


ЗУБЧАТЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Основные виды зубчатых передач

Лекция 2



Зубчатая передача — это механизм, который с помощью зубчатого зацепления передает движение с изменением скоростей и моментов.

По расположению осей валов различают:

- а) зубчатые передачи с параллельными осями;
- б) зубчатые передачи с пересекающимися осями.

По расположению зубьев на колесах различают:

- а) прямозубые;
- б) косозубые.

По форме профиля зубьев:

- а) эвольвентные;
- б) круговые.

Основные виды зубчатых передач

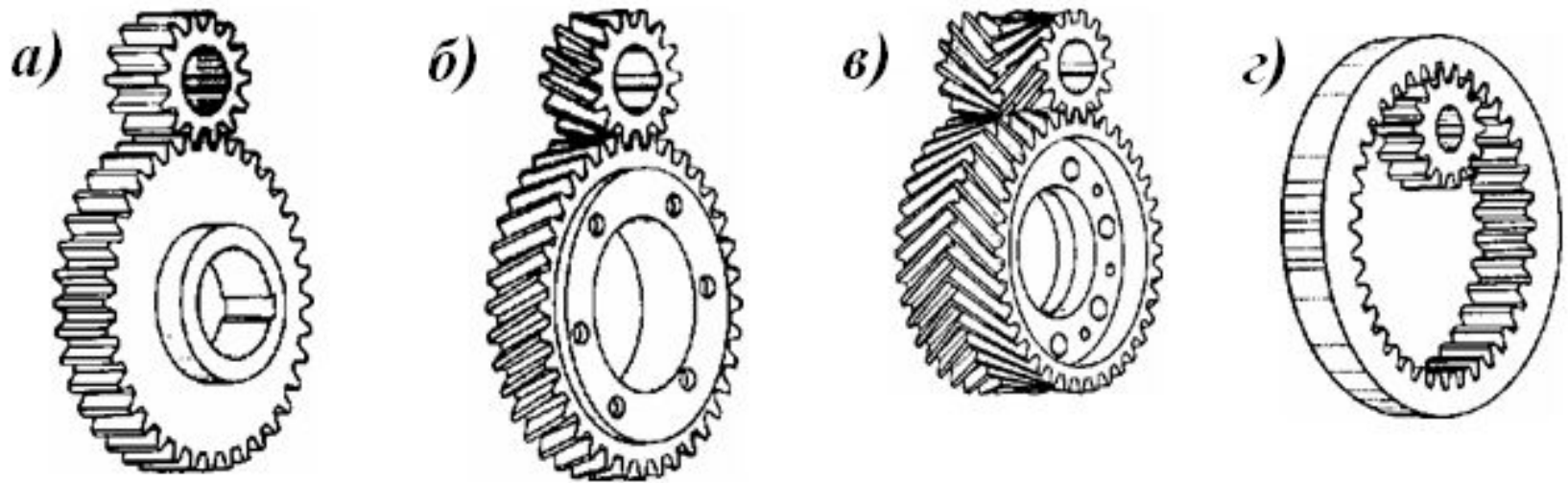


Рисунок 1 – Зубчатые передачи с параллельными осями:

а — цилиндрическая прямозубая; *б* - цилиндрическая косозубая; *в*— шевронная; *г* — цилиндрическая с внутренним зацеплением

