

**ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
СИНТЕЗ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАТОГО
ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

Методические указания к курсовому проектированию

Методические указания предназначены для использования при выполнении задания на курсовое проектирование "Синтез эвольвентного зубчатого зацепления" по курсу "Теория механизмов и машин".

Методические указания содержат основные положения, определения и расчетные зависимости, требования к выполнению графической части и пояснительной записки.

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

- Требуется:
- 1.1. Синтезировать эвольвентное зубчатое зацепление с параллельными осями.
 - 1.2. Устранить подрезание в станочном зацеплении при нарезании зубчатых колес методом огибания (непрерывного деления).
 - 1.3. Вычислить значения коэффициентов и построить графики удельных скольжений профилей зубьев.
 - 1.4. Найти коэффициент перекрытия зацепления.
 - 1.5. Определить радиусы кривизны профилей зубьев и приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления.
 - 1.6. Вычислить коэффициент полезного действия передачи.
 - 1.7. Рассчитать постоянную хорду и ее высоту.
 - 1.8. Построить участки скольжения в профилях зубьев.

2. УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ЗАДАНИЯ

- 2.1. Задание выполняется на одном листе формата А1 (Ф24) ГОСТ 2.301-68 ЕСКД "Форматы".
- 2.2. Лист оформляется (рамка, штамп) в соответствии с ГОСТом 2.104-68 "Основные надписи".
- 2.3. Надписи на чертежах выполняются стандартным шрифтом - ГОСТ 2.304-81 "Шрифты". На чертеже размер шрифта не должен быть менее 3,5.
- 2.4. Схема зубчатого зацепления и дополнительные изображения выполняются в стандартном машиностроительном масштабе - ГОСТ 2.302-68 "Масштабы". Масштаб схемы зубчатого зацепления назначается преподавателем в задании на проектирование.
- 2.5. Толщина линий для изображения схемы зубчатого зацепления назначается исполнителем (студентом). При этом следует руководствоваться ГОСТом 2.202-68 "Линии". Цвет линий - черный.
- 2.6. Правила нанесения размеров и размерных чисел регламентируется ГОСТом 2.307-68.

3. УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительная записка (ПЗ) выполняется на формате А4(ф.11), оформляется в соответствии с ГОСТом 2.104-68 и брошируется в альбом. Разделы пояснительной записки соответствуют содержанию пунктов, изложенных в разделе 1 - "Постановка задачи".

4. РАСЧЕТ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И

ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

4.1. Числа зубьев колес передачи

Число зубьев малого колеса 1 (шестерни) определяется по соотношению

$$z_1' = \frac{2 \cdot a_W}{m \cdot (1 + u_{12})}, \quad (4.1)$$

которое получено из формулы

$$a = \frac{z_1 \cdot (1 + u_{12}) \cdot m}{2}$$

в предположении, что межосевое расстояние a_W передачи равно ее делительному межосевому расстоянию a .

Число зубьев z_1' при расчете по (4.1) получается, как правило, дробным. z_1' необходимо округлить до ближайшего целого.

Для определения числа зубьев z_2 большого колеса 2 используется зависимость

$$z_2 = u_{12} \cdot z_1, \quad (4.2)$$

где z_1 — число зубьев колеса 1, найденное по (4.1) и округленное до целого числа.

Число зубьев z_2 , рассчитанное по (4.2), также должно быть округлено до целого числа.

После определения чисел зубьев z_1 и z_2 колес необходимо проверить, обеспечивают ли они заданное передаточное число

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1} . \quad (4.3)$$

Расхождение u_{12} , найденного по (4.3) и заданного, не должно превышать $\Delta u = \pm 0.005$.

4.2. Делительное межосевое расстояние передачи

$$a = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} . \quad (4.4)$$

4.3. Угол зацепления передачи при заданном межосевом расстоянии a_W и при отсутствии боковых зазоров между зубьями (плотная сборка).

$$\cos \alpha_W = \frac{a}{a_W} \cdot \cos \alpha \rightarrow \alpha_W, \quad (4.5)$$

где α – угол профиля исходного контура инструментальной рейки.

Соотношение (4.5) получено из выражения

$$a \cdot \cos \alpha = \frac{a}{a_W} \cdot \cos \alpha_W,$$

устанавливающего связь между межосевыми расстояниями и углами зацепления нулевой передачи и передачи положительной (или отрицательной).

Точность расчета $\cos \alpha_W$ – не менее пяти знаков после запятой.

4.4. Коэффициент суммы смещений исходного контура

В положительной передаче межосевое расстояние a_W больше ее делительного межосевого расстояния a , т.е. $a_W > a$. В такой передаче колеса для обеспечения требуемого зацепления зубьев нарезаются при положительной установке инструментальной рейки.

Необходимо поэтому определить коэффициент суммы смещений исходного контура инструментальной рейки, соответствующий заданному межосевому расстоянию a_W :

$$x_\Sigma = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot (\operatorname{inv} \alpha_W - \operatorname{inv} \alpha), \quad (4.6)$$

где $\operatorname{inv} \alpha_W, \operatorname{inv} \alpha$ – инволюты (эвольвентные функции) угла зацепления передачи и угла профиля исходного контура соответственно.

Инволюты углов находить по таблице инволют с точностью до пяти значащих цифр.

Найденный по (4.6) коэффициент суммы смещений x_{Σ} необходимо разложить на коэффициенты смещений x_1 и x_2 , отнеся их соответственно к малому и большому колесам.

4.5. Коэффициент смещения x_1 и x_2 исходного контура

Задание на проектирование эвольвентного зацепления составлено таким образом, что число зубьев z_1 малого колеса, рассчитанное по (4.1), будет меньше 17, т.е. $z_1 < 17$. Поэтому при нулевой установке исходного контура инструментальной рейки будет иметь место подрезание зубьев малого колеса. Это подрезание необходимо устранить.

