

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введе- 4
ние.....

Лекция 1. Динамический анализ и синтез машинного агрегата. Же- 4
сткие динамические модели. Оценка неравномерности движения
звена приведения при установившемся режиме работы.....

Лекция 2. Определение приведенных моментов инерции звеньев 8
машинного агрегата. Приведение моментов инерции звеньев испол-
нительного механизма. Определение приращения кинетической
энергии машинного агрега-
та.....

Лекция 3. Определение приведенного момента инерции приводного 10
механизма.....

Лекция 4. Виды зубчатых механизмов. 11
.....

Лекция 5. Кинематика зубчатых пере- 13
дач.....

Лекция 6. Параметры цилиндрических зубчатых передач и колес. 19
Основной закон зацепления.....

Лекция 7. Построение эвольвенты. Свойства эвольвенты. Уравнение 21
эвольвенты. Способы изготовления зубчатых колес. Исходный кон-
тур инструмента. Смещение инструмента при нарезании зубчатых
колес.....

Лекция 8. Исключение подреза. Расчет минимального числа зубьев. 25
Определение минимального коэффициента смещения, исключяюще-
го подрез при нарезании числа зубьев меньшего минимального...

Лекция 9. Геометрические параметры зубчатой передачи. Межосе- 28
вое расстояние. Радиусы окружностей вершин и впадин зубьев.
Толщина зубьев по дуге делительной окружности.....

Лекция 10. Качественные характеристики зубчатой передачи. Ко- 31
эффициент перекрытия. Скорость скольжения зубьев. Коэффициент
удельного скольжения.....

Библиографический спи- 35
сок.....

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

**ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ.
ЗУБЧАТЫЕ ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

Конспект лекций

ВВЕДЕНИЕ

Конспект лекций предназначен для студентов машиностроительных специальностей, а также других форм обучения, изучающих теорию механизмов и машин в техническом вузе.

Содержание соответствует программе обучения и требованиям государственных образовательных стандартов. Изучение материалов лекций следует вести с использованием учебной литературы, указанной в конце работы, и сопровождать разбором и решением задач.

ЛЕКЦИЯ 1

Динамический анализ и синтез машинного агрегата

При динамическом анализе и синтезе рассматриваются динамические модели или схемы замещения реального машинного агрегата.

Различают две формы динамических моделей:

1. Модель с жесткими звеньями (рис. 1, 2). При формировании такой модели принимается допущение о том, что все звенья являются абсолютно твердыми телами, а кинематические пары не имеют зазоров между элементами.

2. Модель с упругими звеньями (рис. 3). В такой модели учитывается деформация звеньев и определяются силы и моменты сил упругости на основе решения уравнения Лагранжа 2 рода.

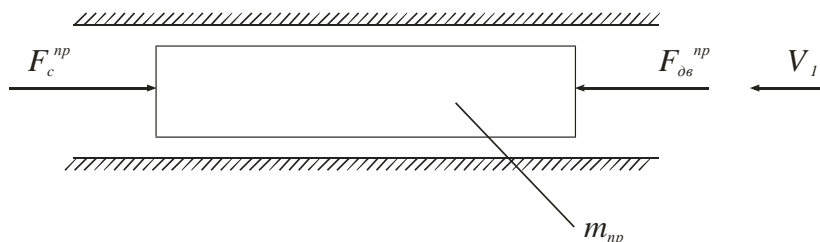


Рисунок 1 Модель с жесткими звеньями

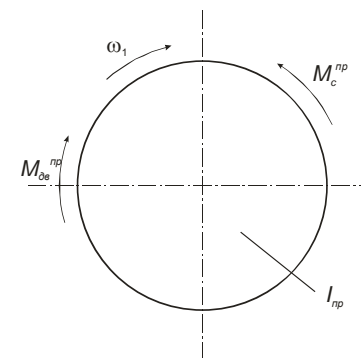


Рисунок 2 Модель с жесткими звеньями

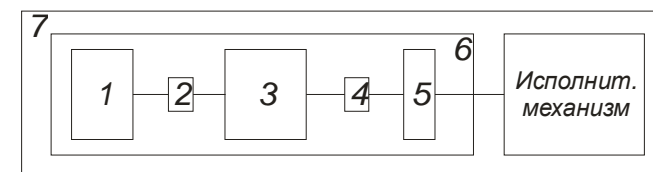


Рисунок 3 Модель с упругими звеньями

Позициями на рис.3 обозначены:

- 1 - электродвигатель
- 2,4 - муфты
- 3 - редуктор
- 5 - маховик
- 6 - приводной механизм
- 7 - машинный агрегат

Жесткие динамические модели

При формировании модели выбирается звено приведения. Это может быть любое звено машины, но, как правило, выбирают ведущее звено приводного механизма или ведущее звено исполнительного механизма.

Если звено приведения совершает поступательное движение, то динамическая модель имеет форму (см. рис.1).

При вращательном движении звена приведения форма модели представлена на рис. 2.

V_1, ω_1 – линейная или угловая скорость звена приведения;

F_c^{np}, M_c^{np} – приведенная сила или момент сопротивления;

$F_{ог}^{np}, M_{ог}^{np}$ – приведенная движущая сила или момент;

m_{np}, I_{np} – приведенная масса или момент инерции.

Движение звеньев происходит под действием приложенных к ним сил, которые совершают работу.

Для жесткой динамической модели движение описывается уравнением работ

$$A_{\Sigma} = \Delta A = A_{\text{дв.}} - A_c = T_i - T_0,$$

где $A_{\text{дв.}}$ – работа движущих сил;

A_c – работа сил сопротивления;

T_i, T_0 – сумма кинетических энергий всех звеньев в i -м положении и нулевым (в начале отсчета).

Рассматриваются 3 периода движения машины (рис. 4).

В период пуска $A_{\text{дв.}} > A_c$.

В период установившегося движения $A_{\text{дв.}} = A_c$ в начале и конце цикла.

В период выбега $A_{\text{дв.}} < A_c$.

Цикл – время, по истечении которого звено приведения возвращается в первоначальное положение, имея первоначальное значение скорости.

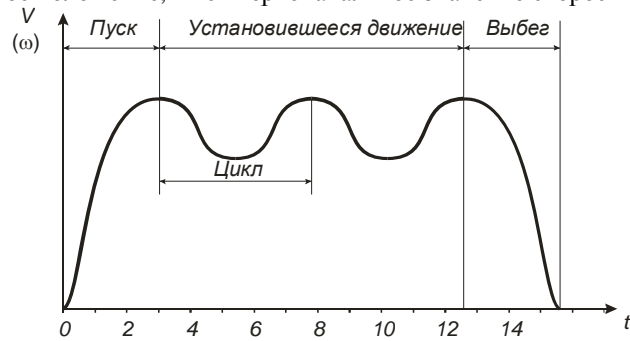


Рисунок 4 Периоды движения машины

Оценка неравномерности движения звена приведения при установившемся режиме работы

В дифференциальной форме уравнение работ может быть представлено в виде

$$\frac{dT}{d\varphi_1} = \frac{dA_{\Sigma}}{d\varphi_1} = \frac{d}{d\varphi_1} (A_{\text{дв.}} - A_c);$$

$$A_{\text{дв.}} = \int_0^{\varphi_1} M_{\text{дв.}}^{np} d\varphi_1; \quad A_c = \int_0^{\varphi_1} M_c^{np} d\varphi_1,$$

где φ_1 – угол поворота звена приведения

$$T = \frac{I_{np} \cdot \omega_1^2}{2}; \quad \frac{dT}{d\varphi_1} = I_{np} \cdot \omega_1 \cdot \frac{d\omega_1}{d\varphi_1} + \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{d\varphi_1};$$

$$\frac{dA_{\Sigma}}{d\varphi_1} = M_{\text{дв.}}^{np} - M_c^{np}.$$

Таким образом

$$M_{\text{дв.}}^{np} = I_{np} \cdot \omega_1 \cdot \frac{d\omega_1}{d\varphi_1} + \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{d\varphi_1} + M_c^{np},$$

где $\frac{d\omega_1}{d\varphi_1}$ – аналог углового ускорения звена приведения

$$\frac{d\omega_1}{d\varphi_1} \cdot \frac{dt}{dt} = \frac{d\omega_1}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi_1} = \frac{\varepsilon_1}{\omega_1};$$

$$M_{\text{дв.}}^{np} = I_{np} \cdot \varepsilon_1 + \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{d\varphi_1} + M_c^{np}.$$

Первые два слагаемых в дифференциальном уравнении движения учитывают инерционные нагрузки, возникающие при неравномерном движении звеньев.

Следовательно, при определении M_c^{np} учитываются только активные силы – технологические нагрузки и вес звеньев.

Поскольку $I_{np} \neq 0$, то и $\varepsilon_1 \neq 0$, т.е. угловая скорость звена приведения является переменной величиной.

