

The diagram illustrates the geometry of a gear tooth. Key features include:

- Regions:** The tooth is divided into three main regions: the **зуба** (tooth) in pink, the **Впадина** (groove) in yellow, and the **Ножка зуба** (tooth web) in green. A blue hatched area on the left represents the **Повка зуба** (fillet).
- Parameters:** h_a (addendum), h_f (dedendum), h (total height), r_a (outer radius), r_f (fillet radius), r_y (throat radius), $r^* \equiv r_w^*$ (pitch radius), α (pressure angle), τ (throat angle), S (tooth thickness), S_y (throat thickness), M (fillet radius), n (fillet thickness), O (pitch circle center).
- Labels:** **зуба**, **Впадина**, **Ножка зуба**, **Повка зуба**.

Качественные показатели зубчатого зацепления

Основными критериями, характеризующими работу проектируемого зацепления, являются:

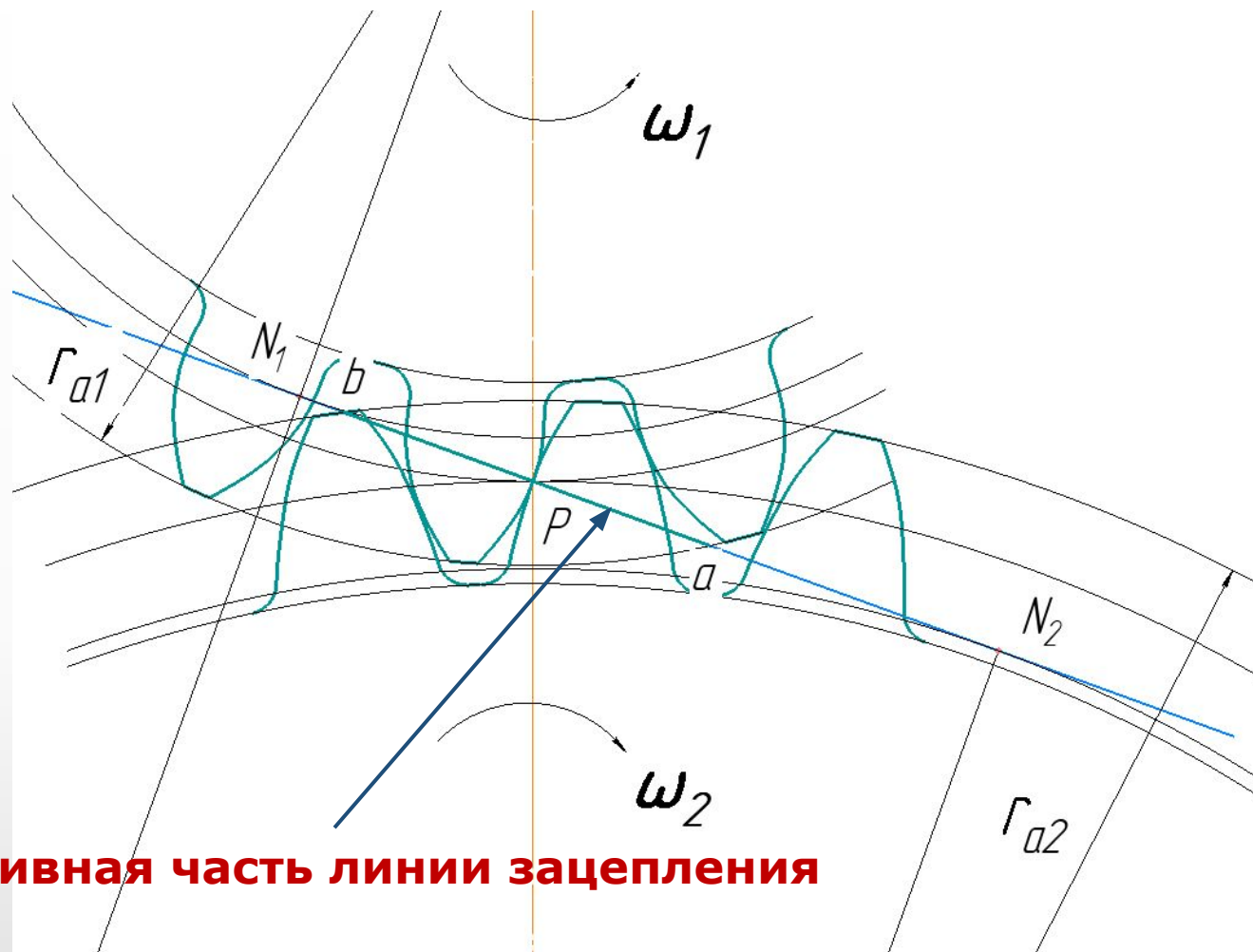
- *коэффициент перекрытия ε* , определяющий, насколько число пар зацеплений одной пары зубьев перекрывается зацеплением следующей в ней пары зубьев;
- *коэффициент удельного скольжения λ* , являющийся одним из параметров определяющих износ зубчатой пары, который пропорционален работе трения, т.е. нагрузке и относительной скорости скольжения профилей;
- *геометрической коэффициент удельного давления q* , характеризующий контактное напряжение на поверхности профилей зубьев и одновременно являющийся вторым параметром, определяющим износ зубчатой пары.

