

05.09.2024

Кветкин Георгий Алексеевич

1 м
30

ДЗ 15

РК 15

→ теория

2 м
30

ДЗ 15

РК 15

3 м
40

ДЗ 15

РК 15

Лаб 10

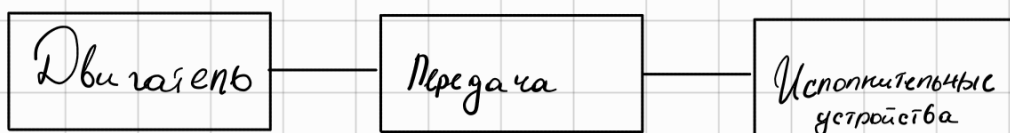
Литература:

- 1) "Элементы приборных устройств" Тищенко
- 2) "ЭПУ. Курсовое проектирование"
- 3) Расчет электромех. привода
- 4) Разработка КД при КП. Потаничев. И.С

ДЗ в тетраде 12 листов

Приводы приборных устройств

Предназначены для приведения в движение исполнительных органов приборов и систем



Редуктор

мультипликатор

$$P = F \cdot v$$

$$P = M \cdot \omega$$

Классификация приводов

1) По типу двигателя

- Электро механический
- Пневматический
- Гидравлический
- Пружинные

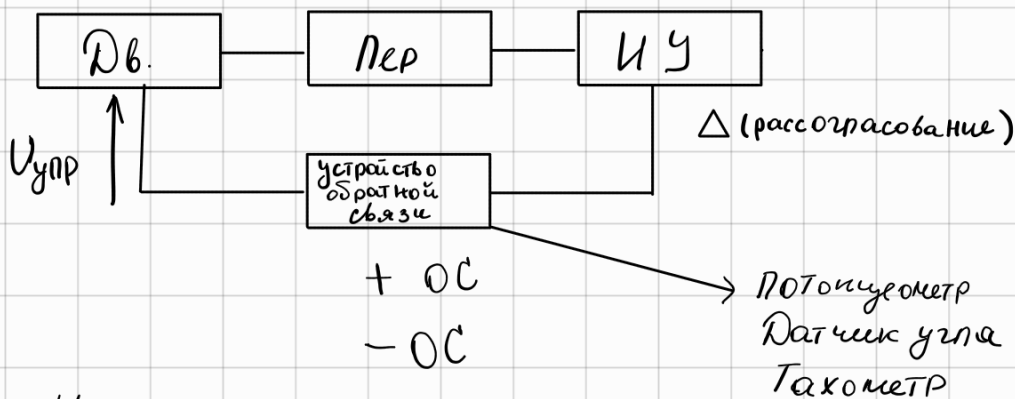
2) По характеру работы

- Нерезулируемые
- регулируемые (управляемые, следящий)

Нерезулируемые, чаще всего силовые. Параметры их движения не регулируются.

Характ. постоянной нагрузкой и скоростью.

В Регулируемых характ. движения меняются в процессе работы. Характерны частые запуски, остановки, реверсы.



Механические передачи

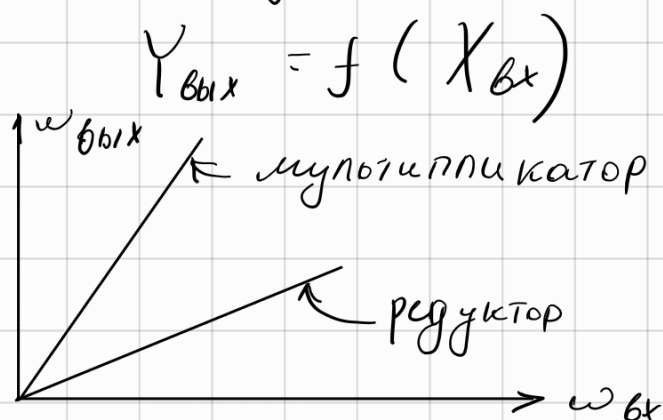
Механизмы предназначены для передачи и преобразования энергии, моментов сил, перемещений, скоростей от ведущего звена в ведомому

Применяют для:

- 1) Изменение скорости в самой передаче
- 2) Преобразование движения
 - Вращение во вращение
 - вращательное в поступательное
 - вращательного равномерного по опред. закону
- 3) управление несколькими потребителями от 1го двигателя

Основные хар-ки передачи:

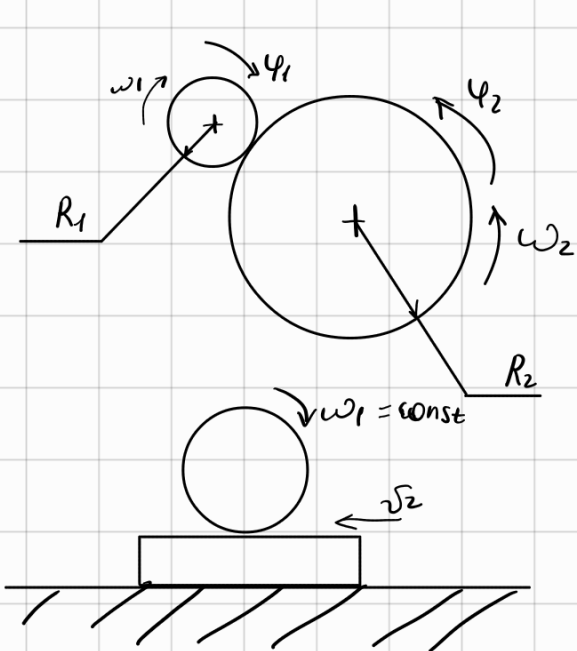
- 1) Зависимость между входной и выходной величинами



- 2) Передаточное отношение

$$i_n(u)$$

Передаточное отношение — отношение мгновенных скоростей ведущего и ведомого звеньев



$$i_{12} = \frac{\frac{d\varphi_1}{dt}}{\frac{d\varphi_2}{dt}} \Big|_{\omega = \text{const}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = -2$$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{v_2} = \left(\frac{1}{R_1} \right) \left[\frac{1}{\mu} \right]$$

передающее число
нет знака, есть размер

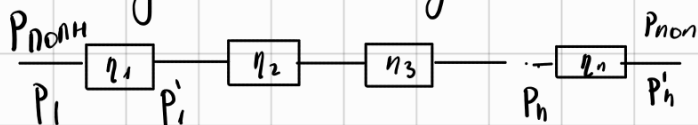
12.09.2024

3) Коэф. полезного действия

$$\eta = \frac{P_{\text{полн}}}{P_{\text{полн}}} = \frac{P_{\text{полн}} - P_{\text{потер}}}{P_{\text{полн}}} = 1 - \psi$$

↑ коэф. потерь

а) Последовательное соединение механизма



$$\eta_0 = \frac{P_n'}{P_1}; \quad P_1' = P_1 \eta_1 = P_2$$

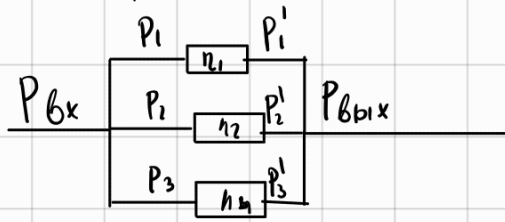
$$P_2' = P_2 \eta_2 = P_1 \eta_1 \eta_2$$

$$P_n' = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n = P_1 \prod_{j=1}^n \eta_j$$

$\eta_0 = \prod_{j=1}^n \eta_j$ С увеличением звеньев уменьшается КПД

Общий КПД будет меньше наименьшего

б) параллельное



$$\eta_0 = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{вх}}}$$

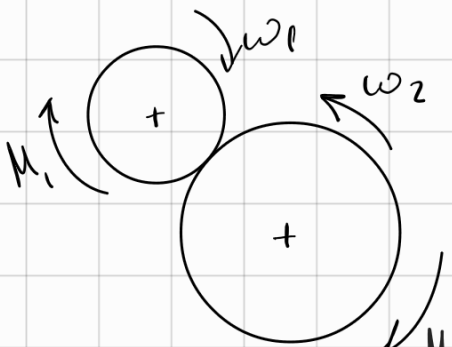
$$\sum P_j = P_{\text{вх}} \Rightarrow \eta_0 = \frac{\sum P_j'}{\sum P_j} = \left\{ P_j' = P_j \cdot \eta_j \right\} = \frac{\sum (P_j \eta_j)}{\sum P_j}$$

$$\sum P_j' = P_{\text{вых}}$$

Обще КПД меньше как б, но больше как м.