Критерием неравномерности вращения звена приведения при установившемся движении является коэффициент неравномерности установившегося движения:

$$\delta = \frac{\omega_{1\max} - \omega_{1\min}}{\omega_{1cp}},$$

где $\omega_{1\max}$ – максимальная угловая скорость;

$$\omega_{1\max} = \omega_{1cp} \cdot \left(1 + \frac{\delta}{2}\right);$$

$\omega_{1\min}$ – минимальная угловая скорость;

$$\omega_{1\min} = \omega_{1cp} \cdot \left(1 - \frac{\delta}{2}\right);$$

ω_{1cp} – средняя угловая скорость;

$$\omega_{1cp} = \frac{\omega_{1\max} + \omega_{1\min}}{2}.$$

ЛЕКЦИЯ 2

Определение приведенных моментов инерции масс звеньев машинного агрегата

Машинный агрегат имеет структуру, которая представлена на рис. 3.

Одной из задач динамического синтеза является определение момента инерции маховика, обеспечивающего заданный коэффициент неравномерности установившегося движения δ .

Момент инерции маховика, установленного на валу ведущего звена исполнительного механизма, который является звеном приведения, определяется по формуле

$$I_M = I_{np}^{np} - 1, I_{\delta\delta}^{np} - I_{ред}^{np},$$

где $I_{\delta\delta}^{np}$ – приведенный момент инерции ротора (якоря) электродвигателя, (1,1 – коэффициент, учитывающий приведенные массы муфт);

$I_{ред}^{np}$ – приведенный момент инерции зубчатых колес и валов редуктора;

I_{np}^{np} – приведенный момент инерции приводного механизма;

$$I_{np}^{np} = f(\Delta T_{np}),$$

где ΔT_{np} – приращение кинетической энергии привода.

$$\Delta T_{np} = \Delta T_{M.a} - \Delta T_{u.m},$$

где $\Delta T_{M.a}$ – приращение кинетической энергии машинного агрегата;

$\Delta T_{u.m}$ – приращение кинетической энергии звеньев исполнительного механизма.

В соответствии с уравнением работ

$$\Delta T_{M.a} = \Delta A = A_{\Sigma} = A_{\delta\delta} - A_c.$$

Приращение кинетической энергии звеньев исполнительного механизма определяется по формуле

$$\Delta T_{u.m_i} = T_{u.m_i} - T_{u.m_0},$$

где $T_{u.m_i}$ – кинетическая энергия звеньев в i -м положении.

$T_{u.m_0}$ – кинетическая энергия в начальном положении (минимальное значение).

$$T_{u.m_i} = \frac{I_{u.m_i}^{np} \cdot \omega_1^2}{2}; \quad T_{u.m_0} = \frac{I_{u.m_0}^{np} \cdot \omega_1^2}{2},$$

где $I_{u.m_i}^{np}$, $I_{u.m_0}^{np}$ – приведенный момент инерции звеньев исполнительного механизма в i -м и начальном положении, кг·м²;

ω_1 – угловая скорость звена приведения, 1/с.

Приведение моментов инерции звеньев исполнительного механизма

По закону сохранения энергии кинетическая энергия приведенной массы (момента инерции) равна сумме кинетических энергий приводимых масс и моментов инерции.

$$\frac{I_{u.m_i}^{np} \cdot \omega_1^2}{2} = \sum_{k=1}^n \left(\frac{I_k \cdot \omega_{k_i}^2}{2} + \frac{m_k \cdot V_{sk_i}^2}{2} \right).$$

Приведенный момент инерции звеньев исполнительного механизма в i -м положении

$$I_{u.m_i}^{np} = \frac{1}{\omega_1^2} \cdot \sum_{k=1}^n (I_k \cdot \omega_{k_i}^2 + m_k \cdot V_{sk_i}^2),$$

где I_k – момент инерции k -го звена, кг·м²;

m_k – масса k -го звена, кг;

ω_{k_i} – угловая скорость k -го звена в i -м положении, 1/с;

V_{sk_i} – скорость центра тяжести k -го звена в i -м положении, м/с;

n – число подвижных звеньев.

По рассчитанным значениям $I_{u.m_i}^{np}$ и $I_{u.m_0}^{np}$ определяются величины приращения кинетической энергии звеньев исполнительного механизма

$$\Delta T_{u.m_i} = \frac{\omega_1^2}{2} (I_{u.m_i}^{np} - I_{u.m_0}^{np}).$$

Определение приращения кинетической энергии машинного агрегата

По уравнению работ

$$\Delta T_{M.a} = \Delta A = A_{\Sigma} = A_{\delta\delta} - A_c,$$

где $A_{\delta\delta}$ – работа движущих сил;

A_c – работа сил сопротивления.

$$A_{\delta\delta} = \int_{\varphi_1} M_{\delta\delta}^{np} d\varphi_1; \quad A_c = \int_{\varphi_1} M_c^{np} d\varphi_1,$$

где $M_{\delta\delta}^{np}$ – приведенный момент движущих сил;

M_c^{np} – приведенный момент сил сопротивления;

φ_1 – угол поворота звена приведения.

Приведенным моментом называется момент, приложенный к звену приведения, работа которого на элементарном угле поворота звена равна сумме работ приводимых сил и моментов.

Поскольку мощность – это работа в единицу времени, то мощность приведенного момента равна сумме мощностей приводимых сил и моментов.

Таким образом

$$M^{np} \cdot \omega_1 = \sum_{i=1}^k (M_i \cdot \omega_i + P_i \cdot V_i \cdot \cos \alpha_i).$$

$$M^{np} = \frac{1}{\omega_1} \cdot \sum_{i=1}^k (M_i \cdot \omega_i + P_i \cdot V_i \cdot \cos \alpha_i),$$

где M_i – момент, приложенный к i -му звену;

ω_i – угловая скорость i -го звена;

P_i – сила, приложенная к i -му звену;

V_i – скорость точки приложения силы P_i ;

α_i – угол между векторами P_i и скорости V_i .

ЛЕКЦИЯ 3

Определение приведенного момента инерции приводного механизма

По структуре машинного агрегата (рис.3) приращение кинетической энергии привода в i -м положении вычисляется по формуле

$$\Delta T_{np} = \Delta T_{м.а_i} - \Delta T_{и.м_i}.$$

По уравнению работ

$$\Delta T_{м.а_i} = A_{об_i} - A_{с_i}.$$

Построив диаграмму $M_{с_i}^{np}$ и графически проинтегрировав ее, получим диаграмму $A_{с_i}$.

Поскольку при установившемся движении за 1 цикл – один оборот звена приведения – выполняется условие $A_{об} = A_{с_i}$, соединив начало и конец диаграммы $A_{с_i}$ прямой линией, получим диаграмму $A_{об}$.

Такое построение обосновано допущением о том, что механическая характеристика двигателя является идеальной, т.е. $M_{об}^{np} = const$.

Графически или аналитически, решив уравнение

$$\Delta T_{np_i} = \Delta T_{м.а_i} - \Delta T_{и.м_i},$$

получим диаграмму ΔT_{np} в масштабе K_T (рис. 5).

$$\begin{aligned} \Delta T_{np} &= AB \cdot K_T = T_{np,max} - T_{np,min} = \\ &= \frac{I_{np}^{np} \cdot \omega_{1,max}^2}{2} - \frac{I_{np}^{np} \cdot \omega_{1,min}^2}{2} = I_{np}^{np} \cdot \frac{\omega_{1,max} + \omega_{1,min}}{2} (\omega_{1,max} - \omega_{1,min}) = \\ &= I_{np}^{np} \cdot \omega_{1cp} (\omega_{1,max} - \omega_{1,min}) = I_{np}^{np} \cdot \omega_{1cp}^2 \cdot \frac{\omega_{1,max} - \omega_{1,min}}{\omega_{1cp}} = I_{np}^{np} \cdot \omega_{1cp}^2 \cdot \delta. \end{aligned}$$

Таким образом

$$I_{np}^{np} = \frac{AB \cdot K_T}{\omega_{1cp}^2 \cdot \delta}$$

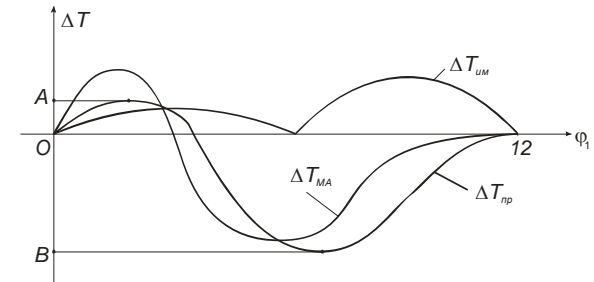


Рисунок 5 Диаграмма ΔT_{np} в масштабе K_T

Выбрав электродвигатель и определив I_{np}^{np} , а также рассчитав $I_{ред}^{np}$ по конструкции редуктора, можно определить величину момента инерции дополнительной массы, которую необходимо ввести в привод как отдельное звено (маховик), либо добавить к уже имеющимся звеньям. Например, учесть при разработке муфты, соединяющей двигатель с редуктором, тем более, что чаще всего эти муфты снабжены тормозными дисками.

