

Тема 6

6.2.13. Особенности внутреннего зацепления колес

Внутреннее зацепление также удовлетворяет основной теореме зацепления, но имеет положительное передаточное отношение

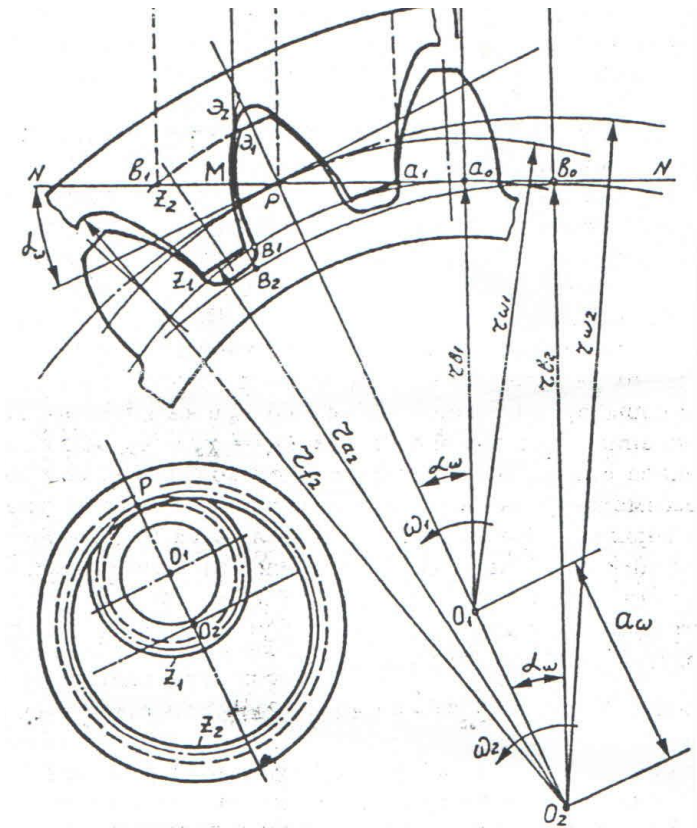
$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{O_2P}{O_1P} > 0.$$

Это значит, что полюс зацепления будет находиться **вне линии центров**.

Построим картину зацепления.

1. Проводим линию центров и отмечаем положение т. P .
2. Через т. P проводим перпендикуляр к линии центров.
3. Под углом α_w проводим линию зацепления NN .
4. Из точек O_1 и O_2 опускаем перпендикуляры на линию зацепления, длины которых принимаем за радиусы основных окружностей

$$O_1a_o = r_{b1}; O_2b_o = r_{b2}.$$



Тема 6

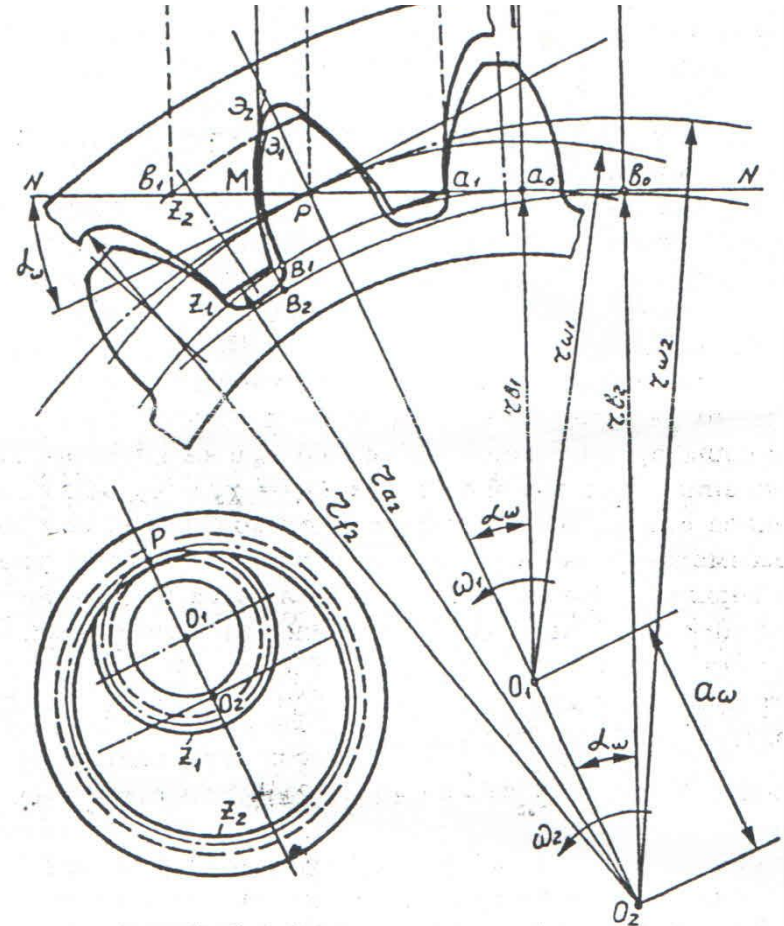
В результате этого образуется *открытый теоретический участок* a_0^{PN} .

5. При качении линии зацепления NN по основным окружностям т. M образует две эвольвенты $B_1\mathcal{E}_1$ и $B_2\mathcal{E}_2$, которые касаются внутренним образом. При этом профиль $B_2\mathcal{E}_2$ оказывается **вогнутым**.

6. Профиль зуба z_1 с одной стороны ограничивается окружностью выступов а с другой – окружностью впадин r_{f1} , с которой соединяется галтелью.

Показываем т. b_1 – конец практического участка линии зацепления.

7. Окружность выступов второго колеса r_{a2} не может пересекать линию зацепления правее т. a_0 из-за наложения зубьев.



Тема 6

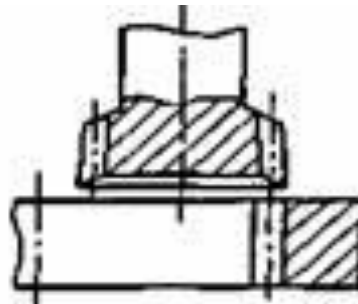
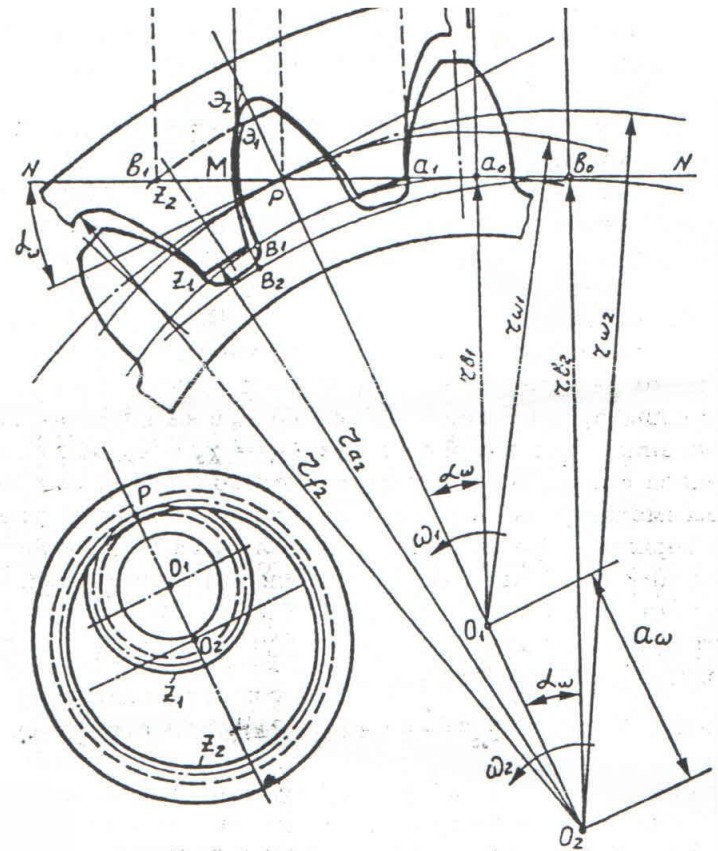
● Т. a_0 – начало теоретического участка линии зацепления. Она может пересечь эту линию в какой-то т. a_1 . При этом **практический участок** a_1Pb_1 линии зацепления окажется **вне теоретического** a_0b_0 участка.

Окружность **выступов** второго колеса (r_{a2}) оказывается **внутри** окружности **впадин** (r_{f2}).

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{m(z_1 - z_2) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}.$$

Зубья венца (z_2) могут нарезать только долбяком.



Тема 6

- **Преимущества внутреннего зацепления:**

1. Коэффициент перекрытия при внутреннем зацеплении больше, чем при внешнем

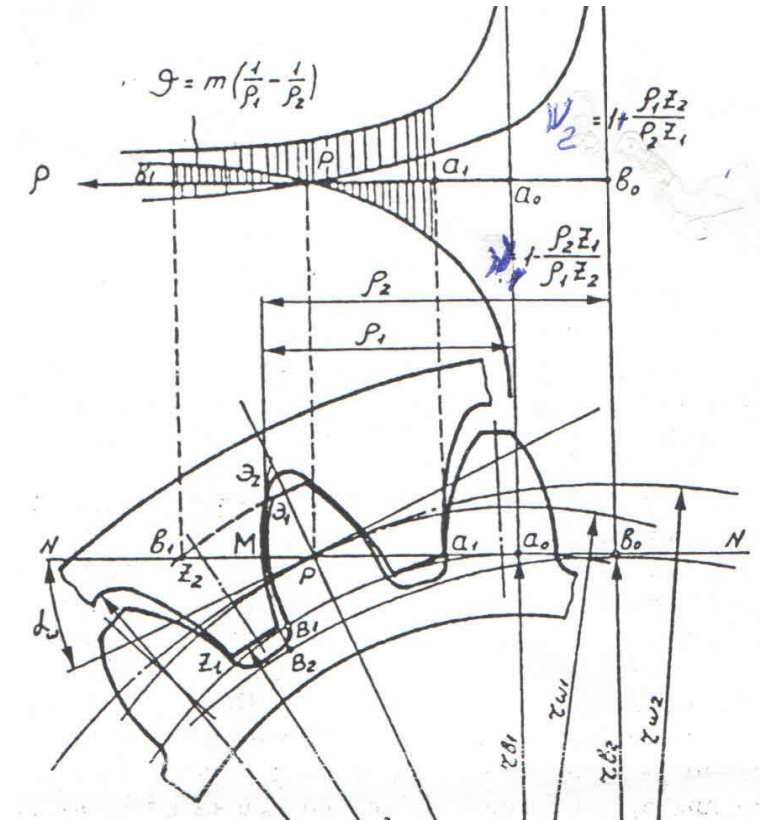
$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{a_1}^2 - r_{b_1}^2} - \sqrt{r_{a_2}^2 - r_{b_2}^2} + a_w \sin \alpha_w}{\pi m \cos \alpha}.$$

2. Коэффициенты удельных скольжений, а, следовательно и износ зубьев меньше:

$$v_1 = 1 - \frac{\rho_1 z_1}{\rho_2 z_2}; v_2 = 1 + \frac{\rho_1 z_1}{\rho_2 z_2}.$$

3. Коэффициент удельного давления
меньше (см. график).

