

## **ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ ПОСТРОЕНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

### **Методические указания к лабораторной работе**

Методические указания к лабораторной работе «Построение эвольвентного зацепления» по курсу «Теория механизмов и машин» рассматривают общие положения теории проектирования эвольвентных зубьев, дана методика построения эвольвентных зубьев, условия геометрического синтеза эвольвентных зубчатых передач. Предназначены для студентов дневной и вечерней форм обучения, обучающихся по направлению 652100 «Авиационное строительство».

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания служат для проведения лабораторной работы по курсу «Теория механизмов и машин», в которых рассматриваются методика построения эвольвентных зубьев методом огибания.

По методу огибания зубья колёс нарезаются гребёнками на зубострогальных станках, червячными фрезами на зубофрезерных станках и долбьяками на зубодолбежных станках. Метод огибания базируется на основных положениях теории эвольвентного зацепления и заключается в том, что режущему инструменту сообщают такое же относительное движение, которое имелось бы при зацеплении колеса с рейкой. Кроме того, инструменту сообщается возвратно-поступательное движение резания. Одним из преимуществ метода огибания по сравнению с методом копирования является то, что одним и тем же инструментом можно нарезать различные профили.

## 1. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 1.1. Основные понятия и определения

*Зубчатыми зацеплениями*, или зубчатыми механизмами (зубчатыми передачами, редукторами), называются механизмы, которые используются чаще всего для преобразования вращательных движений между валами. При этом скорость входного вала в зубчатом механизме может преобразовываться как по величине, так и по направлению.

В случае, если в передаче участвуют два вала, передача называется *одноступенчатой*.

В случае, если валов  $n$ , то передача *многоступенчатая*, причём число ступеней равно  $(n-1)$ .

Валы в зубчатом механизме могут в пространстве располагаться различным образом и тогда: 1) если валы параллельны друг другу, передача называется *плоской* и осуществляется с помощью прямозубых или косозубых цилиндрических колёс; 2) если валы пересекаются, передача называется *конической* и осуществляется с помощью конических зубчатых колёс; 3) если валы скрещиваются в пространстве, в этом случае используются *червячные*, *гипоидные* и другие передачи.

### 1.2. Основная теорема зацепления

При передаче движения между валами колёса делают с профилированными зубьями, которые, во-первых, должны обеспечивать постоянный контакт сопряжённых поверхностей. Кроме этого, кривые, по которым выполняются профили зубьев зубчатых колёс, должны удовлетворять условию их точного изготовления с помощью существующих режущих инструментов. Такими кривыми могут являться линии, удовлетворяющие основной теореме зацепления, которая представляет собой аналитическое выражение, связывающее кинематические параметры зубчатой передачи с геометрическими параметрами кривых, осуществляющими эту передачу.

**Теорема** формулируется следующим образом: общая нормаль, проведённая в точке контакта сопряжённых профилей, делит межосевое расстояние (линию центровки) на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

Пусть передача вращения между двумя осями  $O_1$  и  $O_2$  с угловыми скоростями  $w_1$  и  $w_2$  осуществляется посредством двух взаимоогibaемых кривых (рис.1). Проведём в точке соприкосновения  $A$  кривых нормаль  $mn$  и касательную  $tt$  к этим кривым. Строим план скоростей, соответствующий уравнению (1).

$$\begin{aligned} \bar{v}_{A_2} &= \bar{v}_{A_1} + \bar{v}_{A_2A_1} \\ v_{A_1} &= w_1 \cdot OA. \end{aligned} \tag{1}$$

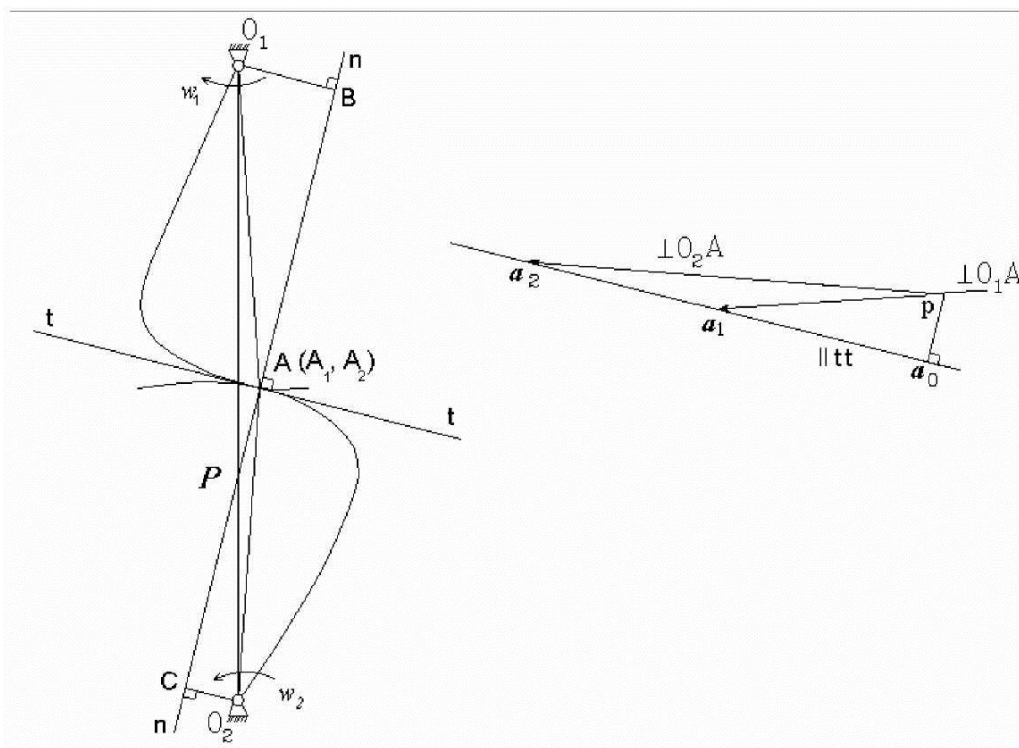


Рис. 1. Основная теорема зацепления

Из сравнения плана положений и плана скоростей выделим подобные треугольники  $O_1BA$  и  $pa_0a_1$ ,  $O_2CA$  и  $pa_0a_2$ , из которых:

$$\frac{pa_0}{pa_1} = \frac{O_1B}{O_1A}, \quad \frac{pa_0}{pa_2} = \frac{O_2C}{O_2A}.$$

Из пропорций определим величину  $pa_0$ , приравняв эти выражения:

$$pa_0 = pa_1 \frac{O_1B}{O_1A} = pa_2 \frac{O_2C}{O_2A}.$$

Умножая обе части на масштабный коэффициент  $m_u$ , получим:

$$v_{A_1} \frac{O_1B}{O_1A} = v_{A_2} \frac{O_2C}{O_2A}.$$

По формуле Эйлера:

$$\begin{aligned} v_A &= w_1 O_1 B = w_2 O_2 C, \\ \frac{w_1}{w_2} &= \frac{O_2 C}{O_1 B} = U_{12}. \end{aligned} \quad (2)$$

Введём в рассмотрение точку  $P$  - точку пересечения межосевого расстояния  $O_1 O_2$  с нормалью в точке контакта  $mn$ .