Для устранения подрезания зубьев малого колеса определяется коэффициент смещения x_1 исходного контура по формуле

$$x_1 = x_{1подр} = \frac{17 - z_1}{17}, \quad (4.7)$$

если $z_1 \geq 10$

$$x_1 = x_{1подр} = \frac{14 - z_1}{17}, \quad (4.8)$$

если $z_1 < 10$.

При коэффициенте смещения x_1 , рассчитанном по (4.8), наблюдается незначительное подрезание зуба малого колеса, но при этом устраняется недопустимое заострение зуба на окружности вершин.

После расчета x_1 определяется коэффициент смещения x_2 исходного контура при нарезании большого колеса:

$$x_2 = x_{\Sigma} - x_1, \quad (4.9)$$

где x_{Σ} — коэффициент суммы смещений /формула (4.6)/.

ПРИМЕЧАНИЕ. При известных z_1 и z_2 для определения коэффициентов смещения x_1 и x_2 можно воспользоваться блокирующим контуром, если таковой имеется.

4.6. Делительные диаметры колес

$$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2} , \quad (4.10)$$

где m — модуль зубьев.

4.7. Основные диаметры колес

$$d_{b1,2} = m \cdot z_{1,2} \cdot \cos\alpha , \quad (4.11)$$

где α — угол профиля исходного контура инструментальной рейки.

Общая внутренняя касательная к основным окружностям колес является теоретической линией зацепления. Она образует с нормалью к линии межосевого расстояния угол, численно равный углу зацепления. С целью контроля правильности синтеза зацепления рекомендуется измерить и сопоставить этот угол с углом зацепления, полученным расчетом по соотношению (4.5).

4.8. Диаметры впадин колес

$$d_{f1,2} = m \cdot (z_{1,2} - 2,5 + 2x_{1,2}) , \quad (4.12)$$

где $x_{1,2}$ — коэффициенты смещения исходного контура инструментальной рейки.

4.9. Высота зубьев колес (глубина врезания инструмента)

При сборке передачи из колес, нарезанных со смещением исходного контура ($x_{\Sigma} \neq 0$), нельзя выдержать стандартными высоту зуба h и радиальный зазор c между зубьями одновременно. Поступают по-разному: либо сохраняют стандартным радиальный зазор, либо высоту зуба; либо изменяют и радиальный зазор, и высоту зуба.

Найдем высоту зуба колеса при сохранении стандартным радиального зазора между зубьями. Используем схему передачи, показанную на рис. 4.1.

Из рассмотренной схемы:

$$a_W = \frac{d_{f1} + d_{f2}}{2} + h + c .$$

Отсюда определяем высоту зуба:

$$h = a_w - \frac{d_{f1} + d_{f2}}{2} - c, \quad (4.13)$$

где $c = 0,25 \cdot m$ – стандартный радиальный зазор зубчатой передачи.

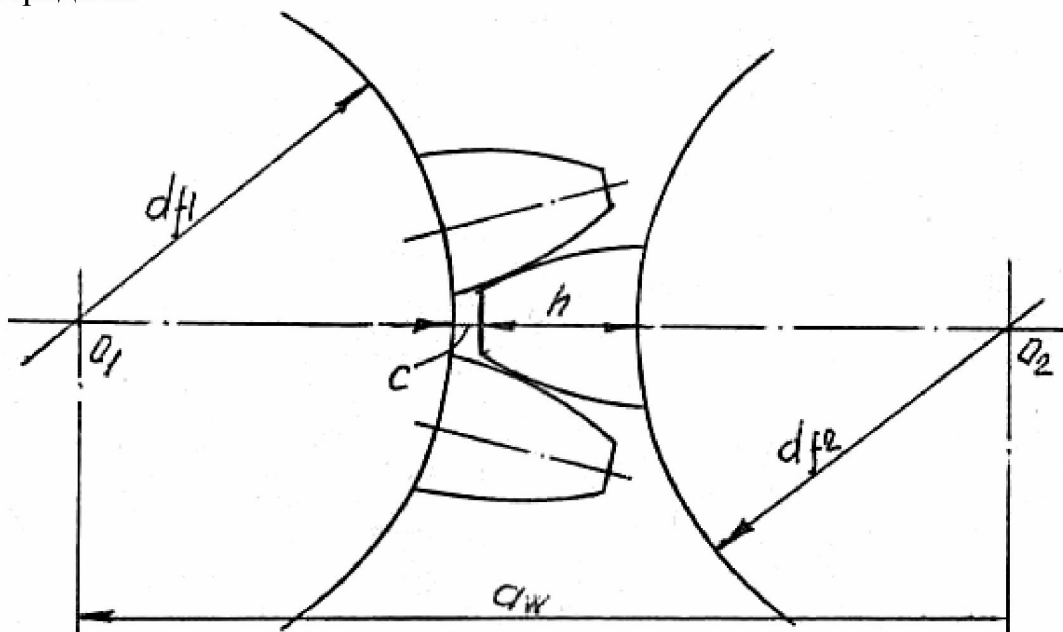


Рис. 4.1. Схема эвольвентной передачи

4.10. Диаметры вершин зубьев колес

$$d_{a1,2} = d_{f1,2} + 2h, \quad (4.14)$$

где $d_{f1,2}$ – диаметры впадин колес,

h – высота зубьев /формула (4.13)/.

4.11. Окружные толщины зубьев по делительным окружностям колес

$$S_{t1,2} = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot m, \quad (4.15)$$

где α – угол профиля исходного контура.

$\pi = 3,1416$

4.12. Окружной делительный шаг зубьев

$$P = \pi \cdot m, \quad (4.16)$$

где m — модуль зубьев.

5. ПОДРЕЗАНИЕ ЗУБЬЕВ КОЛЕСА В СТАНОЧНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Станочным называется зацепление инструментальной рейки с обрабатываемым колесом при нарезании последнего.

Подрезание зуба (со снятием металла) происходит при нарезании методом огибания колеса с малым числом при нулевой установке инструмента. При подрезании инструментальная рейка срезает не предусмотренную обработкой часть эвольвенты профиля вблизи основания зуба, (рис. 5.1).