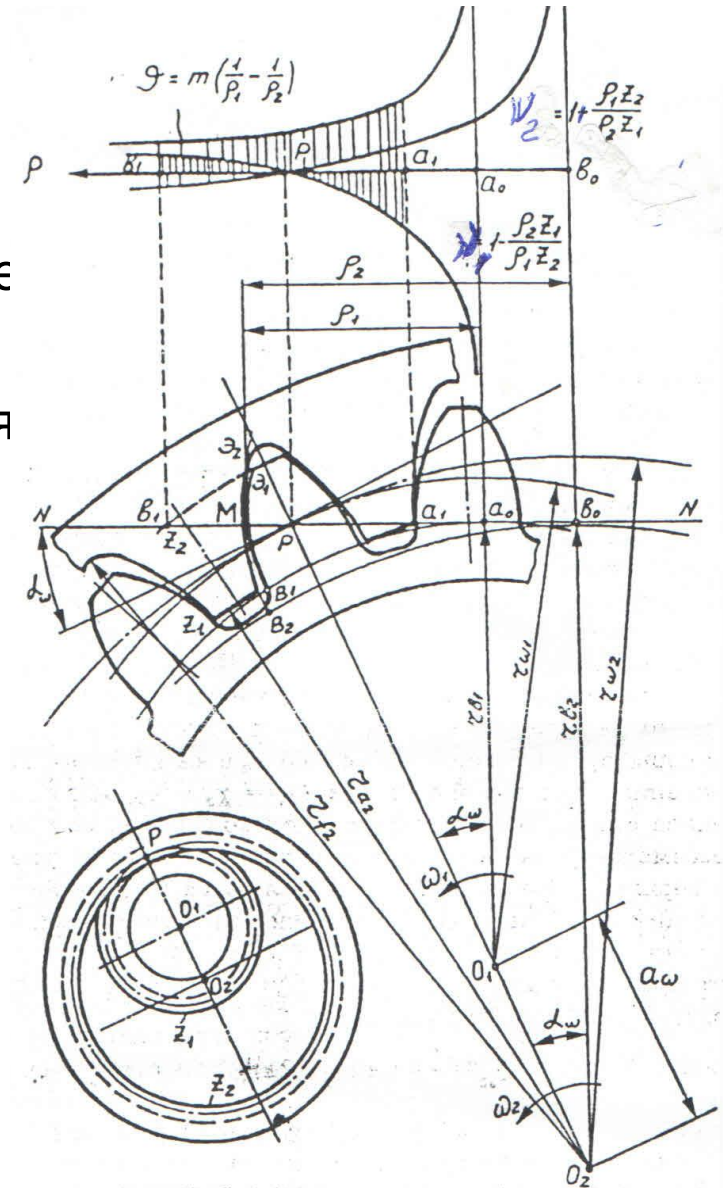
4. Внутреннее зацепление более компактно и допускает большие значения передаточного отношения ($i \leq 9$), по сравнению с внешним ($i \leq 7$).



Тема 6

Недостатки:

1. Трудно обеспечить передаточное отношение, близкое к 1;
2. Чувствительность к наложению зубьев колес;
3. Невозможность нулевого зацепления при нарезании стандартным долбяком, без среза вершин.



Тема 6

6.2.14. Особенности конического зацепления

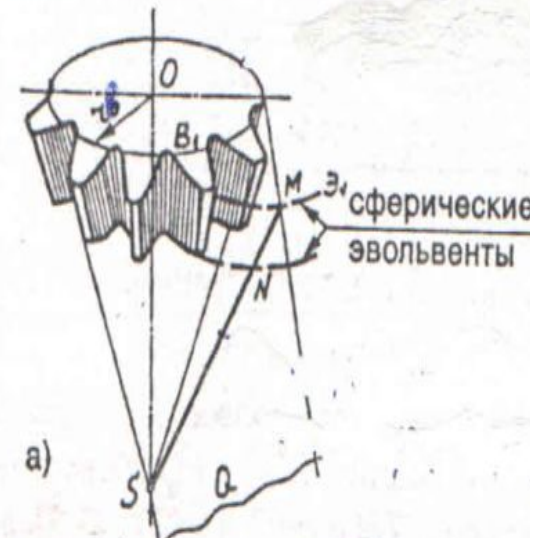
Во многих машинах осуществление требуемых движений исполнительных механизмов связано с необходимостью передачи движения с одного вала на другой при условии, что оси этих валов пересекаются. В таких условиях применяют **конические** зубчатые передачи.

И если при эвольвентном зацеплении цилиндрических зубчатых колес боковые поверхности зубьев образуются как эвольвенты разворачиваемых (основных) окружностей **одного и того же диаметра**, то при коническом эвольвентном зацеплении диаметры основных окружностей в различных сечениях зубьев будут **различными**.

Поэтому для получения боковых поверхностей колес необходимо разворачивать не одну основную окружность, а целый ряд таких окружностей разного диаметра или коническую поверхность – **аксод**.

Зубья колеса будут располагаться на боковой поверхности основного конуса радиусом r_b (см. рис

При перекатывании касательной плоскости без скольжения по основному конусу любая прямая mn на ней будет описывать в пространстве коническую поверхность, а любая её точка (M, N и т.д.) – траекторию, называемую **сферической эвольвентой** (так как $SM =$



Тема 6

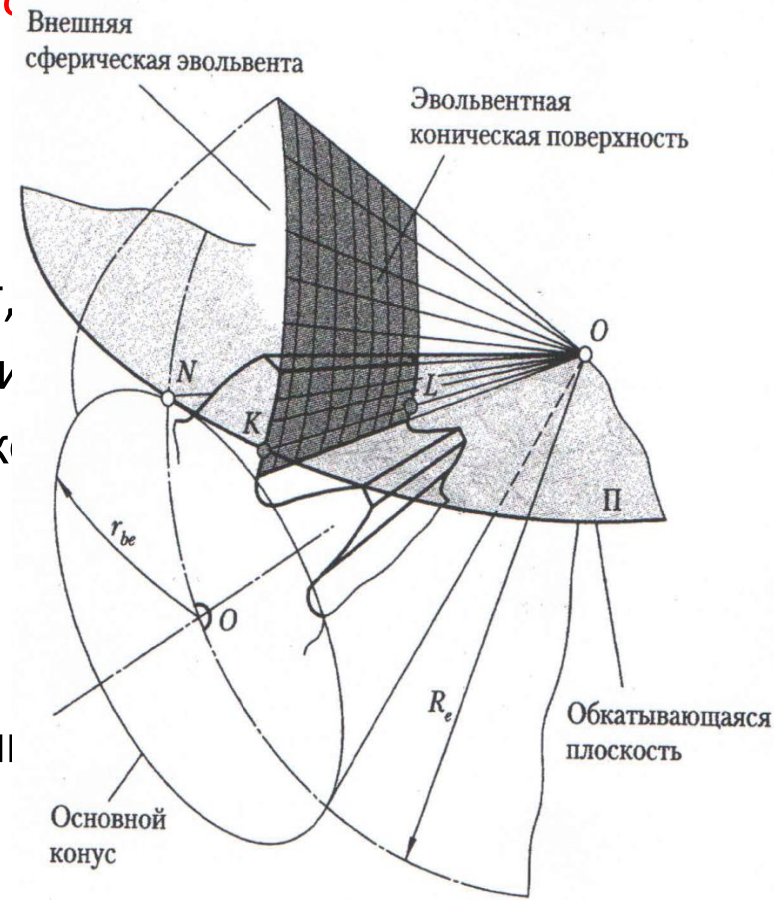
Процесс образования боковых поверхностей зубьев показан на рис.

Плоскость Π касается **основного конуса** и перекатывается по нему без скольжения. Любая прямая KL на **обкатывающей плоскости** Π в пространстве описывает **эвольвентную кривую**.

а любая точка (K , L и т.д.) – сферические эвольвенты, расположенные на сферах определенного радиуса.

Совокупность сферических эвольвент, ограниченных конусами выступов и впадин, образует боковой профиль зуба конического колеса.

Если прямая KL проходит через вершину основного конуса получается **прямозубое** коническое колесо, в остальных случаях – **косозубое**.



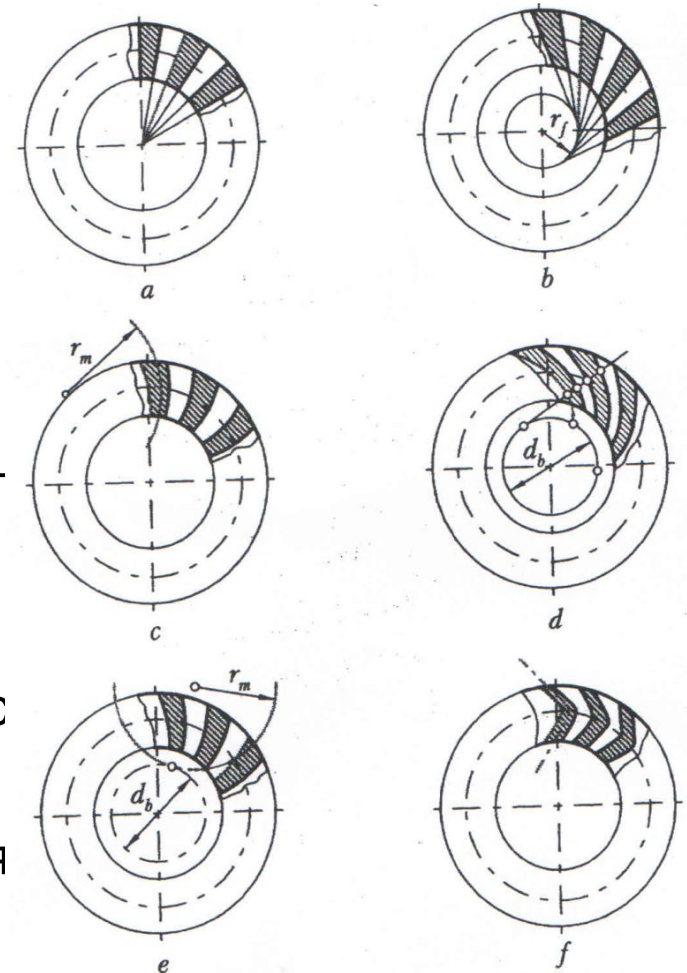
Тема 6

Пересечение боковой поверхности зуба с основной окружностью называется **линией зуба**.

Линия зуба может совпадать с образующей соосного конуса или иметь некоторый наклон к поверхности .

Поэтому по форме линий зуба на развертке конуса различаются следующие виды конических колес: с **прямыми** (рис. а); **тангенциальными** (рис. b); **круговыми** (рис. c) и **криволинейными** (рис. d, e и f) зубьями.

Прямозубые передачи используются для работы при легких нагрузках и небольших скоростях (до 1000 об/мин). Для работы в режиме максимальных нагрузок, при высоких скоростях и для обеспечения максимальной плавности и бесшумности работы используются передачи с криволинейными зубьями.