Целесообразно большую мощность пускать по звеньям с большим КПД

Силовые факторы в передачах С-сила М-момент



- 1) С и М нагрузки; Силовые факторы / характеристика полезная нагрузка под действием момента
- 2) С и М движущая; от двигателя
- 3) С и М трения; зависит от коэффициента трения или силы статизма
- 4) С и М инерционные; важны при разгоне

Классификация передач

исторически т.к. создают динам. моменты

1) По мощности

- силовые (высокая мощность, постоянная скорость) для машиностроительного
- кинематические (высокая скорость, высокая точность) для приборостроительного

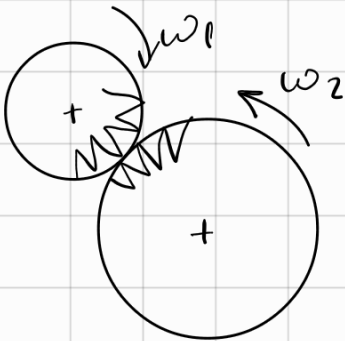
$$M_{\text{дин}} = J \cdot \epsilon$$

Коэфф запаса по мощности больше у кинем.

2) по принципу действия

	Передача Трением	Передача Зацеплением
передача Твёрдыми Звеньями	Фрикционное	Зубчатые
передача Твёрдыми Звеньями с гибкими связями	Ремень, Пасик	Цепные

Зубчатые передачи



Достоинства Зубчатых Передач

- 1) Компактность при передаче значительной мощности
- 2) Высокое КПД
- 3) Постоянство передаточного отношения
- 4) Надёжность, долговечность

Недостаток

- 1) Сравнительная сложность изготовления
- 2) Невозможность бесступенчатого изм. передаточного отношения

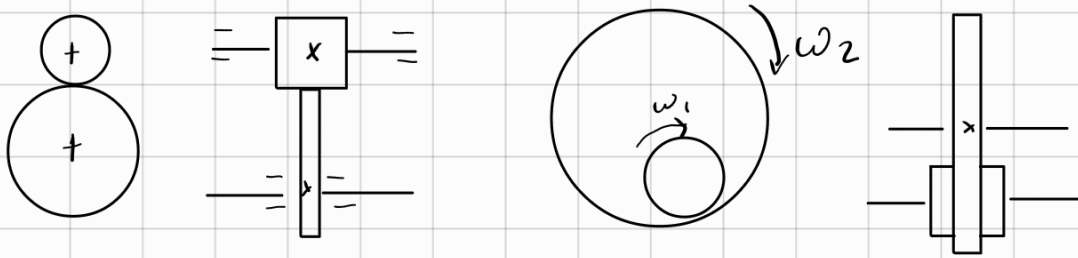
3) шум при больших скоростях

4) появление вибраций и неравномерность работы при неточным изготовлении

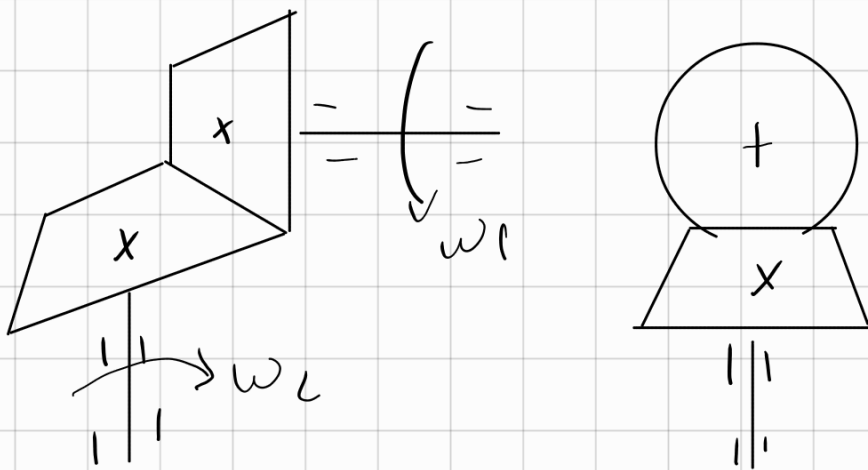
Классификация зубчатых передач

1) По форме коёс и взаимному расположению осей валов

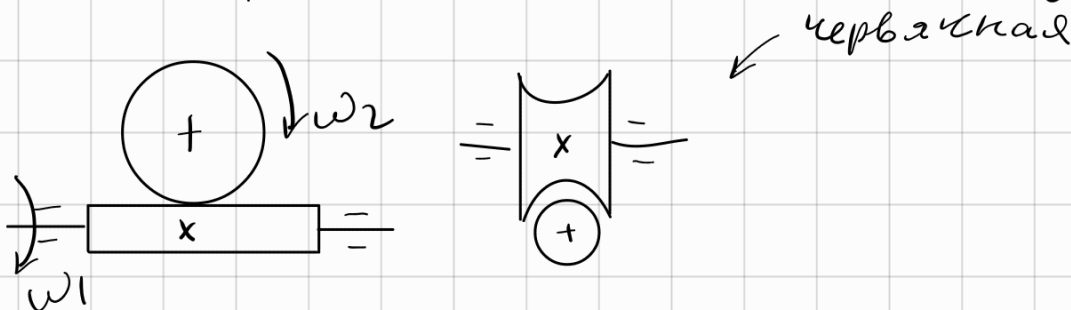
1. Цилиндрические. Оси валов параллельные

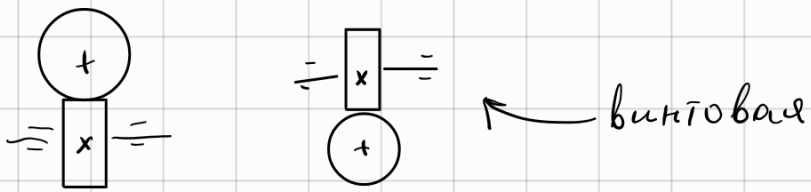


2. Конические коёса. Оси пересекаются

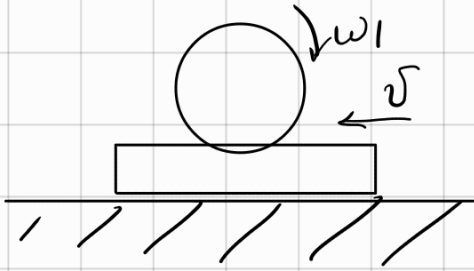


3. Червячные и винтовые. Оси скрещиваются

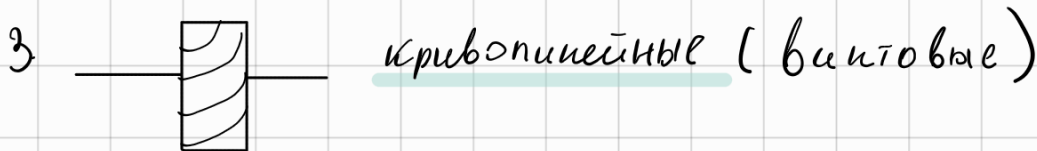
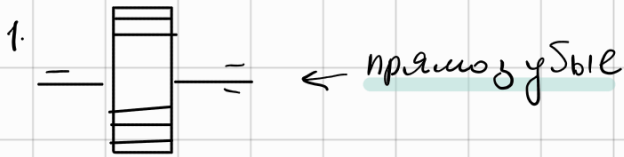