ЛЕКЦИЯ 4

Виды зубчатых механизмов

Зубчатые механизмы передают вращение от одного вала к другому. При этом изменяются величины угловых скоростей (частот вращения) и крутящих моментов.

Связь между этими параметрами на ведущем и ведомых валах определяется передаточным отношением, обозначаемым u .

Передаточное отношение – это отношение угловой скорости вала, принятого за ведущий, к угловой скорости вала, принятого за ведомый.

Таким образом, поскольку мощность на ведущем и ведомых валах практически одинакова (без учета КПД),

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_2}{T_1},$$

где ω_1, T_1 – угловая скорость и крутящий момент на ведущем валу; ω_2, T_2 – угловая скорость и крутящий момент на ведомом валу.

Зубчатые механизмы разделяются на механизмы с подвижными и неподвижными в пространстве осями вращения зубчатых колес.

В свою очередь механизмы с неподвижными осями вращения разделяются на плоские цилиндрические, в которых оси вращения параллельны, и пространственные, в которых оси вращения пересекаются или перекрещиваются.

Плоские механизмы бывают двух видов: с внешним (рис. 6) и внутренним (рис. 7) зацеплением цилиндрических зубчатых колес.

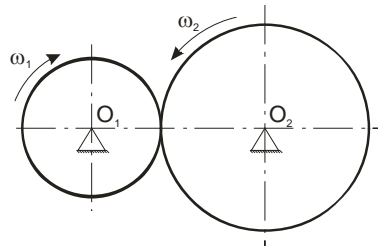


Рисунок 6 Зубчатый механизм с внешним зацеплением

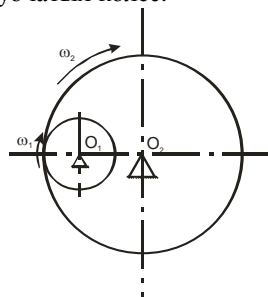


Рисунок 7 Зубчатый механизм с внутренним зацеплением

Как видно из рисунков, направления угловых скоростей во внутреннем зацеплении совпадают, а во внешнем противоположны. Это определяет знак передаточного отношения плоских механизмов – положительный для внутреннего и отрицательный для внешнего.

Основные типы пространственных механизмов – это конические (рис. 8) и червячные (рис. 9).

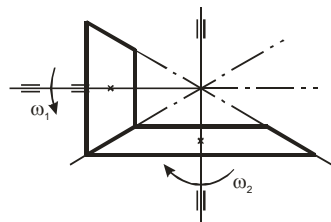


Рисунок 8 Конический зубчатый механизм

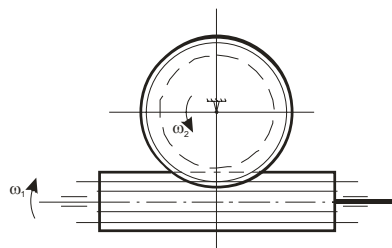


Рисунок 9 Червячный зубчатый механизм

В зависимости от количества зубчатых зацеплений, последовательно связанных друг с другом, механизмы разделяются на одно-, двух-, трех- и многоступенчатые.

Если при передаче движения зубчатым механизмом угловая скорость на ведомом валу становится меньше, чем на ведущем, такой механизм называется редуктором. В противном случае – мультипликатором.

Кинематическая схема простейшего зубчатого механизма с осями вращения зубчатых колес, подвижными в пространстве, представлена на рис. 10.

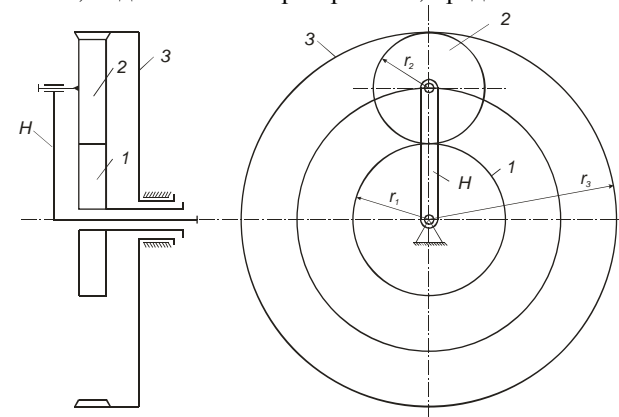


Рисунок 10 Кинематическая схема простейшего зубчатого механизма с осями вращения зубчатых колес, подвижными в пространстве

Позициями на рис.10 обозначены:

- 1 – центральное колесо (солнечное);
- 2 – сателлит;
- 3 – центральное колесо (эпицикл);
- H – водило.

Такой механизм, имеющий две степени свободы, называется зубчатым дифференциалом. Если закрепить одно из центральных колес, 1 или 3, механизм преобразуется в планетарный редуктор.

ЛЕКЦИЯ 5

Кинематика зубчатых передач с неподвижными осями

В зубчатых передачах вращение осуществляется зацеплением специально профилированных зубьев, при этом на каждом из зубчатых колес имеются

окружности, называемые начальными, которые перекатываются друг по другу без скольжения.

В точке A касания начальных окружностей с радиусами r_1 и r_2 (рис.11) окружная скорость рассчитывается так:

$$V_A = \omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2.$$

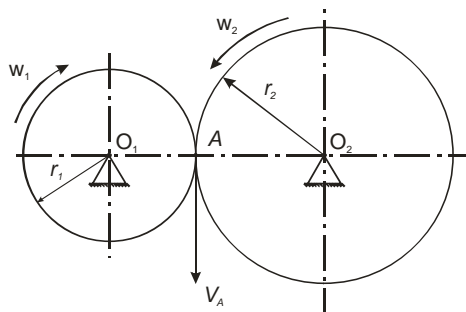


Рисунок 11 Распределение скоростей в зубчатом механизме

При отсутствии скольжения передаточное отношение вычисляется по формуле

$$u_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_2}{r_1}.$$

При внешнем зацеплении – знак минус; при внутреннем зацеплении – знак плюс.

Одним из основных параметров зубчатого зацепления является модуль.

При этом

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}; \quad r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2},$$

где m – модуль зацепления;

z_1, z_2 – числа зубьев колес.

Таким образом

$$u_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_2}{r_1} = \pm \frac{z_2}{z_1}.$$

Одноступенчатая зубчатая передача (рис. 6,7,8) позволяет реализовать передаточное отношение $u_{12} \leq 7$. При больших передаточных отношениях используют многоступенчатые передачи, например трехступенчатые (рис.12).

Ведущим в передаче является колесо 1, ведомым – 6, общее передаточное отношение:

$$u_{16} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = u_{12} \cdot u_{34} \cdot u_{56} = - \left(\frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5} \right).$$

Действительно,

$$u_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2}, \quad u_{34} = -\frac{\omega_3}{\omega_4}, \quad u_{56} = -\frac{\omega_5}{\omega_6},$$

но $\omega_2 = \omega_3$, $\omega_4 = \omega_5$, поскольку колеса 2,3 и 4,5 закреплены на единых валах. Таким образом:

$$u_{16} = -\frac{\omega_1 \cdot \omega_3 \cdot \omega_5}{\omega_2 \cdot \omega_4 \cdot \omega_6} = -\frac{\omega_1}{\omega_6}.$$

Для пространственных передач (например, конических) величина передаточного отношения определяется аналогично вышеизложенному.

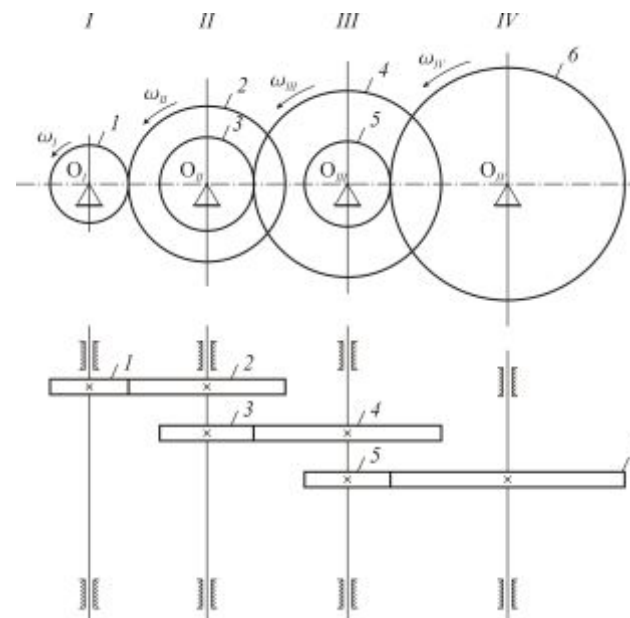


Рисунок 12 Трехступенчатая зубчатая передача

Что касается знака, то для одноступенчатой передачи он не рассматривается, а для многоступенчатой имеет смысл только в том случае, если оси ведущего и ведомого колес параллельны.