Тогда треугольники  $O_1 B P$  и  $O_2 C P$  подобны. Для них справедливо соотношение:

$$\frac{O_1 B}{O_2 C} = \frac{O_1 P}{O_2 P}. \quad (3)$$

С учётом пропорции (3) выражение (2) запишется следующим образом:

$$U_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{O_2 C}{O_1 B} = \frac{O_2 P}{O_1 P}.$$

Последнее соотношение выражает основную теорему зацепления.

### 1.3. Эвольвента и её свойства

Пусть задана окружность с центром в точке  $O$  (рис.2).

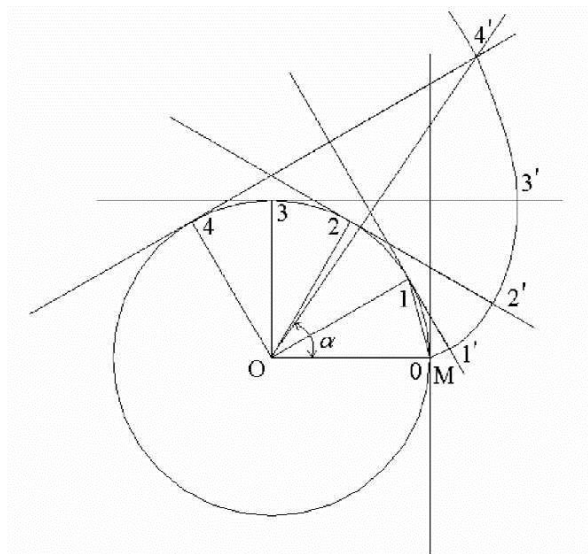


Рис. 2. Эвольвента круга

Проведём касательную в точке  $M$  к этой окружности и будем катить эту прямую без скольжения по окружности. Для построения эвольвенты круга делим окружность на равные дуги:  $\overset{\frown}{0-1}$ ,  $\overset{\frown}{1-2}$ ,  $\overset{\frown}{2-3}$ ,  $\overset{\frown}{3-4}$ , ... . На прямой откладываем от точки  $M$  участки, такие, чтобы выполнялись следующие условия:  $\overset{\frown}{0-1} = 1-1'$ ,  $\overset{\frown}{0-2} = 2-2'$ ,  $\overset{\frown}{0-3} = 3-3'$ ,  $\overset{\frown}{0-4} = 4-4'$  ... Соединяя между собой точки  $1'$ ,  $2'$ ,  $3'$ ,  $4'$ , ... плавной кривой, получим эвольвенту круга.

*Эвольвента* – геометрическое место точек прямой, катящейся без скольжения по окружности, называемой *эволютой*.

Эвольвента круга обладает свойством:

$$\operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{inv} \alpha ,$$

где  $\alpha$  – угол между начальным положением т.М и произвольной точкой эволюты.

#### 1.4. Параметры зубчатых колёс

Основной теореме зацепления удовлетворяют различные кривые, в том числе эвольвента и окружность, по которым чаще всего изготавливают профили зубьев зубчатого колеса.

В случае, если профиль зуба выполнен по эвольвенте, передача называется *эвольвентной*.

Для передачи больших усилий с помощью зубчатых механизмов используют зацепление Новикова, в котором профиль зуба выполнен по окружности.

Окружности, которые катятся в зацеплении без скольжения друг по другу, называются *начальными (гв)*.

Окружности, огибающие головки зубьев зубчатых колёс, называются *окружностями головок (га)*.

Окружности, огибающие ножки зубьев зубчатых колёс, называются *окружностями ножек (гф)*.

Окружности, по которым катятся прямые, образующие эвольвенты зубьев первого и второго колёс, называются *основными окружностями (гб)*.

Окружность, которая делит зуб на головку и ножку, называется *делительной окружностью*.

Для нулевых (некорректированных) колёс начальная и делительная окружности совпадают.

Расстояние между одноимёнными точками двух соседних профилей зубьев зубчатого колеса называется *шагом по соответствующей окружности*.

Шаг можно определить по любой из пяти окружностей. Чаще всего используют делительный шаг  $p = 2\pi r/z$ , где  $z$  – число зубьев зубчатого колеса. Чтобы уйти от иррациональности в расчётах параметров зубчатых колёс, в рассмотрение вводят модуль, измеряемый в миллиметрах, равный  $m = \frac{p}{\pi}$ .

По модулю зубчатые колёса гостированы. Значения модулей приведены в таблице 1.

Таблица 1

Модули $m$ , мм						
0,05	0,1	0,15	0,3	0,5	1,5	2
2,5	4	5	6	8	12,0	16
20	25	30	40	50	80	100

При изготовлении зубчатых колёс принимают  $h_a = m, h_f = 1,25m, h = 2,25m$ .

## 1.5. Методы изготовления колёс с эвольвентным профилем

При проектировании зубчатых колёс с эвольвентным профилем одновременно с геометрическими и динамическими (или прочностными) условиями учитывается также технологический процесс изготовления зубчатых колёс.

Эвольвентные профили зубчатых колёс нарезают методом копирования и методом обкатки, а для более мелких модулей применяют метод горячей накатки (формообразования). Последний метод по сравнению с методом нарезания менее точен. При методе копирования фреза в поперечном сечении очерчена по профилю впадины между зубьями (рис. 3).

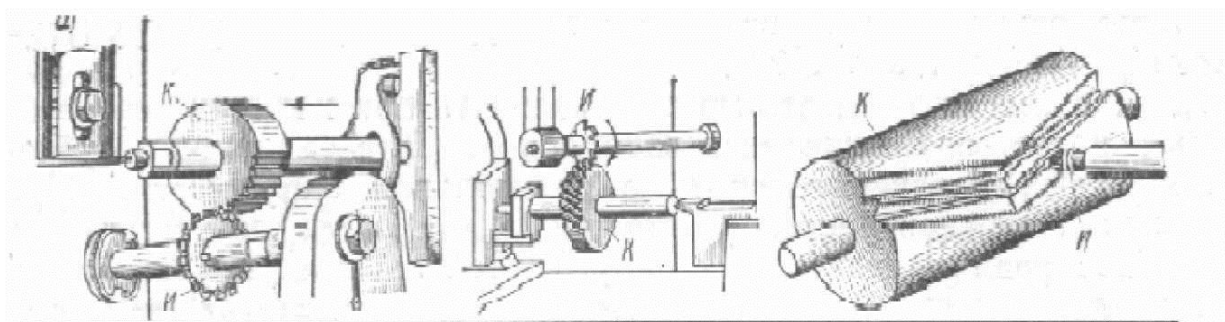


Рис. 3. Обработка профилей с помощью одиночной фрезы методом копирования

Фреза, вращаясь, перемещается вдоль боковой поверхности образующей зуба. Таким образом, фреза за один ход прорезает одну впадину между двумя соседними зубьями. Затем она возвращается в исходное положение, и заготовка поворачивается на угол  $p = 2p/z$ . Эта величина называется *угловым шагом зубчатого колеса*. Данный метод изготовления профилей является сравнительно малопродуктивным.