4. Реечная



2) По расположению и форме зубьев



3) По профилю зубьев

1. эвольвентные

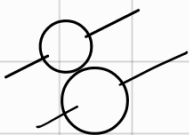
2. циклоидальные

3. часовые

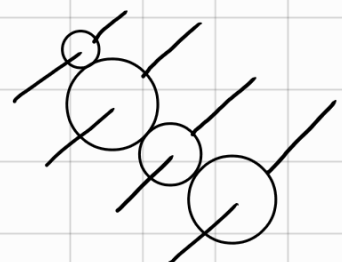
4. С треугольным профилем зубьев

4) По способу

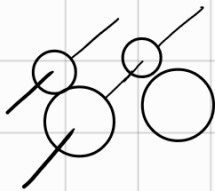
1) Одноступенчатые



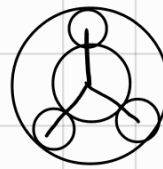
2) Рядные



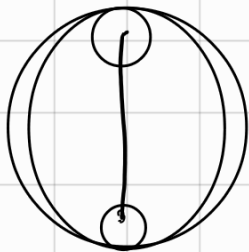
2) Многоступенчатые



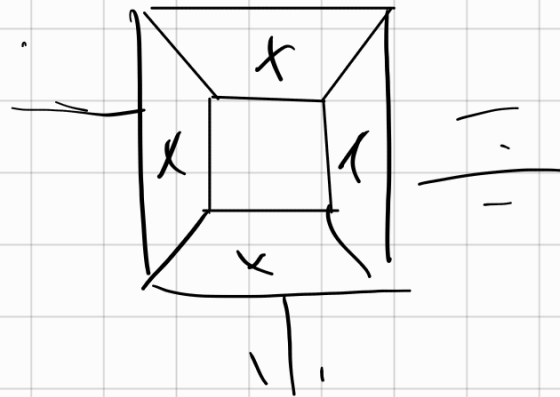
3) Планетарные



4. Волновые



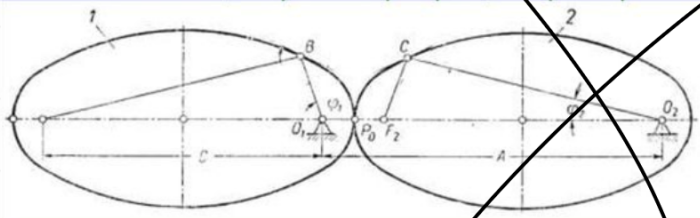
5. Дифф.



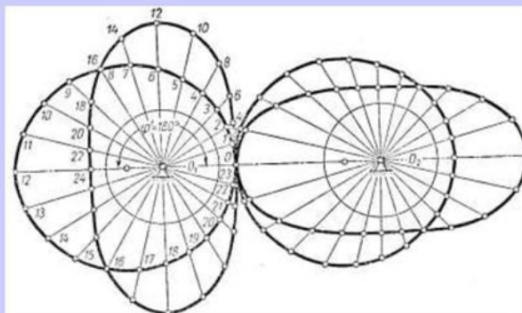
5) Передача не круглыми колёсами

5.3. Передачи с некруглыми зубчатыми колёсами

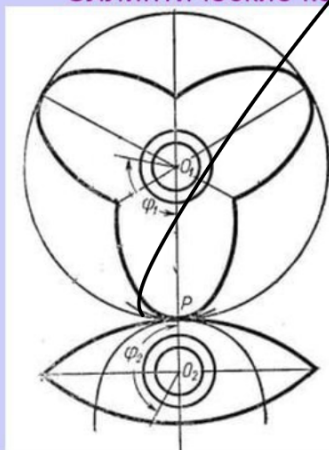
- 1) Предназначены для реализации переменного передаточного отношения за цикл.
- 2) Применяются в металлорежущих станках, в полиграфических машинах, в текстильных, в транспортёрах, в приборах.



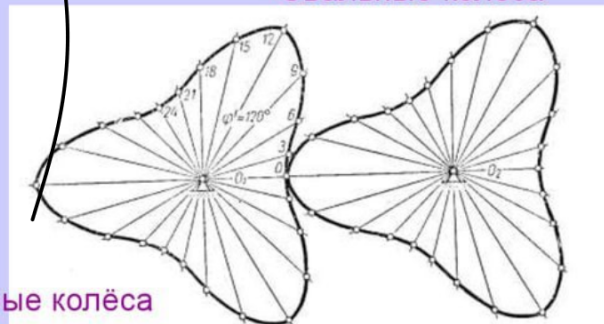
Эллиптические колёса



Овальные колёса



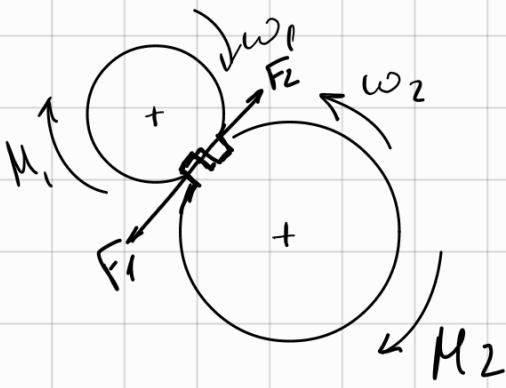
Треугольные колёса



19.09.2024

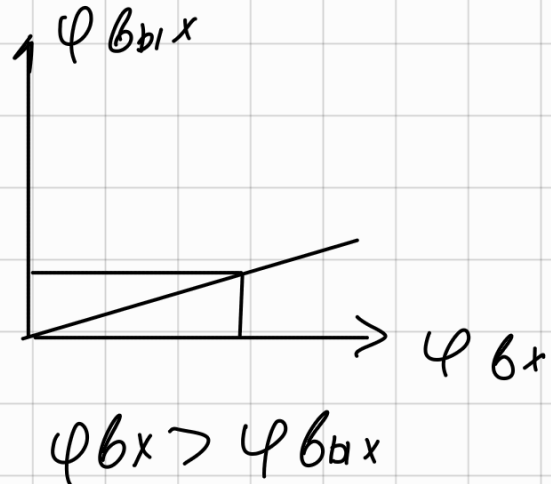
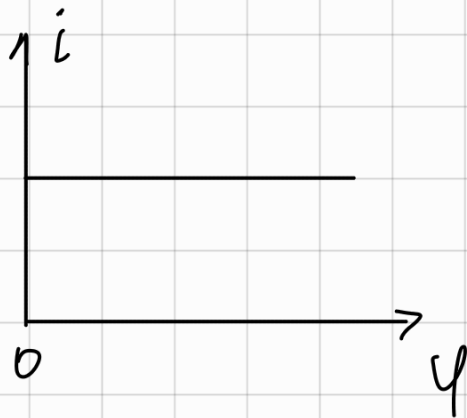
Секторные конёса или конёса с неполным кон. воч
зубьев

