

**Дисциплина «ДЕТАЛИ МАШИН»
Раздел «ПЕРЕДАЧИ, ВАЛЫ И ОСИ,
ПОДШИПНИКИ И МУФТЫ»**

**Лекция №2
«Механические передачи. Общие
понятия
о цилиндрических передачах»**

Вопросы

1. Виды механических передач и их сравнительная характеристика
2. Общие сведения о зубчатых передачах: принцип работы, достоинства и недостатки, область применения
3. Классификация зубчатых передач
4. Основные геометрические соотношения цилиндрических передач
5. Основные критерии работоспособности передачи и виды повреждений и разрушений зубьев колес
6. Особенности расчета открытых зубчатых передач

1. Виды механических передач и их сравнительная характеристика

Механические устройства (рис. 1), применяемые для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости или вида движения, называют **механическими передачами (передачами)**.

В зависимости от назначения зубчатые передачи могут **встраиваться в конструкцию машины** (встроенные передачи) или **выделяться в самостоятельный узел (агрегат)** и иметь отдельный корпус.

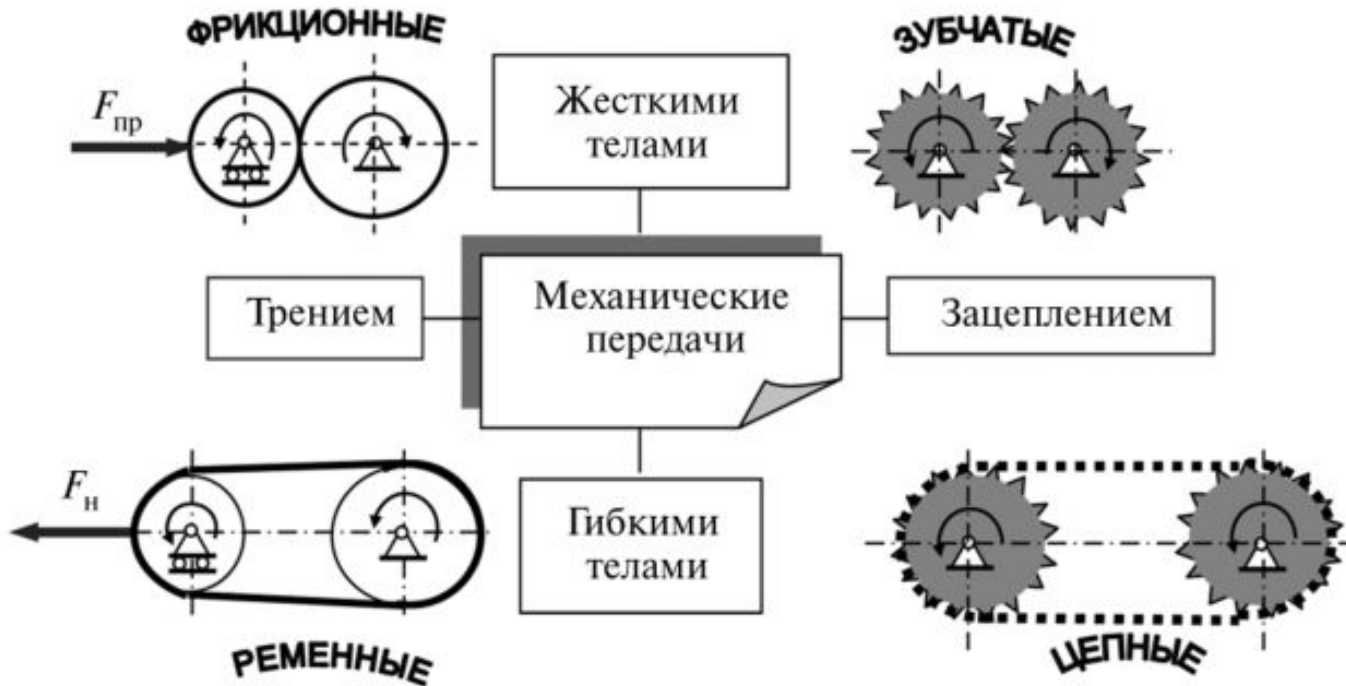


Рисунок 1 – Классификация механических передач

**Таблица 1 –
Ориентировочные
значения основных
параметров
одноступенчатых
механических
передач**

Вид передачи	Передаточное число u	КПД передач η		Передаваемая мощность P , кВт
		закрытых	открытых	
Зубчатая:				
цилиндрическая	до 6,3	0,97...0,98	0,93...0,95	не ограничена
коническая	до 6,3	0,95...0,97	0,92...0,94	4000
планетарная A_{1h}^3	3...9	0,95...0,97	–	5000
планетарная B_{1h}^3	7...16	0,94...0,96	–	5000
волновая u_{h1}^3	80...315	0,70...0,90	–	150
Червячная при числе заходов червяка:				
$z_1 = 4$	8...14	0,80...0,90	–	–
$z_1 = 2$	14...30	0,75...0,85	0,60...0,70	60
$z_1 = 1$	30...80	0,70...0,80	0,50...0,60	–
Прочие:				
цепная	до 10	0,95...0,97	0,92...0,95	120
ременная (трением)	до 8	–	0,94...0,96	50
зубчато-ременная	до 12	–	0,96...0,98	100
фрикционная	до 7	0,85...0,95	0,70...0,85	20
муфта соединительная	–	0,98		–
подшипники качения (одна пара)	–	0,99		–

Примечания