При более прогрессивном методе обкатки режущему инструменту и заготовке сообщают такое относительное движение, какое имели бы зубчатые колёса в зацеплении. Следовательно, геометрия и кинематика процесса изготовления зубчатого профиля по методу обкатки, или огибания, аналогична процессу зацепления двух поверхностей – производящей и нарезаемой. Подобное зацепление называется *станочным*.

Существует несколько способов производства эвольвентных профилей методом обкатки. При зубодолблении инструмент выполняется в виде зубчатого колеса И (рис. 4).

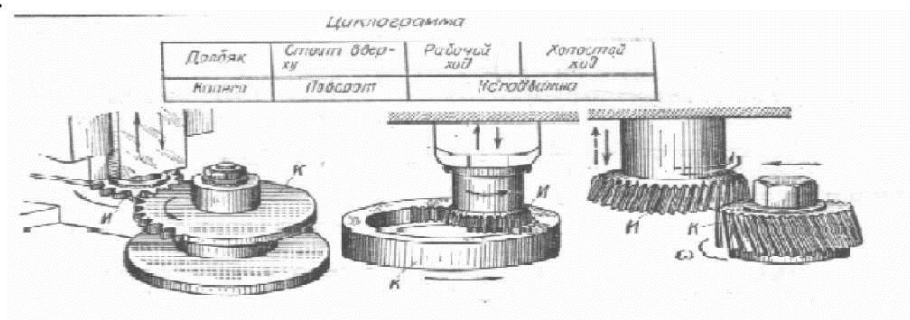


Рис. 4. Обкатка профиля зубодолблением

Долбяк *I* совершает поступательное движение вдоль оси нарезаемого колеса *K*. Одновременно долбяку и нарезаемому колесу (заготовке) сообщается вращательное движение. Их угловые перемещения связаны соотношением:

$$\Delta\varphi_k / \Delta\varphi_i = z_u / z_k = U_{ki},$$

где  $z_u$  и  $z_k$  – числа зубьев долбяка и нарезаемого колеса соответственно. Профиль зуба образовывается как огибающая последовательных положений профиля долбяка, построенных относительно заготовки. Огибающая эвольвент является эвольвентой. Следовательно, долбяк с эвольвентным зубом нарезает эвольвентный профиль зуба колеса. За один проход долбяк снимает стружку небольшой толщины, поэтому нарезание зубьев совершается за несколько оборотов заготовки. С каждым оборотом заготовки механизм подачи осуществляет радиальное перемещение долбяка к оси заготовки.

Суппорт с долбяком совершают возвратно-поступательное (реверсивное) движение вдоль оси заготовки. Ход, во время которого совершается процесс резания, называется *рабочим*, обратный ход – *холостым*.

Более производительным при нарезании колёс с внешним зубчатым венцом считается зубофрезерование с помощью червячных фрез *I* (рис. 5).

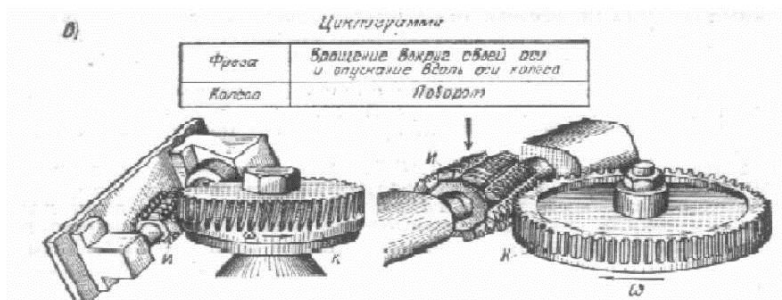


Рис. 5. Обкатка профиля зубостроением инструментальной рейкой

Кинематика нарезания профиля зуба с помощью инструментальной рейки имеет такую последовательность. Суппорт с рейкой также участвует в реверсивном движении. При прямом ходе совершается процесс строжки; обратный ход холостой. За время холостого хода заготовка получает перемещение  $\Delta Z$  вдоль гребёнки и поворот  $\Delta\varphi$  вокруг своей оси. Эти движения связаны соотношением:

$$\Delta Z = r \Delta\varphi,$$

где  $r$  – радиус делительной окружности (рис. 6).

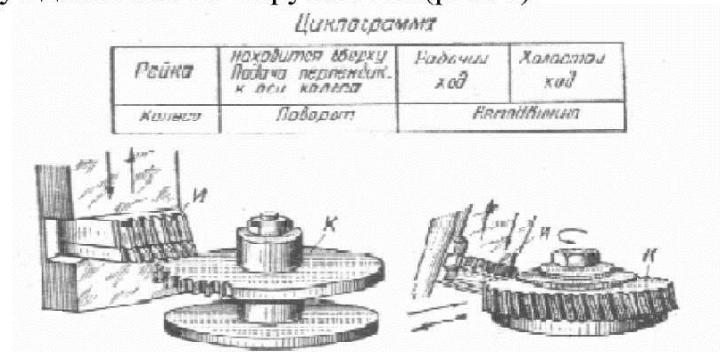


Рис. 6. Обкатка профиля зубофрезерованием

Таким образом, осуществляется движение нарезаемого колеса относительно рейки, аналогичное процессу зацепления. Гребенка постепенно врезается в заготовку. Исходный контур инструментальной рейки показан на рис. 7 (глубина захода  $hd = 2m$ , радиус закругления  $ru \approx 3.8m$  и угол профиля  $\alpha t = 20^\circ$ ).