Основная теорема зацепления



Требование:

- 1) постоянство сопряжений
- 2) постоянство передаточного отн.
(П.О)



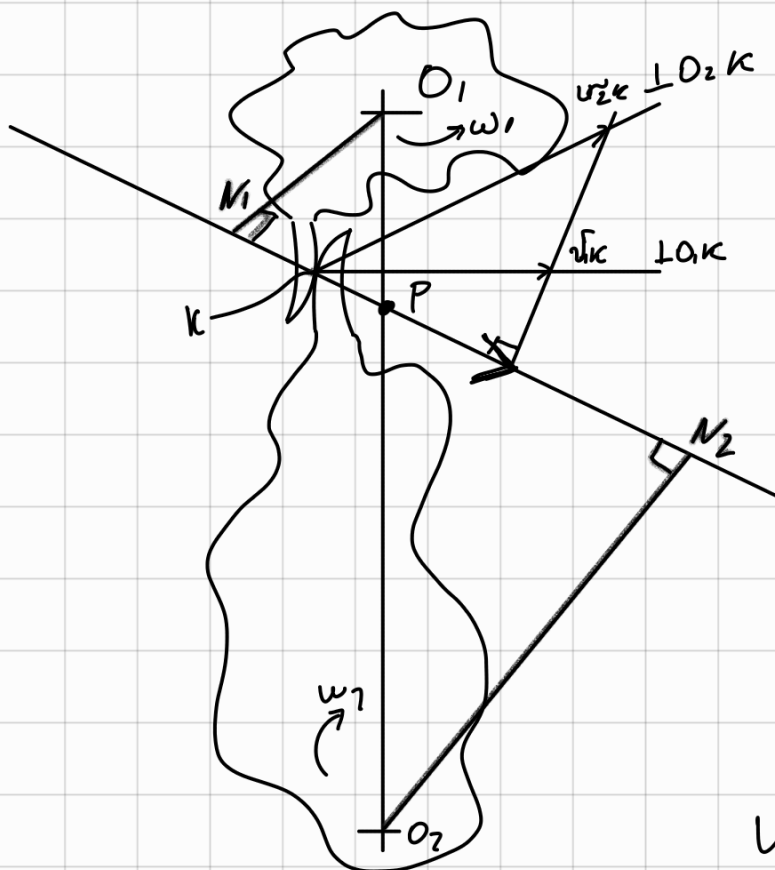
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 2$$

Этим требованиям удовн:

- 1) эвольвентные
- 2) циклоидальные

Теорема

Общая нормаль сопряженным профилям зубьев в точке их касания должна проходить через одну и ту же точку P , называемую полюсом зацепления и разделяющую межосевое расстояние OO_1 на отрезки обратно $\sim$ угловым скоростям колесам.



$$1) \sigma_{in} = \sigma_{an}$$

↑ постоянство сопряжения

$$2) i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} =$$

$$\sigma_{in} = \omega_1 \cdot O_1 N_1$$

$$\sigma_{ik} = \omega_1 \cdot O_1 K$$

$$\sigma_{an} = \omega_2 \cdot O_2 N_2$$

$$\omega_1 O_1 N_1 = \omega_2 O_2 N_2$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 N_2}{O_1 N_1} \left\{ \Delta O_1 N_1 P \sim \Delta O_2 N_2 P \right\} = \frac{O_2 P}{O_1 P} = \text{const}$$

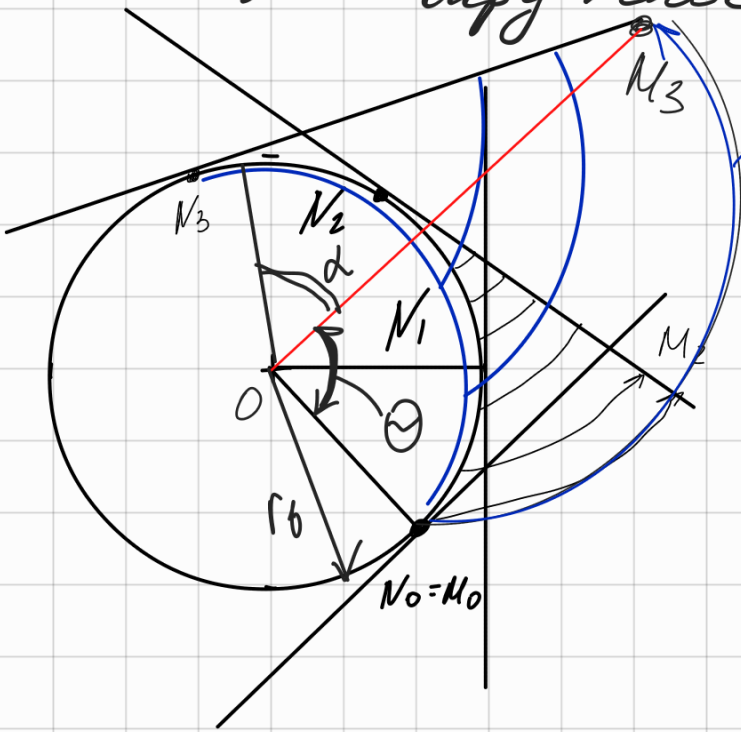
Примеч. прил. Эвольвентный, который можно нарезать одним инструментом при различных числах зубьев.

А для нарезки циклоидальных зубьев потреб. отдельный инструмент, для различных чисел зубьев

Именно по причине техноген. возмущения
прим. эволюционный процесс

Изопьвента

Эволюция окружности - это развёртка этой окружности



76000 векта

$$N_3 M_3 = N_3 \overline{N_0}$$

$$\angle M_3 O N_0 = 72^\circ$$

$$\angle N_3 O M_3 = \alpha$$

$$r_b \tan \alpha = r_b (\theta + \alpha)$$

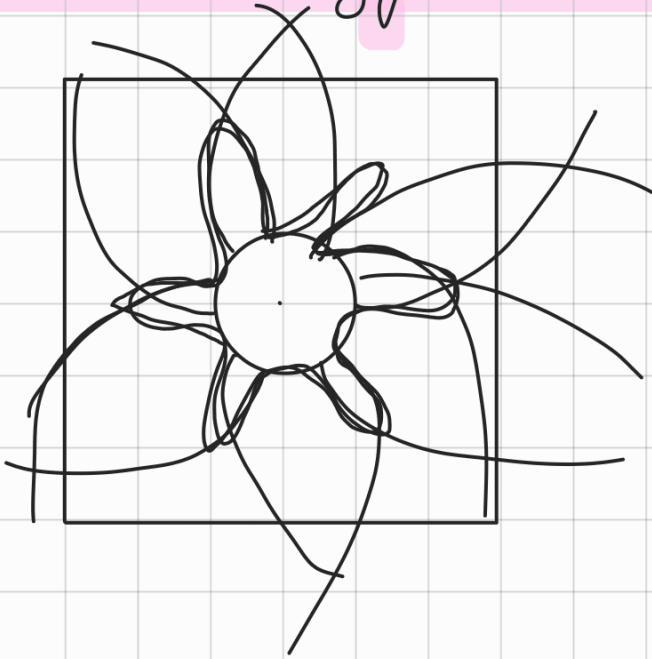
$$\partial = (Eg\alpha - \alpha) = \text{inv}(\alpha)$$