1 Передаточные числа u зубчатых передач выбирают из единого ряда (по ГОСТ 2185–66): 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5.

2 Передаточные числа u червячных передач выбирают из единого ряда (по ГОСТ 2144–76): 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100.

3 Рекомендуемые передаточные числа u ременной передачи: 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8.

4 Фактические значения передаточных чисел не должны отличаться от номинальных более чем на 2,5 % при $u \leq 4,5$ и на 4 % при $u > 4,5$.

Таблица 2 – Преимущества и недостатки передач основных типов механических передач

Тип передачи	Преимущества	Недостатки
Зубчатая: цилиндрическая; коническая		
Червячная	Большое передаточное число. Возможность самоторможения	Низкий КПД. Использование цветных металлов, повышающих стоимость передач
Планетарная зубчатая	Плавность, бесшумность. Малые габариты и масса	Большое число деталей. Сложность сборки. Большая точность изготовления
Волновая зубчатая	Большое передаточное число. Малые габариты и масса. Возможность передачи движения в герметичное пространство. Высокая демпфирующая способность	Высокое качество материала колеса. Ограниченная частота вращения ведущего вала генератора волн деформации во избежание усталостного разрушения гибкого колеса
Винт-гайка с трением качения	Высокий КПД (до 0,9)	Сложность изготовления. Необходимость хорошей защиты от загрязнения. Необеспеченность точного и постоянного передаточного отношения

2. Общие сведения о зубчатых передачах: принцип работы, достоинства и недостатки, область применения

Зубчатые передачи – это механизмы, которые с помощью зацепления передают или преобразуют движения с изменением угловых скоростей и моментов (рис. 2).

Их применяют для передачи вращательного движения между валами с **параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями**, а также для преобразования вращательного движения в поступательное, и наоборот.

Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называется **шестерней**, с большим – **колесом**.