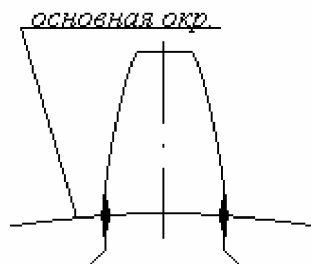


Рис. 5.1. Схема подрезания

Подрезание ведет к сокращению активного участка профиля и уменьшению изгибной прочности.

Подрезание зубьев колеса инструментом реечного типа имеет место только тогда, когда число зубьев Z нарезаемого колеса меньше минимального, т.е. $Z < Z_{\min}$.

Минимальное число зубьев колеса рассчитывается по формуле:

$$Z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}, \quad (5.1)$$

где h_a^* — коэффициент высоты головки исходного контура инструментальной рейки.

α — угол профиля исходного контура.

В исходном контуре по ГОСТ 13755-81 (стандарт СТ СЭВ 308-76)

$$h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ.$$

Тогда, следовательно, $Z_{\min} = 17$.

Если при $h_a^* = 1$ принять, например, $\alpha = 15^\circ$, то $Z_{\min} = 30$.

Таким образом, если колесо, нарезанное методом огибания инструментом реечного типа при нулевой установке, имеет число зубьев $z < 17$, то его зубья окажутся подрезанными.

На практике иногда допускают незначительное подрезание ножки зуба. Тогда за минимальное число зубьев принимают

$$z'_{\min} = \frac{5}{6} z_{\min}$$

При $h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ$

$$z'_{\min} = 14.$$

При нарезании колеса с числом зубьев $z=14$ инструментальная рейка при нулевой установке срезает часть эвольвенты профиля на ножке зуба - ту часть, которая не может быть использована в зацеплении из-за пластических деформаций. Срезание такого участка профиля не сказывается отрицательно на работе передачи, если не принимать во внимание незначительное снижение изгибной прочности зуба.

Устраняется подрезание зубьев положительным смещением инструментальной рейки относительно ее нулевой установки. То есть, если нарезаемое колесо с числом зубьев $z < 17$, то для исключения подрезания его зубьев установка инструментальной рейки должна быть положительной.

Величина смещения рейки равна произведению

$$x \cdot m,$$

где x — коэффициент смещения рейки,

m — модуль зубьев нарезаемого колеса.

Коэффициент смещения инструментальной рейки для исключения подрезания зубьев определяется из соотношения

$$x_{\text{подр}} = \frac{h_a^* (z_{\min} - z)}{z_{\min}}, \quad (5.2)$$

где z — число зубьев нарезаемого колеса,

z_{\min} — минимальное число зубьев без подрезания при нулевой установке рейки,

h_a^* — коэффициент высоты головки зуба исходного контура.

Положив в (5.2) $h_a^* = 1$ при $\alpha = 20^\circ$ (параметры исходного контура по ГОСТу 13755-81), получим коэффициенты смещения, определяемые формулами (4.7) и (4.8).

6. СКОЛЬЖЕНИЕ ПРОФИЛЕЙ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

Профили зубьев в процессе работы передачи скользят друг по другу. Чистое их качение наблюдается только в полюсе зацепления П. Скольжение контактирующих поверхностей зубьев сопровождается износом этих поверхностей.

Обратимся к рис. 6.1, на котором изображены две контактирующие между собой пластинки - 1 и 2.

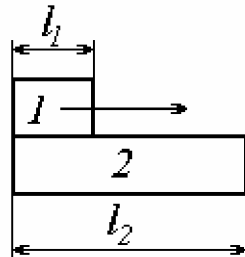


Рис. 6.1. К исследованию скольжения профилей

Пусть пластинка 1 скользит по пластинке 2. При одинаковых материалах поверхностей скольжения быстрее изнашивается пластинка 1.

Износ поверхностей характеризуется величиной коэффициентов удельного скольжения \mathcal{G} - чем больше этот коэффициент, тем интенсивнее износ.

При длине l_1 и l_2 участков износа коэффициенты удельного скольжения равны:

$$\mathcal{G}_1 = \frac{l_1 - l_2}{l_1}, \quad (6.1)$$

$$\mathcal{G}_2 = \frac{l_2 - l_1}{l_2}$$

Для эвольвентного зацепления соотношения (6.1) приводятся к виду:

$$\mathcal{G}_1 = \frac{z_2}{z_1} - \frac{N_2 T}{N_1 T}, (a)$$

$$\mathcal{G}_2 = 1 - \frac{N_1 T}{N_2 T} \cdot \frac{z_2}{z_1}, \quad (6.2)$$

где z_1, z_2 - числа зубьев колеса передачи,

N_1T , N_2T - отрезки, на которые делится теоретическая линия зацепления N_1N_2 контактной точкой T .

Формула (6.2 а) для расчета коэффициентов удельного скольжения \mathcal{G}_1 на поверхности зуба колеса 1 получена с учетом того, что зубья малого колеса зацепляются в передаточное число раз чаще зубьев большого колеса. Поэтому износ зубьев малого колеса будет интенсивнее износа зубьев большого колеса.

В соответствии с формулами (6.2) графики удельных скольжений зубьев колес эвольвентной передачи имеют вид (рис.6.2).