В этом случае можно использовать метод стрелок, в соответствии с которым в точке касания начальных окружностей стрелки, символизирующие скорости, либо сходятся, либо расходятся. Тогда по взаимному расположению стрелок на ведущем и ведомом колесах определяют знак общего передаточного отношения: сонаправлены – плюс (рис. 14), противоположны – минус (рис. 13).

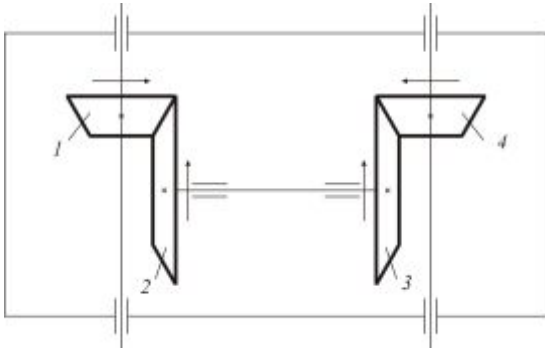


Рисунок 13 Противонаправленное передаточное отношение

$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{34} = -\left(\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}\right).$$

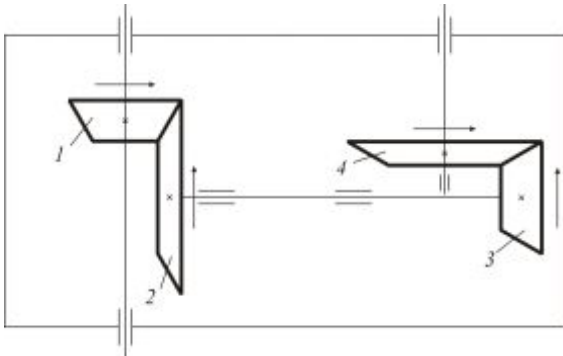


Рисунок 14 Сонаправленное передаточное отношение

$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{34} = \left(\frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}\right).$$

Кинематика планетарных и дифференциальных редукторов

Передаточные отношения механизмов, у которых имеются зубчатые колеса с подвижными осями (рис. 10), определяют с помощью метода обращенного движения.

Для этого механизму мысленно придают дополнительную угловую скорость, равную по величине и противоположную по направлению угловой скорости водила $-\omega_n$. Это не изменит относительного движения звеньев, абсолютные же скорости будут другими:

Звено	1	2	3	Н
Скорость в истинном движении	ω_1	ω_2	ω_3	ω_n
Скорость в обращенном движении	$\omega_1^H = \omega_1 - \omega_n$	$\omega_2^H = \omega_2 - \omega_n$	$\omega_3^H = \omega_3 - \omega_n$	$\omega_n^H = \omega_n - \omega_n = 0$

Таким образом, в обращенном движении водило останавливается и дифференциальный или планетарный механизм преобразуются в механизм с неподвижными осями вращения зубчатых колес, для которого справедливо отношение

$$u_{13}^H = \frac{\omega_1^H}{\omega_3^H} = \frac{\omega_1 - \omega_n}{\omega_3 - \omega_n} = u_{12}^H \cdot u_{23}^H = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \left(\frac{z_3}{z_2}\right) = -\frac{z_3}{z_1}.$$

При решении практических задач по определению передаточных отношений дифференциальных редукторов в исходных данных должны быть указаны числа зубьев всех зубчатых колес и угловые скорости двух звеньев.

Для планетарных редукторов, в которых одно из центральных колес закреплено, достаточно знать числа зубьев зубчатых колес.

Например, при неподвижном центральном колесе 3, $\omega_3=0$. Тогда

$$u_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_n}{0 - \omega_n} = -\frac{\omega_1}{\omega_n} + 1 = -\frac{z_3}{z_1};$$

$$u_{1n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 1 - u_{13}^H.$$

Как видно из рис. 10, зубчатый механизм может быть работоспособным только в том случае, если оси вращения центральных колес и водила совпадают. Это называется условием соосности, из которого следует:

$$r_3 = r_1 + 2r_2;$$

$$r_3 = \frac{m \cdot z_3}{2}; \quad r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2}; \quad r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}.$$

При равенстве модулей всех зубчатых зацеплений:

$$z_3 = z_1 + 2z_2; \quad z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}.$$

Таким образом, если в исходных данных задачи по определению передаточного отношения не указано число зубьев одного из зубчатых колес, его можно найти по условию соосности.

Кроме условия соосности, при проектировании планетарных и дифференциальных редукторов должна быть проведена проверка по выполнению еще двух условий:

1. Условие соседства

При сборке редуктора соседние сателлиты не должны касаться друг друга (рис.15).

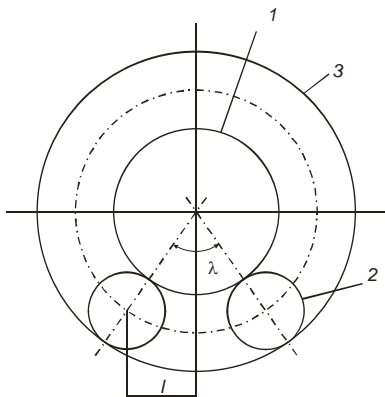


Рисунок 15 При сборке редуктора соседние сателлиты не должны касаться друг друга

Это будет при выполнении условия $2r_{a2} < 2l, r_{a2} < l$, где r_{a2} – радиус окружности вершин зубьев сателлита.

$$l = (r_{w1} + r_{w2}) \cdot \sin \frac{\lambda}{2},$$

где r_{w1}, r_{w2} – радиусы начальных окружностей центрального колеса 1 и сателлита 2.

λ – угол между осями соседних сателлитов

$$\lambda = \frac{2\pi}{n_w},$$

где n_w – количество сателлитов.

Таким образом, условие соседства имеет вид:

$$r_{a2} < (r_{w1} + r_{w2}) \sin \left(\frac{\pi}{n_w} \right).$$

Если не учитывать смещение исходного контура при нарезании зубьев ($x = 0$), то с достаточной степенью точности можно принять

$$r_2 \leq 1,25(r_1 + r_2) \sin \left(\frac{\pi}{n_w} \right),$$

где r_1, r_2 – радиусы делительных окружностей центрального колеса 1 и сателлита 2.

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2}; \quad r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2}.$$

Таким образом,

$$z_2 \leq 1,25(z_1 + z_2) \sin \left(\frac{\pi}{n_w} \right).$$

2. Условие сборки

При сборке механизма, имеющего несколько сателлитов, зубья этих сателлитов должны полностью совпадать с впадинами зубьев центральных колес 1 и 3. Это будет выполняться при условии

$$\frac{z_1 + z_3}{n_w} = k,$$

где k – целое число.

Таким образом, сумма чисел зубьев центральных колес должна быть кратна числу сателлитов.

ЛЕКЦИЯ 6

Параметры цилиндрических зубчатых передач и колес

Зубчатое зацепление – кинематическая пара 4 класса, элементы которой представляют собой взаимоигибаемые кривые, передающие движение качением со скольжением.

Схема внешнего зубчатого зацепления представлена на рис. 16.

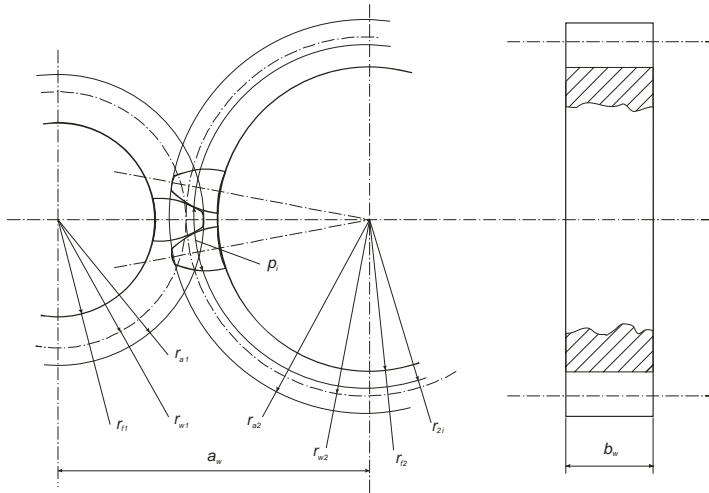


Рисунок 16 Схема внешнего зубчатого зацепления

Основным кинематическим параметром зубчатой передачи является передаточное отношение

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}},$$

где ω_1, ω_2 – угловые скорости шестерни и колеса;

z_1, z_2 – числа зубьев;

r_{w1}, r_{w2} – радиусы начальных окружностей

Начальные окружности это окружности, которые контактируют в полюсе зацепления и перекачиваются друг по другу в процессе зацепления без скольжения.

a_w – межосевое расстояние;

b_w – ширина зубчатого венца;

$$\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} \text{ – коэффициент ширины;}$$

r_{a1}, r_{a2} – радиусы окружностей вершин зубьев;

r_{f1}, r_{f2} – радиусы окружностей впадин зубьев.

