

ВВЕДЕНИЕ

Передача непрерывного вращения от одного вала к другому с заданным передаточным отношением чаще всего осуществляется с помощью зубчатых механизмов. Зубчатые механизмы получили очень широкое применение как в промышленных, так и в сельскохозяйственных машинах.

В большинстве машинных агрегатов ведущим звеном является вал двигателя, передающий движение ведомому звену данной машины. Двигатель работает более экономично при больших скоростях вращения, между тем как скорость ведомого звена обычно бывает значительно ниже, что обуславливается требованиями технологического процесса, выполняемого машиной. Поэтому между двигателем и рабочей машиной устанавливается зубчатый механизм.

Основным звеном зубчатого механизма является зубчатое колесо. Большинство зубчатых колес имеют эвольвентные профили зубьев. Эвольвентные профили зубьев удовлетворяют основному условию синтеза зубчатого зацепления – получению заданного передаточного отношения. Выполнение условия синтеза зависит в первую очередь от размеров зубьев. Эти размеры удобно задавать в долях модуля. Все размеры зубчатого колеса пропорциональны модулю.

В настоящих методических указаниях рассматривается один из методов нарезания зубчатых колес – метод обкатки.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

1.1. Способы изготовления зубчатых колес

В настоящее время зубчатые колеса изготавливают способами копирования и обкатки (огибания).

Первым способом изготавливают зубчатые колеса в основном только с равнодельным шагом. При изготовлении колес методом копирования рабочие части инструмента имеют форму впадин между зубьями. К этому методу относятся, например, фрезерование модульной дисковой или пальцевой фрезой. Существенными недостатками метода копирования являются: низкая производительность, потребность в большом комплекте инструмента, изготовление большинства колес с заведомой погрешностью.

Второй способ – способ огибания – такими существенными недостатками не обладает. Этим способом можно изготовить самые разнообразные зубчатые колеса и притом теоретически точно. Поэтому способ огибания нашел преимущественное распространение и представляет особый интерес для конструктора.

При применении способа огибания заготовке, из которой изготавливают зубчатое колесо, и режущему инструменту, имеющему зубчатую форму (червячная фреза, гребенка, долбяк), сообщают на станке такие движения относительно друг друга, которые воспроизводят процесс зацепления, т. е. такое движение, какое имели бы зубчатые колеса при зацеплении друг с другом при взаимодействии аксоидальных поверхностей. Это зацепление называется станочным.

Помимо движений, воспроизводящих процесс зацепления, инструменту сообщается еще технологическое движение резания. При этом режущие кромки инструмента описывают зубчатую поверхность, называемую производящей. Для инструментов, осуществляющих процесс формообразования путем срезания стружки, такой производящей поверхностью является воображаемая поверхность, содержащая режущие кромки инструмента или образуемая при их главном движении, необходимом для резания. Если режущие кромки прямые, а главное движение прямолинейное, то производящей поверхностью является плоскость. Если режущие кромки криволинейные, а главное движение прямолинейное, то производящей поверхностью является цилиндрическая (например, эвольвентная поверхность для долбяков). Производящая поверхность режущего инструмента и изготавливаемая боковая по-

верхность зуба являются взаимоогibaемыми, откуда сам способ и получил свое название.

Если производящую поверхность расчесть плоскостью, перпендикулярной оси нарезаемого колеса, то в сечении получим исходный производящий контур (ИПК). Станочное зацепление есть зацепление ИПК с профилем зуба нарезаемого колеса.

Исходный производящий контур эвольвентного реечного инструмента. Форма и размеры ИПК стандартизированы. Эвольвентные части профиля зубьев ИПК прямолинейны и наклонены к оси зуба под углом α (рис. 1.1).