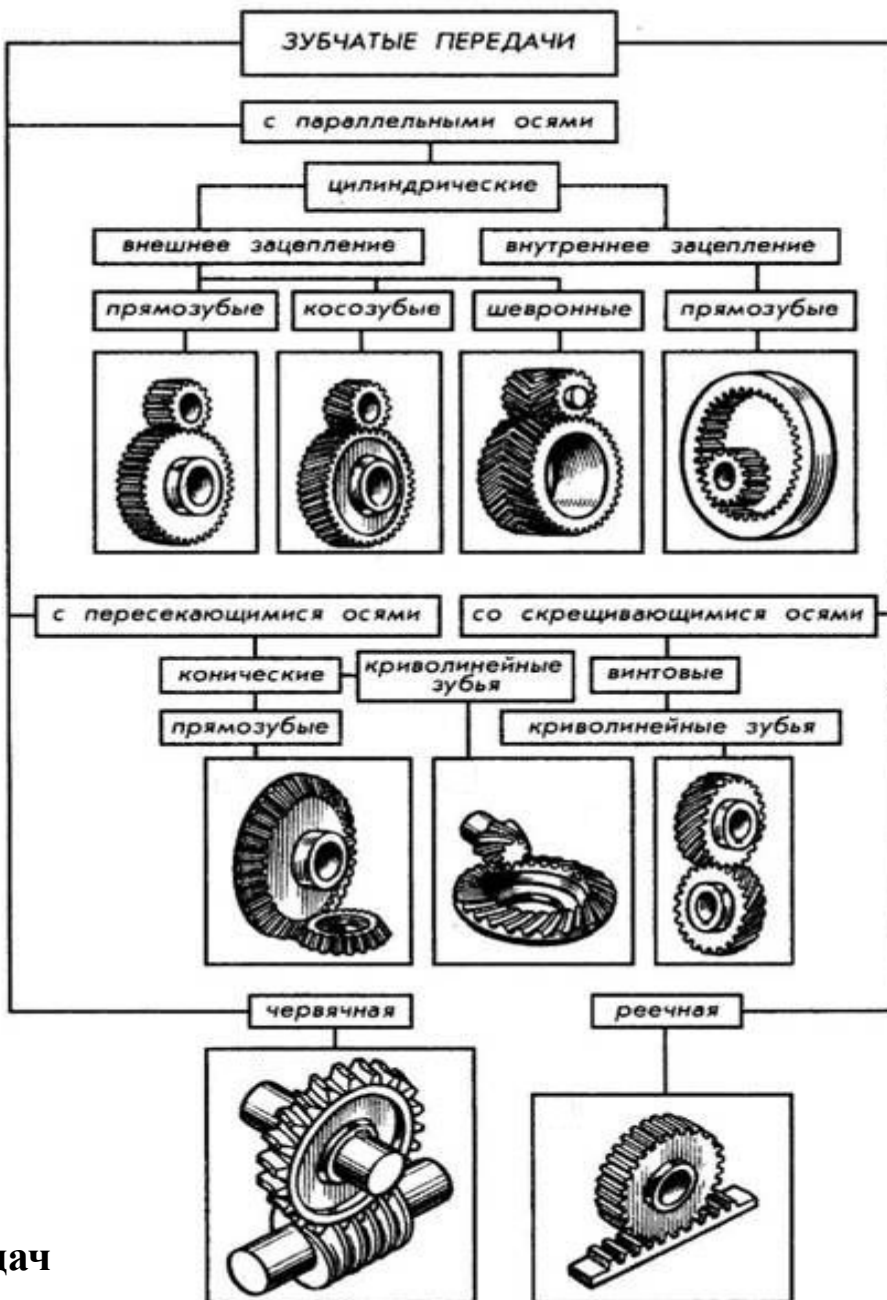


Рисунок 2 – Классификация зубчатых передач

Основные достоинства зубчатых цилиндрических передач:

- постоянство передаточного числа и возможность реализации его в широких пределах;
- компактность по сравнению с фрикционными и ременными передачами, высокий коэффициент полезного действия (до 0,98);
- долговечность и надежность в работе, простота операций при нарезании зубьев и экономичность изготовления зубчатых колес.

Недостатки зубчатых цилиндрических передач

- шум при работе, особенно при высоких скоростях;
- невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа; необходимость высокой точности изготовления и монтажа; незащищенность от перегрузок;
- наличие вибраций, которые возникают в результате неточного изготовления и неточной сборки передач.

Зубчатые передачи составляют наиболее **распространенную и важную группу механических передач.**

Их применяют в широком диапазоне областей и условий работы: **от часов и приборов до самых тяжелых машин.**

3. Классификация зубчатых передач

Зубчатые передачи можно классифицировать по следующим признакам:

по окружной скорости колес (м/с) – весьма тихоходные до 0,5, тихоходные 0,5...3, среднеходные 3...15, быстроходные больше 15;

по виду зацепления – эвольвентные, круговинтовые системы Новикова, циклоидальные, применяемые в приборах и часах, и др.;

по типу зубьев – прямые, косые, шевронные и с криволинейным зубом;

по взаимному расположению осей валов – с параллельными осями (цилиндрические прямозубые, косозубые, шевронные), с перекрещивающимися осями (конические с прямыми и не прямыми зубьями), с перекрещивающимися осями (винтовые и гипоидные);

по твердости рабочих поверхностей зубьев – с твердостью до 350 НВ и свыше 350 НВ;

по степени защищенности – открытые, полузакрытые и закрытые (коробки передач, редукторы);

по точности – 12 степеней (для коробок передач и редукторов преимущественно 7-я, 8-я и 9-я степени точности);

по форме – цилиндрические, конические, эллиптические, фигурные зубчатые колеса; колеса с неполным числом зубьев (секторные);

в зависимости от относительного расположения зубчатых колес – с внешним зацеплением, с внутренним зацеплением.