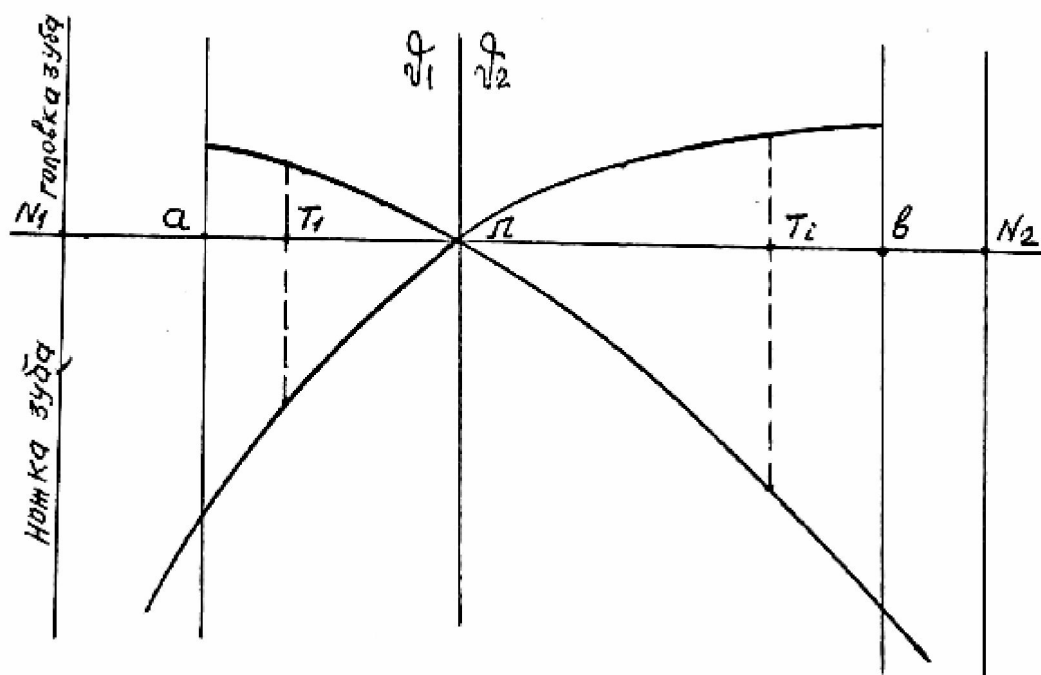


Рис. 6.2. Кривые удельных скольжений

На рис. 6.2 N_1N_2 - линия зацепления зубчатой передачи (теоретическая), $ав$ - линия зацепления зубчатой передачи (активная, рабочая), $П$ - полюс зацепления.

Положения точек T_1, \dots, T_i на активной линии зацепления $ав$ назначаются; отрезки N_1T_i и N_2T_i теоретической линии зацепления снимаются с построенной измерением (с учетом масштабного коэффициента).

При рассмотрении графиков удельных скольжений эвольвентных профилей видно, что при зацеплении зубьев в точке N_2 удельное скольжение \mathcal{G}_1 на ножке зуба колеса 1 становится бесконечно большим.

Аналогичная картина наблюдается и на ножке зуба колеса 2 при зацеплении зубьев в точке N_1 .

Из отмеченного следует, что по износу нельзя допускать зацепления эвольвент профилей зубьев вблизи их основных окружностей.

В полюсе зацепления Π скольжение профилей, как это было отмечено ранее, равно нулю.

Для равномерного износа зубьев удельные скольжения \mathcal{G}_1 и \mathcal{G}_2 стремятся выравнять (по абсолютному значению) путем определенной установки инструментальной рейки при нарезании колес.

7. КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Зубья колес, собранных в передачу, приходят во взаимное соприкосновение только на линии зацепления в пределах ее активного участка.

При работе передачи зацепление зубьев колес должно быть непрерывным - до выхода из зацепления одной пары зубьев должна вступать в работу следующая пара (соседние пары зубьев должны перекрывать работу друг друга).

В эвольвентном зацеплении (рис. 7.1) условие непрерывной работы профилей зубьев выполняется только в том случае, когда рабочий участок ab линии зацепления больше по величине основного окружного шага P_b , то есть

$$\overline{ab} > \overline{P_b}$$

Отношение активного участка линии зацепления к основному окружному шагу называется коэффициентом (торцевого) перекрытия эвольвентного зацепления

$$\varepsilon = \frac{ab}{P_b} > 1.$$

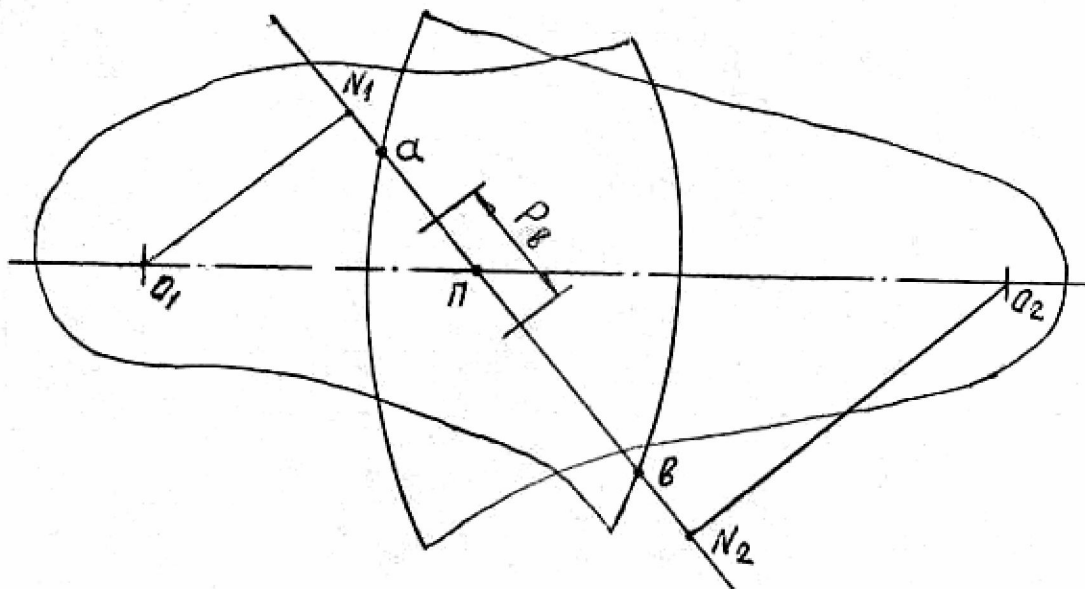


Рис. 7.1. К расчету коэффициента перекрытия

Чем больше значение коэффициента перекрытия ε_α , тем выше плавность и нагрузочная способность передачи.