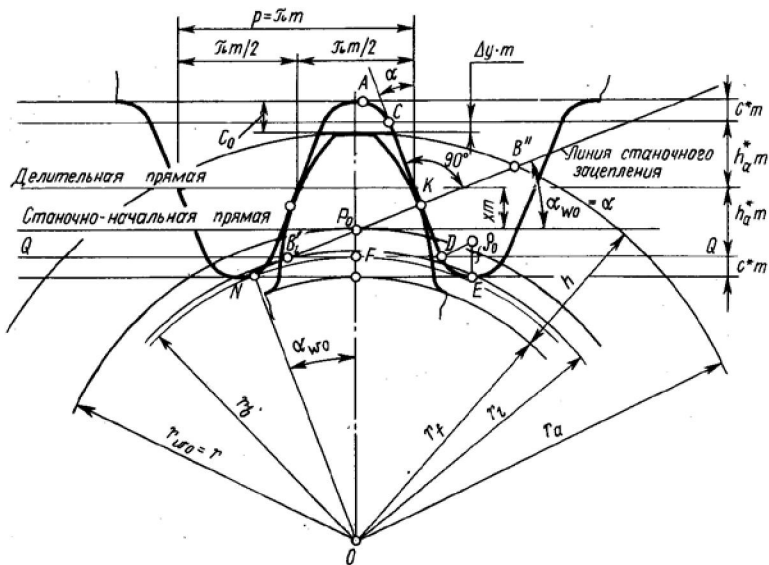


Рис. 1.1. Основные параметры реечного инструмента и зубчатого колеса

Переходы от прямолинейной части зуба к основанию впадины и к вершине осуществлены по дуге радиусом r_0 . Точки сопряжения отмечены на ИПК буквами A, C, D, E . Прямолинейная часть CD является эвольвентной, а скругления AC и DE – неэвольвентной частью контура. Прямая, разделяющая зуб по высоте на две равные части, называется делительной. На ИПК отмечаются еще четыре линии, параллельные делительной прямой и проходящие по основаниям впадин зубьев, по

их вершинам и через точки сопряжения C и D . Расстояния между этими прямыми выражают размеры зуба исходного производящего контура по высоте и измеряются соответственно величинами: $h_a = h_a^* \cdot m$ и $c = c^* \cdot m$, где h_a^* – коэффициент высоты зуба; c^* – коэффициент радиального зазора.

Согласно стандарту $h_a^* = 1,0$, $c^* = 0,25$. Прямые, проходящие через точки C и D , называются прямыми граничных точек.

Размерами вдоль делительной прямой являются шаг, толщина зуба и ширина впадин. Шаг p исходного производящего контура, измеренный по любой прямой, параллельной делительной, есть величина постоянная, равная πm , где m – стандартный модуль. Толщина зуба ИПК по делительной прямой равна ширине впадины $S_0 = e_0 = \pi m / 2$, а вместе они составляют шаг. Угол профиля зуба стандартизирован: $\alpha = 20^\circ$. Радиус скругления (дуги DE) определяется по формуле

$$\rho_0 = c^* \cdot m / (1 - \sin \alpha) = 0,4m. \quad (1.1)$$

Таким образом, ИПК реечного инструмента характеризуется четырьмя стандартными параметрами: m , α , $h_a^* = 1,0$, $c^* = 0,25$.

Реечное станочное зацепление и коэффициент смещения. Реечное станочное зацепление, как и всякое зацепление, имеет начальные линии. Ими являются станочно-начальная прямая рейка и станочно-начальная окружность колеса. Напомним, что станочно-начальные линии катятся друг по другу без скольжения. В реечном станочном зацеплении радиус $r_{н0}$ станочно-начальной окружности равен радиусу делительной окружности r .

Угол реечного станочного зацепления $\alpha_{н0}$ равен профильному углу α исходного производящего контура (как углы с взаимно перпендикулярными сторонами). Отметим также, что угол профиля зуба колеса в точке, находящейся на делительной окружности, равен профильному углу α исходного производящего контура.

На станке инструмент можно расположить по-разному относительно нарезаемого колеса. Поэтому в станочном зацеплении делительная прямая ИПК может располагаться различным образом по отношению к делительной окружности колеса: 1) она может касаться делительной окружности (нулевая установка инструмента); 2) быть отодвинутой от нее (положительная установка); 3) пересекать ее (отрицательная установка).

Расстояние между делительной прямой и делительной окружностью называется смещением инструмента. Его выражают в виде произведения модуля m на коэффициент смещения x с присвоением знака. При нулевой установке смещение $mx = 0$, $x = 0$, при положительной – $m > 0$, $x > 0$, при отрицательной установке смещением является стрелка сегмента, которую делительная прямая отсекает от делительной окружности; в этом случае $mx < 0$, $x < 0$.