Если провести, например на колесе, окружность произвольного радиуса r_{2i} , то расстояние между одноименными точками соседних зубьев, измеренное по этой окружности будет являться шагом зацепления P_i .

Длина окружности радиусом r_{2i} вычисляется по формуле

$$L_i = 2\pi \cdot r_{2i} = P_i \cdot z_2,$$

$$2r_{2i} = d_i = \frac{P_{2i}}{\pi} \cdot z_2,$$

$$\text{обозначим } \frac{P_i}{\pi} = m_i,$$

m_i – модуль зацепления, соответствующий шагу P_i , измеренному по окружности радиуса r_{2i} .

Модуль зацепления является стандартным параметром зубчатой передачи, регламентированным ГОСТ 9563-60.

Окружность диаметром d , по которой измеряется шаг, соответствующий стандартному значению модуля, называется делительной.

ГОСТ 2185-66 регламентирует значения a_w, u, ψ_{ba} .

Основной закон зацепления

Рассмотрим передачу движения двумя взаимоогibaемыми кривыми (рис. 17).

NN – общая нормаль к звеньям 1,2 в точке их контакта A ;

P – полюс зацепления (мгновенный центр относительного движения);

V_{12} – скорость относительного движения;

V_{12}^n – проекция скорости V_{12} на нормаль NN .

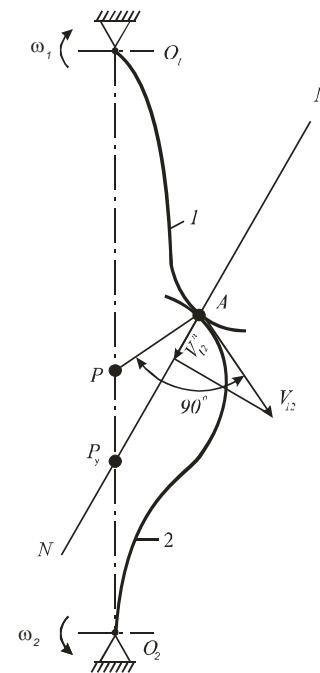
Если $V_{12}^n \neq 0$, то звенья 1 и 2 будут либо внедряться друг в друга, либо расходиться, т.е. движение механизма будет невозможно.

Таким образом, движение с заданным передаточным отношением

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}$$

будет возможно только в том случае, если общая нормаль к сопрягаемым элементам кинематической пары будет проходить через полюс зацепления P .

Этот закон носит название теоремы Виллиса.



Основному закону зацепления удовлетворяют кривые, которые называются

Рисунок 17

эвольвентами.

ЛЕКЦИЯ 7

Построение эвольвенты. Свойства эвольвенты

Изобразим окружность радиуса r_b и проведем к ней касательную в точке A (рис.18).

Разделим касательную на несколько отрезков $A-1$, $1-2$, $2-3$ и т.д. и такие же отрезки дуг выделим на окружности $A-1'$, $1'-2'$ и т.д.

Осуществим перекачивание касательной по окружности, последовательно совмещая точки, которые в процессе движения будут описывать кривые, называемые эвольвентами.

Свойства эвольвенты:

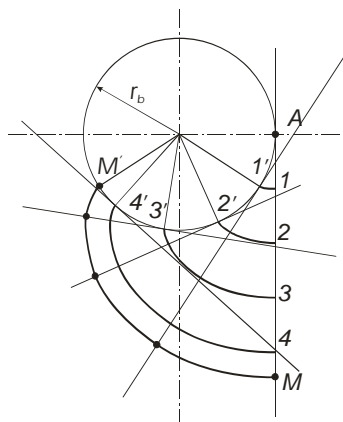


Рисунок 18

1. Касательная к окружности является нормалью к эвольвенте.
2. Расстояние от точки касания до эвольвенты представляет собой радиус кривизны эвольвенты.
3. Участки эвольвенты, описанные разными точками одной касательной, при наложении совпадают, т.е. являются участками одной эвольвенты $M-M'$.

Уравнение эвольвенты

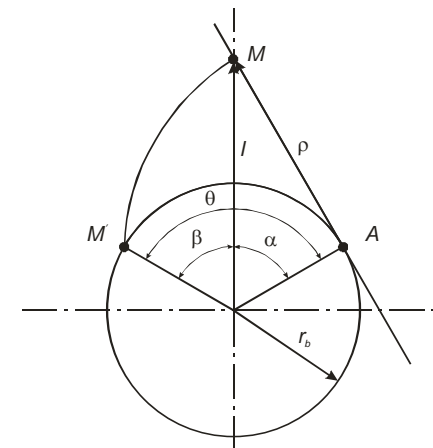


Рисунок 19 Координаты любой точки эвольвенты определяются углом α и радиусом r_e

Положение т. M эвольвенты определяется длиной радиус-вектора l и углом β (рис.19).

$$\beta = \theta - \alpha, \quad \theta = \frac{\cup AM'}{r_b}$$

По построению эвольвенты $\cup AM' = AM = \rho$.

Таким образом,

$$\theta = \frac{\rho}{r_e} = tg \alpha;$$

$$\beta = tg \alpha - \alpha = inv \alpha \text{ (инволюта } \alpha);$$

$$l = \frac{r_e}{\cos \alpha}.$$

То есть координаты любой точки эвольвенты определяются углом α и радиусом r_e , который является радиусом основной окружности.

Способы изготовления зубчатых колес

Основные способы изготовления: огибание (обкатка) и копирование.

При копировании инструмент имеет форму впадины зуба (рис. 20). Это дисковая или пальцевая фреза. После вырезания впадины заготовка поворачивается на шаг зацепления и процесс повторяется.

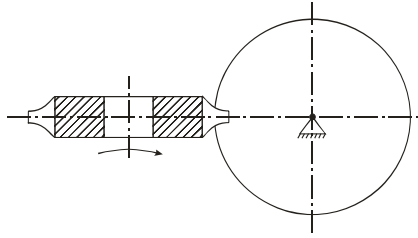


Рисунок 20 Изготовление зубчатых колес методом копирования

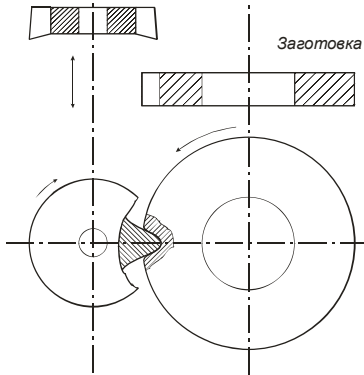


Рисунок 21 Изготовление зубчатых колес методом огибания

При огибании инструмент (червячная фреза, долбяк, инструментальная гребенка) входит в контакт с заготовкой и осуществляет зацепление (рис. 21), удаляя металл, препятствующий относительному движению.

Исходный контур инструмента

Профиль инструментальной гребенки или развертка инструментальной фрезы имеет вид (рис. 22)

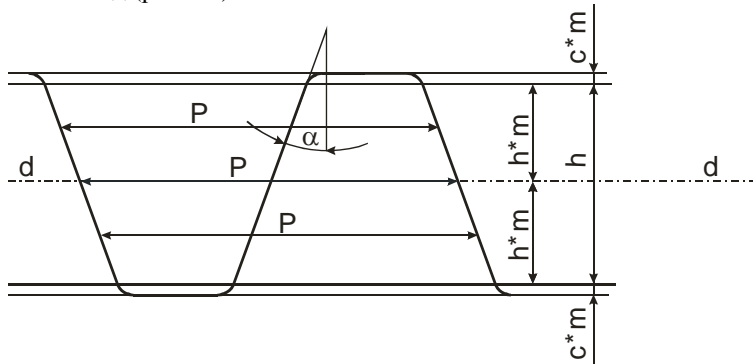


Рисунок 22 Профиль инструментальной гребенки или развертка инструментальной фрезы

$d-d$ – делительная прямая;
 α – угол исходного контура, $\alpha=20^\circ$;
 C^* – коэффициент радиального зазора, $C^*=0,25$;
 h^* – коэффициент высоты зуба, $h^*=1,0$;
 p – шаг зацепления, $p = \text{const}$.

Смещение инструмента при нарезании зубчатых колес

Делительная прямая исходного контура по отношению к делительной окружности нарезаемого колеса может занимать 3 положения (рис. 23).