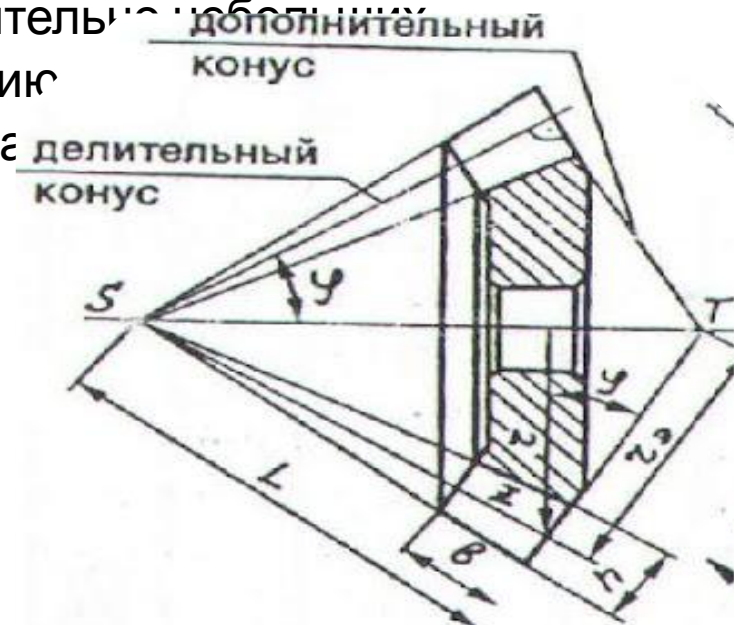


Тема 6

Формирование колес, размеров зубьев и расположение их элементов осуществляется относительно базовой конической поверхности на каждом колесе, называемой **делительным конусом** с образующей L . Так как высота зуба и его модуль являются **переменными** по длине образующей L за стандартный модуль, в процессе нарезания конического колеса, принято считать наибольшее его значение – m_{max} . Поэтому роль делительной окружности конического колеса будет играть делительный конус, имеющий у основания радиус, равный $r_{max} = m_{max} z/2$ (см. рис.).

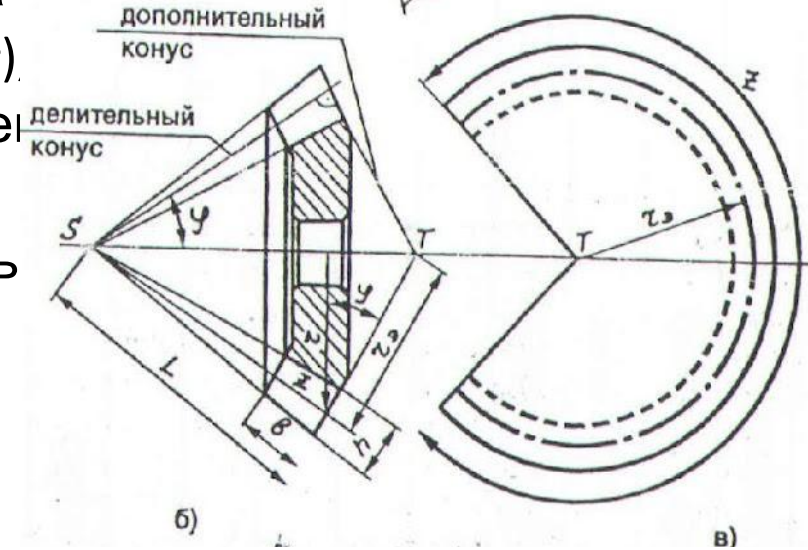
Взаимодействие сферических эвольвент описывается сложными аналитическими зависимостями. В практических расчетах обычно используется упрощенная методика, основанная на использовании т. н. **дополнительных конусов** с учетом сравнительных **дополнительных** высотных размеров зубьев (h) по отношению к длине L образующей делительного конуса **делительного конуса** (**конусному расстоянию**).

Дополнительным конусом называется соосная коническая поверхность, образующие которого перпендикулярны образующей делительного конуса колеса.



Тема 6

Введение дополнительных конусов позволяет рассматривать взаимодействие зубьев **не на сфере**, а на **поверхности** соприкасающихся с ней дополнительных конусов. Если поверхность дополнительного конуса развернуть на плоскость, то получим сектор с отпечатками зубьев (см. рис. в), число которых точно равно числу зубьев конического колеса, а сферические эвольвенты становятся плоскими кривыми достаточно близкими к обычным эвольвентам, соответствующим определенным размерам основных окружностей.



Из этого сектора можно образовать **полное** цилиндрическое зубчатое колесо с числом зубьев z_3 , эквивалентное по профилю зубьев и качественным характеристикам коническому (с тем же модулем m_{max}).

Если обозначить между образующей делительного конуса и осью через φ

, то $r_3 = r / \cos \varphi$ и, следовательно,

$$z_3 = z / \cos \varphi .$$

Тема 6

- Конические колеса применяются для передачи движения между осями под любым углом $\delta = \varphi_1 + \varphi_2$ (см. рис. в). Этот угол называется *межосевым углом*. Если межосевой угол $\delta = 90^\circ$, то коническая передача называется *ортогональной*.

Передаточное отношение конического зацепления

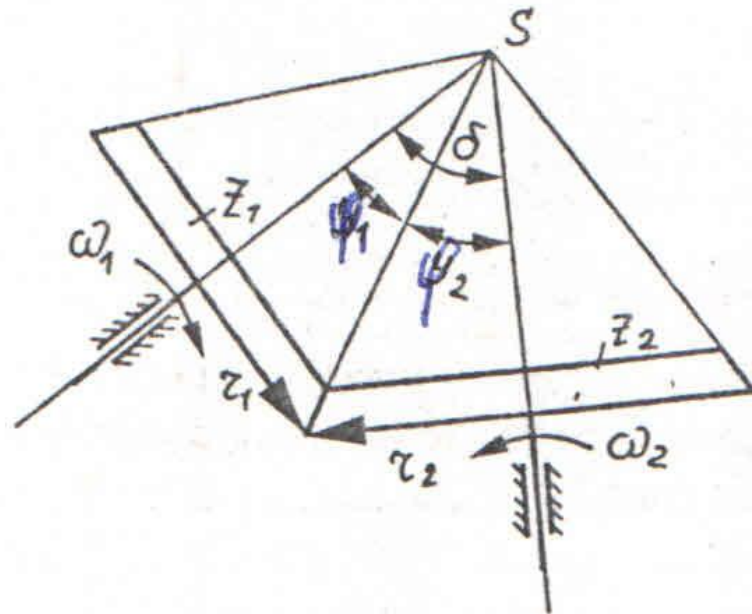
$$i_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{L \sin \varphi_2}{L \sin \varphi_1} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1} = \frac{\sin (\delta - \varphi_1)}{\sin \varphi_1}.$$

Это выражение позволяет по заданным δ

и i_{12} определять углы :

$$\operatorname{ctg} \varphi_1 = \frac{i_{12} + \cos \delta}{\sin \delta};$$

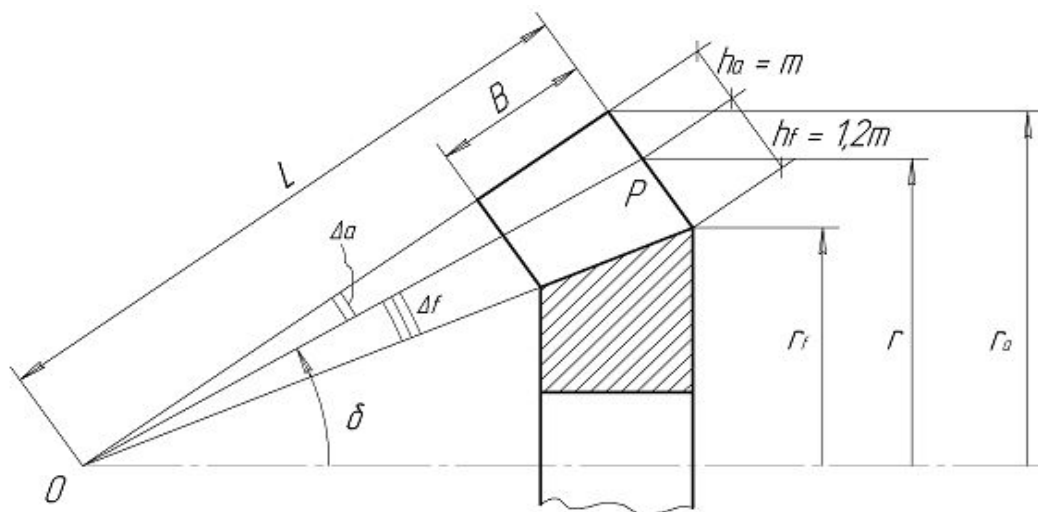
$$\varphi_2 = \delta - \varphi_1.$$



Тема 6

Геометрические параметры конических зубчатых колес (см. рис.):

- делительная окружность $r = \frac{mz}{2}$;
- основная окружность $r_b = r \cdot \cos 20^\circ$;
- окружность выступов $r_a = r + m \cdot \cos \delta$;
- окружность впадин $r_f = r - 1,2m \cdot \cos \delta$;
- высота головки зуба $h_a = m$;
- высота ножки зуба $h_f = 1,2m$;
- конусное расстояние $L = OP$;
- ширина колеса $B = 4...12m$.



Тема 6

Преимущества конического зацепления:

1. Коническое зацепление имеет бо́льший коэффициент перекрытия, чем цилиндрическое внешнее зацепление, так как эквивалентно соответствующему цилиндрическому зацеплению с бо́льшим числом зубьев;

2. Коническое зубчатое колесо можно нарезать, без подреза, с меньшим

(чем 17) числом зубьев;

3. Коническое зацепление может быть как нулевым, так и смещенным (чаще – нулевым), а его расчет ведется по эквивалентным колесам;

4. Коническое зацепление чувствительно к точности сборки и монтажа зацепления, так как профиль зуба конических колес переменный по длине;

5. Коническое зацепление обладает меньшей износостойкостью и нагрузочной способностью, чем цилиндрическое при том же числе зубьев.

Качественные характеристики такие же, как у зацепления эквивалентных колес. Последнее имеет бо́льшее передаточное

Тема 6

- Например, если $\delta = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$, то

$$i_{12\delta} = z_{2\delta} / z_{1\delta} = z_{2\delta} \cos \alpha_1 / z_{1\delta} \cos \alpha_2 = i_{12} \cos(\frac{\pi}{2} - \alpha_2) / \cos(\frac{\pi}{2} - \alpha_1) = i_{12} \sin \alpha_2 / \sin \alpha_1 = i_{12}^2.$$

В частности, при $\delta = \pi/2$, коническое зацепление с $i_{12} = 3$ будет иметь характеристики цилиндрического с $i_{12\delta} = 9$. Поэтому для конических зацеплений допускают меньшие передаточные отношения.

Недостатки конического зацепления:

1. Сложность изготовления зубчатых колес;
2. Повышенная чувствительность к изменению конусного расстояния;
3. Пониженная нагрузочная способность по сравнению с цилиндрической из-за консольного расположения одного из колес и несимметричного расположения второго относительно опор.

Тема 6

6.3. Синтез сложных зубчатых механизмов с неподвижными осями

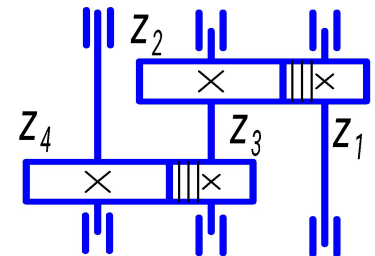
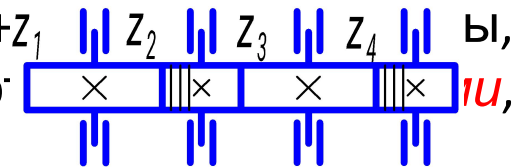
Одноступенчатые зубчатые механизмы допускают сравнительно небольшие передаточные отношения: $i \leq 7$ – для внешнего зацепления; $i \leq 9$ – для внутреннего зацепления; $i \leq 5$ – для конического зацепления.