На рис. 1.1 изображено реечное станочное зацепление при нарезании зубчатого колеса с положительным смещением и указаны все элементы производящего исходного контура, нарезаемого колеса и станочного зацепления. Линия реечного станочного зацепления начинается в точке N и через полюс P_0 уходит в бесконечность. Длина ее активной части ограничена точками B'_1 и B'' , находящимися на пересечении линии станочного зацепления с прямой QQ граничных точек и окружностью вершин.

Профиль зуба колеса имеет эвольвентную и неэвольвентную части. Переход эвольвентного профиля в неэвольвентный находится на окружности граничных точек колеса, радиус которой $r_1 = OB'_1$.

Расстояние между окружностью вершин зубьев колеса и прямой впадин ИПК представляет собой станочный зазор c_0 . Он складывается из двух частей: $c^* \cdot m$ и $\Delta y \cdot m$, где Δy – коэффициент уравнительного смещения.

Подрезание и заострение зуба. Если граничная прямая QQ у вершин зубьев инструментальной рейки пересекает линию зацепления за предельной точкой N , то возникает подрезание зубьев, которое заключается в том, что часть эвольвентного профиля у основания зуба срезается, ножка зуба ослабляется в опасном сечении (рис. 1.2).

Подрезание объясняется тем, что эвольвентные профили могут касаться только на линии зацепления, а за ее пределами эвольвенты пересекаются. В случае подрезания точка B'_1 оказывается вне отрезка PN .

Наименьшее число зубьев, свободных от подрезания, определяется по формуле

$$Z_{\min} = \frac{2(h_a^* - x)}{\sin^2 \alpha}. \quad (1.2)$$

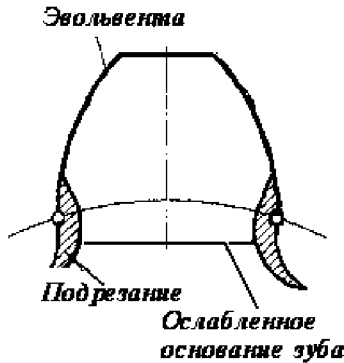


Рис. 1.2. Схема подрезания зуба зубчатого колеса режущим инструментом

В случае нарезания колес без смещения ($x = 0$) инструментом со стандартными параметрами $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1,0$, $c^* = 0,25$ получим $Z_{\min} = 17$. Подрезание при нарезании колеса с числом зубьев $Z < Z_{\min}$ можно устранить путем соответствующего выбора коэффициента смещения x . Коэффициент наименьшего смещения, определяемый из условия отсутствия подрезания, равен:

$$x_{\min} = h_a^*(Z_{\min} - Z) / Z_{\min}. \quad (1.3)$$

Колеса со смещением применяются не только для устранения подрезания (при $Z < Z_{\min}$), но и для повышения контактной и изгибной прочности зубьев, а также для уменьшения износа и повышения долговечности их, получения заданного межосевого расстояния пары колес и в ряде других случаев.

Коэффициенты смещения выбирают исходя из условия получения требуемых показателей зацепления с помощью специально составленных таблиц или графиков, называемых блокирующими контурами.

В зависимости от сочетания коэффициентов смещения различают следующие типы зацеплений: 1) нулевое; 2) нулевое равносмещенное; 3) положительное; 4) отрицательное. Нулевые зацепления первого и второго типов характеризуются тем, что коэффициент суммы смещений $x = x_1 + x_2 = 0$, причем в зацеплении первого типа $x_1 = x_2 = 0$, т. е. оба колеса без смещения, а в зацеплении второго типа $x_1 = -x_2$, т. е. смещения равны по величине, но противоположны по знаку. В обоих

случаях угол зацепления α_w равен углу профиля исходного контура α , делительные окружности одновременно являются окружностями в зацеплении. Высота зубьев равна:

$$h = (2h_a^* + c^*) \cdot m = 2,25 m. \quad (1.4)$$

В первом случае, кроме того, толщина зубьев по делительным окружностям равна половине шага.

В положительном зацеплении $x_\Sigma > 0$ и, следовательно, $\alpha_w > \alpha$, а в отрицательном – $x_\Sigma < 0$ и $\alpha_w < \alpha$.

