

# **Тема № 18. Механические передачи**

## **Лекция № 36**

### **Учебные вопросы:**

- 18.1. Назначение, классификация и характеристики механических передач
- 18.2. Общая характеристика зубчатых передач.
- 18.3. Характеристики цилиндрических прямозубых колес. Способы нарезания зубьев.
- 18.4. Характер нагружения и виды разрушения зубчатых колес.

### **Литература для самостоятельной работы**

1. Иванов М. Н. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2000, стр.113...126.

# 18.1. Назначение, классификация и характеристики механических передач

Передачи предназначены для согласования режимов работы двигателей с режимами работы исполнительных органов рабочих машин.

В зависимости от вида передаваемой энергии передачи бывают **механические, электрические, пневматические, гидравлические и комбинированные.**

**Механической передачей** называется механизм, предназначенный для передачи механической энергии от источника к потребителю с одновременным преобразованием характеристик передаваемой энергии.

Механические передачи могут выполнять следующие функции:

- *изменять величину угловых скоростей и крутящих (вращающих) моментов;*
- *преобразовывать вид движения;*

- *изменять (реверсировать) направление движения:*
- *регулировать (плавно или ступенчато) скорость вращения:*
- *распределять энергию между несколькими потребителями.*

В зависимости от **принципа действия** передачи делят на две группы:

- 1) **передачи с зацеплением** (*зубчатые, цепные, винтовые, червячные*);
- 2) **передачи с использованием сил трения** (*фрикционные и ременные*).

В зависимости от **способа соединения** ведущего и ведомого звена можно выделить:

- а) **передачи с непосредственным контактом** тел вращения (*зубчатые, фрикционные, червячные*);
- б) **передачи с гибкой связью** (*ременные, цепные, канатные*).

В нашем курсе рассматриваются механические передачи **вращательного движения**, входные и выходные звенья которых называют **валами**.

## • Основные характеристики механических передач

1. Мощности на входном  $N_1$  и выходном  $N_2$  валах.
2. Угловые скорости  $\omega_1$   $\omega_2$
3. Коэффициент полезного действия передачи  $\eta = \frac{N_2}{N_1}$ ;
4. Окружные (линейные) скорости  $v_i = \omega_i \cdot r = \frac{\omega_i D}{2}$ ;
5. Окружная сила  $P_t = \frac{N}{v} = \frac{2N}{\omega D} = \frac{2M_k}{D}$ ;
6. Крутящий (вращающий) момент  $T = M_k = P \cdot \frac{D}{2} = \frac{N}{\omega}$ ;
7. Передаточное отношение  $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$ ; При  $i > 1$  передача понижающая (**редуктор**), если  $i < 1$  передача повышающая (**мультипликатор**). Передаточное отношение имеет знак.
8. Передаточное число  $u = \frac{|\omega_1|}{|\omega_2|}$  (оно всегда больше единицы).

## 18.2. Общая характеристика зубчатых передач.

- Простейшая **зубчатая** передача состоит из двух колес с зубьями, которые расположены на валах и входят в зацепление друг с другом.

Меньшее зубчатое колесо называют **шестерней** (ее параметры имеют индекс **1**), большее – **колесом** (индекс **2**).

### Достоинства зубчатых передач:

- высокая надежность работы в широком диапазоне нагрузок ( $N \leq 10^7$  Вт) и скоростей ( $v \leq 150 \div 200$  м/с);
- постоянство передаточного отношения;
- малые габариты, высокий КПД (до **0,99**);
- большой ресурс работы (до **36000** ч);
- сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники,
- способность передавать энергию между валами, как угодно расположенными в пространстве,
- простота обслуживания.