Коэффициент перекрытия

для обеспечения плавной и безударной работы зубчатой пары должно выполняться условие непрерывности смены пар зубчатых профилей, т.е. вторая пара зубчатых должна начать зацепления раньше, чем выйдет из зацепления.

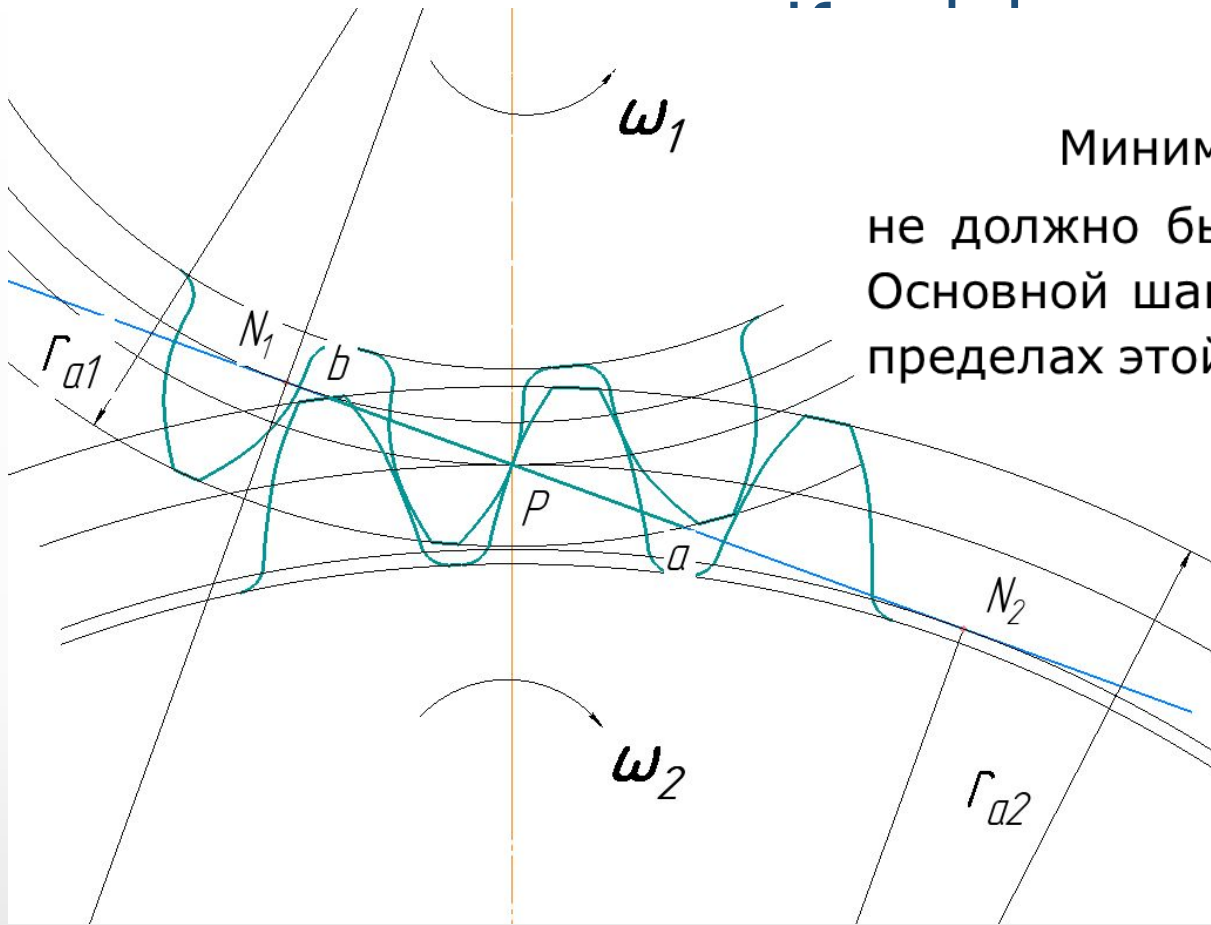
Коэффициентом перекрытия ϵ_α называется отношение длины активной части линии зацепления к основному шагу зубчатого колеса:

$$\epsilon_\alpha = \frac{ab}{\pi \cdot m \cdot \cos\alpha}$$



Коэффициент перекрытия характеризует плавность работы зубчатой передачи и является количественной характеристикой этого качества.

Эт перекрытия (продолжение)



Минимальное значение ϵ_α для прямозубой передачи не должно быть меньше 1,1 (изменяется условно от $1,1 \div 2$). Основной шаг короче активной линии зацепления, поэтому в пределах этой линии работает то одна то две пары зубьев.

При $\epsilon_\alpha < 1$ передача движения между зубчатыми колесами невозможна.

Аналитически коэффициент перекрытия ϵ_α для зубчатой передачи колес 1 и 2 определяется следующим образом:

$$\epsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b1}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$$

a_w - межосевое расстояние; α_w - угол зацепления; α - угол профиля

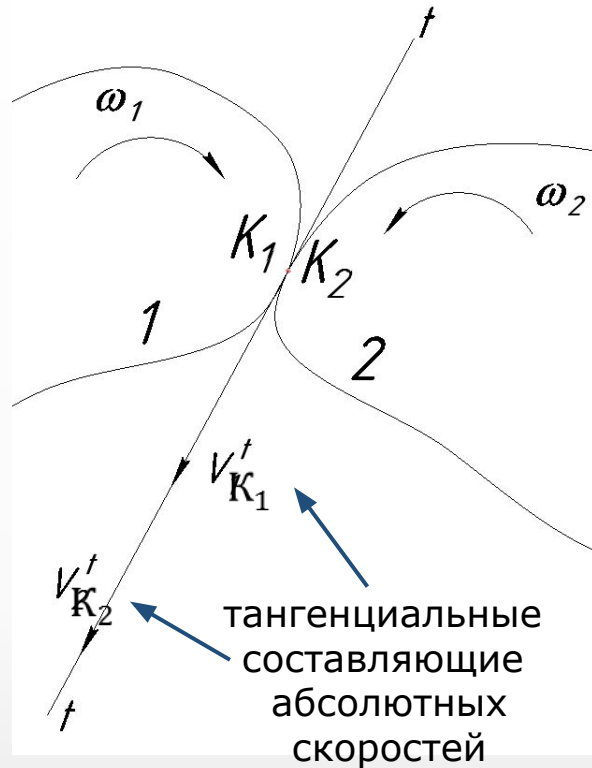
У прямозубых передач увеличение ϵ_α возможно при относительном увеличении габаритов передач. Радикальным приемом увеличения является переход на косозубые передачи, для которых $\epsilon_\kappa \approx 2$ и более.