Необходимо отметить, что при значении $\varepsilon_\alpha < 1$ передача вращательного движения будет происходить с перерывами - работающая пара зубьев выйдет из зацепления раньше, чем вступит в зацепление очередная пара зубьев. Зубчатая передача будет работать с ударами, будет нарушаться заданное передаточное отношение (число).

При рассмотрении исходного контура инструментальной рейки видно, что основной окружной шаг

$$P_b = P \cdot \cos \alpha = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha .$$

С учетом значения P_b коэффициент перекрытия эвольвентного зацепления

$$\varepsilon_\alpha = \frac{ab}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} , \quad (7.1)$$

где m — модуль зубьев, α — угол профиля исходного контура инструментальной рейки, ab — натуральное значение активного участка линии зацепления.

8. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПЕРЕДАЧИ

Коэффициент полезного действия передачи определим, учитывая потери на трение только в опорных подшипниках колес и

зацеплении зубьев. Потери мощности на перемешивание масла учитывать не будем.

Обозначим: η_1 – К П Д , учитывающий потери мощности на трение в опорах колес, η_2 – $\hat{E} \ddot{I} \ddot{A}$, учитывающий потери мощности на трение в зацеплении.

Тогда коэффициент полезного действия передачи с учетом одинаковости опор

$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2. \quad (8.1)$$

$\eta_1 \approx 0,95 \dots 0,98$ – принимаем; η_2 находим из соотношения

$$\eta_2 \approx 1 - \frac{\pi}{2} \cdot f_{зац} \cdot \varepsilon_{\alpha} \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \quad (8.2)$$

где ε_{α} – коэффициент перекрытия зацепления,

$f_{зац} \approx 0,06$ – коэффициент трения скольжения поверхностей работающих зубьев.

Знак (+) - для внешнего, знак (-) - для внутреннего зацепления.

9. РАДИУСЫ КРИВИЗНЫ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПРОФИЛЕЙ

Основным видом разрушения главных (рабочих) поверхностей зубьев закрытых и хорошо смазанных зубчатых передач является усталостное выкрашивание этих поверхностей.

При работе передачи имеет место многократное возникновение контактных напряжений на главных поверхностях зубьев и образование с течением времени на этих поверхностях микроскопических трещин, которые в дальнейшем и приводят к выкрашиванию.

Выкрашивание на главных поверхностях зубьев, не будет превышать допустимого значения.

Контактные напряжения на поверхности зубьев зависят от величины приведенного радиуса кривизны ρ_{Π} профилей зубьев колес.

Исследования показали, что наибольшие контактные напряжения возникают при зацеплении зубьев в полюсе зацепления Π и его окрестности. Поэтому для расчета передачи на контактную прочность радиусы кривизны профилей зубьев принято определять в полюсе зацепления Π .

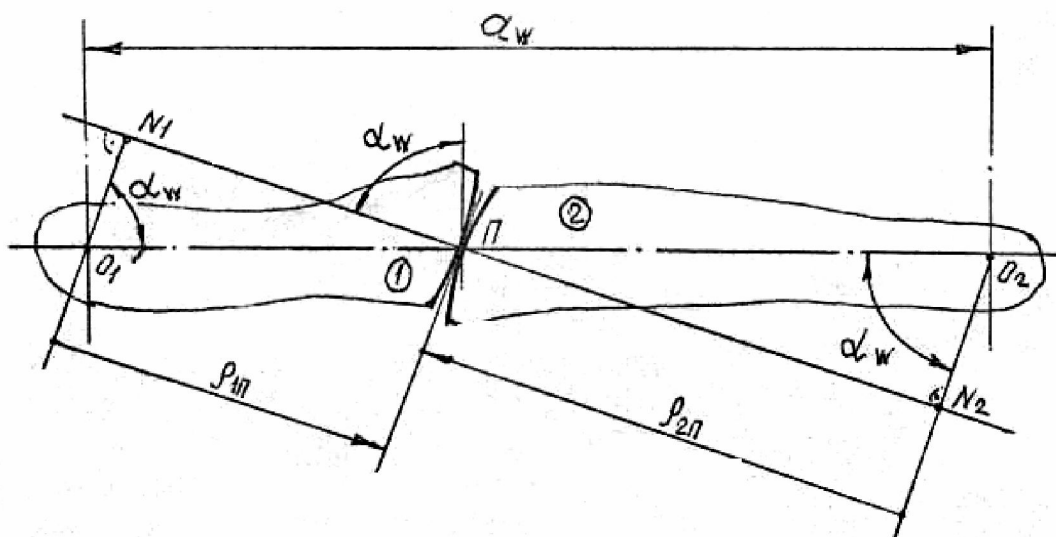


Рис. 9.1. К расчету радиусов кривизны

В эвольвентном зацеплении радиусы кривизны $\rho_{1П}, \rho_{2П}$ профилей в полюсе зацепления $П$ (рис. 9.1) :

$$\rho_{1П} = N_{1П} = O_1П \cdot \sin \alpha_w,$$

$$\rho_{2П} = N_{2П} = O_2П \cdot \sin \alpha_w.$$

$$\text{Но } O_1П = \frac{1}{2} d_{w1}, O_2П = \frac{1}{2} d_{w2},$$

где d_{w1}, d_{w2} — начальные диаметры колес.

Тогда радиусы кривизны профилей в полюсе зацепления $П$

$$\rho_{1П} = \frac{1}{2} d_{w1} \cdot \sin \alpha_w,$$

$$\rho_{2П} = \frac{1}{2} d_{w2} \cdot \sin \alpha_w,$$
(9.1)

где α_w — угол зацепления передачи.

Приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления $П$

$$\rho_{П} = \frac{\rho_{1П} \cdot \rho_{2П}}{\rho_{1П} \pm \rho_{2П}}. \quad (9.2)$$

Знак (+) - для внешнего, знак (-) - для внутреннего зацепления.