Дальнейшее увеличение передаточного отношения приводит к увеличению габаритов, снижению КПД, увеличению износа и уменьшению долговечности передач.

Для получения больших передаточных отношений используются **сложные зубчатые механизмы**, которые образуются путем соединения нескольких одноступенчатых механизмов, понижающие угловую скорость, называемых **мультипликаторами**, и повышающих

– **мультипликаторами**.

Сложные зубчатые механизмы, в свою очередь, подразделяются на **рядовые** и **ступенчатые** механизмы. В рядовых механизмах на одной оси



Тема 6

- Как известно, передаточное отношение простой зубчатой передачи определяется выражением

$$i_{12} = \pm \frac{w_1}{w_2} = \pm \frac{z_2}{z_1}.$$

Передаточное отношение зубчатого механизма, состоящего из нескольких ступеней, равно взятому с соответствующим знаком *произведению* передаточных отношений отдельных ступеней

$$i_{1k} = i_1 i_2 i_3 \dots i_k (-1)^n,$$

где $i_1, i_2, \dots, i_k$ – передаточные отношения отдельных ступеней; k – число ступеней; n – число внешних зацеплений.

Для отношения скоростей получим

$$i_{1k} = \frac{w_1}{w_2} \frac{w_2}{w_3} \frac{w_3}{w_4} \frac{w_4}{w_5} \dots \frac{w_{k-1}}{w_k} = \pm \frac{w_1}{w_k}.$$

Для отношения чисел зубьев будем иметь

$$i_{1k} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_4}{z_3} \frac{z_6}{z_5} \dots (-1)^n.$$

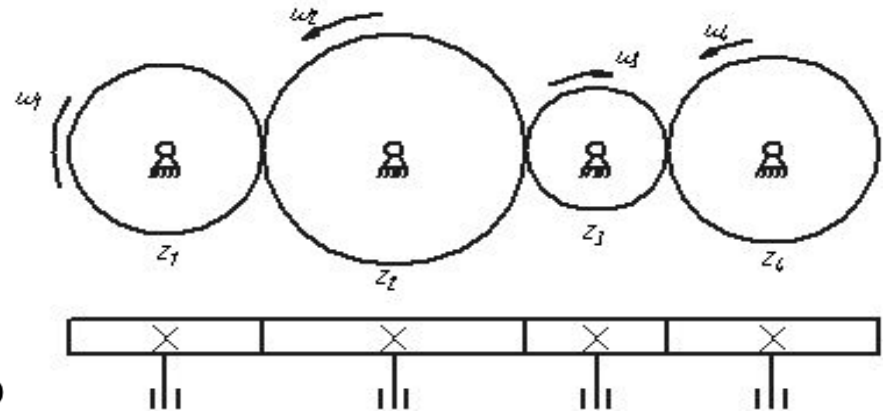
Рассмотрим примеры по определению передаточных отношений.

Тема 6

1. **Рядовой** зубчатый механизм

$$i = \frac{w_1}{w_4} = \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_2 z_3} (-1)^3 = -\frac{z_4}{z_1}.$$

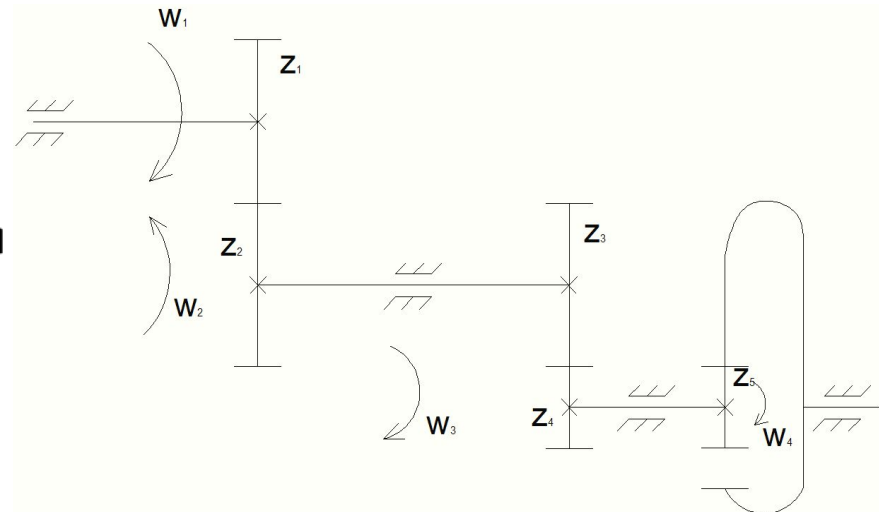
Отсюда следует, что величина передаточного отношения зависит только от количества зубьев входного и выходного колес. Промежуточные (**паразитные**) колеса служат лишь для увеличения межосевого расстояния и изменения направления вращения.



2. **Ступенчатый** зубчатый механизм

$$i = \frac{w_1}{w_4} = \frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5} (-1)^2 = \frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}.$$

Ступенчатые механизмы применяются как для изменения направления вращения, так и получения **больших** передаточных отношений.



Например, с помощью 2-ступенчатого механизма можно получить $i \leq 25$;
3-ступенчатого – $i \leq 100$; 4-ступенчатого – $i \leq 500$.

Тема 6

Исходными данными при проектировании зубчатых механизмов являются передаточное отношение и ограничения (дополнительные условия): габаритные размеры механизма, требуемые точность и усилие, допустимые скорости движения и т.д. Требуется выбрать передаточные отношения отдельных ступеней и числа зубьев колес.

Обычно числом зубьев шестерни задаются в зависимости от числа оборотов ведущего вала:

n, об/мин	>1000	500–1000	100–500	<100
$z_{ш.}$	24–26	22–24	18–22	16–18

Далее подбирается передаточное отношение отдельных ступеней, руководствуясь выше приведенными ограничениями. При этом для силовых механизмов, из *условия компактности*, передаточные отношения первых ступеней берутся большими, чем передаточные отношения последних ступеней. Для несиловых (точных) механизмов, наоборот, из *условия максимальной точности*, наибольшими выбираются передаточные отношения последних ступеней.

Тема 6

- Из соображений компактности ведущий и ведомые валы часто выполняют соосными.

Условие соосности – равенство между собой межцентровых расстояний соприкасающихся колес.

Рассмотрим пример.

Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} (-1)^1 = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

Условие соосности: $a_{wI} = a_{wII}$

или

$$\frac{m_I(z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{wI}} = \frac{m_{II}(z_4 - z_3) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_{wII}},$$

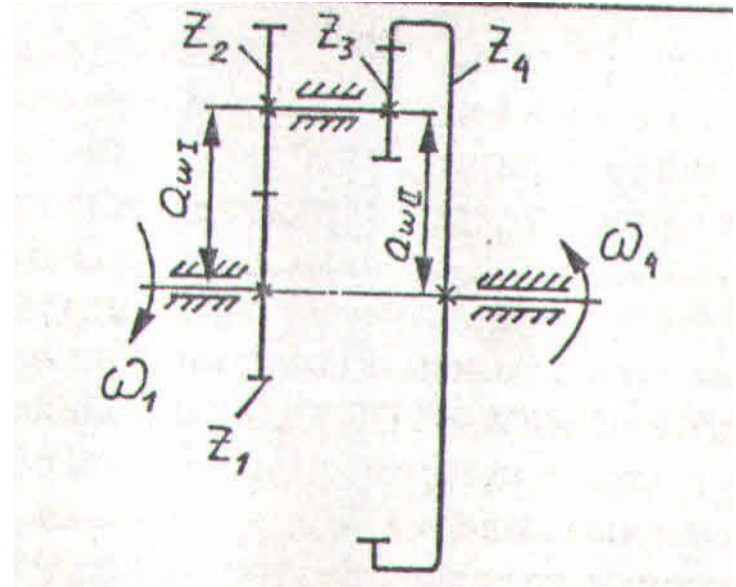
где m_I, m_{II} – модули зацепления; α – угол профиля рейки; $\alpha_{wI}, \alpha_{wII}$ – углы зацепления.

Для нулевых и смещенно-нулевых колес, при $\alpha_w = \alpha$, будем иметь

$$m_I(z_1 + z_2) = m_{II}(z_4 - z_3).$$

В случае одинаковых модулей ($m_I = m_{II}$) получим следующее условие соосности:

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3.$$



Тема 6

6.4. Синтез сложных зубчатых механизмов с подвижными осями

6.4.1. Общая характеристика планетарных механизмов

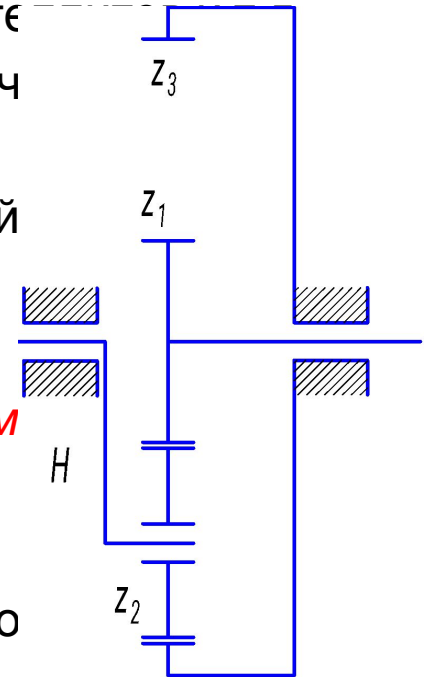
Планетарные механизмы получили широкое распространение в авиации, приборостроении, автомобилестроении благодаря компактности и малому весу; большим диапазонам (от 7 до 25) изменения передаточных чисел; возможности выполнять как сложение, так и разделение движений и мощностей; возможности получения сложных движений сателлитов.

Их недостатки: конструктивная сложность; сложность расчета при большом числе сателлитов ($k > 1$) из-за статической неопределенности; возможность получения циркулирующей мощности с низким КПД.

Зубчатое колесо (z_1) относительно которого вращается сателлит называется **солнечным или центральным колесом**.

