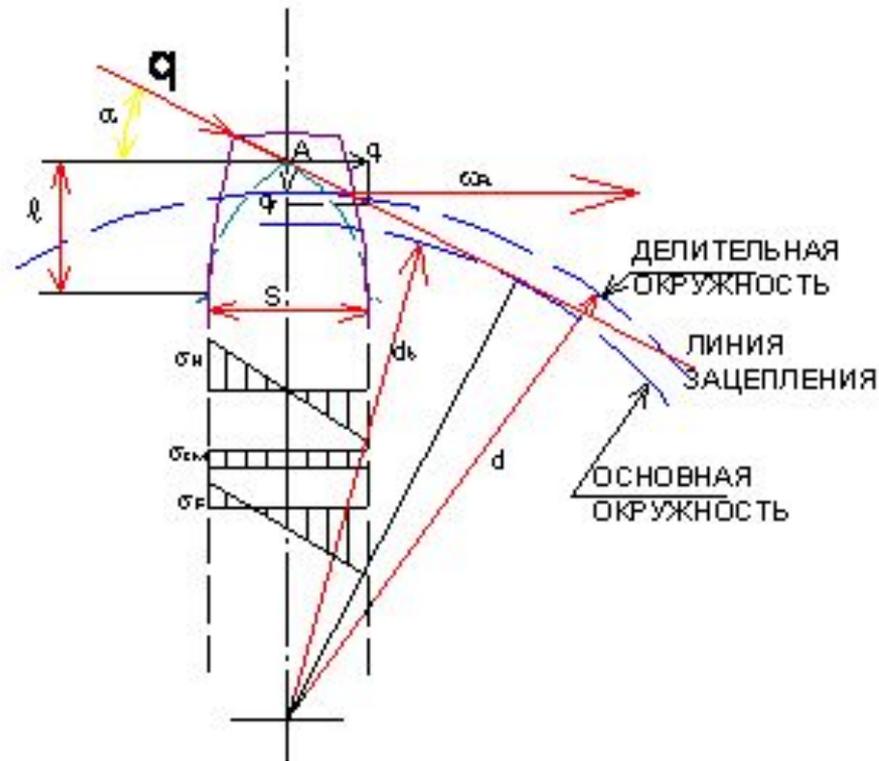
$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H*} \lim b}{S_H} * K_{HL},$$

$\sigma_H \lim b$ - базовый предел выносливости поверхностей зубьев по контактным напряжениям для пульсирующего (2-го) цикла,

S_H - коэффициент безопасности,

K_{HL} - коэффициент долговечности, зависящий от характера нагрузки и от числа циклов нагружения зубьев.

Расчет зубьев на изгиб.



$$q'_t = q * \text{Cos} \alpha' = \omega_{Ft} \frac{\text{Cos} \alpha'}{\text{Cos} \alpha} \quad \text{Сила, изгибающая зуб,}$$

$$q'_r = q * \text{Sin} \alpha' = \omega_{Ft} \frac{\text{Sin} \alpha'}{\text{Cos} \alpha} \quad \text{Сила, сжимающая зуб}$$

$$\sigma_F = \sigma_u - \sigma_{\text{сж}},$$

$$\sigma_F = \frac{\omega_{Ft}}{\text{Cos}\alpha} \left(\frac{6 * \text{Cos}\alpha' * l}{S^2} - \frac{\text{Sin}\alpha'}{S} \right)$$

$$\sigma_F = \frac{2K_F T_2}{bm^2 z_2} Y_F \leq [\sigma_F]$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2K_F T_2 Y_F}{Z_2 \psi_{bm} [\sigma_F]}} \mathcal{MM}$$

Y_F -коэффициент формы зуба, выбираемый в зависимость от числа зубьев Z и коэффициента смещения X из таблиц и графиков, имеющихся в учебниках и пособиях по расчёту.

Z_2 -число зубьев колеса рассчитываемой передачи $Z_2=Z_1*U$.

Причём число зубьев шестерни можно принять $Z_1=18...24$.

$\psi_{вт}$ -безразмерный коэффициент ширины зубчатого венца, равный $\psi_{вт} = \frac{b}{m}$

Допускаемы напряжения на изгиб.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F_{Limb}}}{S_F} K_{FC} * K_{FL},$$