Передачи с параллельными осями

Цилиндрические передачи



Рисунок 3 – Прямозубая эвольвентная передача с внешним зацеплением



Рисунок 4 – Косозубая эвольвентная передача с внешним зацеплением



Рисунок 6 –
Прямозубая
эвольвентная
передача с внутренним
зацеплением



Рисунок 5 – Шевронная
эвольвентная
передача с внешним
зацеплением

Передачи с пересекающимися осями

Конические передачи

Рисунок 7 – Коническая передача с круговым зубом

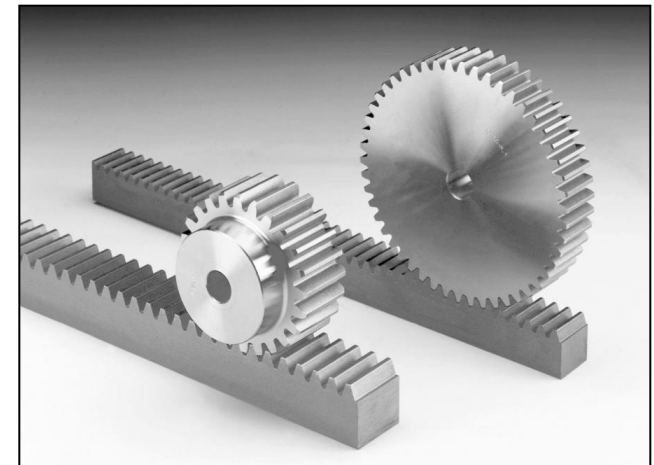
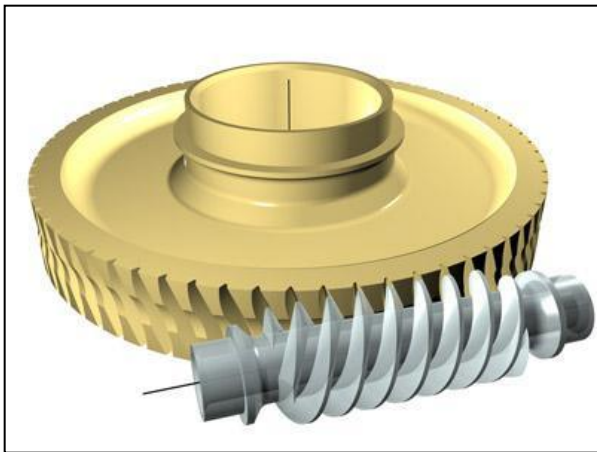


Рисунок 8 – Коническая передача с прямым зубом



Рисунок 10 – Цилиндрическая передача

Рисунок 11 – Реечная передача



4. Основные геометрические соотношения цилиндрических передач

На рисунке 12 показаны конструктивные элементы колеса.

Зубчатый венец 1 представляет собой цилиндрическое кольцо, на поверхности которого снаружи или внутри (для внутреннего зацепления) нарезаны зубья. В центре колеса обычно выполняется **ступица** в виде цилиндрической втулки **2**. Объединяет зубчатый венец и ступицу **центральный диск 3**.