Для зацепления этих типов характерно несовпадение начальных окружностей с делительными. Между делительными окружностями обоих колес имеется воспринимаемое смещение:

$$y \cdot m = a_w - a, \text{ или } y = \frac{a_w - a}{m}, \quad (1.5)$$

где y – коэффициент воспринимаемого смещения;

a_w – межосевое расстояние передачи;

a – делительное межосевое расстояние, равное сумме делительных радиусов.

Для положительного зацепления $y > 0$, отрицательного – $y < 0$, нулевого – $y = 0$.

Воспринимаемое смещение в передаче ($y \cdot m$) не равно сумме смещений исходного контура для обоих колес ($x_\Sigma \cdot m$):

$$y \cdot m = x_\Sigma \cdot m - \Delta y \cdot m, \text{ или } \Delta y = x_\Sigma - y, \quad (1.6)$$

где Δy – коэффициент уравнивающего смещения;

$\Delta y \cdot m$ – уравнивающее смещение.

Высота зубьев при $x_\Sigma \neq 0$ однозначно не выражается через расчетный модуль колеса и может быть вычислена по формуле

$$h = (2h_a^* + c^* - \Delta y) \cdot m. \quad (1.7)$$

Из формулы видно, что уравнивающее смещение $\Delta y \cdot m$ показывает уменьшение высоты зубьев в зацеплениях со смещением (когда $x_\Sigma \neq 0$) по сравнению с высотой зубьев в нулевых зацеплениях (когда $x_\Sigma = 0$). Для нулевых зацеплений $\Delta y = 0$.

1.2. Качественные показатели зубчатой передачи

Рассмотрим качественные показатели, по которым можно оценить передачу в отношении плавности и бесшумности зацепления, возможности износа и прочности зубьев, а также сравнить ряд передач по тем же показателям. Такая оценка важна для рационального назначения расчетных коэффициентов смещения при проектировании зубчатых передач.

Коэффициент перекрытия учитывает непрерывность и плавность зацепления в передаче. Такие качества передачи обеспечиваются перекрытием работы одной пары зубьев работой другой. Для этого каждая последующая пара зубьев должна войти в зацепление еще до того, как предыдущая выйдет из него. О величине перекрытия судят по его коэффициенту, который выражается отношением угла торцового перекрытия к угловому шагу. Угол торцового перекрытия φ_α – это угол поворота колеса от положения зубьев при входе в зацепление, когда они касаются в точке B' , до положения их при выходе из него, когда они касаются в точке B'' (рис. 1.3, а).

Следовательно, коэффициент перекрытия прямозубой передачи

$$\varepsilon_a = \varphi_{\alpha 1} / \tau_1 = \varphi_{\alpha 2} / \tau_2. \quad (1.8)$$

Здесь $\tau_1 = 2\pi / Z_1$ – угловой шаг; $\varphi_{\alpha 1} = g_\alpha / r_{b1}$, где $g_\alpha = g_f + g_a$ – длина активной линии зацепления. Она складывается из длин доплюсной g_f и заплюсной g_a частей активной линии зацепления (рис. 1.3, б):

$$\begin{aligned} g_f &= r_{b2}(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w); \\ g_a &= r_{b1}(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w). \end{aligned} \quad (1.9)$$

Подстановка зависимостей (1.9) в (1.8) дает формулу для определения коэффициента перекрытия прямозубой передачи:

$$\varepsilon_a = \frac{Z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + Z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (Z_1 + Z_2) \operatorname{tg} \alpha_w}{2\pi}. \quad (1.10)$$

Если при расчете по формуле (1.10) получится $\varepsilon_a < 1$, то в этом случае непрерывности процесса зацепления зубьев не будет, т. е. одна пара зубьев успеет выйти из зацепления еще до того, как следующая пара войдет в него. Поэтому минимально допустимым значением ε_a является 1,05, которое обеспечивает непрерывность процесса с 5%-ным запасом.

Важно отметить, что коэффициент перекрытия ε_a уменьшается при увеличении коэффициентов смещения x_1 и x_2 . Поэтому при проектировании передачи коэффициенты смещения надо назначать так, чтобы значение ε_a не получилось меньше 1,05.