## Недостатки зубчатых передач:

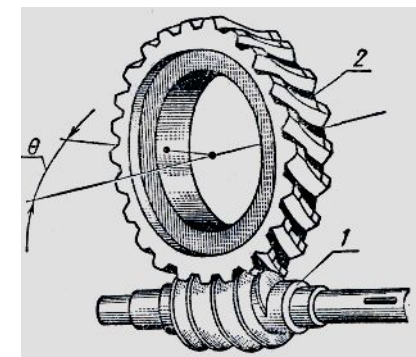
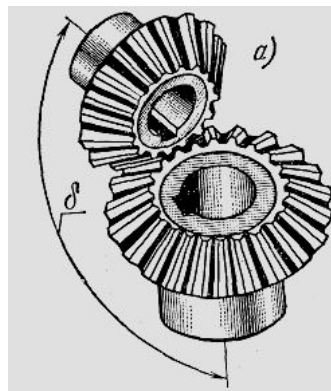
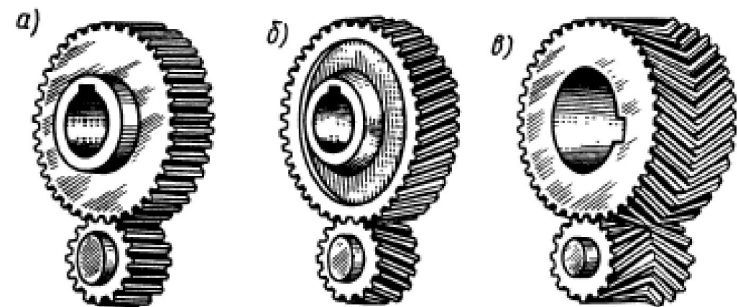
- относительно высокие требования к точности изготовления, монтажу и эксплуатации,
- шум при больших скоростях,
- высокая жесткость передачи не позволяет компенсировать динамические нагрузки.

## Классификация зубчатых передач

с параллельными осями

с пересекающимися осями

с перекрещивающимися осями



По расположению зубьев на ободе колеса различают передачи:

*прямозубые, косозубые и с шевронными зубьями.*

По форме профиля зубьев: *эвольвентные и круговые* (Новикова).

В зависимости от числа ступеней зубчатые передачи бывают **одно - и многоступенчатые.**

По величине окружной скорости:

- при*
- |                       |                      |
|-----------------------|----------------------|
| $V$ до <b>0,5</b> м/с | - весьма тихоходные; |
| $V = 0,5...3,0$ м/с   | - тихоходные;        |
| $V = 3...15$ , м/с    | - среднескоростные;  |
| $V = 15...40$ м/с     | - высокоскоростные.  |





- 6) Межосевое расстояние (межцентровое) -  $a$ ;
- 7) Высота зуба -  $h$ ;
- 8) Высота головки зуба -  $h_a$ ;
- 9) Высота ножки зуба -  $h_f$ ;
- 10) Линия зацепления (общая касательная к основным окружностям) – N-N;
- 15) Полюс зацепления (точка пересечения линии центров колес  $O_1O_2$  с линией зацепления –  $\Pi$ ;

Основным параметром зубчатого колеса является **модуль зацепления  $m$** . Из определения шага следует

$$\pi d = pz \quad \text{или} \quad \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi} = m$$

т. е *модулем зацепления  $m$*  называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб. **Все параметры зубчатого колеса выражаются через модуль.**

$$d = d_w = mz;$$

$$d_a = d + 2m$$

$$d_f = d - 2,5m$$

$$a = 0,5 m (z_1 + z_2) \text{ или } a = 0,5(d_1 + d_2),$$

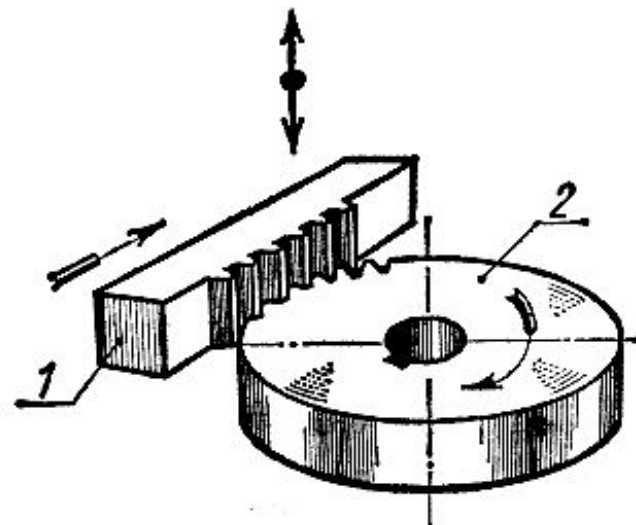
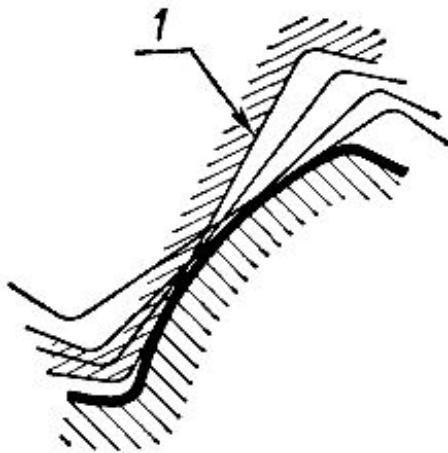
$$h = 2,25m,$$