Äèñèíàÿ ïíàóëüíàÿ óðäçà.avi.mp4

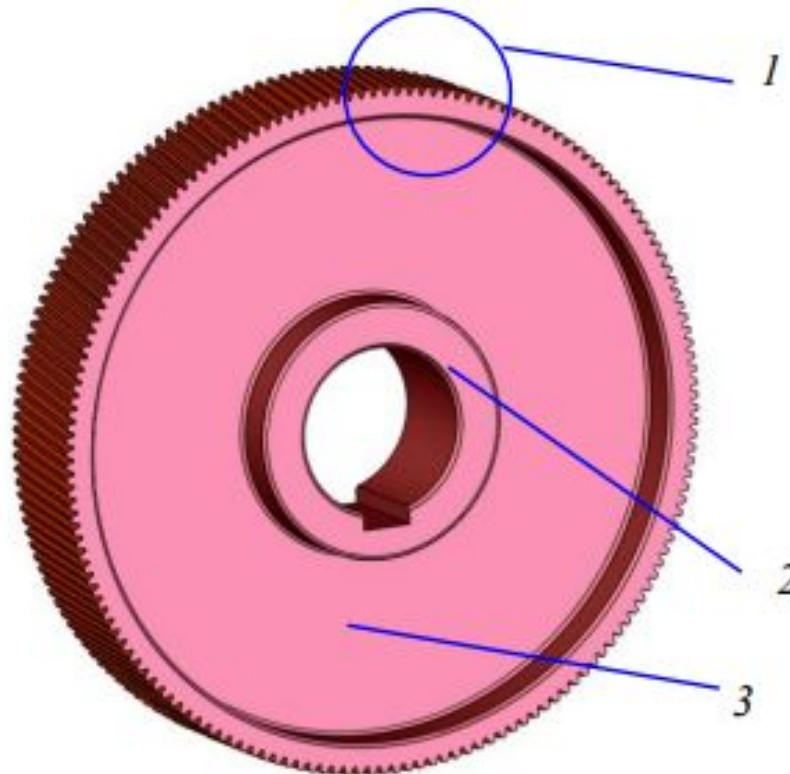
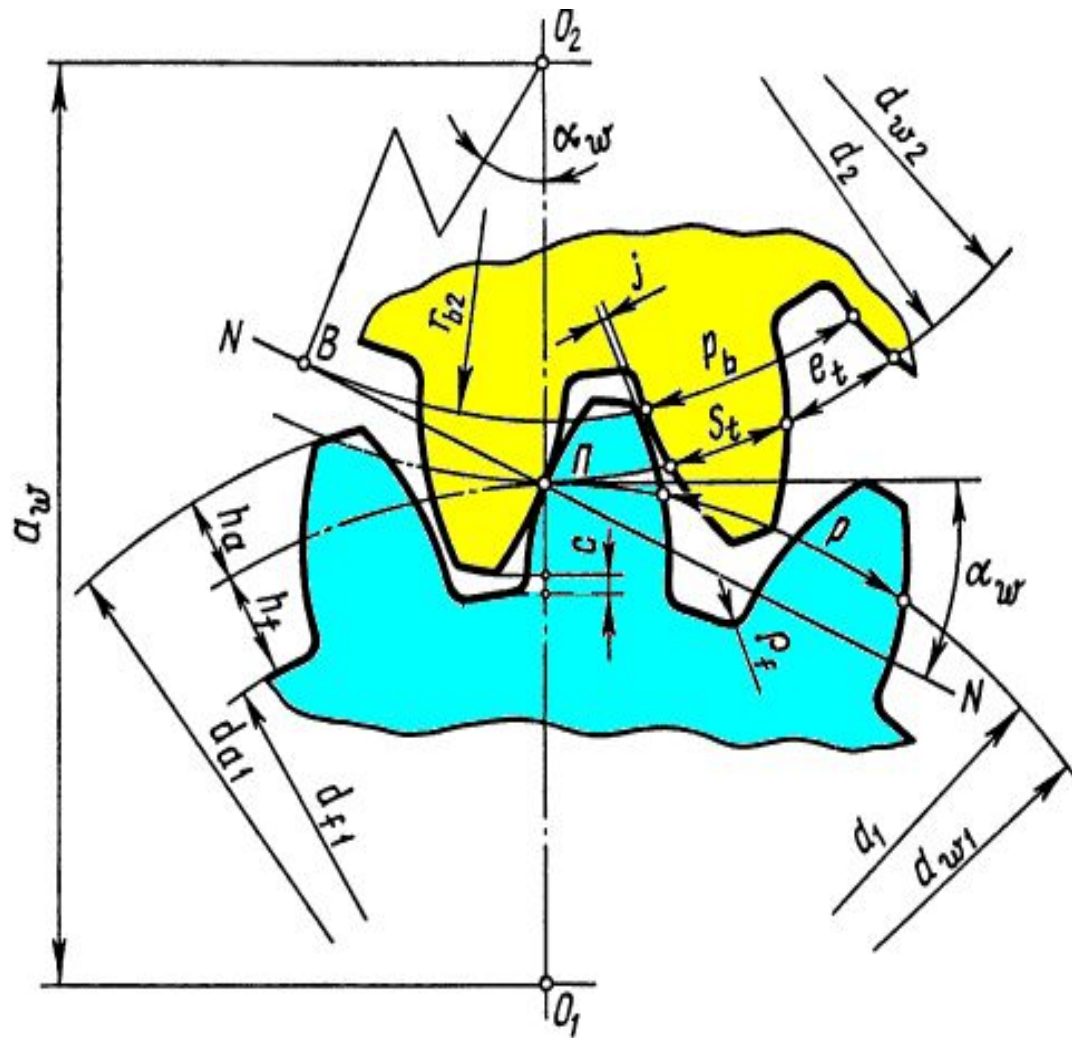


Рисунок 12 – Зубчатое цилиндрическое колесо



Диаметры:
 d_{w1}, d_{w2} – начальных окружностей;
 d_{a1}, d_{a2} – вершин зубьев;
 d_{f1}, d_{f2} – впадин зубьев;
 d_1, d_2 – делительной.

z_1, z_2 – число зубьев шестерни и колеса.

p – шаг по делительной окружности.

p_b – шаг по основной окружности.

$S_t = \pi d$ – длина делительной окружности.

a_w – межосевое расстояние
 $a = 0,5 (d_1 + d_2)$.

h_a, h_f – высота головки и ножки зуба.

c – радиальный зазор.

α_w – угол зацепления
 $(\alpha_w = 20^\circ)$.

Рисунок 13 – Геометрия цилиндрической передачи

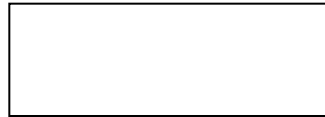
5. Основные критерии работоспособности передачи и виды повреждений и разрушений зубьев колес

Основные критерии работоспособности – контактная прочность рабочих поверхностей зубьев и прочность зубьев при изгибе.

Расчеты по ним наиболее полно разработаны для стальных, закрытых в корпусе, хорошо смазываемых эвольвентных зубчатых передач (ГОСТ 21354-87).