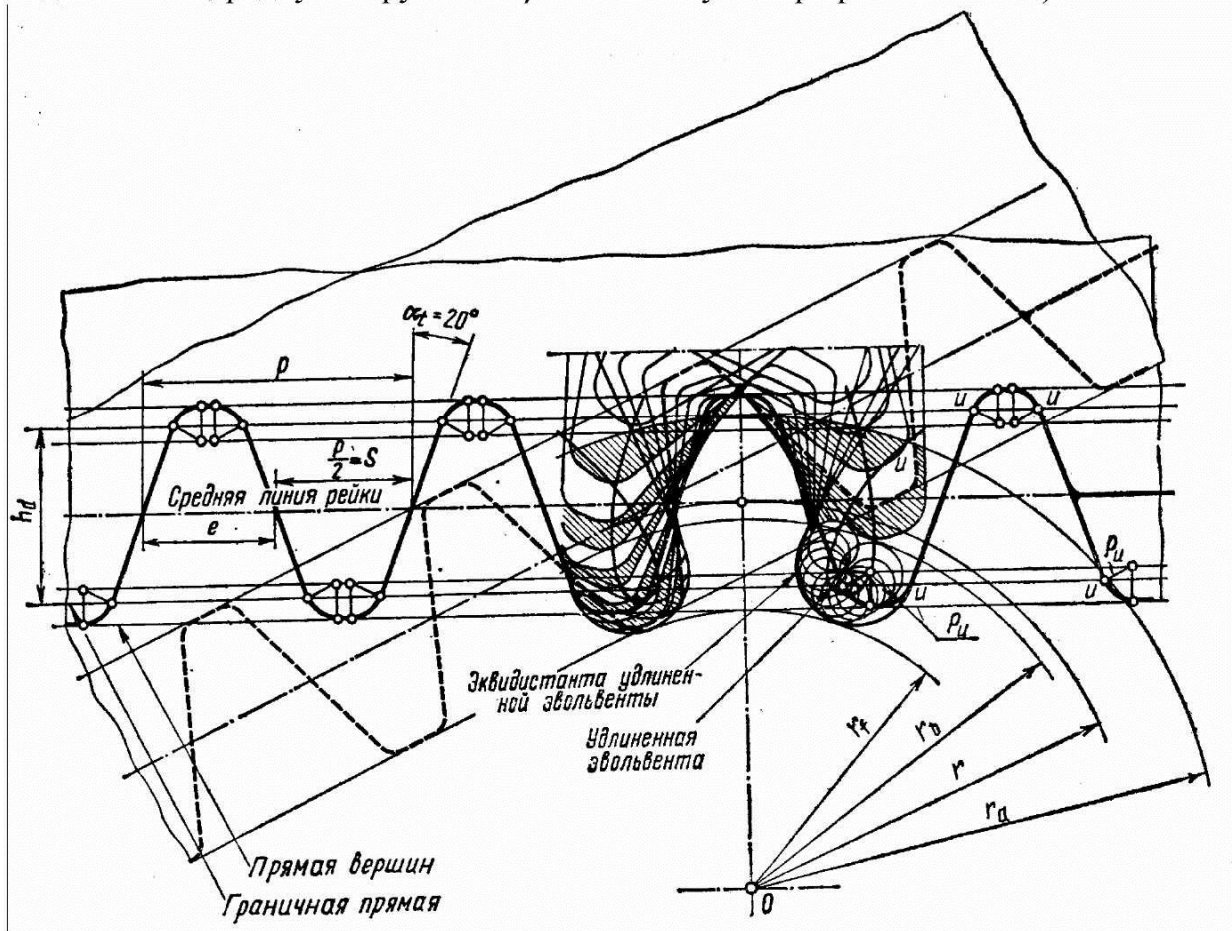


Рис.7. Образование эвольвентной части зуба и галтели при нарезании инструментальной рейкой

У зубчатых колёс с эвольвентным профилем зуба, нарезаемых методом обкатки, различают станочное и проектируемое (или монтажное) зацепление.

При станочном зацеплении начальная окружность нарезаемого зубчатого колеса одновременно является делительной. Параметром станочного зацепления в дальнейшем будем присваивать индекс « $u$ ».

Проектируемое зацепление появляется при сборке или монтаже и взаимодействии двух парных зубчатых колёс в механизме.

### 1.6. Проектирование прямозубого эвольвентного зацепления

Порядок проектирования зубчатого нормального эвольвентного зацепления следующий: проведём начальные окружности радиусов  $rw1$  и  $rw2$ , рассчитанные в зависимости от числа зубьев  $z1$  и  $z2$  и величины модуля, определяемого по условиям прочности зуба (рис. 8).



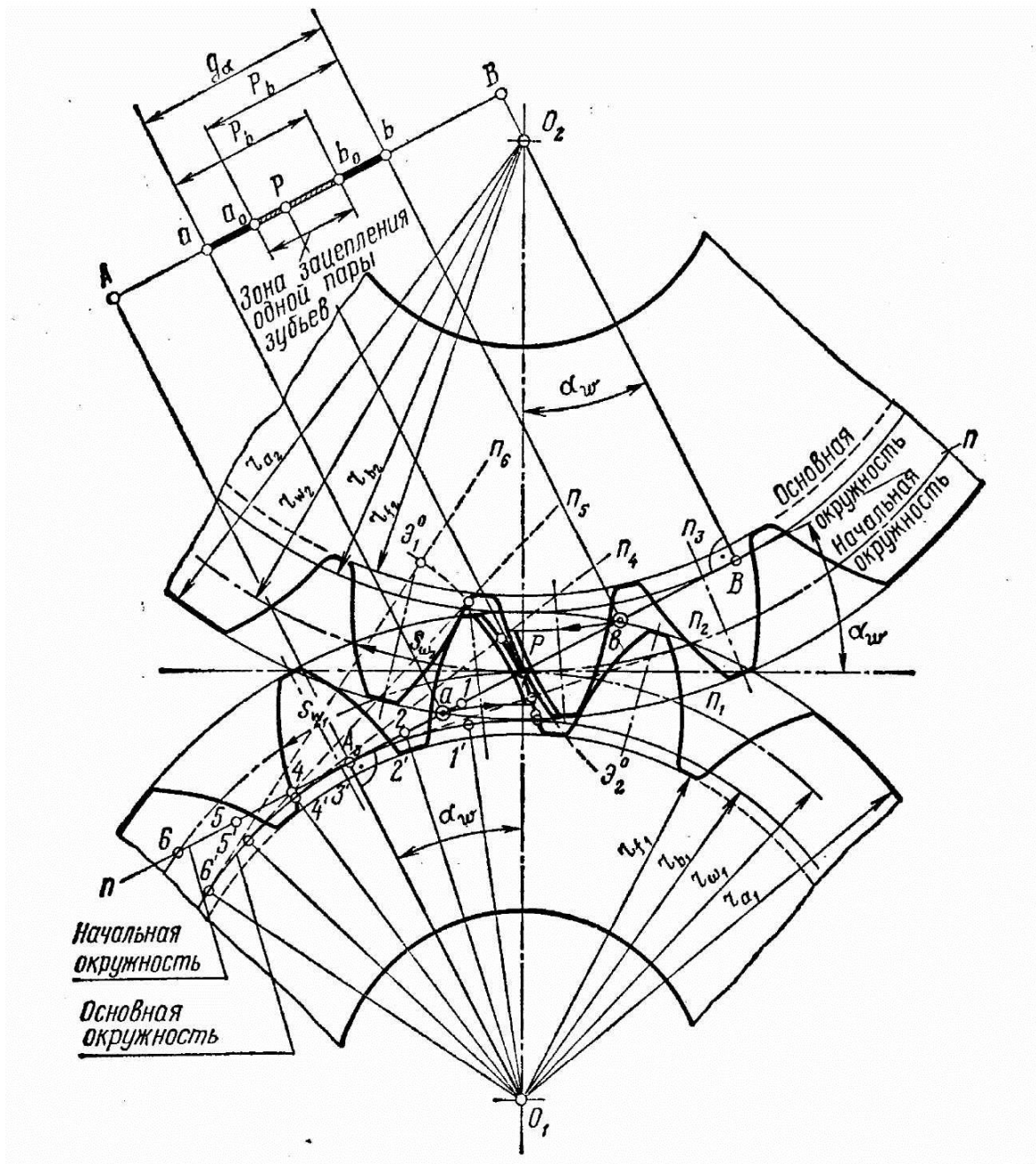


Рис. 8. Построение профилей зубчатого эвольвентного зацепления

Затем в точке касания начальных окружностей через полюс зацепления  $P$  проводим образующую прямую  $mn$  под углом зацепления  $\alpha = \alpha_w$  к общей касательной, проведённой к этим окружностям.