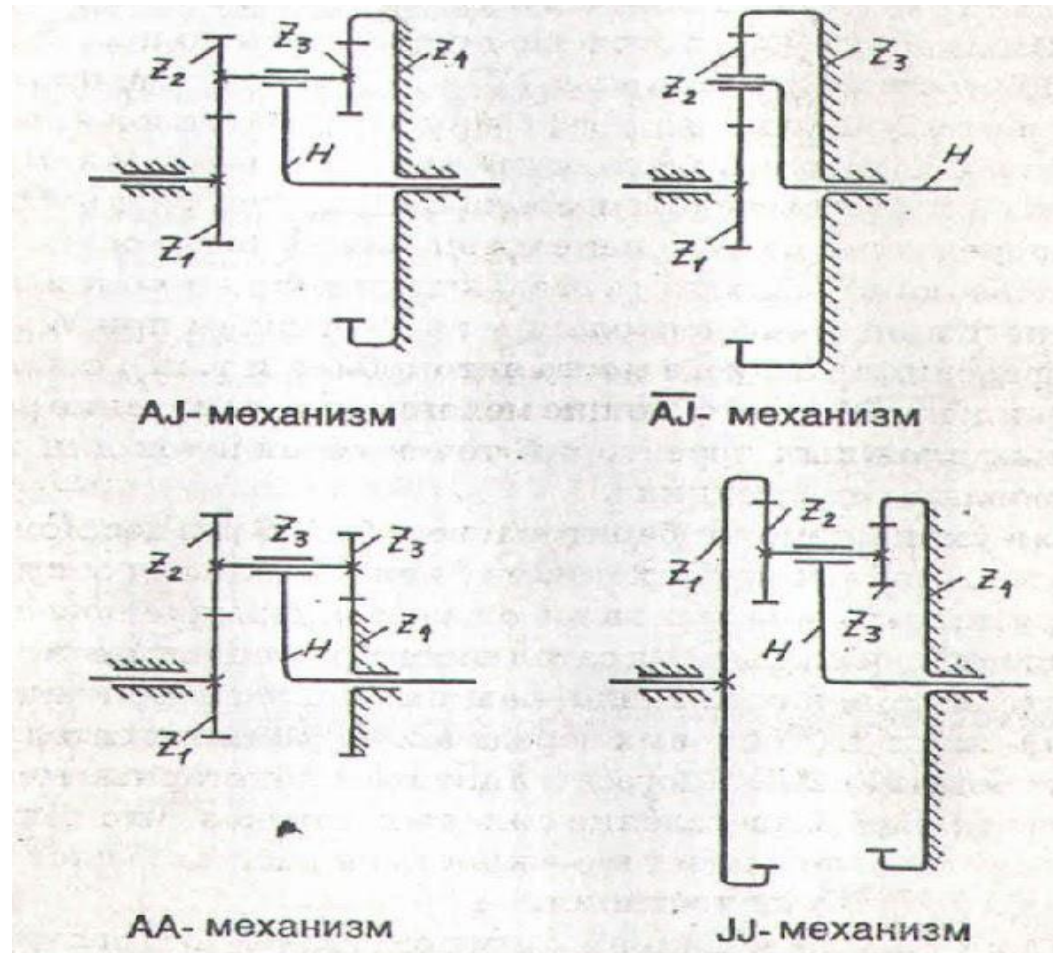
Зубчатое колесо (z_2) (или блок колес) с подвижной осью называется **планетным колесом или сателлитом**.

Неподвижное центральное колесо (z_3) называется опорным колесом. Рычаг (H), с помощью которого перемещаются оси сателлитов называется **водилом** (от заглавной буквы слова *Hedel* – рычаг).



Тема 6

Примеры планетарных механизмов

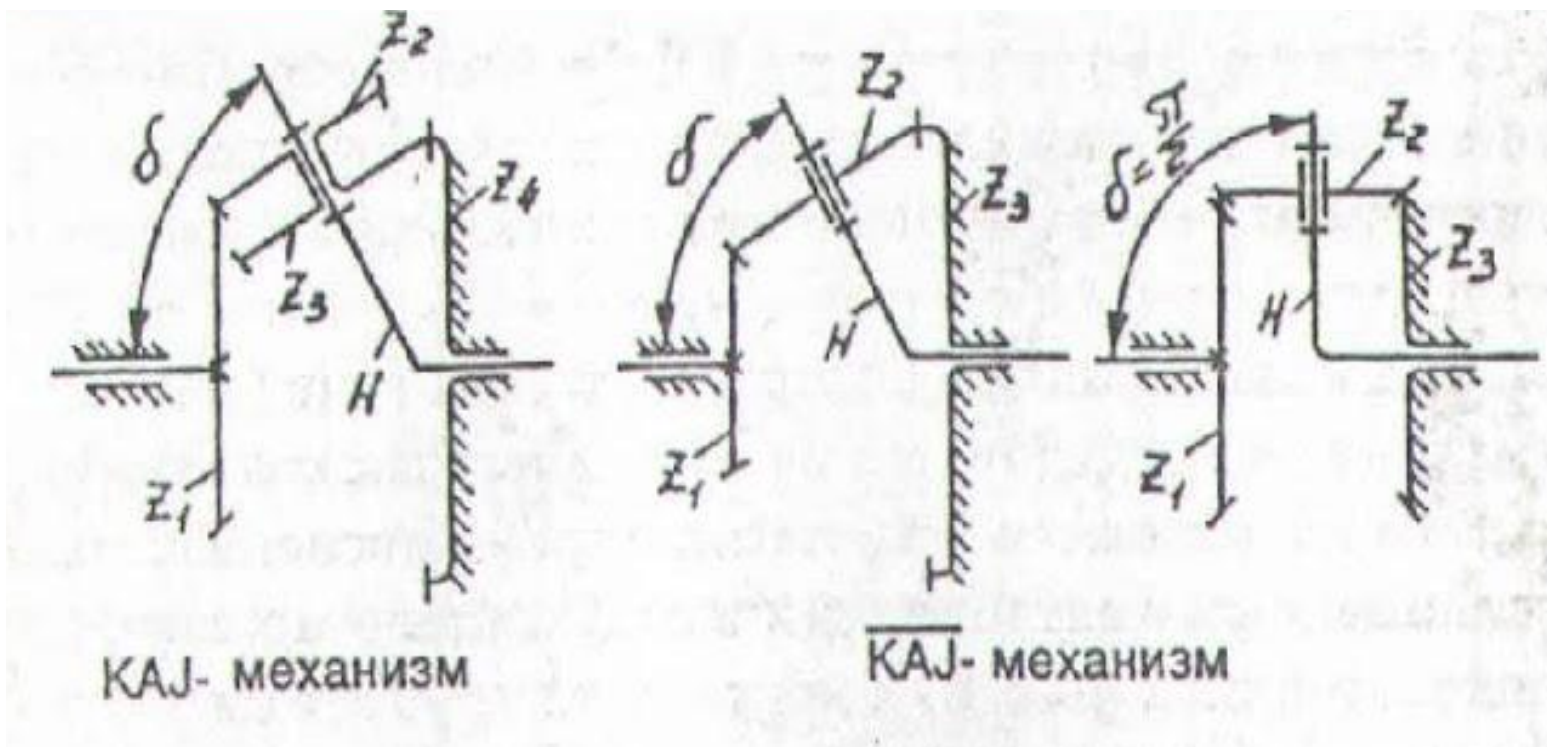


Простые планетарные механизмы:

А – внешнее зацепление; J – внутреннее

Тема 6

Примеры планетарных механизмов

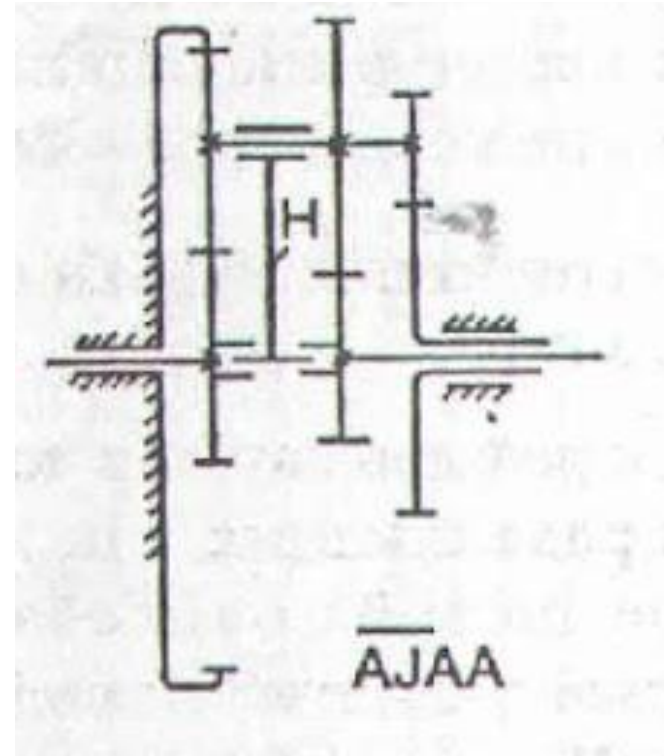
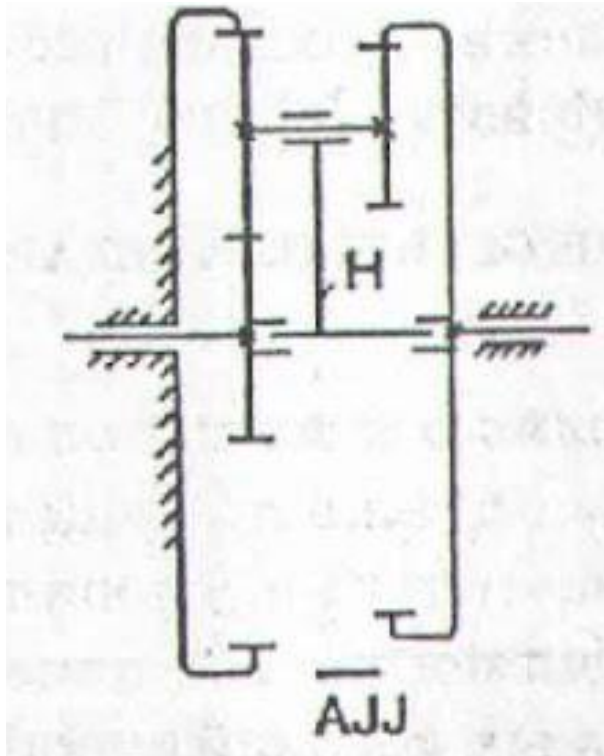


Планетарные *конические* механизмы:

A – внешнее зацепление; J – внутреннее; K – коническое

Тема 6

Примеры планетарных механизмов

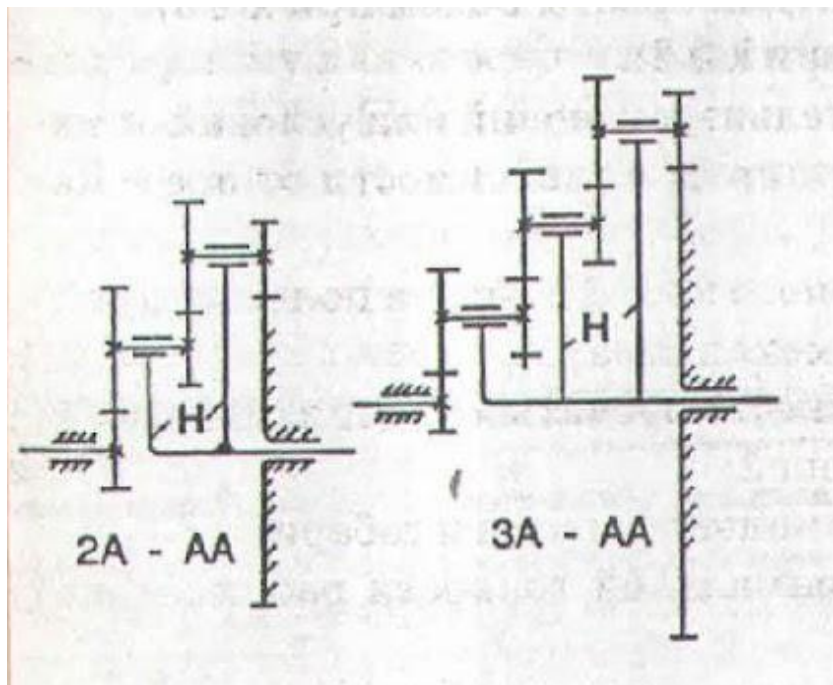


Планетарные механизмы с **многовенцовыми** сателлитами:

А – внешнее зацепление; J – внутреннее

Тема 6

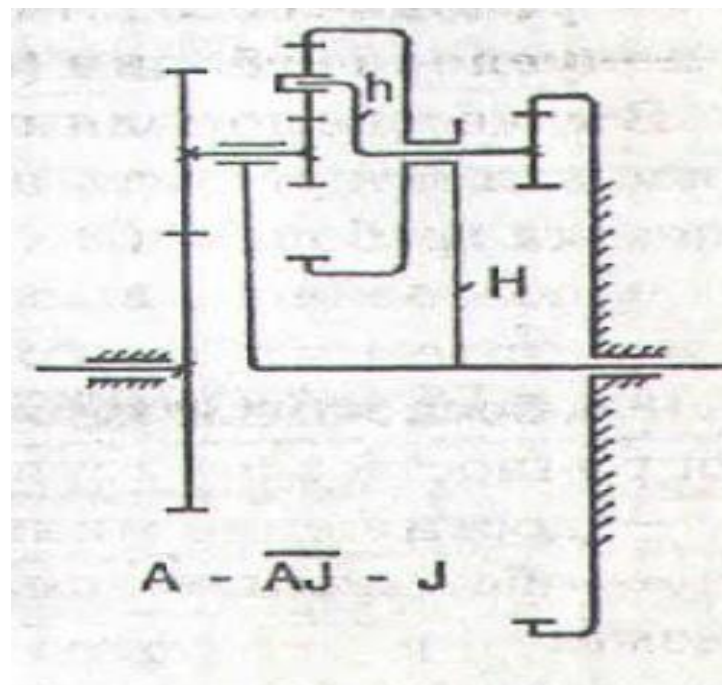
Примеры планетарных механизмов



Планетарные механизмы с

с

последовательно *соединенными*
сателлитами



Планетарный механизм

планетарным развитием
сателлита

Тема 6

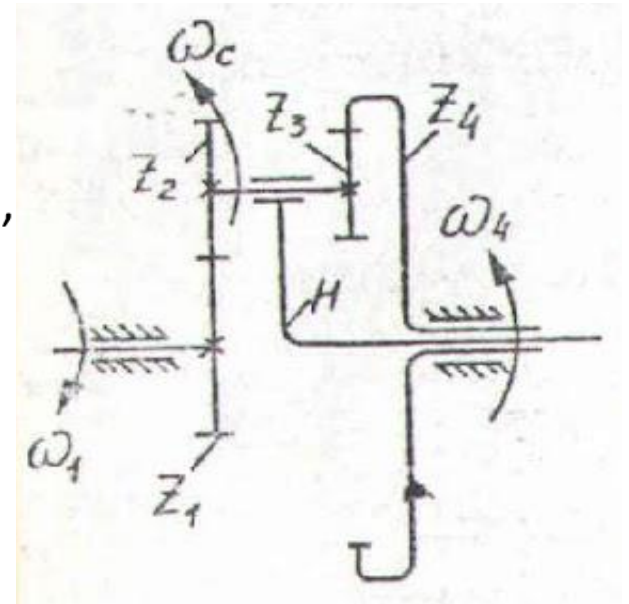
- Планетарные механизмы подразделяются на **простые** ($W=1$), **дифференциальные** ($W > 1$) и **замкнутые** (получаются из дифференциальных наложением связи между центральными колесами).

Показанный на рис. механизм имеет 2 степени подвижности: движение может передаваться как от первого колеса (z_1) к водилу (H), так и от четвертого колеса (z_4) к водилу, либо от водила к колёсам.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

Дифференциальные механизмы позволяют осуществлять раздачу движений или мощностей, и их суммирование. Под **раздачей** понимается передача движения от водила к колесам, под **суммированием** — от колес к водилу.

Важной особенностью планетарных механизмов является то, что передаточное отношение не является простым отношением чисел зубьев колес. Связь между скоростями движения и числами зубьев колес устанавливается **методом обращения движения** (методом **Виллиса**).



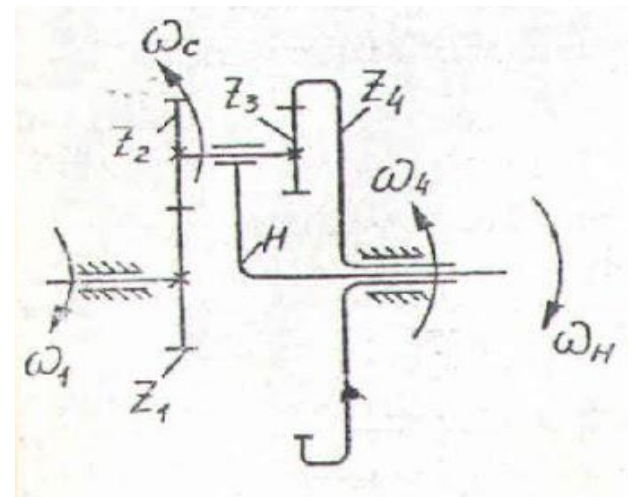
Тема 6

6.4.2. Метод обращения движения

Планетарному механизму сообщается скорость, численно равная скорости водила и противоположная по направлению. При этом получается новый механизм, эквивалентный в относительном движении исходному, у которого водило неподвижно. Таким образом, имеем механизм *с неподвижными осями*, у которого угловые скорости звеньев равны: $w_1 - w_H$; $w_2 - w_H$, $w_3 - w_H$.

Для этого механизма можно применить формулу для передаточного отношения механизмов с неподвижными осями:

$$i_{14}^H = \frac{w_1 - w_H}{w_2 - w_H} * \frac{w_2 - w_H}{w_4 - w_H} = \frac{w_1 - w_H}{w_4 - w_H} =$$
$$= (-1)^{1 \frac{z_2}{z_1}} * \frac{z_4}{z_3} = - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$



В общем случае для n колес *формула Виллиса* принимает вид:

$$i_{1n}^H = \frac{w_1 - w_H}{w_n - w_H} = i_1 i_2 i_3 \dots i_n (-1)^k.$$

Здесь *верхний* индекс обозначает неподвижный элемент, а *нижний* – от какого входного и к какому выходному колесу передается движение.

Тема 6

- Используя формулу Виллиса, можно получить необходимое передаточное отношение.

Предположим, что колесо n – неподвижно, т.е. $n = 0$. Тогда

$$\frac{w_1 - w_H}{0 - w_H} = i_{1n}^H; \quad \frac{w_1}{w_H} = 1 - i_{1n}^H,$$

откуда

$$i_{1H}^n = 1 - i_{1n}^H.$$

Если за входное колесо взять водило, то получим:

$$i_{H1}^n = \frac{1}{i_{1H}^n}.$$

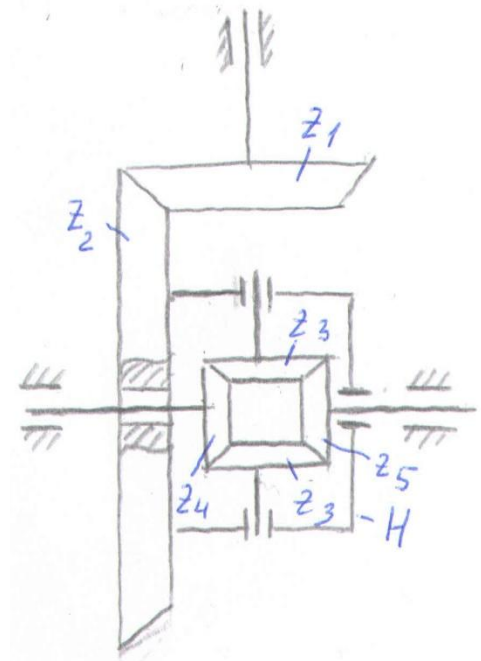
В качестве примера рассмотрим дифференциал автомобильного моста.

Передаточное отношение между полуосями

$$i_{45}^H = \frac{w_4 - w_H}{w_5 - w_H} = -\frac{z_3 z_5}{z_4 z_3} = -\frac{z_5}{z_4} = -1.$$

откуда $w_4 - w_H = w_H - w_5$, а $w_H = (w_4 + w_5)/2$.

Если остановить одно из колес (например, 4), то $i_{5H}^4 = 1 + (-1) = 2$, а $w_H = w_5/2$. При остановленном водиле (z_2): $w_4 = -w_5$ (в разные стороны).



Тема 6

● 6.4.3. Подбор чисел зубьев планетарных механизмов

При выборе чисел зубьев планетарных механизмов, необходимо обеспечить выполнение множество условий. Из них обязательные: обеспечение требуемого передаточного отношения; соблюдение условий соосности; выполнение условия соседства; выполнение условия зацепления или сборки. Помимо этих условий необходимо обеспечить высокий КПД, минимальные габариты и массу, высокую прочность зубьев, максимальную точность работы и т.д. Рассмотрим выполнение основных условий.

1) Обеспечение *передаточных отношений*

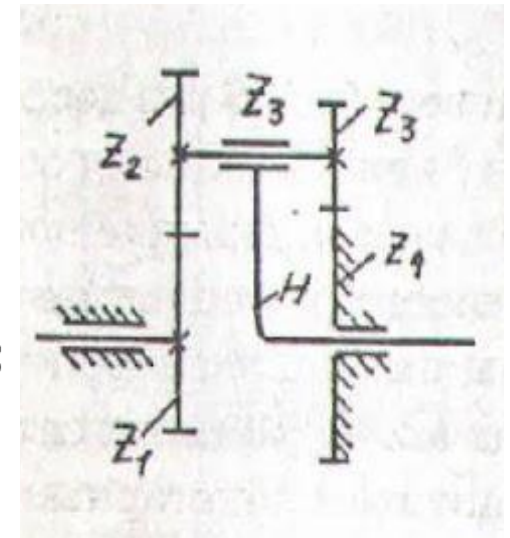
Это условие определяется формулой Виллиса:

$$i_{1n}^H = \frac{w_1 - w_H}{w_n - w_H} = i_1 i_2 i_3 \dots i_n (-1)^k.$$

$$i_{14}^n = 1 - i_{1n}^H = 1 - (-1)^2 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{z_1 z_3 - z_2 z_4}{z_1 z_3};$$

$$i_{H1}^4 = \frac{1}{i_{1H}^4} = \frac{z_1 z_3}{z_1 z_3 - z_2 z_4}.$$

Подбором зубьев знаменатель можно сделать сколь угодно малым и получить большое передаточное отношение.



Тема 6

- 2) Соблюдение условия *соосности*.

Для планетарного механизма, рассмотренного выше, это условие ($a_{wI} = a_{wII}$) примет вид

$$\frac{m_I(z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wI}} = \frac{m_{II}(z_3 + z_4)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wII}},$$

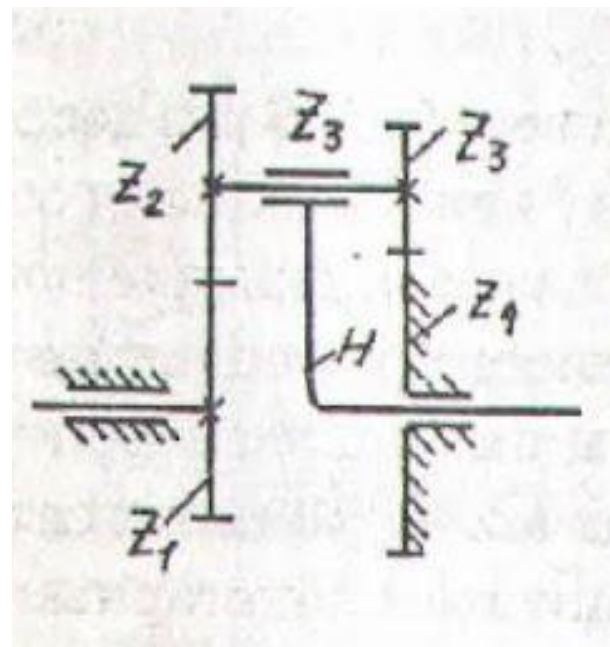
где: m_I, m_{II} — модули зацепления; $\alpha_{wI}, \alpha_{wII}$ — углы зацепления; α — угол профиля рейки.