Основные виды зубчатых передач

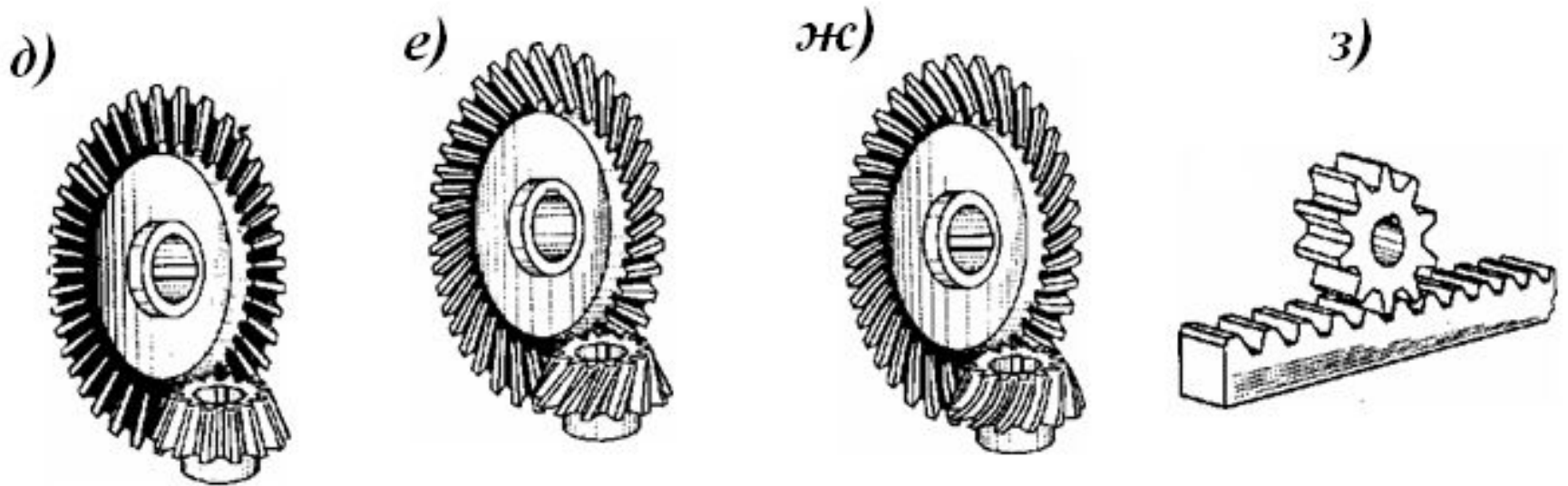


Рисунок 1 – Зубчатые передачи с пересекающимися осями:

d - коническая прямозубая; *e* - коническая косозубая; *ж* - коническая с круговыми зубьями; *з* – реечная

Основные виды зубчатых передач

Достоинства зубчатых передач:

- малые габариты;
- высокий КПД;
- постоянство передаточного отношения;
- широкий диапазон вращающих моментов, скоростей и передаточных отношений;
- надежность в работе и простота обслуживания.

Недостатки зубчатых передач:

- высокие требования к точности изготовления;
- шум при работе со значительными скоростями.

Основные виды зубчатых передач

Меньшее из колес, находящихся в зацеплении, называют *шестерней*, большее — *колесом*.

Основными характеристиками передачи являются:

z_1, z_2 — число зубьев шестерни и колеса;

P_1, P_2 — мощности на валах шестерни и колеса, кВт;

ω_1, ω_2 — угловые скорости шестерни и колеса, с^{-1} ;

V — окружная скорость на делительном цилиндре, м/с;

T_1, T_2 — вращающие моменты на валах шестерни и колеса, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$u = \frac{z_2}{z_1}$ — передаточное число;

η — коэффициент полезного действия.