$$h_a = m,$$

$$h_f = 1,25 m$$

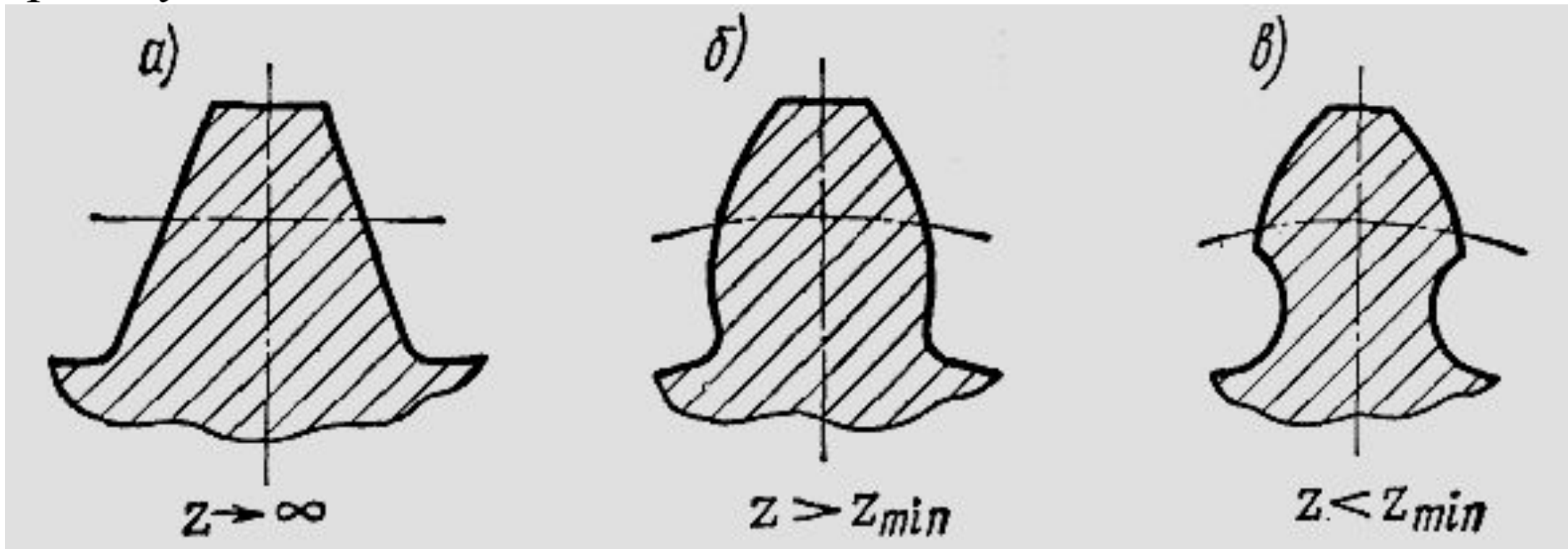
Для обеспечения взаимозаменяемости зубчатых колес и унификации зуборезного инструмента значения  $m$  регламентированы ГОСТ 9563—60

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22





Для уменьшения габаритов зубчатой передачи применяют колеса с малым числом зубьев. Изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба.



Можно доказать, что подрезание ножки зуба имеет место при  $z < 17$ .