Геометрический коэффициент удельного скольжения

Сила взаимодействия активных поверхностей зубьев сопровождается значительным по величине, переменным по модулю и знакопеременным скольжением.

При зацеплении профили зубьев одновременно совершают процесс качения и скольжения, и на боковых поверхностях зубьев возникают силы сопротивления качению и силы трения скольжения. Трение скольжение кроме дополнительных затрат мощности, вызывает износ зубьев. Скорость скольжения является одним из главных факторов определяющих износ.

Геометрический коэффициент удельного скольжения (продолжение)



Удельное скольжение - это отношение скорости скольжения профилей в точке их касания к скорости перемещения точки касания по профилю. Этот показатель характеризует износ зубьев.

Удельное скольжение выражается следующим образом для каждого профиля в зацеплении:

$$\lambda_1 = \frac{V_{K_1}^t - V_{K_2}^t}{V_{K_1}^t}$$

$$\lambda_2 = \frac{V_{K_2}^t - V_{K_1}^t}{V_{K_2}^t}$$

Представленные формулы не являются расчетными, так как включают скорости требующие определения. Расчетные формулы для коэффициентов удельных скольжений будут иметь следующий вид

$$\lambda_1 = 1 - U_{21} \frac{1 - c}{c}; \quad \lambda_2 = 1 - U_{12} \frac{1 - c}{c}; \quad U_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}; \quad U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

c – величина, определяющая положение точки контакта зубьев на линии зацепления N_1N_2 , причем вся длина линии зацепления принимается за единицу.

Геометрический коэффициент удельного скольжения (продолжение)