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

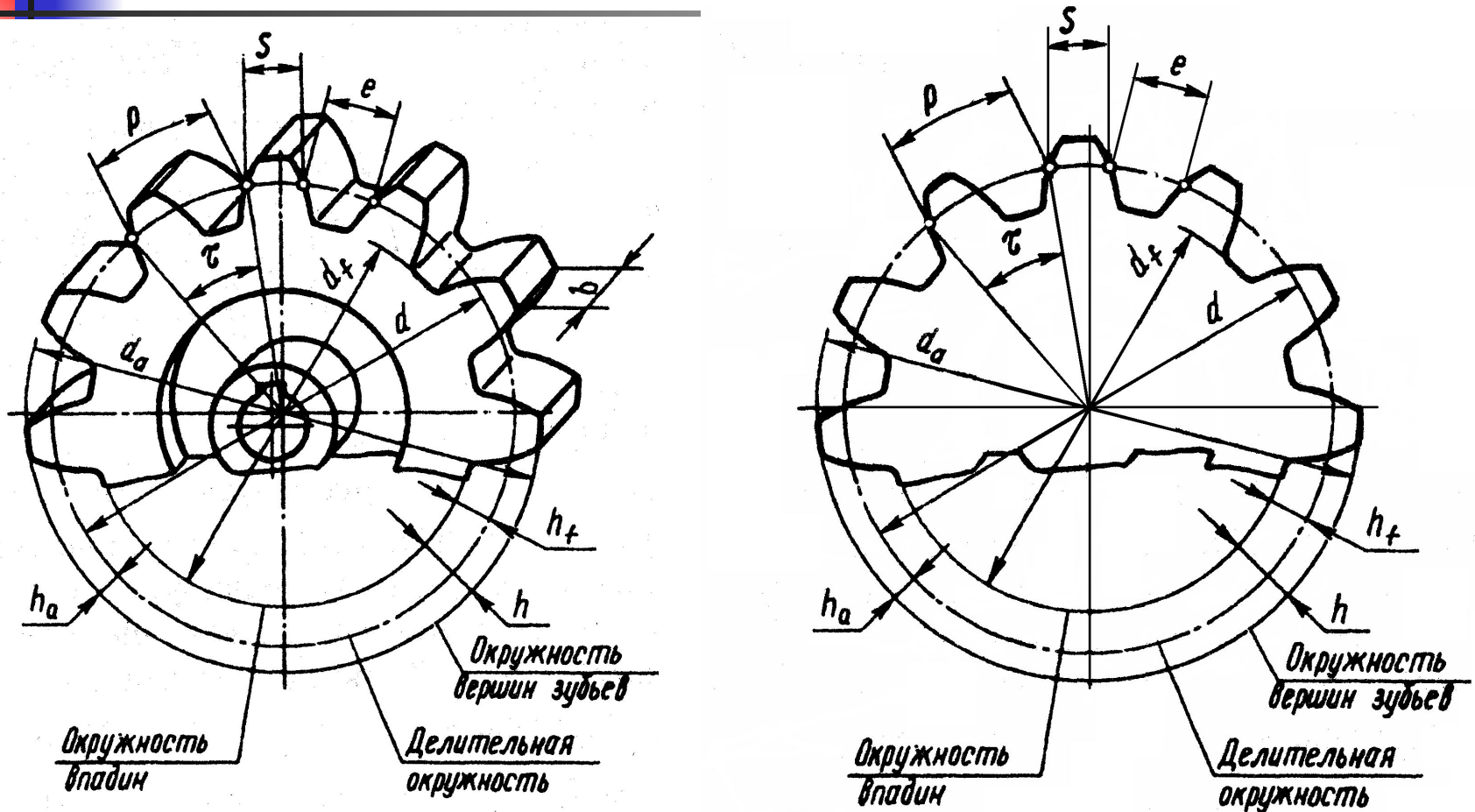


Рисунок 2 – Цилиндрическое колесо с прямыми зубьями
Зубчатые передачи



ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПРЯМОЗУБАЯ ПЕРЕДАЧА

Расстояние p , измеренное по дуге делительной окружности, называется *окружным делительным шагом* зубьев:

$$p = s + e.$$

Линейная величина:

$$m = \frac{p}{\pi} \quad (31)$$

называется модулем.

Модуль зубьев m — основной параметр зубчатого колеса. Для пары колес, находящихся в зацеплении, модуль должен быть одинаковым. Модули зубьев для цилиндрических и конических передач регламентированы ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76).

СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

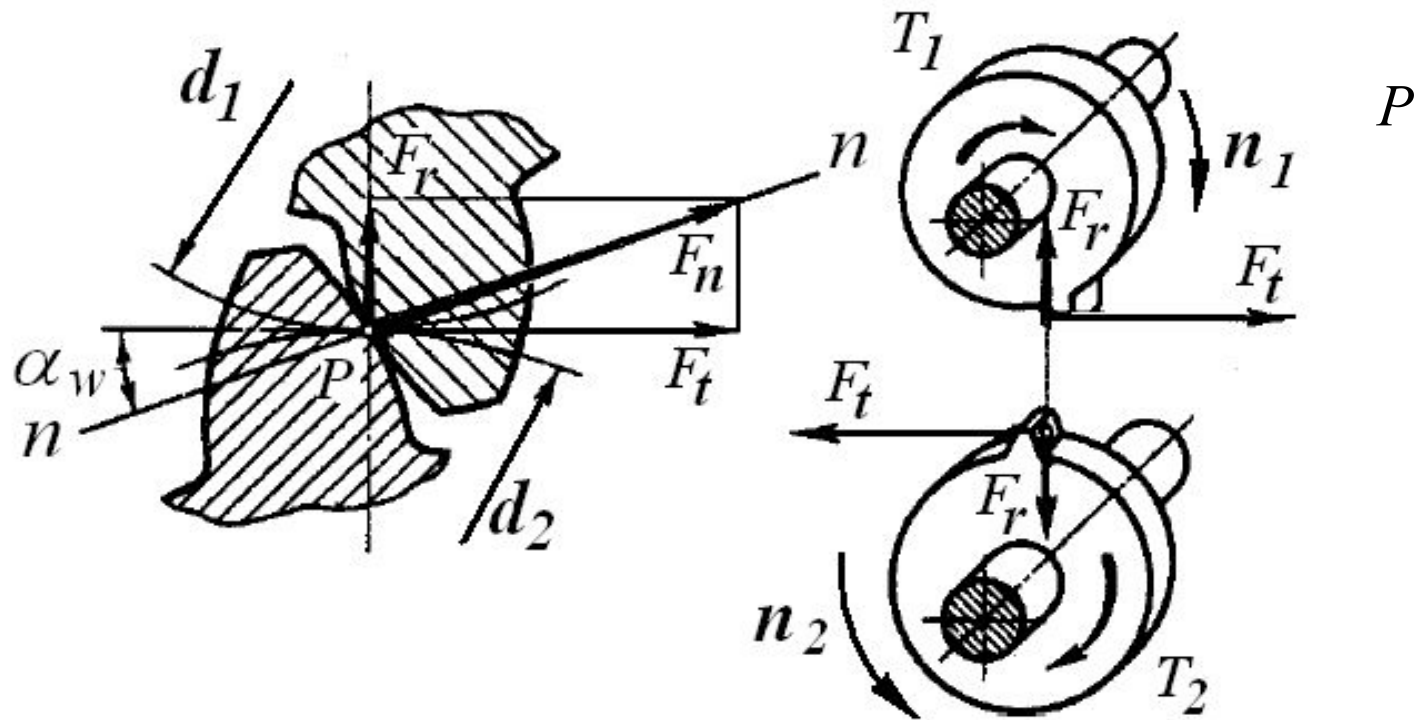


Рисунок 3 – Силы в прямозубой цилиндрической передаче.

СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

Силы взаимодействия зубьев принято определять в полюсе зацепления P (рис. 3).

Для расчета валов и опор силу F_n раскладывают на составляющие:

окружную силу

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_w = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} =$$

$$\frac{10^3 \cdot T_2 \cdot (u + 1)}{a_w \cdot u} = \frac{10^3 \cdot T_1 \cdot (u + 1)}{a_w},$$

радиальную силу

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



СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

где T_1 и T_2 — вращающие моменты на шестерне и колесе, Н.м;

d_1, d_2, a_w — делительные диаметры шестерни, колеса и межосевое расстояние соответственно, мм;

$\alpha_w = 20^\circ$ — угол зацепления.

На ведомом колесе направление окружной силы F_t совпадает с направлением вращения, на ведущем — противоположно ему.



ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Погрешности изготовления зубчатых колес приводят к повышению динамических нагрузок, вибрации, шуму передач. Нарушается постоянство мгновенного передаточного отношения и согласованность угловых скоростей ведущего ω_1 и ведомого ω_2 валов.

Точность зубчатых колес регламентируется ГОСТом. Предусмотрены 12 степеней точности от 1 до 12 в порядке ее убывания. В быстроходных передачах (при окружной скорости на начальном диаметре $V > 10 \text{ м/с}$) распространены 5, 6, 7 степени точности, а в тихоходных – 8, 9. С ростом точности зубчатых колес существенно возрастает стоимость их изготовления.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА

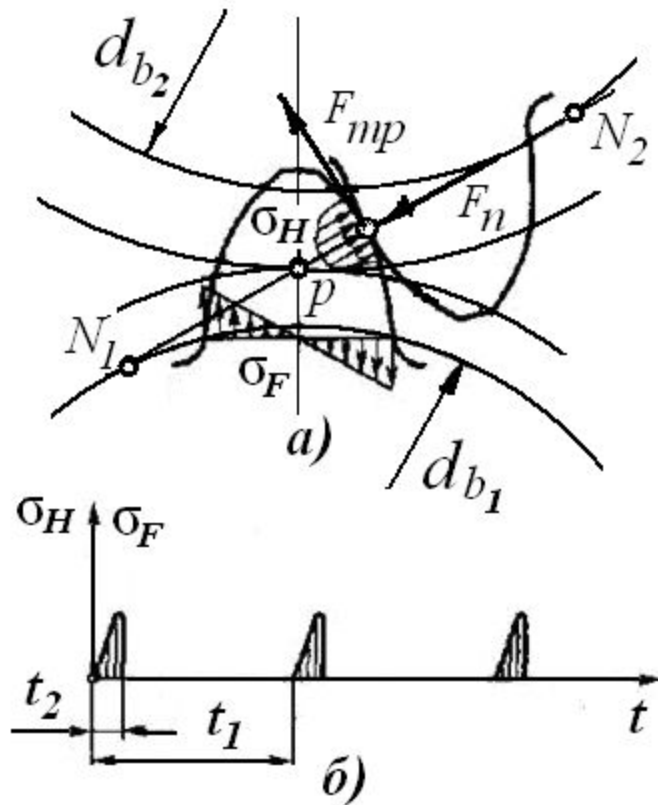


Рисунок 4- Напряжения в зубьях (а) и характер их нагружения (б).

На линии контакта возникают упругие деформации профилей зубьев, вызывающие *контактные напряжения* σ_H .

У основания зуба от силы $F_{тп}$ возникают напряжения изгиба σ_F .

Контактные и изгибные напряжения изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу.

КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА

Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: *поломки, выкрашивания поверхностного слоя, износа, заедания.*

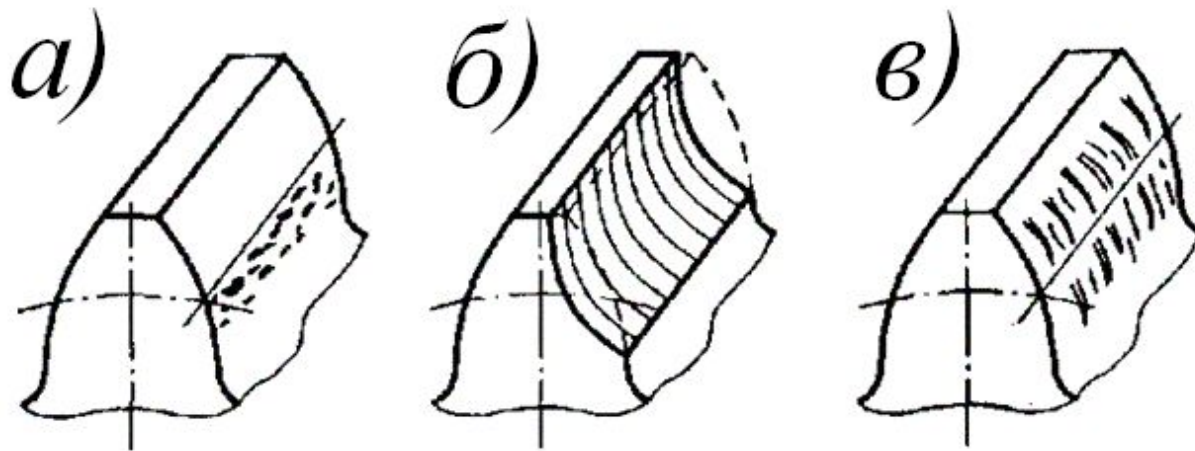


Рисунок 5 - Виды разрушения зубьев:

а - выкрашивание, *б* - абразивный износ, *в* - заедание



КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА

Основными критериями работоспособности зубчатых передач являются ***контактная прочность*** рабочих поверхностей зубьев и ***прочность зубьев при изгибе***.

Под ***контактной прочностью*** понимают способность контактирующих поверхностей зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного выкрашивания.

Расчет сводится к проверке ***условия прочности***:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H],$$

где σ_H — контактное напряжение в полюсе зацепления;
 $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение.



КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА

Прочность при изгибе — это способность зубьев обеспечить требуемую безопасность против усталостного излома зуба.

Условие прочности:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F],$$

где σ_F — напряжение изгиба в опасном сечении зуба;
 $[\sigma_F]$ — допускаемое напряжение изгиба зуба.