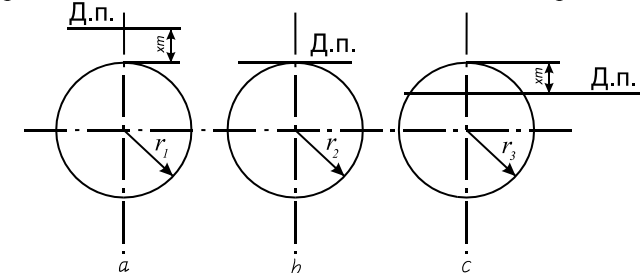


Рисунок 23 Положения делительной прямой исходного контура по отношению к делительной окружности нарезаемого колеса

Положительное смещение (рис. 23,а) $x>0$, нулевое смещение (рис. 23,б) $x = 0$, отрицательное смещение (рис. 23с) $x<0$.

x – коэффициент смещения;
 xm – смещение инструмента.

Смещение инструмента осуществляется с целью:

- 1) исключения подреза ножки зуба при $z < z_{min}$;
- 2) обеспечения фиксированного межосевого расстояния;
- 3) улучшения качественных и прочностных характеристик передач.

ЛЕКЦИЯ 8

Исключение подреза. Расчет минимального числа зубьев

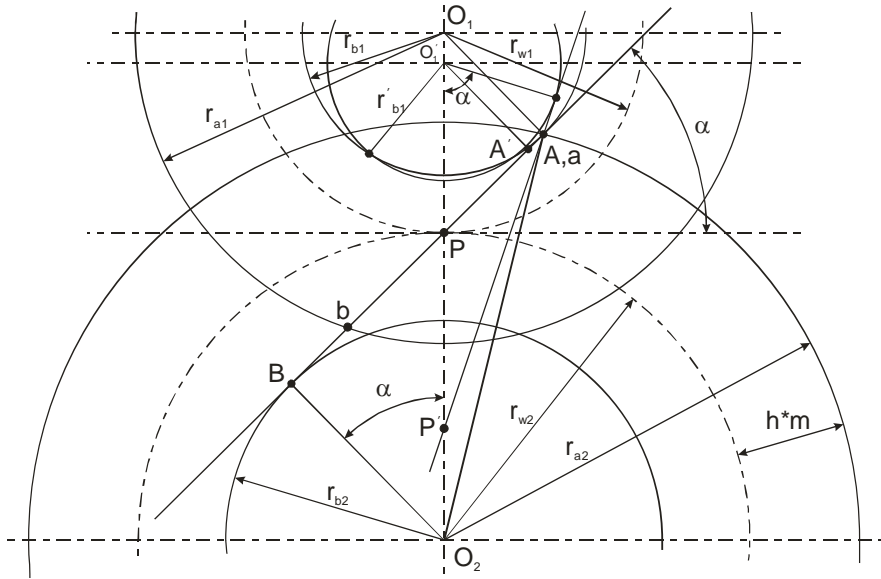


Рисунок 24

AB – отрезок касательной, проведенной к основным окружностям шестерни и колеса.

В соответствии с основным законом зацепления, если в любом положении механизма нормаль к взаимоогibaемым кривым проходит через полюс зацепления, то движение механизма осуществляется с постоянным передаточным отношением.

Боковая поверхность зуба формируется по эвольвентной кривой и нормаль к эвольвенте является касательной к основной окружности. Таким образом, при нахождении точек контакта зубьев на отрезке AB соблюдается основной закон зацепления.

AB – теоретическая линия зацепления (рис.24).

Фактический контакт зубьев ограничивается высотой зуба, т.е. окружностями вершин.

ab – практическая (рабочая) линия зацепления.

Рассмотрим случай, когда точки A и a совпадают (рис.24). Если теперь уменьшить число зубьев шестерни z_1 , то центр O_1 переместится в т. O_1' , а т. A займет положение A' , т.е. т. a , принадлежащая окружности вершин зубьев колеса, окажется за пределами теоретической линии зацепления AB и касательная к новой основной окружности, проходящая через точку контакта зубьев “ a ”, не пройдет через полюс P , т.е. нарушится основной закон зацепления, и вершина нарезающего инструмента врежется в основание зуба нарезаемого колеса, осуществив так называемый подрез (рис. 25).

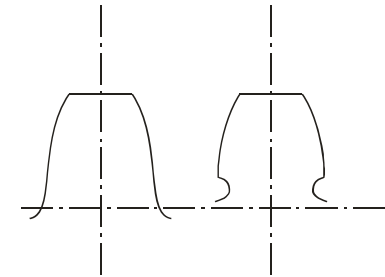


Рисунок 25 Подрез основания зуба

Рассмотрим треугольник O_1AO_2 (рис.24).

По теореме косинусов:

$$AO_2^2 = AO_1^2 + O_1O_2^2 - 2AO_1 \cdot O_1O_2 \cdot \cos \alpha; \quad (1)$$

$$AO_1 = r_{w1} \cdot \cos \alpha; \quad (2) \quad AO_2 = r_{w2} + h^* \cdot m; \quad (3)$$

$$O_1O_2 = r_{w1} + r_{w2}; \quad (4) \quad r_{w1} = r_1 = \frac{mz_1}{2}; \quad (5)$$

$$r_{w2} = r_2 = r_1 \cdot u. \quad (6)$$

Подставив выражения (2 - 6) в выражение (1) и осуществив алгебраические преобразования, получим

$$z_1 = z_{\min} = 2h^* \cdot \frac{\sqrt{u^2 + (2u+1) \cdot \sin^2 \alpha + u}}{(2u+1) \cdot \sin^2 \alpha} \quad (7)$$

Поскольку сечение или развертка инструмента представляют собой исходный контур и в рассматриваемом случае делительная прямая инструмента касается делительной окружности нарезаемого колеса, то $r_2 = r_{w2} = \infty$.

$$\text{То есть } u = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{\infty}{r_{w1}} = \infty.$$

Поделим числитель и знаменатель выражения (7) на u :

$$z_{\min} = 2h^* \cdot \frac{\sqrt{1 + \left(\frac{2}{u} + \frac{1}{u^2}\right) \cdot \sin^2 \alpha + 1}}{\left(2 + \frac{1}{u}\right) \cdot \sin^2 \alpha} \quad (8)$$

В результате деления какого-либо числа на бесконечность получается 0. Таким образом:

$$z_{\min} = 2h^* \frac{2}{2 \sin^2 \alpha} = \frac{2h^*}{\sin^2 \alpha}.$$

При $h^*=1,0$ и $\alpha=20^\circ$, $z_{\min}=17$.

Определение минимального коэффициента смещения, исключающего подрез при нарезании числа зубьев меньше минимального

Рассмотрим взаимное расположение делительной окружности нарезаемого колеса и исходного контура при $z_1 = z_{min}$. В этом случае смещение может отсутствовать и делительная прямая $d-d$ будет касаться делительной окружности с радиусом r_1 (рис. 26), а линия вершин исходного контура $b-b$, ограничивающая прямолинейную часть зуба инструмента, формирующую эвольвенту, будет проходить через границу теоретической линии зацепления (т. А).

Если требуется нарезать число зубьев $z_1' < z_{min}$, то есть при том же модуле изготовить колесо с меньшими диаметрами делительной и основной окружностей, то для выполнения основного закона зацепления и исключения подреза необходимо переместить инструмент от оси колеса таким образом, чтобы линия вершин b_1-b_1 проходила через т. A_1 , соответствующую границе теоретической линии зацепления колеса с $z < z_{min}$ и центром вращения O_1 (рис.26).

Это смещение составляет xm .