↑ инварианта

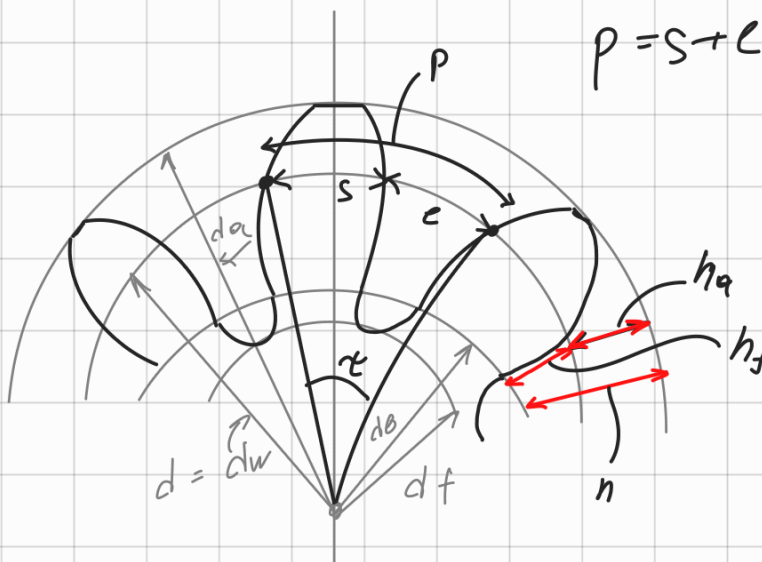
„Правило“ изобр. эволюции

- 1) Эвольвента нет внутри окружности
- 2) Эвольвента выходит из окруж. под прямым углом.

Эвольвентное зубчатое колесо



Параметры эвольвентного колеса



d_f - диаметр окр. впадины
 d_b - диаметр осн. окр.
 d - диаметр делительной окр.
 d_a - диаметр окр. выступов

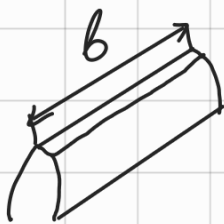
h - высота зуба

α - угловой шаг

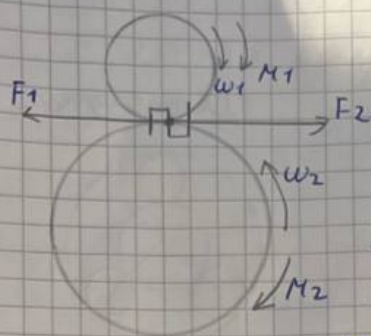
p - шаг колеса по делит. окр.

S - Толщина зуба по делит. окр.

e - Ширина впадины



D_3 параметр для колеса



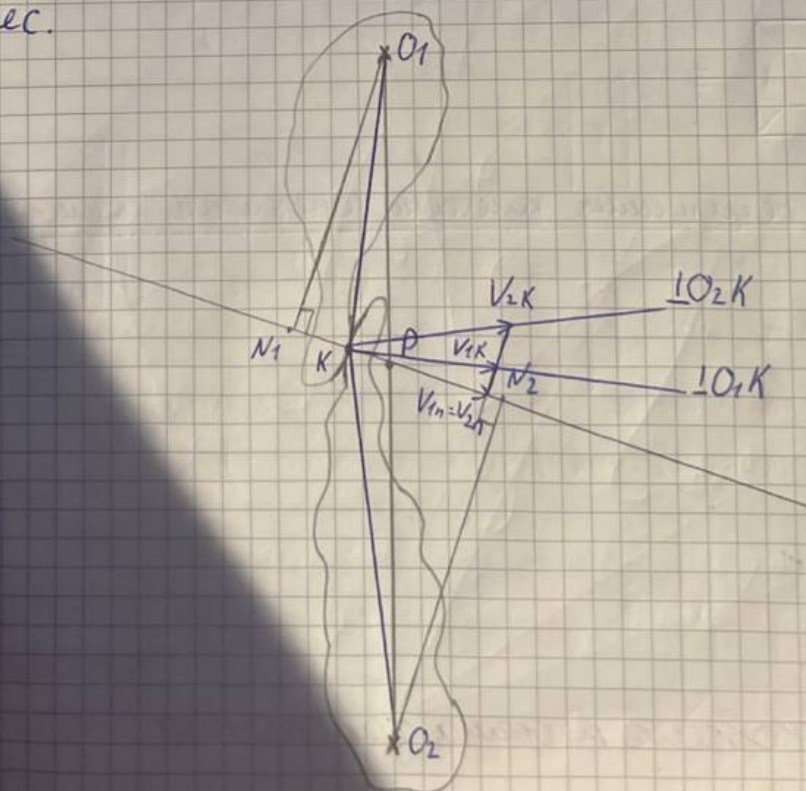
требования к профилю зубьев:

- 1) постоянство сопряжения
- 2) постоянство передаточного отношения.

Этим требованиям удовлетворяют эвольвентные и циклоидальные профили зубьев.

Теорема:

Общая нормаль к сопряженным профилям зубьев в любой точке их касания, должна проходить через одну и ту же точку P , называемую полюсом зацепления и являющуюся перпендикуляром на отрезке, соединяющем центры O_1, O_2 на расстоянии, обратно пропорциональное угловым скоростям колес.



1) $V_{1n} = V_{2n}$ соответствует требованию постоянства скольжения.

2) $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

$V_{1n} = \omega_1 \cdot O_1 N_1, V_{1k} = \omega_1 \cdot O_1 K$

$V_{2n} = \omega_2 \cdot O_2 N_2$

$\omega_1 \cdot O_1 N_1 = \omega_2 \cdot O_2 N_2$

$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 N_2}{O_1 N_1} = \frac{O_2 P}{O_1 P} = \text{const} \quad \triangle O_1 N_1 P \sim \triangle O_2 N_2 P$

Преимущественно применяется эвольвентный профиль, который можно нарезать одним инструментом при различных чинах зубьев, а для нарезки циклоидальных зубьев требуется отдельный инструмент для различных чинах зубьев.

Именно по причине технологичности в основном применяется эвольвентный профиль.

Эвольвента

Эвольвента окружности - это развертка этой окружности.

кривая $M O M_1 M_2 M_3$ - эвольвента

$N_3 M_3 = N_3 O = r_0$

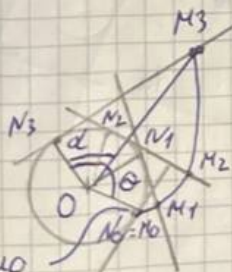
$\angle M_3 O N_0 = \alpha$

$\angle N_3 O M_3 = \gamma$

$r_0 \cdot \tan \alpha = r_0 (\theta + \gamma)$

$\theta = (\tan \alpha - \alpha) = \text{inv}(\alpha)$

инварианта



начало эвольвенты

"правило" изготовления эвольвенты:

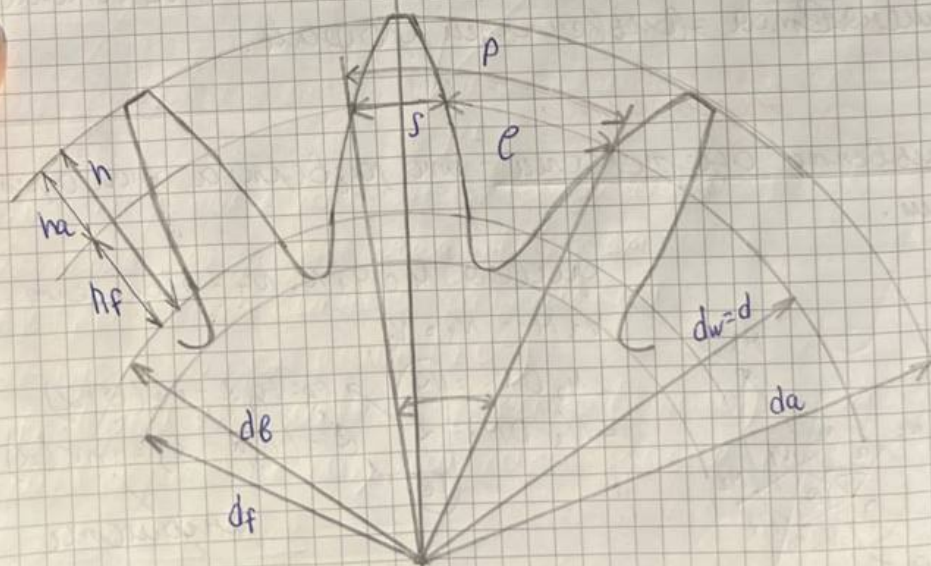
- 1) эвольвента не имеет внутри окружности
- 2) эвольвента выходит из окружности под прямым углом

Эвольвентное зубчатое колесо.



Начало любого зуба часть эвольвенты.

Параметры эвольвентного колеса.



$df - g$
 $de - g$
 $dw = d$
 $da - g$

$p = s$

$h - b$

$\tau - y$

$p - m$

$s - m$

$e - m$

Γ или

1 п.г.

2 п.г.

$i_{12} =$

d_f - диаметр окружности впадин
 d_e - диаметр основной окружности
 $d_w = d$ - диаметр делительной окружности
 d_a - диаметр окружности выступов

$$p = s + e$$

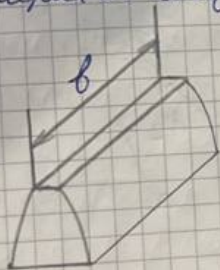
h - высота зуба

τ - угловой шаг

r - шаг колеса делительной окружности

s - толщина зуба по делительной окружности

e - ширина впадин по делительной окружности



z - число зубьев

$$\pi d_w = d \pi = p z$$

$$d = \left(\frac{p}{\pi} \right) \cdot z = m z$$

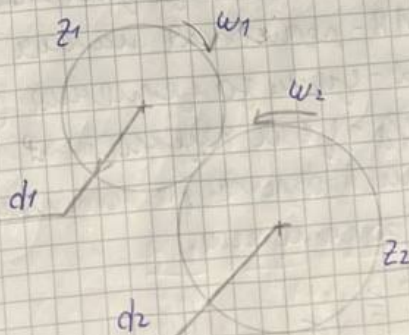
$$d = m z \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{целое, стандартное (ГОСТ)} \\ [z_{\min} \dots 200] \end{array} \right.$$

[мм], (ГОСТ)

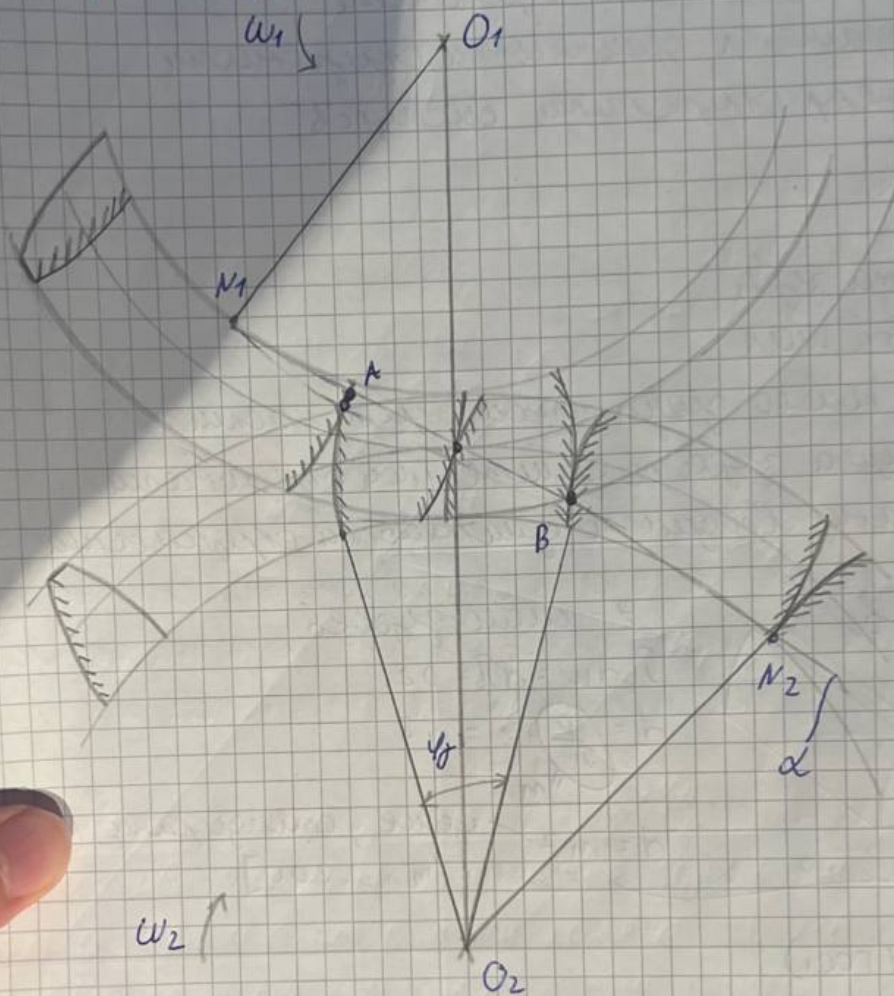
1 ряд $\div 20, 30, 50, 80, 100, 200$

2 ряд $\div 22, 33, 84$

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{m_2 z_2}{m_1 z_1} = \frac{z_2}{z_1}$$



Параметры эвольвентного зацепления.



N_1, N_2 - теоретическая линия зацепления

Дальше неё зацепления не будет.

AB - реальная линия зацепления.

α - угол зацепления (20°)

ψ_δ - угол перекрытия зубчатого колеса - это угол, при повороте на который пара зубьев колес находится в зацеплении.

$$\tau \geq \psi_\delta$$

ения.

- 1) $\tau = \varphi_j$ - при таком соотношении (умов) в момент выхода первой пары зубов из заземления точки В происходит вход следующей пары зубов в заземление точки А (хороший вариант)
 - 2) $\tau < \varphi_j$ - при таком соотношении в момент выхода первой пары зубов из заземления точки В - след. пара уже находится в заземлении (не очень вариант)
 - 3) $\tau > \varphi_j$ - в этом случае в момент выхода первой пары зубов из заземления точки В след. пара зубов ещё не встретилась (плохой вариант)
- В случае 3) рвется контактная связь и нарушается постоянство сопротивления.

$$E_j = \frac{\varphi_j}{\tau} \approx 1,2 - оптимально$$

коэффициент перекрытия
Коэффициент перекрытия показывает количество пар зубов одновременно находящихся в заземлении.
 E_j - усреднённая по времени величина.