10. ПОСТОЯННАЯ ХОРДА И ВЫСОТА ДО ПОСТОЯННОЙ ХОРДЫ

Погрешности изготовления и сборки зубчатых передач могут явиться причиной неправильной работы механизма, вызвать

вибрации, шум, нагрев и концентрацию напряжений на отдельных участках зубьев.

В связи с этим зубчатые колеса и передачи подвергаются контролю по тем или иным показателям точности.

К одному из видов контроля относится измерение толщины зубьев колес. Этот вид контроля позволяет установить, будет ли в передаче выдержан заданный боковой зазор между зубьями при данном межосевом расстоянии и при неизбежных погрешностях нарезания зубьев.

Толщину зуба колес измеряют по постоянной хорде \overline{S}_c . Это измерение осуществляют либо рабочий-зуборезчик, либо работник службы технического контроля. Данные же для настройки инструмента при измерении постоянной хорды задаются конструктором и приводятся на чертеже зубчатого колеса.

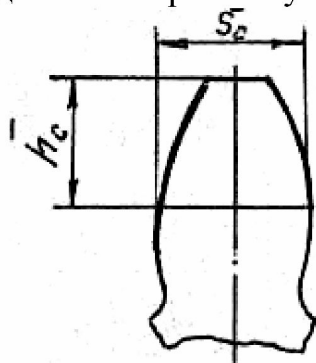


Рис. 10.1. К измерению зуба

На рис. 10.1 на зубе колеса изображены постоянная хорда \overline{S}_c и ее высота \overline{h}_c . Их значения определяются для каждого колеса передачи по формулам:

$$\overline{S}_{c1,2} = \left(\frac{\pi}{2} \cdot \cos^2 \alpha + x_{1,2} \cdot \sin 2\alpha \right) m,$$

$$\overline{h}_{c1,2} = \frac{1}{2} \left(d_{a1,2} - d_{1,2} - \overline{S}_{c1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right),$$

где $x_{1,2}$ – коэффициенты смещения исходного контура,

$d_{a1,2}$ – диаметры вершин зубьев колес,

$d_{1,2}$ – делительные диаметры колес.

По вычисленным значениям $\overline{S}_{c1,2}$ и $\overline{h}_{c1,2}$ настраивается инструмент для контроля толщины зубьев малого (с индексом "1") и большого (с индексом "2") колес.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1975.- 639 с.
2. Теория механизмов /Под ред. В. А. Гавриленко. - М.: Высшая школа, 1973.- 505 с.
3. Колчин Н.И. Механика машин. - М-Л.: Машгиз, 1962.- Т.1. - 545 с.
4. Марков А. Л. Измерение зубчатых колес. - Л.: Машиностроение, 1968.- 121 с.
5. Болотовский Н.А. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. - М.: Машиностроение, 1974. - 157 с.
6. Передачи зубчатые. ГОСТ 16530-83, 16531-83.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ЗНАЧЕНИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ФУНКЦИИ $inv \alpha$

°	20°	21°	22°	23°	24°	25°	26°	27°
'	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0	14904	17345	20054	23049	26350	29975	33947	38287
1	14943	17388	20101	23102	26407	30039	34016	38362
2	14982	17431	20149	23154	26465	30102	34086	38438
3	15020	17474	20197	23207	26523	30166	34155	38514
4	15059	17517	20244	23259	26581	30229	34225	38590
5	15098	17560	20292	23312	26639	30293	34294	38666
6	15137	17603	20340	23365	26697	30357	34364	38742
7	15176	17647	20388	23418	26756	30420	34434	38818
8	15215	17690	20436	23471	26814	30484	34504	38894
9	15254	17734	20484	23524	26872	30549	34574	38971
10	15293	17777	20553	23577	26931	30613	34644	39047
11	15333	17821	20581	23631	26989	30677	34714	39124
12	15372	17865	20629	23684	27048	30741	34785	39201
13	15411	17908	20678	23738	27107	30806	34855	39278
14	15451	17952	20726	23791	27166	30870	34926	39355
15	15490	17996	20775	23845	27225	30935	34997	39432
16	15530	18040	20824	23899	27284	31000	35067	39509
17	15570	18084	20873	23952	27343	31065	35138	39586
18	15609	18129	20921	24006	27402	31130	35209	39664

19	15649	18173	20970	24060	27462	31195	35280	39741
20	15689	18217	21019	24114	27521	31260	35352	39819
21	15729	18262	21069	24169	27581	31325	35423	39897
22	15769	18306	21118	24223	27640	31390	35494	39974
23	15809	18351	21167	24277	27700	31456	35566	40052
24	15850	18395	21217	24332	27760	31521	35637	40131
25	15890	18440	21266	24386	27820	31587	35709	40209
26	15930	18485	21316	24441	27880	31653	35781	40287
27	15971	18530	21365	24495	27940	31718	35853	40366
28	16012	18575	21415	24550	28000	31784	35925	40444
29	16052	18620	21465	24605	28060	31850	35997	40523
30	16092	18665	21514	24660	28121	31917	36069	40602
31	16133	18710	21564	24715	28181	31983	36142	40680
32	16174	18755	21614	24770	28242	32049	36214	40759
33	16215	18800	21665	24825	28302	32116	36287	40839
34	16255	18846	21715	24881	28363	32182	36359	40918
°	20°	21°	22°	23°	24°	25°	26°	27°
'	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
35	16296	18891	21765	24936	28424	32249	36432	40997
36	16337	18937	21815	24992	28485	32315	36505	41076
37	16379	18983	21866	25047	28546	32382	36578	41156
38	16420	19028	21916	25103	28607	32449	36651	41236
39	16461	19074	21967	25159	28668	32516	36724	41316
40	16502	19120	22018	25214	28729	32583	36798	41395
41	16544	19166	22068	25270	28791	32651	36871	41475
42	16585	19212	22119	25326	28852	32718	36945	41556
43	16627	19258	22170	25382	28914	32785	37018	41636
44	16669	19304	22221	25439	28976	32853	37092	41716
45	16710	19350	22272	25495	29037	32920	37166	41797
46	16752	19397	22324	25551	29099	32988	37240	41877
47	16794	19443	22375	25608	29161	33056	37314	41958
48	16836	19490	22426	25664	29223	33124	37388	42039
49	16878	19536	22478	25721	29285	33192	37462	42120
50	16920	19583	22529	25778	29348	33260	37537	42201
51	16962	19630	22581	25834	29410	33328	37611	42282
52	17004	19676	22633	25891	29472	33397	37686	42363
53	17047	19723	22684	25948	29535	33465	37761	42444
54	17089	19770	22736	26005	29598	33534	37835	42526
55	17132	19817	22788	26062	29660	33602	37910	42607
56	17174	19864	22840	26120	29723	33671	37985	42689