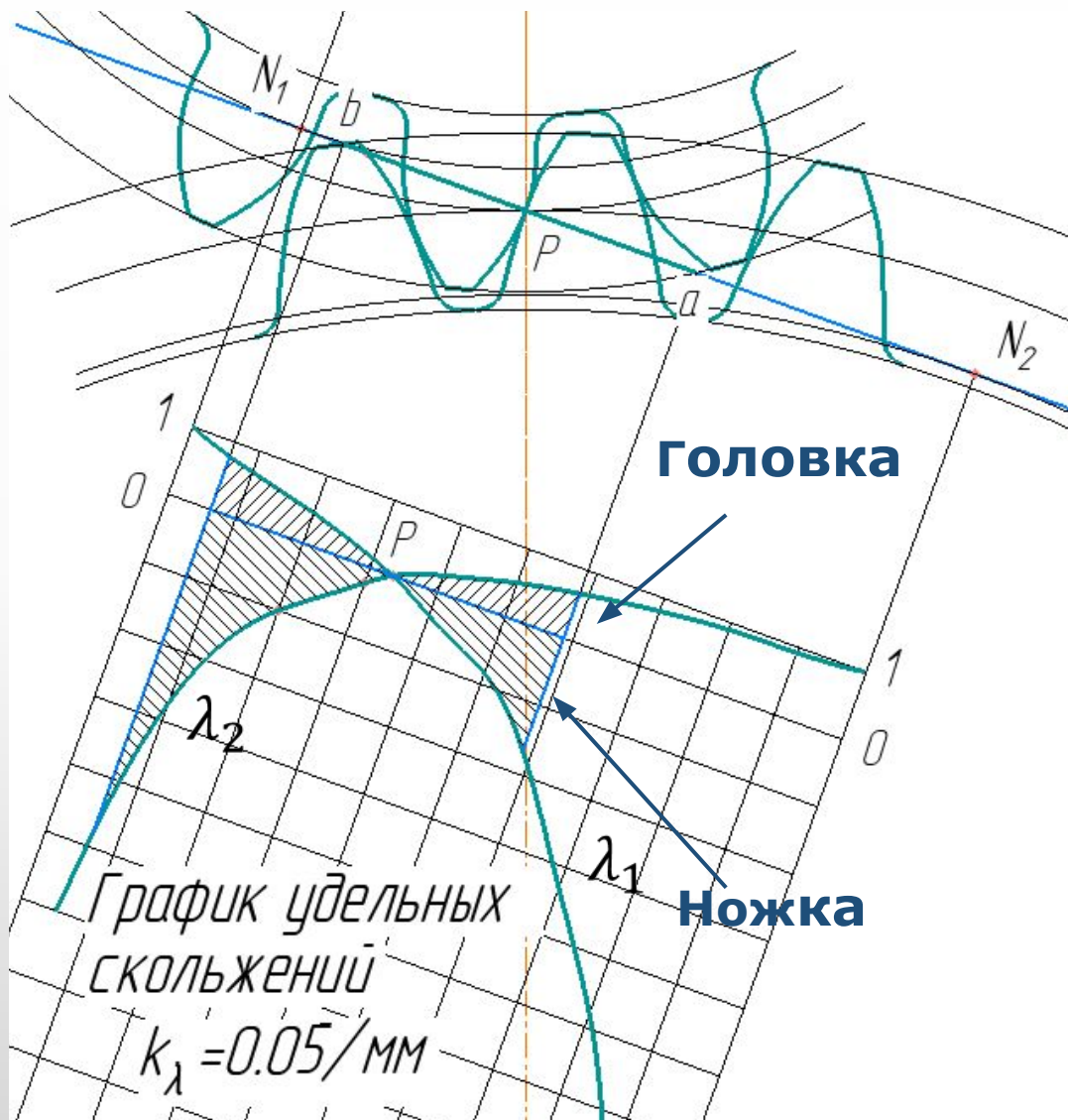


График показывает, что удельное скольжение на головках меньше, чем на ножках, следовательно ножки изнашиваются интенсивнее, чем головки.

Чем дальше от полюса в радиальном направлении находится зона профиля, тем более он изнашивается.

В полюсе зацепления износ от скольжения равен нулю, так как эта точка является мгновенным центром поворота одного колеса относительно другого и, точки профилей, попадающие в полюс, имеют радиус относительного вращения вокруг полюса равный нулю.

Коэффициент удельного давления

Коэффициент удельного давления называется отношение модуля зацепления к приведенному радиусу кривизны профилей зубьев в точке их контакта.

Коэффициент удельного давления характеризует величину и знакопеременность изменения контактных напряжений по фазе зацепления.

Формула Герца определяет величину контактного напряжения смятия следующим образом:

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{P_N E^{пр}}{b \rho_{пр}}};$$

P_N - нормальная нагружающая сила; $E^{пр}$ - приведенный модуль упругости колес; b - длина контактной линии; $\rho_{пр}$ - приведенный радиус кривизны (желательно, чтоб он был как можно больше, так как чем больше радиус кривизны тем меньше удельные давления при одинаковых усилиях в контакте).

Коэффициент удельного давления (продолжение)

Умножив числитель и знаменатель формулы Герца на модуль m формула примет следующий вид:

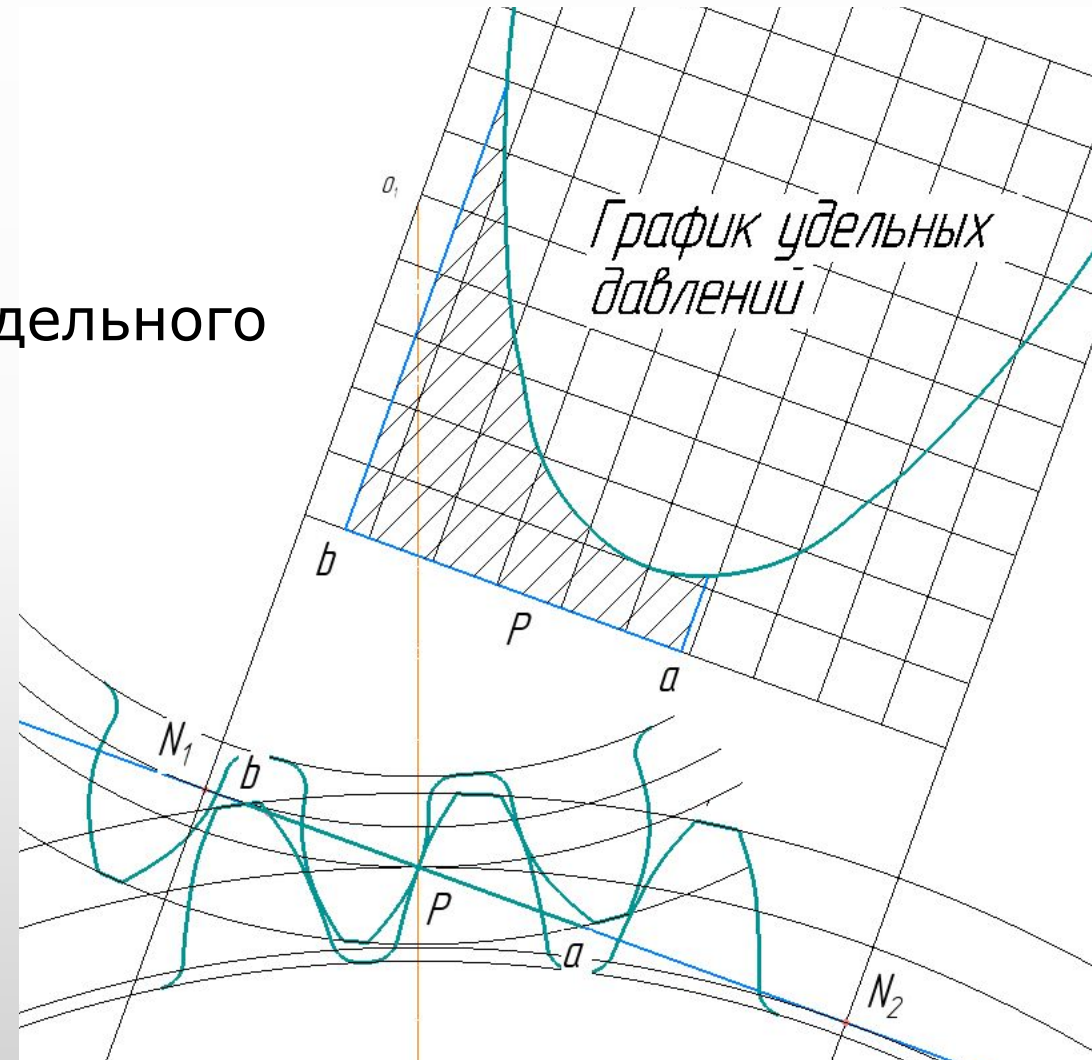
$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{P_N E^{пр} m}{b \rho_{пр} m}};$$

и, соответственно, коэффициент удельного давления будет

$$q = \frac{m}{\rho_{пр}}.$$

Для расчетных целей применяем следующую формулу

$$q = \frac{m}{c(1-c)N_1 N_2}.$$



Коэффициент удельного давления (продолжение)

Стоит отметить, что контактные напряжения имеют максимальные значения вблизи границ теоретической линии зацепления то есть в этих зонах наблюдается неблагоприятное сочетание напряжений и значительного скольжения.

Влиять на качественные показатели зацепления можно приемами исправления (корректирования) передач. Для этих целей назначают коэффициенты смещения x_i , которые позволяют:

- увеличивать изгибную прочность зуба путем увеличения его опасного сечения вблизи основания;
- увеличивать контактную прочность зуба путем использования участков эвольвенты, более удаленных от основной окружности;
- выравнивать максимальные удельные скольжения;
- увеличивать плавность работы передачи путем удлинения активной линии зацепления;
- обеспечивать заданное межосевое расстояние.

Спасибо за внимание!!!