Согласно стандарту выполняют следующие расчеты.

Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев включает: а) расчет на выносливость для предотвращения прогрессивного выкрашивания; б) расчет для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя при действии кратковременной максимальной нагрузки.



где σ – расчетное (действующее) напряжение, зависящее от размеров передачи, величины и характера нагрузки; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение, зависящее от материала, его химико-термической обработки и технологии изготовления зубчатых колес.

Расчет зубьев **на прочность при изгибе**: а) расчет зубьев на выносливость при изгибе; б) расчет зубьев для предотвращения остаточных деформаций или образование первичных трещин при действии кратковременной максимальной нагрузки

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

где σ – расчетное (действующее) напряжение, зависящее от размеров передачи, величины и характера нагрузки; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение, зависящее от материала, его химико-термической обработки и технологии изготовления зубчатых колес.

Правильно спроектированная и изготовленная передача при выполнении всех правил эксплуатации **не должна перегреваться и производить при работе сильного шума.**

Появление значительного перегрева и чрезмерного шума свидетельствует о недостатках в работе передачи, связанных с ее конструкцией, изготовлением, неправильным выбором смазочного материала или **возможными повреждениями зубьев.**

Излом зубьев Различают два вида излома зубьев

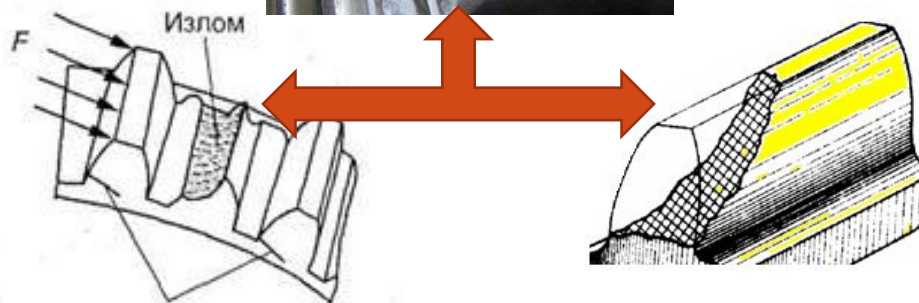
Излом от больших перегрузок, а иногда от перекоса валов и неравномерной нагрузки по ширине зубчатого венца.

Усталостный излом, происходящий от длительного действия переменных напряжений изгиба, которые вызывают усталость материала зубьев.

Меры борьбы: повышение объемной прочности зубьев за счет увеличения m , увеличения прочности материала, снижения концентрации напряжений у основания зуба.



Излом зубьев



Нарушение условия

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

Разрушение подшипников КПП из-за поломки зубьев

Абразивный износ

Данный вид износа является основной причиной выхода из строя открытых передач и некоторых закрытых передач машин, работающих в среде, засоренной абразивами, а именно: горных, дорожных, строительных, **сельскохозяйственных**, транспортных и некоторых других машин.

Меры борьбы: повышение твёрдости поверхности зубьев, защита от загрязнения, применение модифицированных профилей зубьев и масел с повышенной вязкостью.

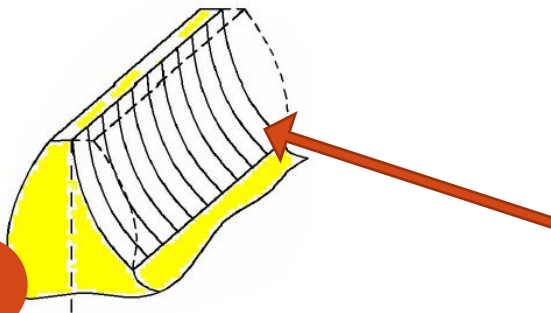
Причины:

1) у изношенных передач повышаются зазоры в зацеплении и, как следствие, усиливаются шум, вибрация, динамические перегрузки; искажается форма зуба; уменьшаются размеры поперечного сечения, а значит и прочность зуба.

2) изнашивание может начаться также в результате недостаточно гладкой поверхности у новой передачи и продолжаться до сглаживания неровностей рабочих поверхностей зубьев.

Нарушение условия

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



Усталостное выкрашивание

Основной вид разрушения поверхности зубьев для большинства **закрытых быстроходных передач**, работающих при смазке.

В передачах, работающих, со значительным износом (**открытые передачи**), **выкрашивания не наблюдается**, так как изнашивание поверхностных слоёв зубьев происходит раньше, чем появляются трещины.

Причина: длительное действие переменных контактных напряжений, вызывающих усталость материала зубьев.

Меры борьбы: ограничение σ_H упрочнение поверхности (ТО, например – азотирование), смазывание зубьев (эффективные специальные консистентные смазки), защита от абразивной пыли.