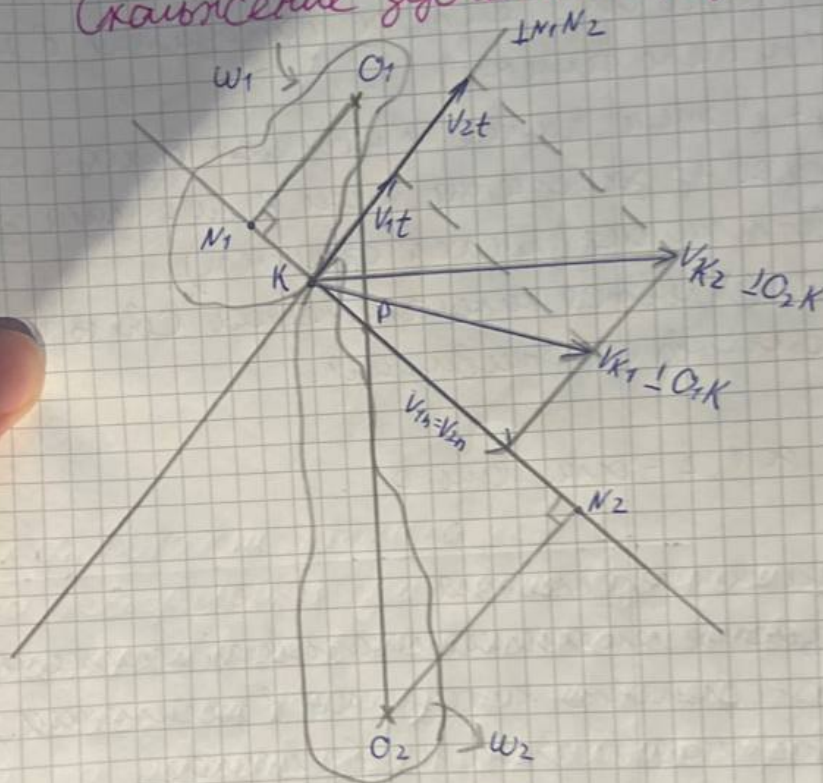
са - это угол,
кабл. находится

Выбирают $E_j > 1$, чтобы обеспечить запас для гарантированного соединения при неточном изготовлении кабел.

$O_1 O_2$ - а - межосевое расстояние (геометрическое межосевое расстояние)

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \frac{z_1 + z_2}{2}$$

Скальсание зубчатых передач.



$$V_{Krel} = V_{K1} - V_{K2} = \omega_1 N_1 K - \omega_2 N_2 K \quad \text{①}$$

$$V_{K1} = \omega_1 N_1 K$$

$$V_{K2} = \omega_2 N_2 K$$

$$\text{② } \omega_1 (N_1 P - PK) - \omega_2 (N_2 P + PK) = -PK(\omega_1 + \omega_2) + \omega_1 N_1 P - \omega_2 N_2 P = -PK(\omega_1 + \omega_2)$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2 P}{O_1 P} = \frac{N_2 P}{N_1 P}$$

$$\omega_1 N_1 P = \omega_2 N_2 P$$

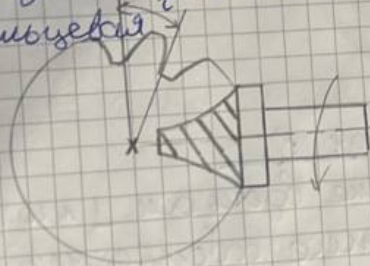
- 1) В процессе закрутки скольжения нет.
 2) Скорость скольжения существенно зависит от угловых скоростей.
 т.е. чем ω_1 и ω_2 , тем $\omega_{\text{скл.}}$.

Методы нарезания зубьев.

I. метод срезания (копирования)

Метод копирования заключается в прорезании на колесе впадин между зубьями с помощью пальцевой или дисковой фрезы.

1) пальцевой



2) дисковой



$$\tau = 3,6^\circ$$

$$\Delta \tau = 0,5^\circ$$

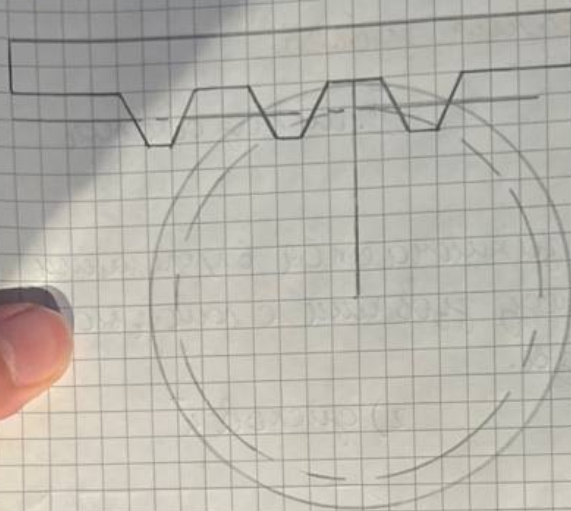
$$0,1^\circ \rightarrow \Delta \tau_{\text{об.}} = 10^\circ$$

Недостатки метода:

- 1) высокие требования к точности поворота заготовки
- 2) большие затраты времени на поворот заготовки
- 3) необходимость применения разных фрез для разных чисел зубьев
- 4) перенос на колесо погрешности фрезы, в том числе вследствие износа инструмента.

Достоинства: Нет!

II. Метод обкатки
зубчатая рейка - колеса бесконечно большого диаметра.

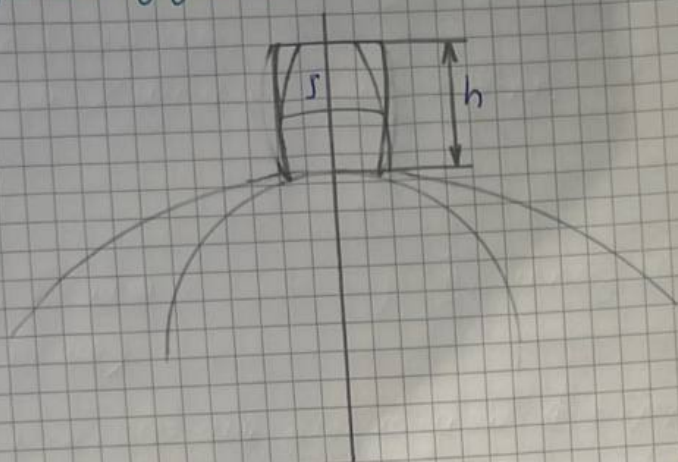


Метод обкатки заключается в:

Рейка, повторяющая движение вдоль оси 1 плоскости колеса, перемещается в этом колесе собственный контур (исходный контур), затем колесо поворачивается на малый угол (без особых требований к точности этого поворота), затем рейка повторяет своё движение. В итоге, перемещающийся по окружности профиль трапеции обеспечивает эвольвентную форму боковой поверхности зуба. Таким образом, криволинейная боковая поверхность нарезаётся прямолинейным профилем, за счёт перемещения его по окружности. Контур рейки называется исходным контуром и стандартизован. При данном способе можно нарезать

зубья на колесах с разным диаметром.

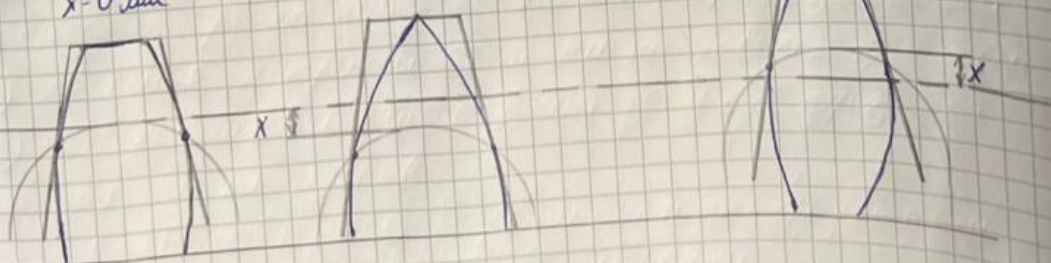
Нарезание зубьев на колесах разных диаметров.