## 18.4. Характер нагружения и виды разрушения зубчатых колес.

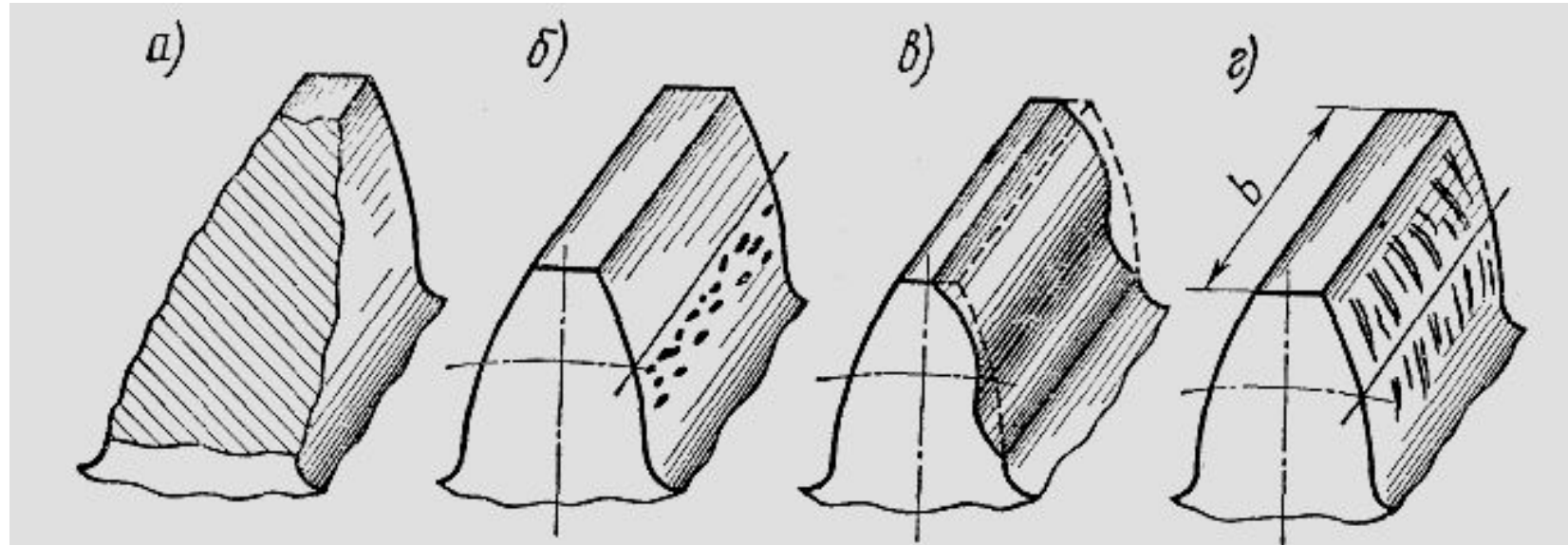
- В процессе работы зубчатой передачи на зубья действует нормальная сила  $F_n$  и сила трения скольжения  $F_{тр}$ . Под действием этих сил материал зубьев находится в сложном напряженном состоянии:
  - в поперечных сечениях зубьев действуют **напряжения изгиба**, которых принято обозначать  $\sigma_F$ ,
  - в месте контакта зубьев шестерни и колеса, в поверхностных слоях возникают **контактные напряжения**  $\sigma_H$ .

И изгибные, и контактные напряжения во времени меняются по прерывистому отнулевому (пульсирующему) циклу.

**Переменные во времени напряжения** являются причиной **усталостного** разрушения зубьев.

Напряжения изгиба вызывают **поломку** зубьев, контактные напряжения вызывают **усталостное выкрашивание** поверхностных слоев зубьев.

**Скольжение и силы трения** в зацеплении вызывают **изнашивание и заедание** зубьев.



**Излом зубьев** является следствием возникающих в зубьях повторно-переменных напряжений изгиба. Усталостные трещины образуются у основания зуба на той стороне, где от изгиба возникают наибольшие напряжения растяжения. . Прямые короткие зубья выламываются полностью, а длинные, особенно косые, обламываются по косому сечению.

**Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев** является основным видом разрушения зубьев *закрытых передач*. Возникает вследствие действия повторно-переменных контактных напряжений. Процесс разрушения начинается на ножке зуба в околополюсной зоне, где развивается наибольшая сила трения, способствующая образованию микротрещин на поверхности зубьев. Развитие микротрещин приводит к выкрашиванию частиц поверхности, образованию вначале мелких ямок, переходящих далее в раковины.

**Износ зубьев** является основным видом разрушения зубьев *открытых передач*. По мере износа зуб утончается, ослабляется его ножка, увеличиваются зазоры в зацеплении, что в конечном итоге приводит к поломке зубьев.

- **Заедание зубьев** заключается в приваривании частиц одного зуба к другому вследствие местного повышения температур в зоне зацепления. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают рабочие поверхности других зубьев, бороздя их в направлении скольжения.