Выкрашивание обычно начинается вблизи полюсной линии на ножках зубьев, где развивается наибольшая сила трения, способствующая пластичному течению материала и образованию микротрещин на поверхности зубьев.

Нарушение условия

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

Развитие усталостных трещин



Заедание зубьев

Данный вид разрушения происходит преимущественно в **высокоскоростных быстроходных передачах**.

Причина: в месте контакта зубьев развиваются высокие давления и температура, масляная плёнка разрывается и появляется металлический контакт (здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности).

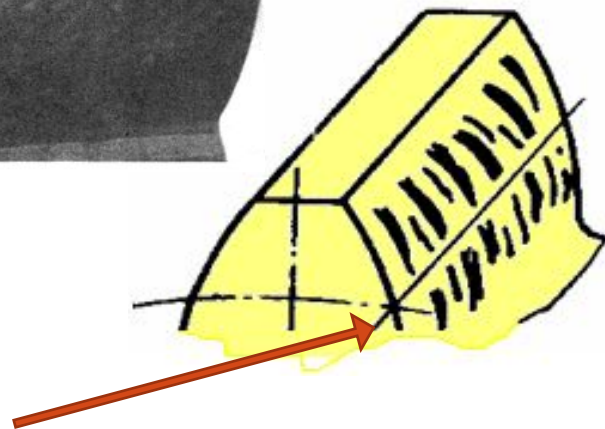
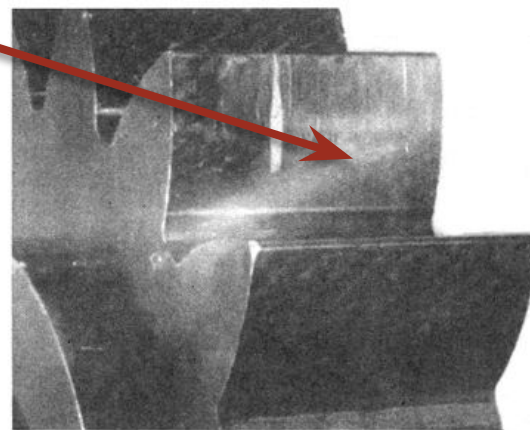
Образовавшиеся наросты на зубьях задирают поверхности других зубьев, оставляя на них **широкие и глубокие борозды** в направлении скольжения.

Меры борьбы: ограничение σ_H ;
применение для смазывания колес масел с противозадирными присадками.

Нарушение условия

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

Недостаточная поверхностная прочность



6. Особенности расчета открытых зубчатых передач

При работе открытой зубчатой передачи наиболее характерным критерием отказа является **износ поверхности зубьев зубчатых колес** из-за интенсивного трения в условиях малой подачи смазочного материала, что приводит к изменению размеров зубьев (**уменьшению их толщины**).

В связи с чем происходит излом зуба (чаще всего около ножки) из-за недостаточной изгибной прочности.

Поэтому изгибная прочность зубьев является критерием расчета открытых зубчатых передач.

Открытые зубчатые передачи (рис. 14) применяются, как правило, **в виде дополнительной передачи между рабочим органом технологической машины и ее приводом**. При этом основным задаваемым параметром является расстояние от оси привода до оси рабочего органа, т.е. **межосевое расстояние a_w , которое, чаще всего, не является стандартной величиной.**

Расчет открытых передач сводится к определению основного параметра зубчатой передачи – **модуля m .**

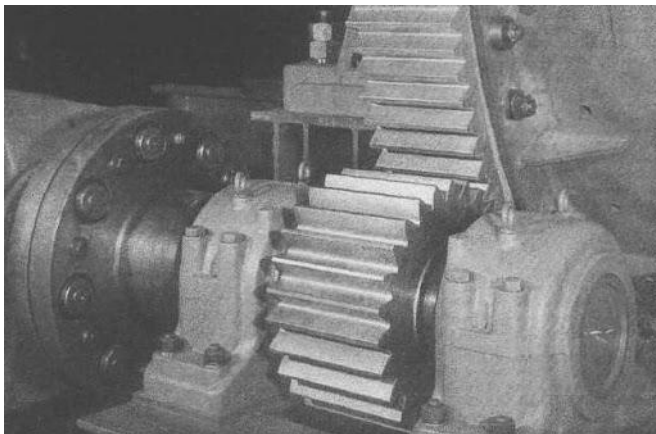
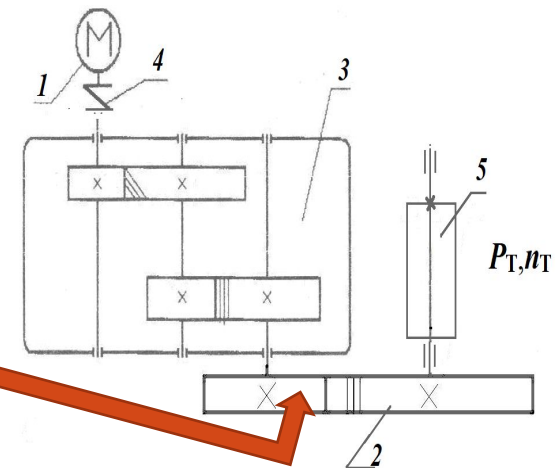