При увеличении диаметра колеса, пока зуб расширяется, т.е. $\uparrow$ радиус кривизны головки. В пресле при $\text{гол.} = \sigma$ зуб принимает форму трапеции (исходного контура). При уменьшении диаметра колеса, пока зуб уменьшается (подрезается), т.е. $\downarrow$ радиус кривизны головки. В пресле при малых гол. зуб становится неручным, потому что мин. число зубьев ограничивает $z_{\min} = 17$.

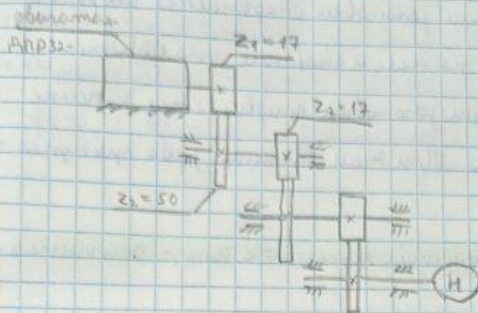
Смещение зубчатой передачи -

- это смещение исходного контура относительно колеса.
 $x = 0$ или $x > 0$ $x < 0$



Кинематическая схема

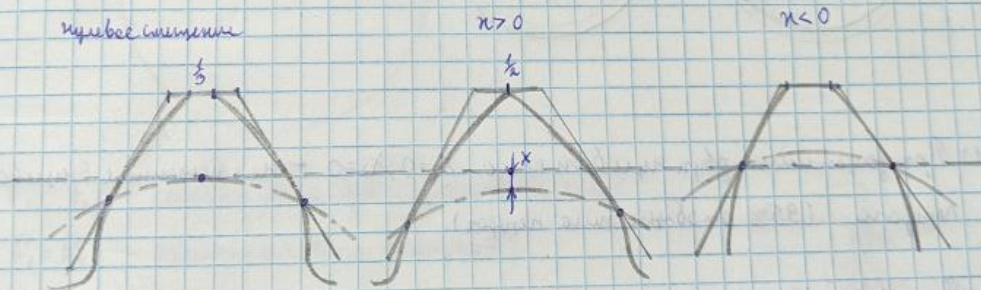
- вертикальный формат А4.



ИЗ-54, 123456, 001, КЗ

Смещение зубчатой передачи.

Смещение исходного контура относительно радиусов дуг зубчатого колеса.



$x=0$ - расстояние между дугами исходного контура.

$$\xi = \frac{x}{m} = 0.$$

$\xi > 0$
смещение
положительно

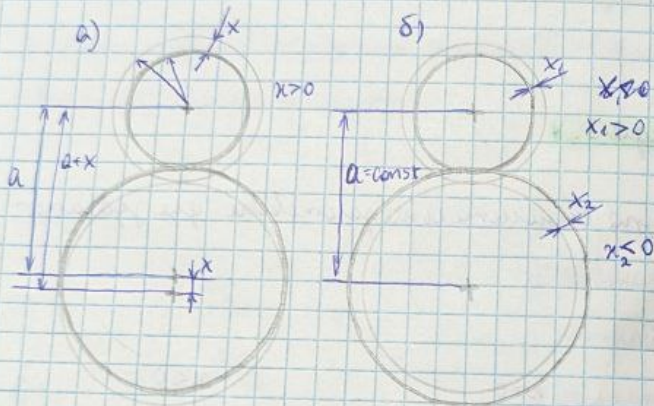
$\xi < 0$
смещение
отрицательно.

Рейка - это полесо безотносительно большого радиуса. По ее делительная окружность становится делительной прямой.

При положительном смещении заготовка отодвигается от рейки на X мм. При этом вершина зуба расширяется, а основание утончается.

При отрицательном смещении заготовка приближается к рейке на X мм, относительно нулевого положения. При этом вершина зуба притупляется, а ножка зуба подтачивается.

Смещение принимают для нарезания колес $0 < X < Z_{\min}$ - положительное смещение.



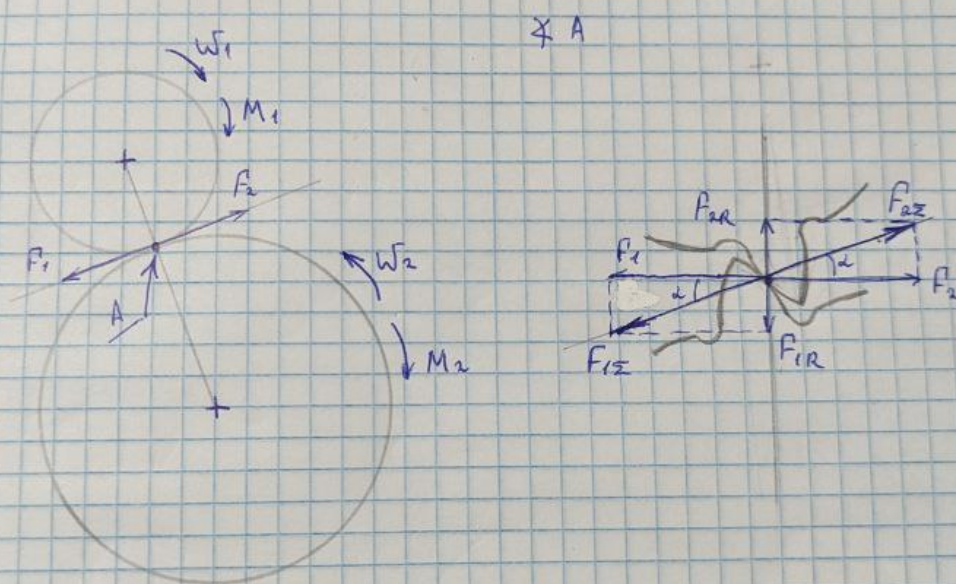
- 1) При нарезании двух нулевых колес $X_1=0, X_2=0$ - нулевая (нулевая) перереза (95% от общего типа перереза)
- 2) При $X_1 \neq X_2$ $X_1 = -X_2, X_1 > 0$ - равносмещенная перереза ($a = \text{const}, d = \text{const}$) (б)
а - межосевое расстояние, d - шаг зацепления ($\approx 4,5\%$)
- 3) $X_1 \neq X_2$
 $X_1 > 0$

$|X_1| > |X_2|$ - положительная перерога (а) ($\approx 0,5\%$) ~~80~~

$|X_1| < |X_2|$ - отрицательная перерога ($\approx 0,5\%$) ~~80~~

- Положительное смещение необходимо, чтобы срезать колесо с $Z < 0$.
- Отрицательное смещение необходимо, чтобы создать равнобедренную перерогу с шестерней, у которой уже есть положительное смещение.

Силы и моменты в зубчатой перероге



F_{1z}, F_{2z} - нормальная сила взаимодействия колес

$F_1 = F_2$ - окружная сила (полезная)

F_{1R}, F_{2R} - радиальные силы (паразитные).



Dans:

Première

Z_1, Z_2

M_2, m

$$F_2 = \frac{2M_2}{d} = \frac{2M_2}{mZ_2}, \quad F_1 = F_2$$

$$F_{2x} = \frac{F_2}{\cos d} = \frac{2M_2}{mZ_2 \cos d}, \quad F_{1x} = F_{2x}$$

$$F_{2a} = F_{2x} \tan d = \frac{2M_2}{mZ_2} \tan d$$