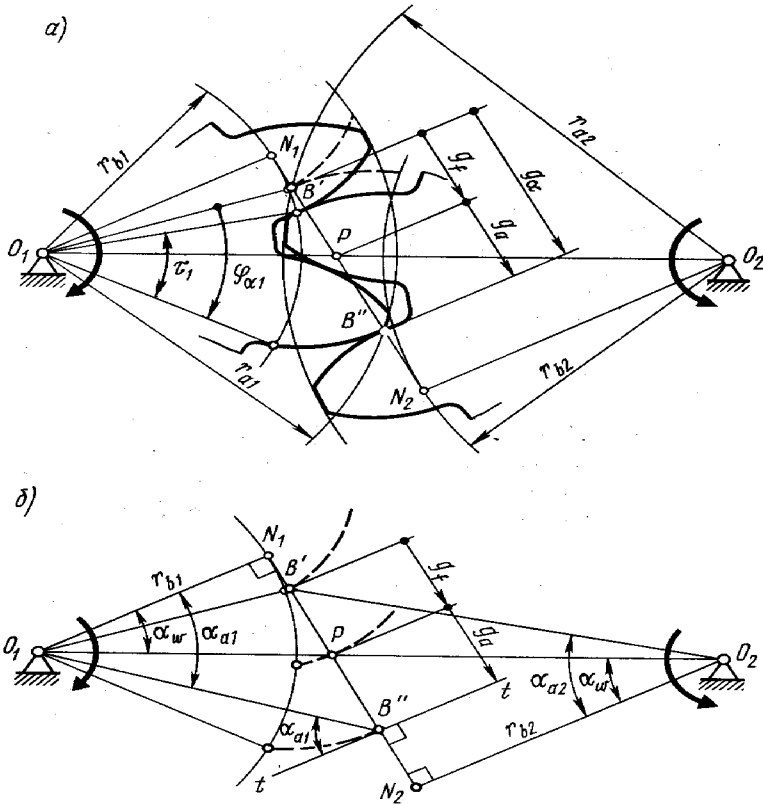


Рис. 1.3. Схема для определения качественных показателей зубчатой передачи:

a – коэффициента перекрытия прямозубой передачи;

b – активной линии зацепления

Одним из важнейших качественных показателей зубчатых механизмов является коэффициент полезного действия.

Среднее значение коэффициента полезного действия для пары зубчатых колес внешнего зацепления определяется по формуле

$$\eta = 1 - \frac{\pi f \varepsilon_a}{2} \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right). \quad (1.11)$$

Для пары колес внутреннего зацепления

$$\eta = 1 - \frac{\pi f \varepsilon_a}{2} \left(\frac{1}{Z_1} - \frac{1}{Z_2} \right), \quad (1.12)$$

где f – коэффициент трения скольжения;

ε_a – коэффициент перекрытия (см. формулу (1.10));

Z_2 – колесо с внутренним зубом.

1.3. Прибор для вычерчивания зубьев эвольвентного профиля

Принципиальная схема устройства прибора для вычерчивания зубьев эвольвентного профиля (ТММ-42) показана на рис. 1.4. На основании 1 смонтированы рейка 2 и диск, состоящий из двух кругов 3 и 4, которые жестко соединены между собой и вращаются на общей оси.

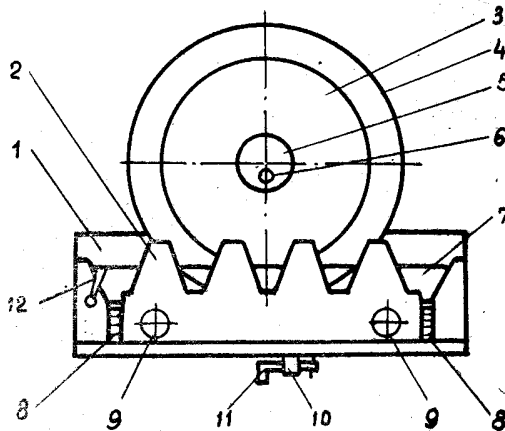


Рис. 1.4. Прибор для вычерчивания зубьев эвольвентного профиля

Верхний круг 4, выполненный из органического стекла, служит для установки бумажной заготовки, на которой вычерчиваются зубья. Бумажная заготовка крепится на трех иглах верхнего круга при помощи

съемной шайбы 5, закрепляемой винтом 6. Диаметр нижнего круга 3 равен диаметру делительной окружности зубчатого колеса, нарезание которого моделируется на приборе.