Основные окружности радиусов  $rb_1$  и  $rb_2$  должны касаться образующей прямой. При обкатывании её по основной окружности колеса 1 точка прямой, совпадающая с полюсом  $P$ , опишет эвольвенту  $PЭ^1$ . При качении той же прямой по основной окружности колеса 2 та же точка опишет эвольвенту  $PЭ^2$ .

При построении эвольвентного профиля зуба следует режущую грань исходного прямолинейного контура рейки  $mn$  представить жёстко связанной с средней

линией рейки, после чего для различных её положений можно построить последовательные положения грани рейки, а в качестве огибающей кривой получить эвольвентный профиль (см. рис. 7). Прямая, проведённая через точки сопряжения прямолинейных участков профиля рейки и дуг радиуса  $r_1$ , называется *граничной прямой*.

Отложив по начальной окружности толщину зуба  $sw$  (см. рис. 8), проводим радиальную прямую через его середину и, принимая эту прямую за ось симметрии, строим симметричные части зубьев по обычным законам симметрии. Проведя окружности вершин зубьев колеса радиусами  $ra_1$  и  $ra_2$ , затем впадин (ножек) радиусами  $rf_1$  и  $rf_2$ , определим высоту зуба.

В эвольвентном зацеплении линией зацепления является сама образующая, или производящая, прямая. Началом и концом зацепления на этой линии будут точки  $a$  и  $b$ , определяемые пересечением окружностей вершин зубьев с прямой  $mn$ . Участок  $ab-ga$  является рабочей частью линии зацепления, а весь отрезок  $AB=g$ , измеряемый между точками касания образующей прямой  $mn$ , – предельной длиной линии зацепления. Чтобы получить точку на профиле зуба второго колеса, соприкасающуюся с крайней точкой головки зуба первого колеса, нужно радиусом  $O_2b$  сделать засечку на профиле зуба второго колеса. Аналогично находится рабочая часть профиля зуба первого колеса.

### 1.7. Подрезание и заострение зуба. Колёса с корригированным профилем

При нарезании колёс с малым числом зубьев по методу обкатки может возникнуть явление врезания головки режущего инструмента в ножку нарезаемого колеса, при этом траектория вершины зуба долбяка или рейки пересекает эвольвентный профиль зуба. Это явление называется *подрезанием зуба*. Эвольвентная часть профиля зуба и переходная кривая его ножки в этом случае не имеет плавного сопряжения. Ножка зуба оказывается ослабленной в сечении, где наблюдается наибольшее напряжение изгиба. Если при станочном зацеплении заготовки (колеса) с инструментальной рейкой или долбяком рабочие части линии зацепления  $P_0b \leq PB$ , то явления подреза не будет. Предельным случаем будет условие  $Pb = PB$ , т. е. когда рабочая и предельная части линии зацепления равны. Используя данное условие, можно найти наименьшее число зубьев колеса, которое при этом может быть нарезано (рис. 9).

Наименьший радиус нарезаемого колеса:

$$r_{min} = r = mz_{min}/2.$$

Подставляя величины  $Pb$  и  $PB$  и решая относительно  $z$ , имеем:

$$z > -2(h^*a-x)/\sin^2\alpha w_0.$$

Если  $x = 0$ , то из этого выражения получается минимальное число зубьев колеса без смещения, которые не будут подрезаны реечным инструментом:

$$z_{min} = 2h^*a/\sin^2\alpha w_0.$$

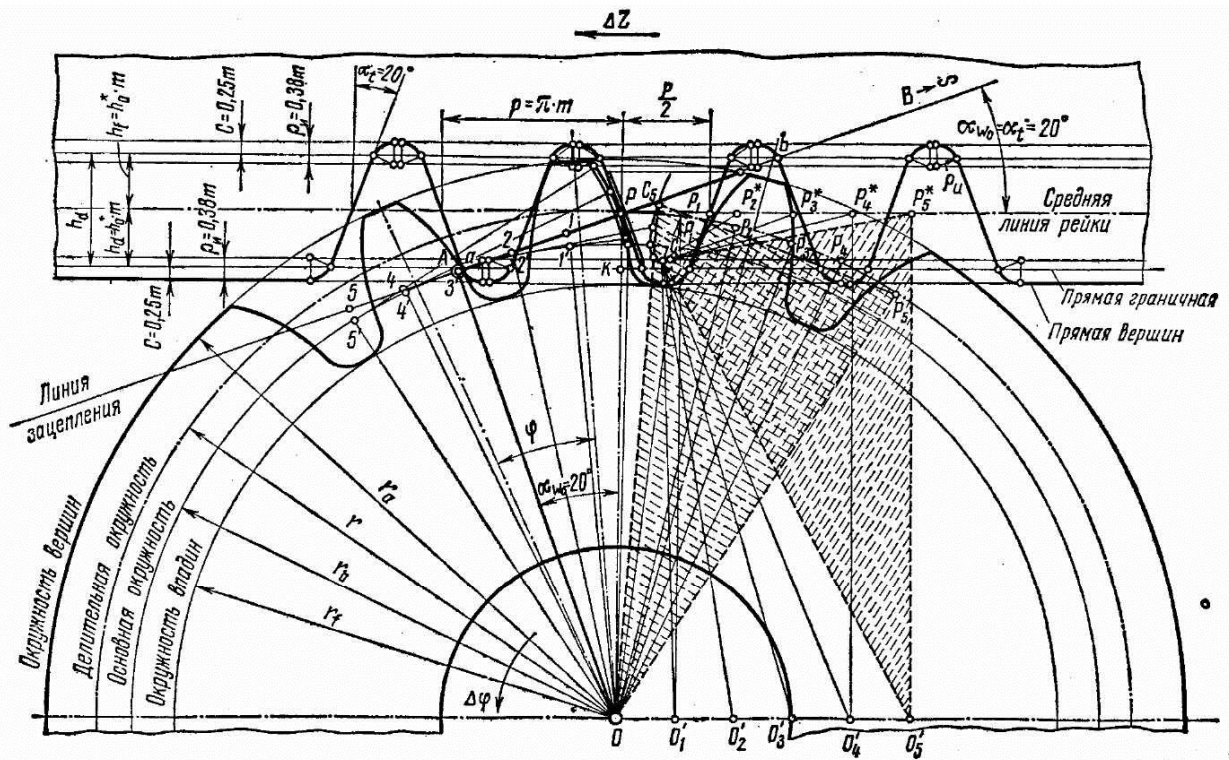


Рис. 9. Явление подрезания зуба

При проектировании колёс без смещения число зубьев необходимо брать равным или больше  $z_{min}$ . В случае стандартного инструмента ( $h^*a=1.0$ ;  $\alpha_w0=20^\circ$ )  $z_{min} \approx 17$ .