57	17217	19912	22892	26177	29786	33740	38060	42771
58	17259	19959	22944	26235	29849	33809	38136	42853
59	17302	20007	22997	26292	29912	33878	38211	42935
°	28°	29°	30°	31°	32°	33°	34°	35°
'	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0	43017	48164	53751	59809	66364	73449	81097	89342
5	43430	48612	54238	60335	66934	74064	81760	90058
10	43845	49064	54728	60866	67507	74684	82428	90777
15	44264	49518	55221	61400	68084	75307	83100	91502
20	44685	49976	55717	61937	68665	75934	83777	92230
25	45110	50437	56214	62478	69250	76565	84457	92963
30	45537	50901	56720	63022	69838	77200	85142	93701
35	45967	51368	57226	63570	70430	77839	85832	94443
40	46400	51838	57736	64122	71026	78483	86525	95190
45	46837	52312	58249	64677	71626	79130	87223	95942
50	47276	52788	58765	65236	72230	79781	87925	96698
55	47718	53268	59285	65798	72838	80437	88631	97459
°	36°	37°	38°	39°	40°	41°	42°	43°
'	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0	09822	10778	11806	12911	14097	15370	16737	18202
5	09899	10861	11895	13006	14200	15480	16855	18329
10	09977	10944	11985	13102	14303	15591	16974	18457
15	10055	11028	12075	13199	14407	15703	17093	18585
20	10133	11113	12165	13297	14511	15815	17214	18714
25	10212	11197	12257	13395	14616	15928	17335	18844
30	10292	11283	12348	13493	14722	16041	17457	18975
35	10371	11369	12441	13592	14829	16156	17579	19106
40	10452	11455	12534	13692	14936	16270	17702	19238
45	10533	11542	12627	13792	15043	16386	17826	19372
50	10614	11630	12721	13893	15152	16502	17951	19505
55	10696	11718	12815	13995	15261	16619	18076	19639

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТЫ ПРОФИЛЯ

Приводим упрощенный способ построения эвольвенты профиля зуба (рис. 2.11.) заменой дуг эвольвенты дугами окружностей.

На рис. 2.11 показана часть схемы эвольвентного зацепления, относящаяся к колесу 1: линия межосевого расстояния - $O_1\Pi$, основная окружность радиуса O_1N_1 , полюс зацепления Π . Построение целесообразно начинать с эвольвенты, проходящей через полюс зацепления Π .

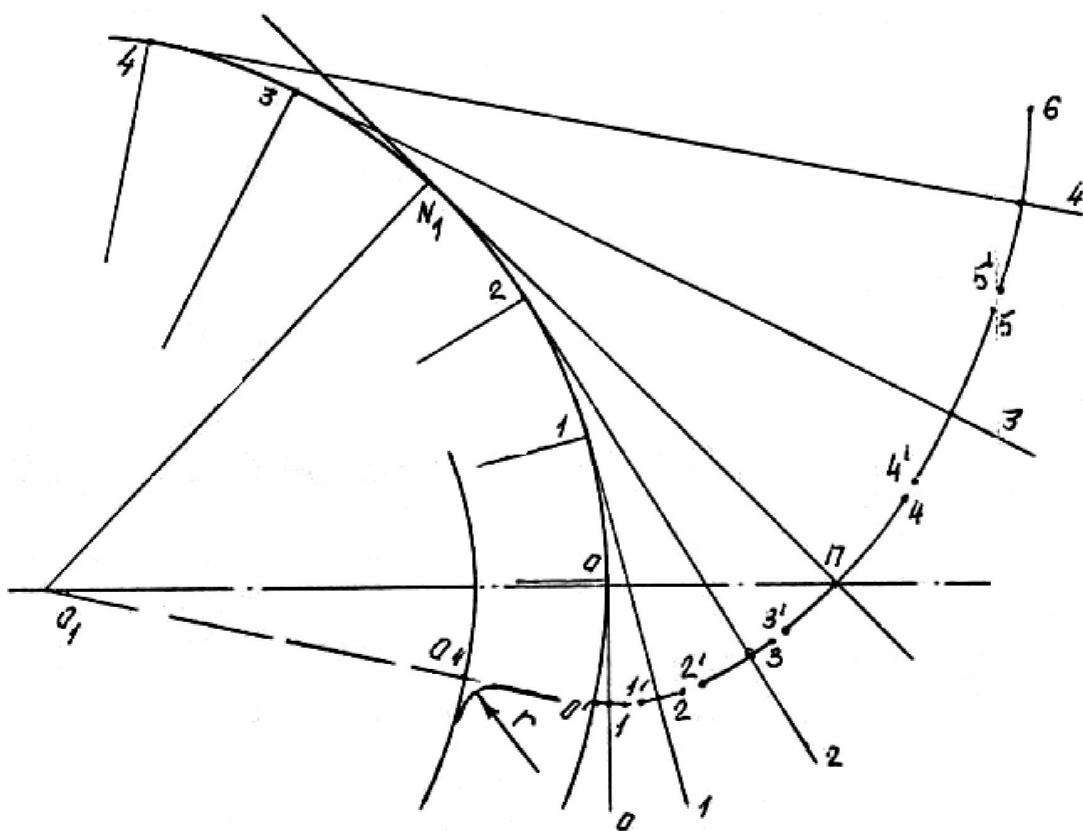


Рис. 2.П. К построению эвольвенты профиля

Последовательность операций

1. Разбить основную окружность в окрестности точки N_1 на равные участки: $0-1$, $1-2$, $2-N_1$, N_1-3 , $3-4$,.....
2. В граничные точки 0 , 1 , 2 , 3 , 4 ,..... участков построить радиусы O_1-0 , O_1-1 ,....., O_1-4 ,... основной окружности.