Рассмотрим подобные треугольники O_1AP и O_1A_1P . Из подобия следует:

$$\frac{AP}{A_1P} = \frac{O_1P}{O_1P} = \frac{r_1}{r_1} = \frac{\frac{mz_1}{2}}{\frac{mz_1}{z_1}} = \frac{z_1}{z_1} = \frac{z_{min}}{z_1}$$

Рассмотрим подобные треугольники CAP и C_1A_1P . Из подобия следует:

$$\frac{CP}{C_1P} = \frac{AP}{A_1P}; \quad \frac{CP}{C_1P} = \frac{h^* \cdot m}{h^* \cdot m - x \cdot m}; \quad \frac{AP}{A_1P} = \frac{z_{min}}{z_1}$$

Таким образом,

$$\frac{z_{min}}{z_1} = \frac{h^* \cdot m}{h^* \cdot m - x \cdot m} \quad \text{или} \quad x = h^* \cdot \left(1 - \frac{z_1}{z_{min}} \right)$$

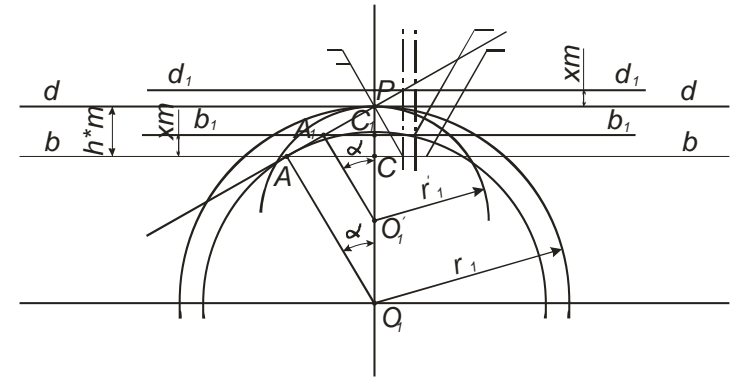


Рисунок 26 Иллюстрация к определению минимального коэффициента смещения, исключающего подрез при нарезании числа зубьев меньше минимального

ЛЕКЦИЯ 9

Геометрические параметры зубчатой передачи. Межосевое расстояние

Межосевое расстояние рассчитывается по зависимости (рис. 27)

$a_w = a + ym$, где a – делительное межосевое расстояние

$$a = r_1 + r_2 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2};$$

ym – воспринимаемое смещение.

$$y = \frac{a_w - a}{m},$$

где y – коэффициент воспринимаемого смещения.

$$a_w = r_{w1} + r_{w2}; \quad r_{w1} = \frac{r_{b1}}{\cos \alpha_w}; \quad r_{w2} = \frac{r_{b2}}{\cos \alpha_w} \quad (\text{рис. 27}),$$

α_w – угол зацепления

При рассмотрении нулевого зацепления (без смещения)

$$r_w = r, \quad r_b = r \cdot \cos \alpha$$

При смещении исходного контура изменяются радиусы начальных окружностей, а радиусы основных окружностей остаются прежними, поскольку они определяют эвольвенту, нарезаемую инструментом с углом α , а инструмент при смещении остается тем же, только перемещается относительно оси нарезаемого колеса.

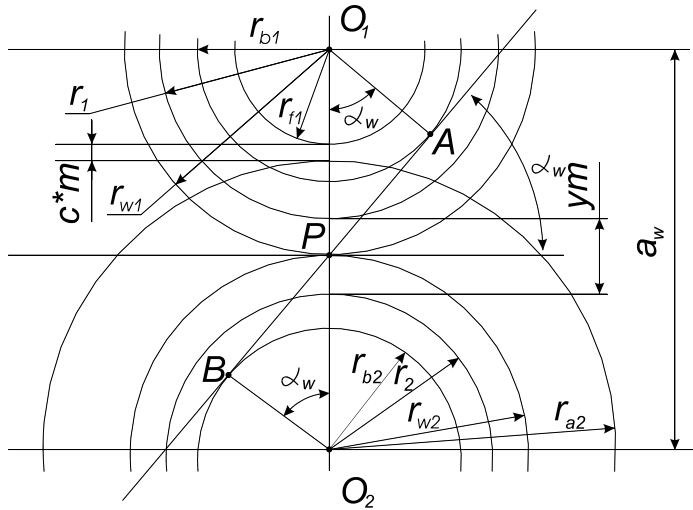


Рисунок 27 Геометрические параметры зубчатой передачи

Таким образом

$$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha; \quad r_{b2} = r_2 \cdot \cos \alpha;$$

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{r_1 \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w} + \frac{r_2 \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w} = (r_1 + r_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} =$$

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

$$\alpha_w = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha \right).$$

Если межосевое расстояние a_w не регламентируется ГОСТ или конструкцией зубчатой передачи и предварительно выбраны коэффициенты смещения x_1 и x_2 , то

$$\text{inv } \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2) \cdot \text{tg } \alpha}{z_1 + z_2} + \text{inv } \alpha$$

Значение угла α_w определяется по таблицам инволют.

Радиусы окружностей вершин и впадин зубьев

В соответствии с рис. 27 и 28

$$r_{f1} = r_1 + x_1 \cdot m - h^* \cdot m - c^* \cdot m;$$

$$r_{a2} = a_w - r_{f1} - c^* \cdot m;$$

$$a_w = a + y \cdot m = r_1 + r_2 + y \cdot m;$$

$$r_{a2} = r_1 + r_2 + y \cdot m - r_1 - x_1 \cdot m + h^* \cdot m + c^* \cdot m - c^* \cdot m;$$

$$x_1 = x_\Sigma - x_2,$$

где x_Σ – коэффициент суммы смещений.

После преобразований получим

$$r_{a2} = r_2 + h^* \cdot m + x_2 \cdot m - \Delta y \cdot m,$$

где $\Delta y = x_\Sigma - y$ – уравнивающее смещение.

По аналогии

$$r_{f2} = r_2 + x_2 \cdot m - h^* \cdot m - c^* \cdot m;$$

$$r_{a1} = r_1 + h^* \cdot m + x_1 \cdot m - \Delta y \cdot m.$$

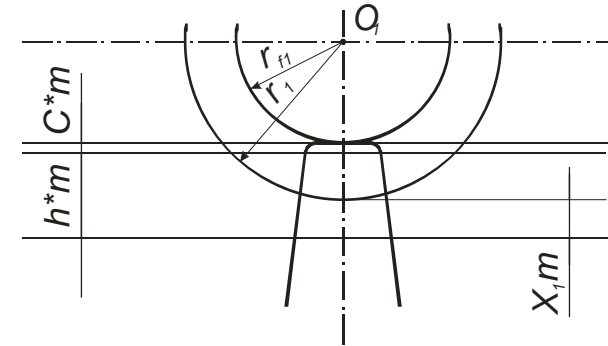


Рисунок 28

Толщина зуба по дуге делительной окружности

При нулевом смещении толщина зуба равна половине шага по делительной окружности

$$S = \frac{P}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2}.$$

При смещении исходного контура на величину xm (рис. 29) толщина зуба вычисляется по формуле

$$S = \frac{\pi m}{2} + 2\Delta, \quad \Delta = x \cdot m \cdot \text{tg } \alpha;$$

$$S = \frac{\pi m}{2} + 2x \cdot m \cdot \text{tg } \alpha.$$

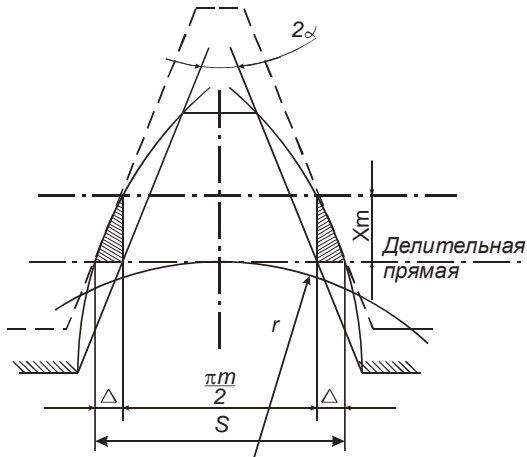


Рисунок 29 Смещение исходного контура на величину xm

ЛЕКЦИЯ 10

Качественные характеристики зубчатой передачи. Коэффициент перекрытия

Рассмотрим процесс зацепления зуба шестерни с зубом колеса. В т. a вершина колеса касается ножки зуба шестерни. В т. b вершина того же зуба шестерни выходит из зацепления с ножкой зуба колеса (рис. 30).

При этом шестерня поворачивается на угол φ_γ , который называется углом перекрытия.

Коэффициентом перекрытия ε называется отношение угла перекрытия к угловому шагу τ .