При равенстве модулей, в случае нулевых зубчатых колес, когда угол профиля рейки равен углам зацепления, получим $(z_1 + z_2) = (z_3 + z_4)$.

- 3) Соблюдение условия *соседства*.

Условие соседства — это условие равномерного размещения сателлитов по траектории движения подвижной оси.

Применяется при числе сателлитов $k \geq 3$.



Тема 6

- Для механизма, показанного на рис., необходимо, чтобы $BC > r_{a2}$, где r_{a2} – радиус окружности выступов сателлитов. В этом случае сателлиты не будут соприкасаться.

Величина

$$BC = OB \sin \beta = OB \sin \frac{\pi}{K},$$

где OB – межцентровое расстояние колес z_1 и z_2 .

Межцентровое расстояние

$$OB = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w};$$

Радиус окружности выступов сателлитов

$$r_{a2} = \frac{m}{2} (z_2 + 2h_a^* + 2x_2),$$

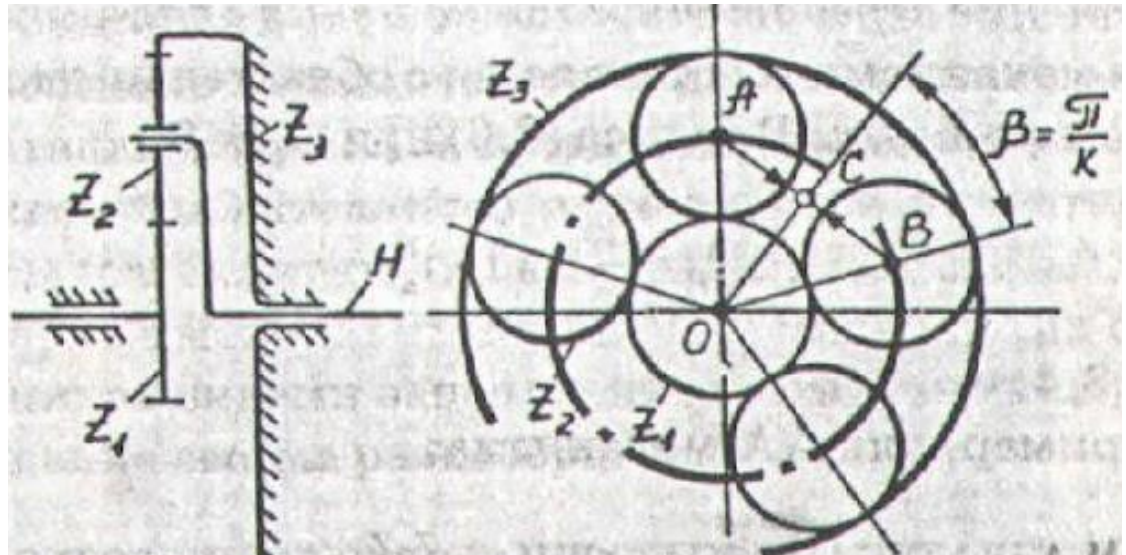
где: x_2 – коэффициент смещения 2 – ого колеса.

$$OB = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}; r_{a2} = \frac{m}{2} (z_2 + 2h_a^* + 2x_2),$$

где: x_2 – коэффициент смещения 2 – ого колеса.

В случае нулевых колес: $BC = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \sin \frac{\pi}{K}; r_{a2} = \frac{m(z_2 + 2h_a^*)}{2}.$

Условие соседства: $(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{K} \geq (z_2 + 2h_a^*).$



Тема 6

4) Соблюдение условия *сборки*

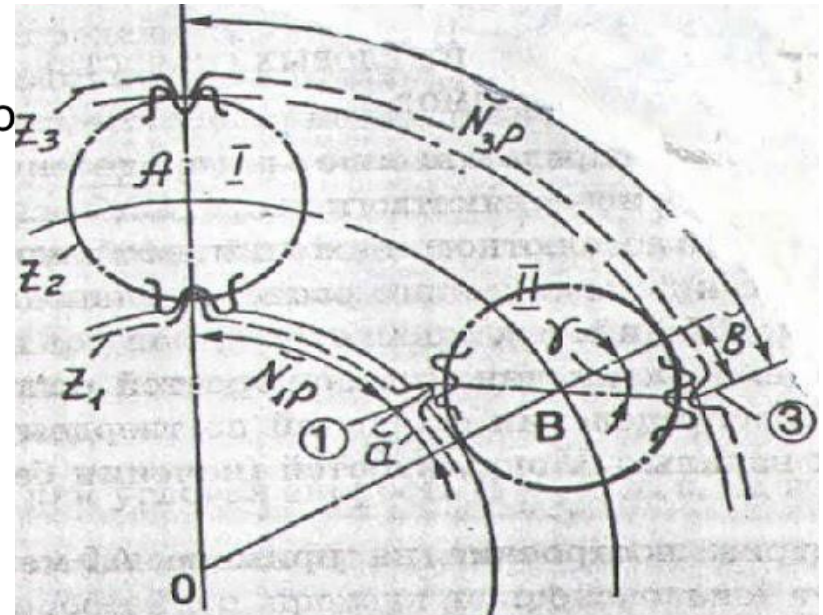
Условие сборки или зацепляемости устанавливает соотношение между числами зубьев колес, обеспечивающее совпадение зубьев сателлитов со впадинами центральных колес.

Выполнение этого условия необходимо при числе сателлитов $k \geq 2$.

После установки сателлита *I* центральное колесо *1* принимает строго определенное положение и нужно обеспечить условие, при котором зубья следующих сателлитов точно вошли бы во впадины центральных колес.

Примем для определенности, что сателлит имеет четное число зубьев z_2 .

Пусть сателлит *I* собран с центральными колесами так, что оси симметрии зубьев этих колес расположились на линии центров *OA*. Если числа зубьев z_1 и z_3 не будут кратны числу сателлитов k , то оси симметрии зубьев колес сместятся от линии центров *OB* второго сателлита *II*.



Тема 6

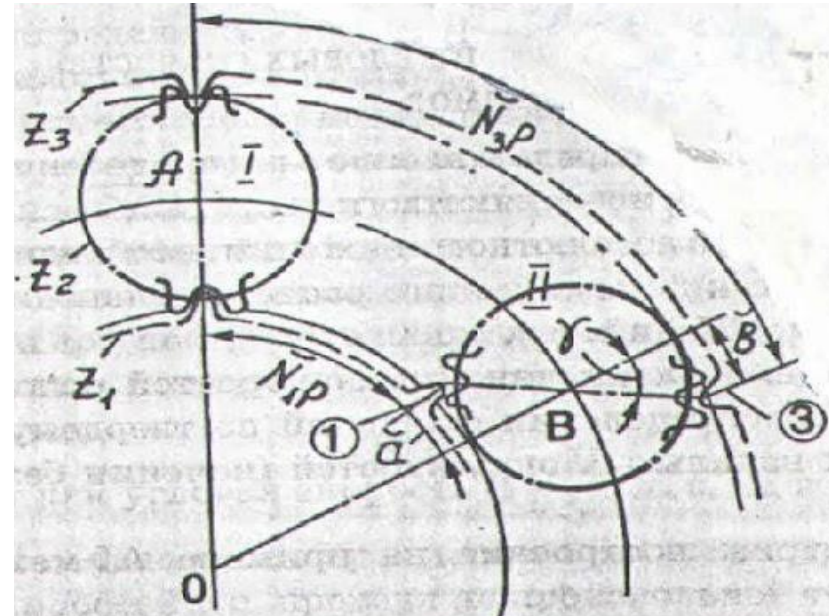
- Ось симметрии ближайшего зуба 1 будет отстоять на дугу $\overset{\circ}{a}$, а зуба 3 – на дугу $\overset{\circ}{b}$.

Тогда центральные дуги между двумя сателлитами будут равны

$$z_1 p / k = \overset{\circ}{N}_1 p + \overset{\circ}{a}; \quad z_3 p / k = \overset{\circ}{N}_3 p - \overset{\circ}{b},$$

где N_1, N_3 – целые числа шагов;

p – шаг по рассматриваемой дуге.



Для введения впадин второго сателлита в зацепление необходимо, чтобы общая ось впадин отклонилась от линии центров на угол γ . В этом случае $\overset{\circ}{a} = \overset{\circ}{b}$. Тогда, на основе предыдущего равенства можно записать

$$z_1 p / k - \overset{\circ}{N}_1 p = - z_3 p / k + \overset{\circ}{N}_3 p,$$

откуда $(z_1 + z_3) / k = N_1 + N_3 = N$, где N – любое целое число.

Таким образом, сборка этого редуктора выполняма, если сумма зубьев центральных колес кратна числу сателлитов.

Тема 6

- В наиболее общем виде условие сборки записывается следующим образом

$$\frac{z_1 i_{1H}^n}{k} = N_0,$$

где z_1 – число зубьев $1^{г0}$ колеса;

i_{1H}^n – передаточное отношение от $1^{г0}$ колеса к водилу;

k – число сателлитов; N_0 – некоторое целое число.

Произведение числа зубьев первого колеса на передаточное отношение от этого колеса к водилу, при неподвижном колесе n , должно быть кратно числу сателлитов.

В силу того, что условие соседства представляет собой неравенство, а условие сборки дает новые неизвестные целые числа, приведенных 4-х условий недостаточно для нахождения чисел зубьев планетарных редукторов. Поэтому задача по определению чисел зубьев, как правило решается методом подбора.