Нарезание зубчатых колёс с числом зубьев  $z < z_{min}$  стало возможным после того, как был применён метод смещения режущего инструмента.

Как видно из рис.10:

$$PO^*/PO = PA^*/PA = PC^*/PC,$$

или, подставляя значения  $PO, PO^*, PC, PC^*$ , получим

$$r_{min}/r = z_{min}/z = ha(ha - x) = h^*am(h^*am - \chi m),$$

где  $r = mz/2$  – радиус нарезаемого зубчатого колеса;

$x = \chi m$  – величина сдвига рейки;

$\chi$  – коэффициент смещения инструментальной рейки.

Из последнего уравнения находим:

$$\chi = h^*a(z_{min}-z)/z_{min} = \chi_{min}.$$

Зубчатые колёса, изготовленные со смещением режущего инструмента, называются *корректированными*.

Если делительные окружности долбяка и заготовки не соприкасаются, т. е. режущий инструмент удалён от заготовки, то зубчатое колесо считается нарезанным с положительным сдвигом, если режущий инструмент сдвинут в обратном направлении – с отрицательным сдвигом.

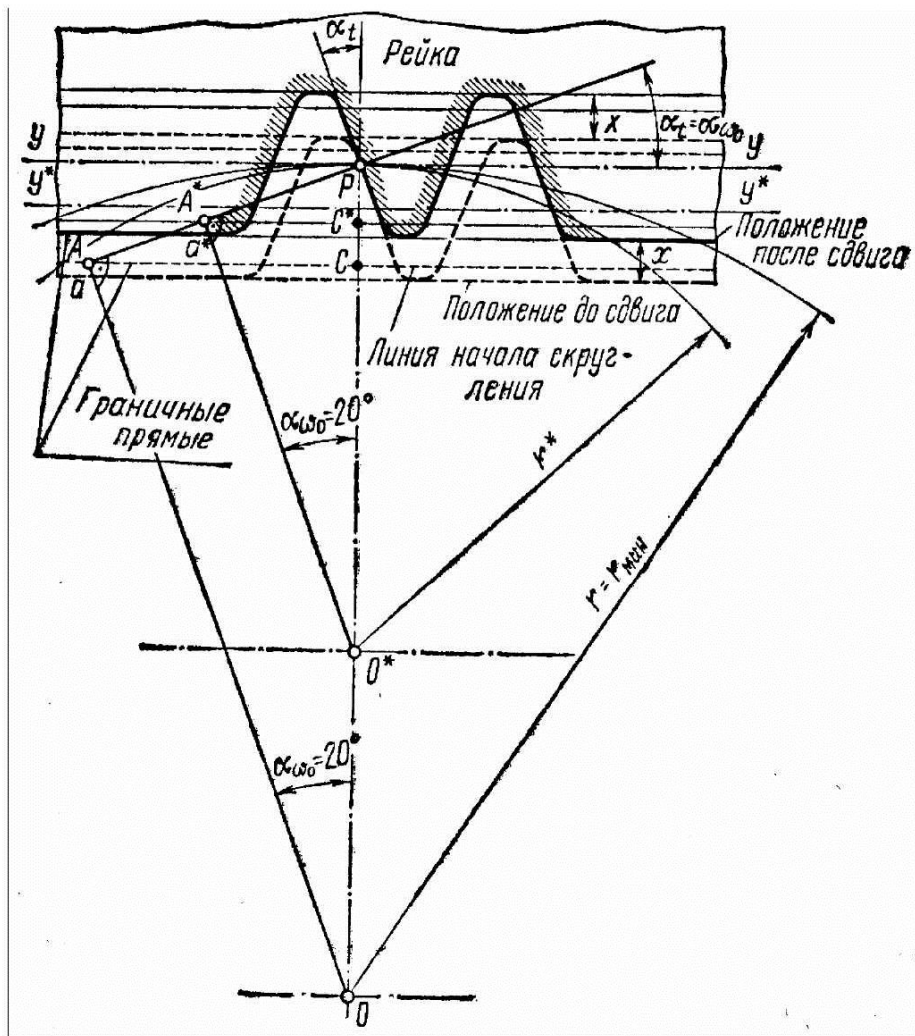


Рис. 10. К расчёту смещения инструментальной рейки

Если увеличивать коэффициент смещения, то толщина зуба  $sa$  у вершины будет уменьшаться. При некотором коэффициенте смещения, называемом максимальным ( $\chi_{max}$ ), наступает заострение зуба ( $sa = 0$ ). Опасность заострения особенно велика у колёс с малым числом зубьев ( $z < 16$ ).

Для предотвращения излома вершины заострённого зуба коэффициент смещения назначают так, чтобы толщина  $sa$  была бы не меньше  $0,2m$  ( $sa \geq 0,2m$ ). Толщину зуба  $sa$  при проектировании определяют по уравнению:

$$sa = da(s/d + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_a),$$

где  $\cos\alpha_a = db/da$ .

### 1.8. Качественные показатели зубчатого зацепления

Основные критерии, характеризующие работу проектируемого зацепления, следующие:

- 1) коэффициент перекрытия;
- 2) коэффициент скольжения;
- 3) коэффициент удельного давления.

Коэффициент перекрытия учитывает непрерывность и плавность зацепления в передаче. Такие качества передачи обеспечиваются перекрытием работы одной пары зубьев работой другой пары. Для этого каждая последующая пара зубьев должна войти в зацепление ещё до того, как предшествующая пара выйдет из зацепления. О величине перекрытия судят по коэффициенту перекрытия, который выражают отношением угла торцевого перекрытия к угловому шагу

$$\varepsilon\alpha = \varphi\alpha / \tau.$$

Здесь  $\tau = 2\pi/z$  – угловой шаг;  $\varphi\alpha$  – угол торцевого перекрытия, т. е. угол поворота зубчатого колеса от положения входа зуба в зацепление до его выхода из зацепления (рис. 11).