3. Построить в указанных точках касательные к основной окружности: O-O, 1-1, ... 4-4, ... (перпендикуляры к радиусам, пункт 2).
4. В окрестности касательной N₁Π к основной окружности построить дугу окружности 3'-4 радиусом N₁Π с центром в точке N₁.
5. Построить из точки 2 основной окружности как из центра в окрестности касательной 2-2 дугу окружности 3-2'.
6. Построить из точки 3 основной окружности как из центра в окрестности касательной 3-3 дугу окружности 4'-5 радиуса 3-4.

Меняя центры и величину радиусов, аналогично построить дуги окружностей в окрестностях остальных касательных к основной окружности. Число касательных и количество дуг должны охватывать участок плоскости между основной окружностью и окружностью вершин зубьев колеса. Чем чаще проведены касательные, тем ближе к эвольвенте построенная кривая профиля зуба.

ПРИМЕЧАНИЕ. Зуб колеса в промежутке между основной окружностью и окружностью впадин зубьев профилируется по радиальной прямой, проведенной из точки профиля на основной окружности (прямая O'-O'' на рис 2.11). Радиус сопряжения прямолинейного участка профиля с окружностью впадин $r = 0,4 \cdot m$, где m — модуль зубьев.

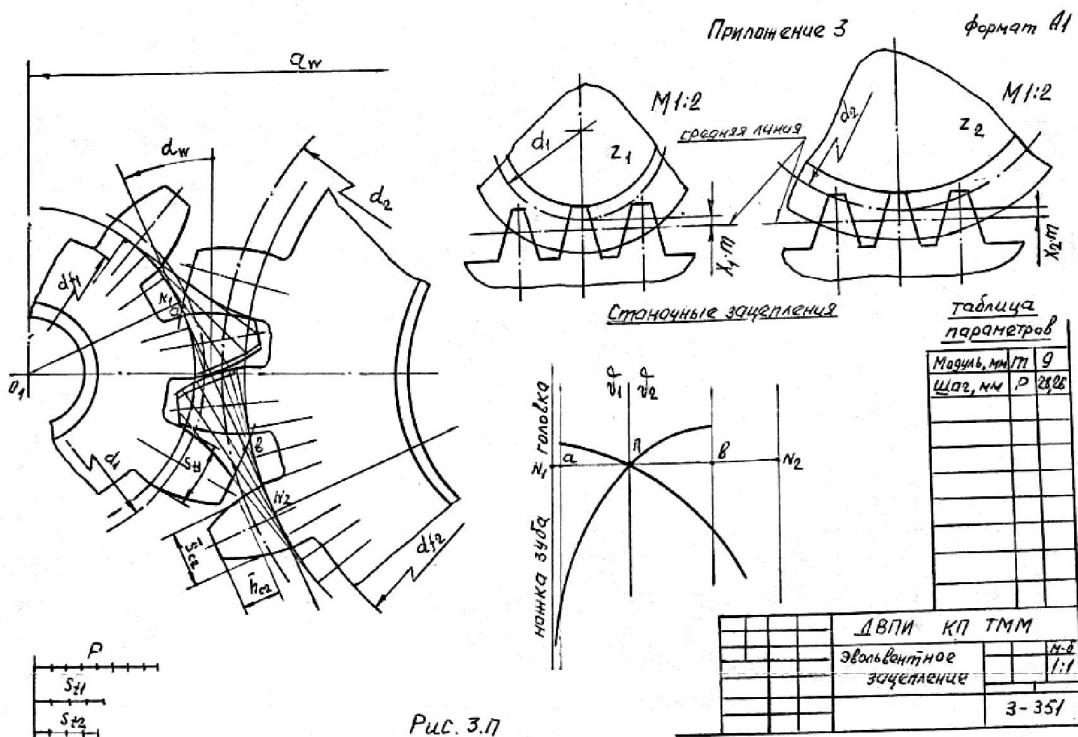


Рис. 3.11

СОДЕРЖАНИЕ

1. Постановка задачи.....	3
2. Указания к выполнению графической части задания.....	3
3. Указания к выполнению пояснительной записки.....	4
4. Расчет размеров зубчатых колес и параметров передачи.....	4
4.1. Числа зубьев колес передачи.....	4
4.2. Делительное межосевое расстояние передачи.....	5
4.3. Угол зацепления передачи при заданном межосевом расстоянии a_w и при отсутствии боковых зазоров между зубьями (плотная сборка).....	5
4.4. Коэффициент суммы смещений исходного контура.....	5
4.5. Коэффициент смещения x_1 и x_2 исходного контура.....	6
4.6. Делительные диаметры колес.....	6
4.7. Основные диаметры колес.....	7
4.8. Диаметры впадин колес.....	7
4.9. Высота зубьев колес(глубина врезания инструмента).....	7
4.10. Диаметры вершин зубьев колес.....	8
4.11. Окружные толщины зубьев по делительным окружностям колес.....	8
4.12. Окружной делительный шаг зубьев.....	8
5. Подрезание зубьев колеса в станочном зацеплении.....	8
6. Скольжение профилей в зацеплении.....	10
7. Коэффициент перекрытия зацепления.....	13
8. Коэффициент полезного действия передачи.....	14
9. Радиусы кривизны эвольвентных профилей.....	15
10. Постоянная хорда и высота до постоянной хорды.....	16
Литература.....	17
Приложение 1.....	18
Приложение 2.....	20