Тема 6

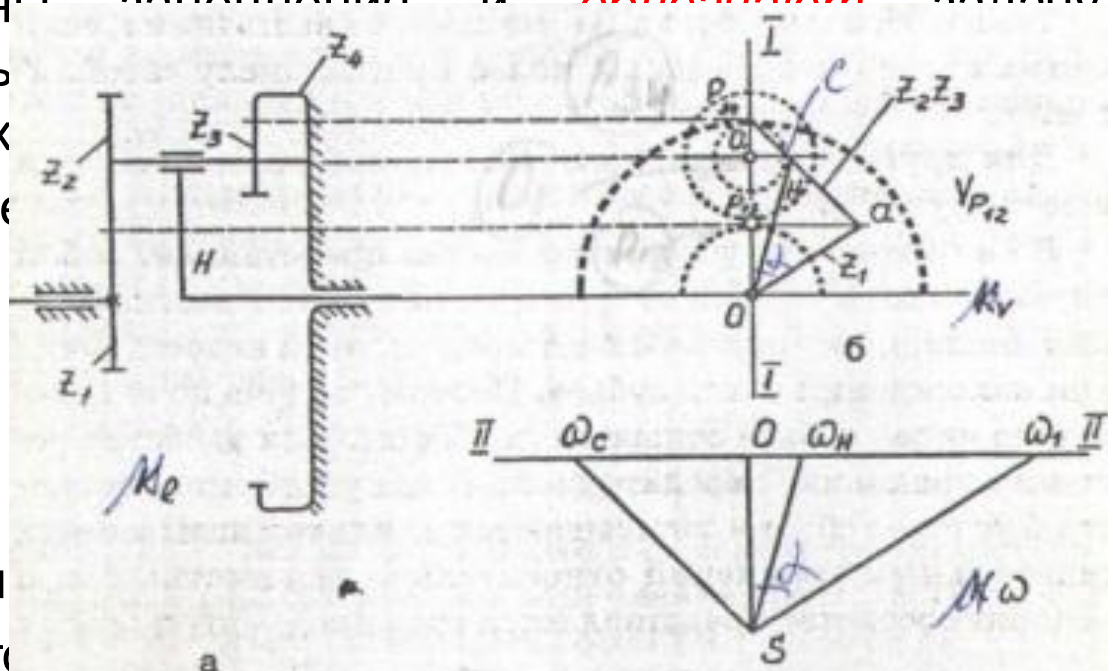
6.4.4. Планы линейных и угловых скоростей планетарных механизмов

При кинематическом анализе и синтезе планетарных механизмов наряду с аналитическими используется и графоаналитические методы, основанные на построении *планов угловых и линейных скоростей*.

Планы линейных и угловых скоростей дают наглядное представление картин движения звеньев и *облегчают* процесс нахождения абсолютных отношений планетарных механизмов.

Рассмотрим построение планов планетарного механизма, показанного на рис.

Пусть известны числа зубьев, размеры колес и угловая скорость первого колеса.



Тема 6

● В выбранном масштабе длин строится схема механизма и его вторая проекция. На этой проекции выбирается прямая $I-I$, представляющая собой линию центров зубчатых колес.

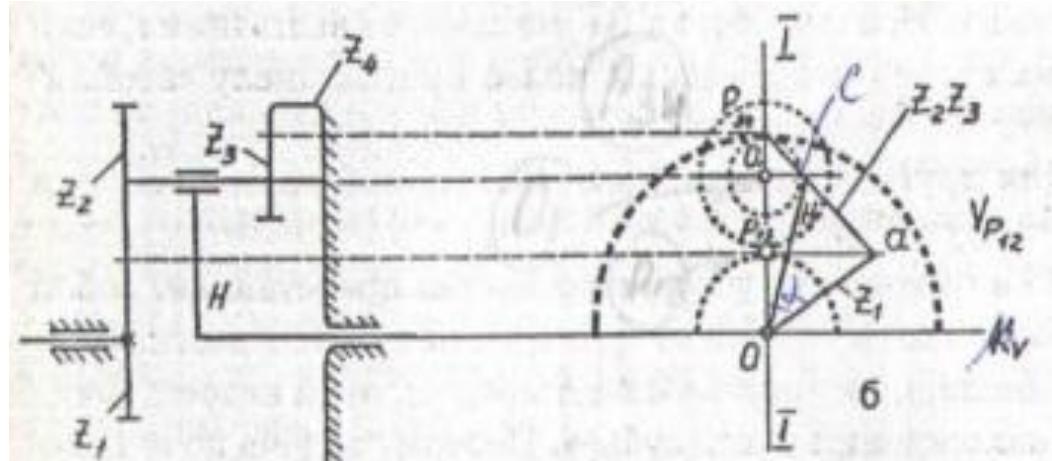
Определяется скорость точки P_{12} , лежащей на начальной окружности первого колеса:

$$V_{P_{12}} = w_1 r_1.$$

Принимая за полюс т. O , скорость которой равна нулю, откладываем отрезок $P_{12}a$ произвольной длины, представляющий собой вектор скорости первого колеса, и определяем масштабный коэффициент $\mu_v = \frac{V_{P_{12}}}{P_{12}a}$.

Соединяем тт. O и a и получаем прямую OA , дающую **закон распределения скоростей по первому** колесу (z_1).

Для сателлита z_2-z_3 известны скорости т. P_{12} и т. P_{34} (она неподвижна и $v_{P_{34}} = 0$). Соединяя ее с т. a , получаем **закон распределения скоростей по сателлиту** (z_2z_3).



Тема 6

● Отмечаем на этой прямой т. С и находим скорость оси сателлита, т.е. водила Н: $V_{O_1} = O_1 C \mu_v$.

Соединяя т. С с полюсом О получим прямую, представляющую собой *закон распределения скоростей по водилу* (Н).

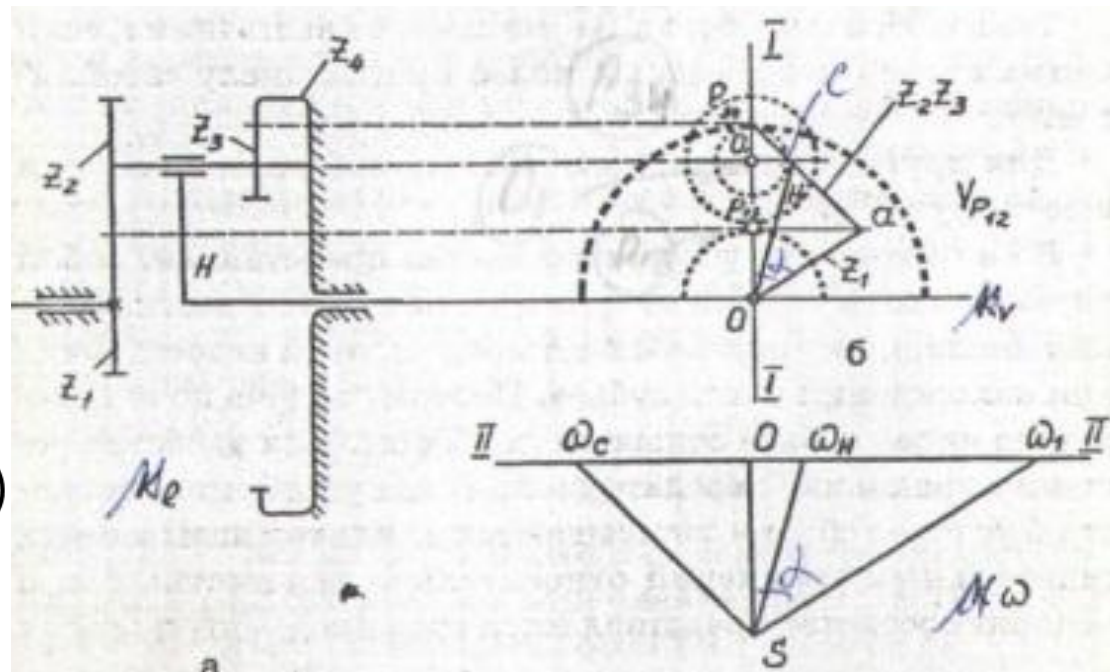
С помощью этого плана строим план угловых скоростей, используя зависимость $w = \frac{V}{r}$. Это отношение равно

$$w_1 = \frac{P_{12} a \mu_v}{P_{12} O \mu_l} = \tan \frac{\mu_v}{\mu_l}. \quad (1)$$

Проводим прямую II-II, перпендикулярную I-I, и

на ней, задавшись полюсным расстоянием OS, выбираем т. S – полюс плана угловых скоростей. Задавшись полюсным расстоянием OS, проводим через т. S прямую, параллельную Oa. Тогда получим, что

$$Ow_1 = OS \tan \alpha \quad (2)$$



Тема 6

- Деля (1) на (2), будем иметь

$$\frac{w_1}{Ow_1} = \frac{\tan \alpha \mu_v}{OS\mu_l \tan \alpha} = \frac{\mu_v}{OS\mu_l},$$

откуда

$$w_1 = \frac{Ow_1 \mu_v}{OS\mu_l}.$$

Обозначив масштабный коэффициент плана угловых скоростей через

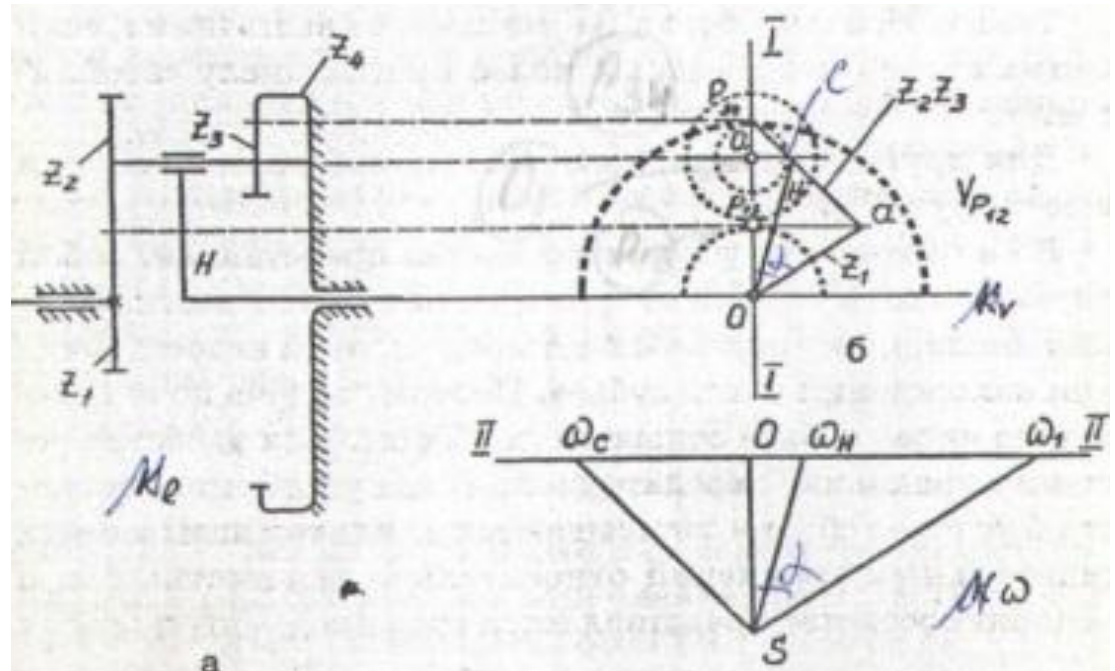
$$\mu_w = \frac{\mu_v}{OS\mu_l},$$

будем иметь

$$w_1 = Ow_1 \mu_w.$$

Проводя из т. S прямые, параллельные OC и aP_{34} , на прямой $II-II$ получим отрезки, дающие значения угловых скоростей водила и сателлита: $w_H = Ow_H \mu_w$; $w_c = Ow_c \mu_w$.

Откуда можно найти передаточное отношение: $i_{1H}^H = \frac{w_1}{w_H} = \frac{Ow_1}{Ow_H}.$



Тема 6

6.5. Синтез кулачковых механизмов

6.5.1. Общая характеристика кулачковых механизмов

Кулачковый механизм – механизм, в состав которого входят стойка, кулачок и ведомое звено (толкатель или коромысло). В некоторых случаях для уменьшения сил трения в состав кулачкового механизма вводят ролик.

Кулачковые механизмы воспроизводят ведомым звеном неравномерное движение по определенному закону с остановками необходимой продолжительности. Получили широкое применение в приборах (счетно-решающие, самописцы) и в технологических машинах (машины-автоматы, станки, двигатели).