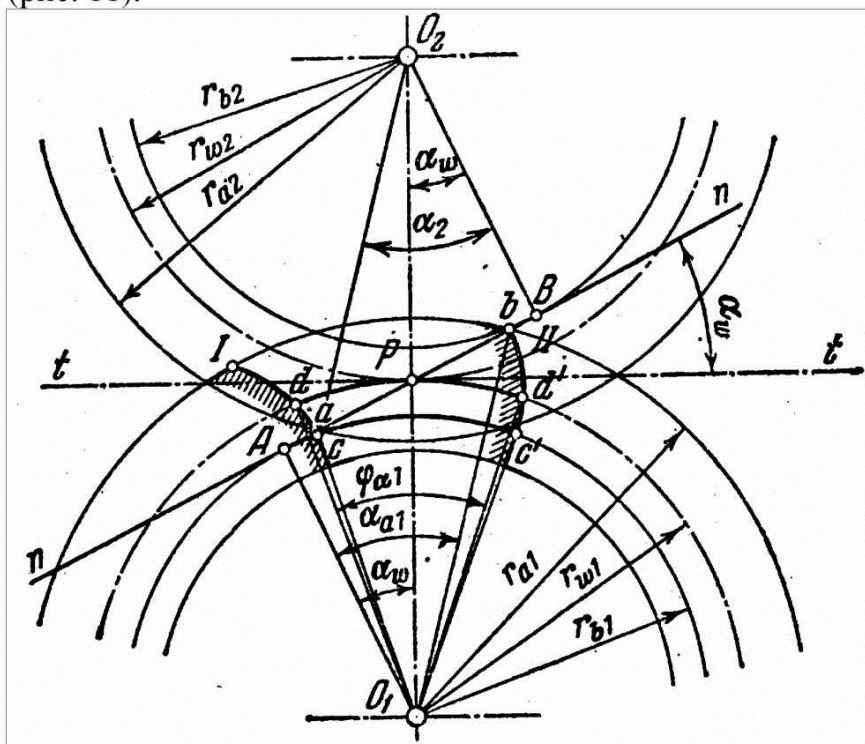


Рис. 11. Определение активной линии зацепления

Формула для определения коэффициента перекрытия прямозубой передачи имеет вид:

$$\varepsilon\alpha = (tg\alpha a1 - tg\alpha\omega) / \tau1 + (tg\alpha a2 - tg\alpha\omega) / \tau2.$$

Если при расчёте по этой формуле получится  $\varepsilon\alpha < 1$ , то в этом случае непрерывности процесса зацепления зубьев не будет: одна пара зубьев успеет выйти из зацепления ещё до того, как следующая пара зубьев войдёт в него. Поэтому минимально допустимым значением  $\varepsilon\alpha$  является 1.06, которое обеспечивает непрерывность процесса зацепления с 6%-ным запасом.

Важно отметить, что коэффициент перекрытия  $\varepsilon\alpha$  уменьшается при увеличении коэффициентов смещения  $\chi1$  и  $\chi2$ . Поэтому при проектировании передачи коэффициенты смещения надо назначать так, чтобы  $\varepsilon\alpha$  не получился бы меньше 1.06.

Коэффициент скольжения учитывает влияние геометрических и кинематических факторов на величину проскальзывания профилей в процессе зацепления. Наличие скольжения при одновременном нажатии одного профиля на другой приводит к износу профилей. Под коэффициентом скольжения  $\vartheta$  понимается отношение скорости скольжения  $v_k$  точек контакта зубьев к касательным составляющим  $v/2$  скоростей точек контакта сопряжённых профилей, т. е.

$$\vartheta = v_k / v/2 .$$

Коэффициенты скольжения для первого и второго профилей зубчатых колёс, находящихся во внешнем зацеплении, выражаются формулами:

$$\vartheta_1 = (1 + 1/u_{12}) l / \rho_1 ;$$

$$\vartheta_2 = (1 + u_{12}) l / \rho_2 ,$$

где  $u_{12}$  – передаточное отношение от первого колеса ко второму;

$l$  – расстояние от полюса зацепления  $P$  до текущего положения точки контакта пары зубьев.

За время одного оборота колеса с меньшим числом зубьев  $z_1$  второе колесо не совершает полный оборот; его зубья в  $u_{12}$  раз реже вступают в контакт, чем зубья первого колеса, и поэтому меньше изнашиваются. Для того чтобы сравнивать интенсивность износа зубьев по коэффициентам скольжения, разделим  $\vartheta_2$  на  $u_{12}$ , тогда получим:

$$\vartheta_1 = (1 + 1/u_{12}) l / \rho_1 ;$$

$$\vartheta_2 = (1 + 1/u_{12}) l / \rho_2 .$$

Коэффициенты скольжения  $\vartheta_1$  и  $\vartheta_2$  зависят от коэффициентов смещения  $\chi_1$  и  $\chi_2$  (рис. 12).

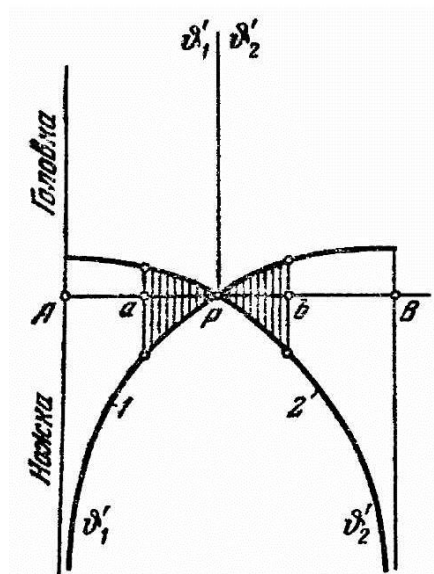


Рис. 12. Зависимость коэффициентов скольжения от коэффициентов смещения  $\chi_1$  и  $\chi_2$

Коэффициент давления учитывает влияние геометрии зубьев (радиусов кривизны их профилей) на величину контактных напряжений, возникающих в местах соприкосновения зубьев. При чрезмерном нагружении контактные напряжения могут быть столь значительны, что вызовут выкрашивание материала на рабочей поверхности зубьев.

Контактное напряжение смятия определяется по формуле Герца:

$$\sigma = 0,418\sqrt{QE/b\rho},$$

где  $Q$  – нормальная нагружающая сила;  $b$  – ширина зуба;  $E = 2E_1E_2/(E_1+E_2)$  – приведённый модуль упругости колес с модулями упругости  $E_1$  и  $E_2$ ;  $\rho = \rho_1\rho_2/(\rho_1+\rho_2)$  – приведённый радиус кривизны.

Коэффициент удельного давления  $q$  характеризует поверхностную прочность зуба и рассчитывается по формуле:

$$q = m/\rho,$$

где  $m$  – модуль зубчатого колеса.

Подставив коэффициент  $q$  в формулу Герца, получим:

$$\sigma = 0,418\sqrt{QEq/bm}.$$

Коэффициент удельного давления  $q$  уменьшается при увеличении коэффициентов смещения  $\chi_1$  и  $\chi_2$ .

## 2. ПРАКТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 2.1. Цель работы

Цель работы – изучить теоретические основы производства эвольвентных колёс методом огибания, определить влияние смещения рейки (инструмента) на форму нарезаемого зуба и предупредить подрез зуба.

### 2.2. Оборудование и приборы

- 1) Прибор для нарезания эвольвентного профиля зубьев зубчатого колеса с инструментальной рейкой заданного модуля( $m$ );
- 2) Круг из плотной бумаги;
- 3) Карандаш.

### 2.3. Порядок проведения работы

*Нарезание зубьев колеса без смещения рейки ( $x = 0$ ):*

- установить рейку б прибора в нулевое положение и передвинуть в крайнее правое положение;
- вычертить три зуба;
- подсчитать основные параметры вычерченных зубьев по формулам:

1. Число зубьев нарезаемого колеса:

$$z = d/m,$$

где  $d$  – диаметр делительной окружности;

$m$  – заданный модуль зубьев колеса (мм).