Рисунок 14 –
Кинематическая схема
приводной станции:
1 – электродвигатель,
2 – открытая передача,
3 – редуктор, 4 – муфта,
5 – барабан



К практической работе № 1

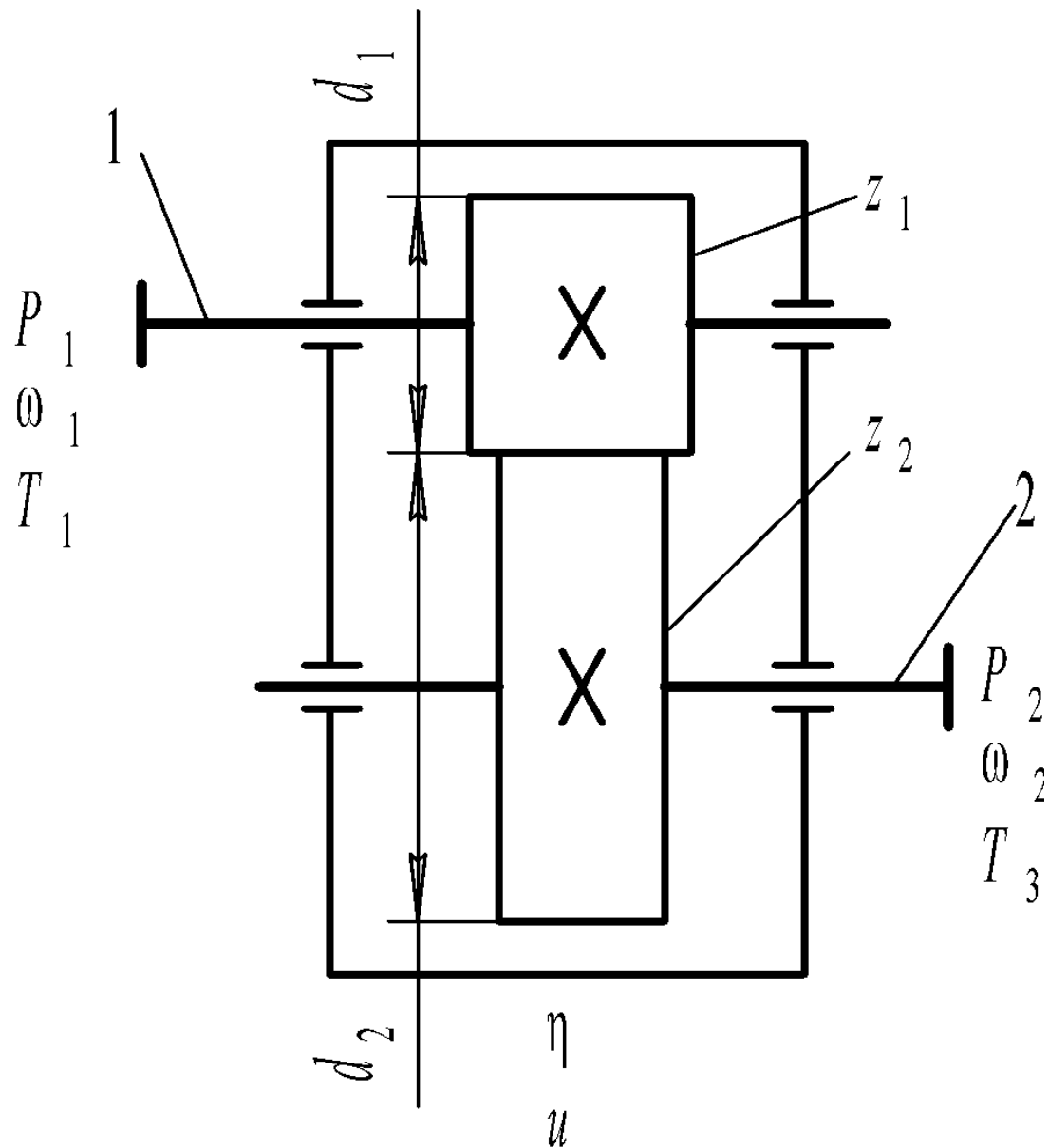


Рисунок 15 – Схема передачи с обозначением основных параметров