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{\gamma 1}}{\tau_1} = \frac{\varphi_{\gamma 2}}{\tau_2}.$$

Угол φ_γ соответствует дуге $d_1 d_2$ основной окружности, которая по построению эвольвенты равна длине практической линии зацепления ab .

$$\varphi_{\gamma 1} = \frac{\cup d_1 d_2}{r_b} = \frac{ab}{r_b}.$$

Угловой шаг – это центральный угол между осями симметрий соседних зубьев

$$\tau = \frac{P_w}{r_w},$$

где P_w – шаг зацепления по начальной окружности

r_w – радиус начальной окружности

Таким образом, торцовый коэффициент перекрытия (на рис. 30 представлено торцовое сечение передачи) вычисляется так:

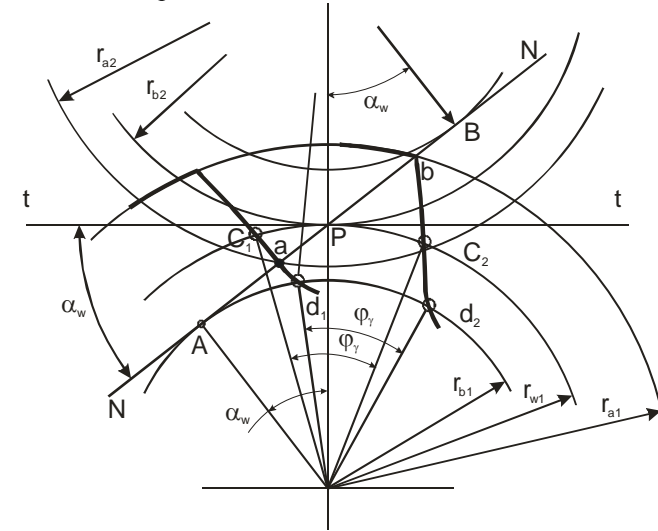


Рисунок 30 Зацепление зуба шестерни с зубом колеса

$$\varepsilon_\alpha = \frac{ab \cdot r_w}{r_b \cdot P_w} = \frac{ab \cdot r_w}{r_w \cdot P_w \cdot \cos \alpha_w} = \frac{ab}{P_w \cdot \cos \alpha_w}.$$

Из геометрии зубчатого зацепления (рис. 30) следует:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w),$$

где α_{a_i} – углы при вершинах зубьев шестерни (α_{a1}) и колеса (α_{a2}).

$$\alpha_{a_i} = \arccos \left(\frac{r_{b_i}}{r_{a_i}} \right).$$

Коэффициент торцового перекрытия в прямозубой передаче должен быть больше 1,0, т.к. в противном случае, когда одна пара зубьев выйдет из зацепления, другая пара ещё не войдет в зацепление и произойдет перерыв в контакте зубьев, сопровождаемый ударным приложением усилия в зацеплении.

Для косозубых зацеплений, зубья которых входят в контакт не одновременно всей боковой поверхностью, как прямозубые, а постепенно, рассматривается суммарный коэффициент перекрытия.

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta,$$

где ε_β – коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x}$$

где p_x – осевой шаг

$$p_x = \frac{\pi m}{\sin \beta}$$

Для косозубых и шевронных колес торцовый коэффициент перекрытия ε_α может быть меньше 1,0.

Скорость скольжения зубьев. Коэффициент удельного скольжения

Рассматриваемые характеристики необходимы при расчете зубьев на износостойкость, а также при оценке затрат мощности на трение.

Рассмотрим относительное и абсолютное движение т. K контакта боковых поверхностей зубьев шестерни и колеса (рис. 31).

V_{y1}, V_{y2} – абсолютные скорости т. K .

По основному закону зацепления проекции векторов этих скоростей на линию зацепления должны быть равны.

V_{ky1}, V_{ky2} – проекции векторов V_{y1}, V_{y2} на касательную к боковым поверхностям зубьев (перпендикуляр к линии зацепления).

$$V_{ky1} = \omega_1 \cdot AK; \quad V_{ky2} = \omega_2 \cdot BK;$$

$$V_{ky1} = \omega_1 \cdot \rho_1; \quad V_{ky2} = \omega_2 \cdot \rho_2;$$

где ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны эвольвент боковых поверхностей зубьев в точке контакта K .

Скорости скольжения профилей зубьев

$$V_{sy12} = V_{ky1} - V_{ky2}; \quad V_{sy21} = V_{ky2} - V_{ky1};$$

$$V_{sy12} = \omega_1 \cdot AK - \omega_2 \cdot BK = \omega_1(AP + PK) - \omega_2(BP - PK) =$$

$$= \omega_1 \cdot AP + \omega_1 \cdot PK - \omega_2 \cdot BP + \omega_2 \cdot PK;$$

$$AP = r_{w1} \cdot \sin \alpha_w; \quad BP = r_{w2} \cdot \sin \alpha_w;$$

$$\frac{AP}{BP} = \frac{r_{w1} \cdot \sin \alpha_w}{r_{w2} \cdot \sin \alpha_w} = \frac{r_{w1}}{r_{w2}} = \frac{\omega_2}{\omega_1}; \quad AP \cdot \omega_1 = BP \cdot \omega_2;$$

$$V_{sy12} = PK(\omega_1 - \omega_2).$$

На основании полученной зависимости можно построить график (рис.32) и определить значения скорости скольжения в любой точке практической линии зацепления ab .

Коэффициенты удельного скольжения:

$$\lambda_{12} = \frac{V_{sy12}}{V_{ky1}} = \frac{V_{ky1} - V_{ky2}}{V_{ky1}} = 1 - \frac{\omega_2 \cdot \rho_2}{\omega_1 \cdot \rho_1} = 1 - \frac{z_1 \cdot \rho_2}{z_2 \cdot \rho_1};$$

$$\lambda_{21} = \frac{V_{sy21}}{V_{ky2}} = \frac{V_{ky2} - V_{ky1}}{V_{ky2}} = 1 - \frac{\omega_1 \cdot \rho_1}{\omega_2 \cdot \rho_2} = 1 - \frac{z_2 \cdot \rho_1}{z_1 \cdot \rho_2}.$$

В полюсе зацепления P (рис. 31):

$$AK = \rho_1 = AP; \quad BK = \rho_2 = BP;$$

$$\lambda_{12} = 1 - \frac{\omega_2 \cdot BP}{\omega_1 \cdot AP} = 1 - \frac{\omega_2 \cdot \omega_1}{\omega_1 \cdot \omega_2} = 0;$$

$$\lambda_{21} = 1 - \frac{\omega_1 \cdot AP}{\omega_2 \cdot BP} = 1 - \frac{\omega_1 \cdot \omega_2}{\omega_2 \cdot \omega_1} = 0.$$

В т. A $\rho_1=0, \lambda_{12}=-\infty; \lambda_{21}=1,0$

В т. B $\rho_2=0, \lambda_{12}=1,0; \lambda_{21}=-\infty$

В остальных точках линии зацепления значения v_{12} и v_{21} можно определить, измерив радиусы кривизны ρ_1 и ρ_2 .

По результатам расчетов строится графическая зависимость (рис. 33).

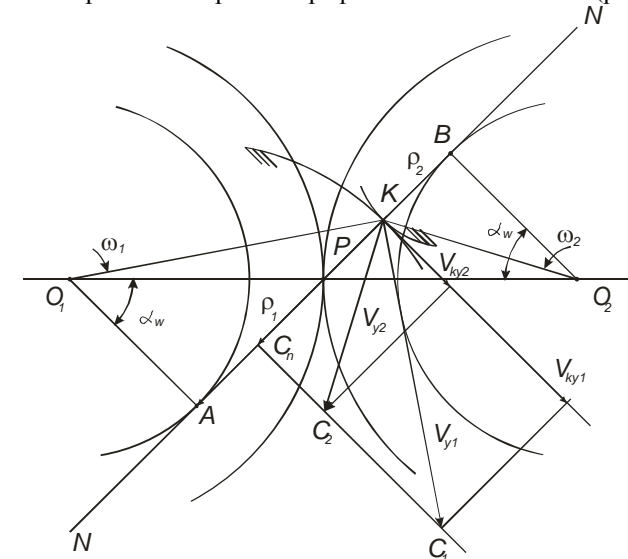


Рисунок 31 Относительное и абсолютное движение т. K контакта боковых поверхностей зубьев шестерни и колеса

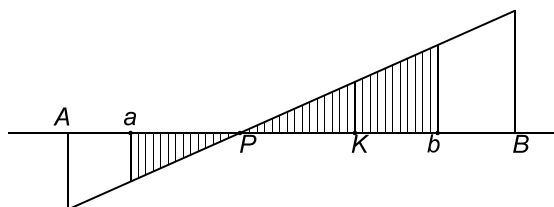


Рисунок 32 График скорости скольжения в любой точке практической линии зацепления ab .

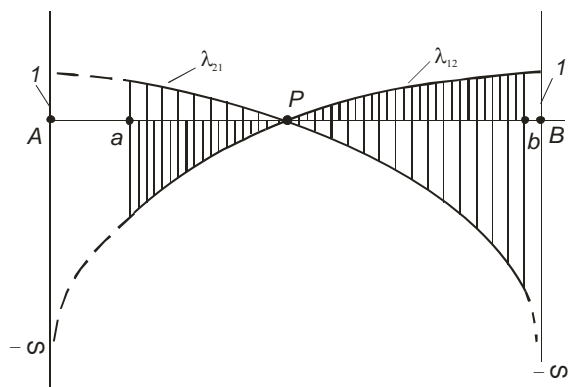


Рисунок 33

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин/ И.И. Артоболевский. М.: Наука, 1988.
2. Юдин В.А Теория механизмов и машин/ В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. М.: Высшая школа, 1977.
3. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин/ С.А. Попов. М.: Высшая школа, 1986.
4. Теория механизмов и машин. Проектирование/ под редакцией Кульбачного О.И. М.: Высшая школа, 1970.
5. Крайнев А.Ф. Словарь – справочник по механизмам/ А.Ф. Крайнев. М.: Машиностроение, 1987.