2. Диаметр основной окружности:

$$d_b = d \cos \alpha,$$

где  $\alpha$  - угол профиля рейки, равный  $20^\circ$ .

3. Диаметр окружности вершин:

$$d_a = m(z + 2h^*a),$$

где  $h^*a$  - коэффициент высоты головки зуба, равный 1.

4. Высота зуба:

$$h = m(2h^*a + c^*),$$

где  $c^*$  - коэффициент радиального зазора, равный 0,25.

Подставляя значения  $h^*a$  и  $c^*$ , получим

$$d_a = m(z + 2), \quad h = 2,25m.$$

5. Диаметр окружности впадин:

$$d_f = m(z - 2h^*a - c^*).$$

6. Шаг по делительной окружности:

$$p = \pi m.$$

7. Толщина зуба по делительной окружности:

$$S = \pi m / 2.$$

8. Толщина зуба по основной окружности:

$$S_b = d_b (S/d + \operatorname{inv} \alpha),$$

где  $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$ .

9. Толщина зуба по окружности вершин:

$$S_a = d_a (S/d + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a), \quad \cos \alpha_a = d_b / d_a.$$

*Нарезание зубьев колеса со смещением рейки, обеспечивающим отсутствие подреза ( $x \neq 0$ ):*

- установить рейку со смещением, подсчитанным по формулам, приведённым ниже, и вычертить три зуба, предварительно повернув диск на  $180^\circ$  и установив рейку в крайнее правое положение;
- подсчитать основные параметры вычерченных зубьев по формулам:

1. Коэффициент смещения:

$$\chi = h^*a(z_{\min} - z) / z_{\min},$$

где  $z_{\min} = 2h^*a / \sin^2 \alpha$ .

2. Смещение рейки:

$$x = \chi m.$$

3. Диаметр окружности вершин:

$$d_a = m(z + 2h^*a + 2x - 2\Delta y),$$

где  $\Delta y$  - коэффициент уравнительного смещения ( $\Delta y = 0$ ).



4. Диаметр окружности впадин:

$$df = m[z - 2(h^*a + c^*) + 2x] .$$

5. Толщина зуба по делительной окружности:

$$S = \pi m / 2 \cdot 2x \operatorname{tg} \alpha .$$

6. Толщина зуба по основной окружности:

$$S_b = db(S/d + \operatorname{inv} \alpha) .$$

7. Толщина зуба по окружности вершин:

$$S_a = da(S/d + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a);$$

- снять заготовку с прибора, нанести на чертеже расчётные окружности обоих колёс и измерить толщины зубьев по этим окружностям;
- оформить отчёт, содержащий:
  - расчёт параметров нулевого зубчатого колеса;
  - расчёт параметров зубчатого колеса, выполненного со смещением рейки;
  - диск с вычерченным на нём профилем зубьев;
  - сравнение расчётных величин с действительными в виде таблицы, приведённой ниже.

Таблица 2

Обозначение	Значения	
	по расчёту	по чертежу

### 3. ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ

Работа производится на специальном приборе. Рейка 5, размеры которой совпадают с размерами стандартной рейки данного модуля, крепится на планке винтами 8. По шкале 6 рейка может быть установлена с нужным смещением относительно цифры 0 на шкале 6. Диск 3, диаметр которого равен диаметру делительной окружности вычерчиваемого колеса, перекачивается без скольжения по делительной прямой рейки. На рейке 5 указаны диаметры делительной окружности этого диска  $d$ , а также её модуль и угол профиля. На диске 3 закреплён диск 4 большего диаметра из органического стекла. На диске 4 с помощью прижимного устройства закрепляется бумага для вычерчивания зубьев (рис. 13).

Прижимное устройство 1 закрепляется на дисках 3 и 4 винтом 2. Чтобы избежать проскальзывания при перекачивании, диск 3 охвачен струной 13, один конец которой прикрепляется к неподвижному захвату 7, а второй конец к захвату 11. Захват 11 при помощи эксцентрикового механизма, укрепляемого рукояткой 12, может несколько перемещаться и создавать необходимое натяжение струны 13.

Совместное движение рейки и диска осуществляется при помощи шагового храпового механизма, который приводится в действие рычагом 10. Переключением рычага 9 студент получает возможность свободно перемещать рейку вправо и влево.

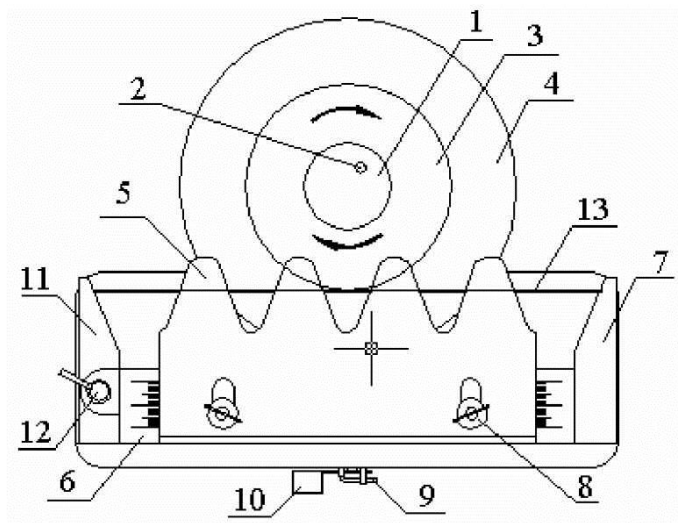


Рис. 13. Установка для нарезания эвольвентного профиля

Работа с прибором производится следующим образом. Рейка 5 отводится в крайнее правое положение. Остро заточенным карандашом обводят зубья рейки. Нажимом на рычаг 10 передвигают рейку влево на один шаг и вновь очерчивают контур зубьев рейки.

Когда рейка передвигается в крайнее левое положение, на бумажном круге будет получен контур трёх зубьев. Чтобы вычертить на этой же бумаге зубья в другом положении рейки (со смещением), нужно рейку снова переместить в крайнее правое положение и повернуть диск 4. Затем вычерчивание зубьев производится в описанном выше порядке.

После того как зубья вычерчены, бумагу снимают и проводят делительную и основную окружности, а также окружности вершин и впадин для полученных профилей колёс (нулевого и выполненного со смещением рейки). Делительная и основная окружности для них будут одинаковые, а окружности вершин и впадин разные.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1998. – 640 с.
2. Никитин Н. Н. Курс теоретической механики / Н. Н. Никитин. – М.: Высшая школа, 1990. – 607 с.
3. Сборник заданий для курсовых работ по теоретической механике / Под ред. А. А. Яблонского. – М.: Высшая школа, 1985. – 367 с.
4. Экспериментальные методы исследования механизмов: Сборник лабораторных работ / Сост. Л. В. Бойкова. – Ульяновск, 1990. – 64 с.
5. Юдин В. А. Теория механизмов и машин. В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – М.: Высшая школа, 1977.
6. Теория механизмов и машин. Методика построения эвольвентных профилей: Методические указания / Сост. Л. В. Бойкова. – Ульяновск, 1999. – 20 с.