Рейка 2 вместе с кареткой 7 может перемещаться поступательно в направляющих основания. Такое перемещение осуществляется при помощи шагового храпового механизма, приводимого в действие клавишей 11. При нажатии на клавишу рейка подается влево на 4–5 мм и фиксируется. С помощью рычага свободного хода 10 рейка может свободно перемещаться вправо и влево (от руки). Кроме перемещения в направляющих, рейку можно передвигать также в перпендикулярном направлении к центру диска или от него, причем этот сдвиг отсчитывается по шкалам 8, а положение рейки на каретке фиксируется винтами 9. Для построения зубьев колеса без смещения необходимо, чтобы риски, нанесенные на рейке, совпадали с нулевым делением шкалы, так как при этом начальной прямой является делительная (средняя) прямая рейки. При смещении рейки от нулевого положения будет вычерчиваться колесо со смещением (положительным или отрицательным в зависимости от направления смещения).

При поступательном перемещении рейки в направляющих одновременно вращается диск с заготовкой, причем эти движения кинематически связаны: в относительном движении круг 3 (делительная окружность) перекачивается без скольжения по начальной прямой рейки. Такая связь достигается при помощи устройства, состоящего из натянутой проволоки и эксцентрикового механизма, управляемого рукояткой 12. Прозрачный верхний круг позволяет наблюдать перекачивание делительной окружности по начальной прямой.

2. ВЫПОЛНЕНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Цель работы: ознакомление с процессом нарезания зубьев цилиндрических эвольвентных колес по методу обкатки при помощи инструментальной рейки, а также усвоение методики определения их геометрических параметров.

Оборудование: прибор ТММ-42 для вычерчивания зубьев эвольвентного профиля, кружок (заготовка) из бумаги, карандаш, циркуль, линейка.

2.1. Порядок выполнения лабораторной работы

1. Заполнить табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2.1. Исходные данные расчета

Номер установки	Вариант	m , мм	d_1 , мм	α , °	h_a	c	Z_1	Z_2

2. Пользуясь рычагом свободного хода 10 (см. рис. 1.4), перевести рейку в крайнее правое положение. Установить рейку по шкалам 8 на нулевые отметки.

3. Провести на бумажной заготовке диаметральною линию. С помощью съемной шайбы 5 и винта 6 укрепить заготовку на диске так, чтобы она была подведена под рейку, диаметральною линия располагалась примерно перпендикулярно к направляющим рейки, а центр заготовки попал на центральную иглу диска.

4. Контур зубьев рейки аккуратно обвести карандашом на бумажном кружке. Далее нажатием на клавишу 11 перевести рейку влево на один шаг храпового устройства, после чего вновь обвести контур зубьев. Так повторять до тех пор, пока рейка не придет в крайнее левое положение. В результате обкатки на бумажном кружке получаются два-три хорошо очерченных зуба колеса.

5. По формулам (2.1)–(2.9) рассчитать параметры колес без смещения.

2.2. Определение основных параметров зубчатых колес без смещения

Заданными являются расчетный модуль зубчатого колеса m , делительный диаметр d_1 , стандартные параметры исходного контура $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1,0$, $c^* = 0,25$. Предполагается, что парное второе колесо так же, как и первое колесо, нарезается без смещения исходного контура. Поэтому угол зацепления $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Число зубьев нарезаемого первого колеса

$$Z_1 = \frac{d_1}{m}. \quad (2.1)$$

Начальный радиус

$$r_{\text{н1}} = r_1 = \frac{d_1}{2}. \quad (2.2)$$

Основной радиус

$$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha. \quad (2.3)$$

Радиус вершин зубьев

$$r_{a1} = r_1 + h_a^* \cdot m = \frac{m}{2}(Z_1 + 2). \quad (2.4)$$

Радиус впадин зубьев

$$r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^*) \cdot m = \frac{m}{2}(Z_1 - 2,5). \quad (2.5)$$

Окружная толщина зуба по делительной окружности

$$S_1 = \frac{\pi m}{2}. \quad (2.6)$$

Окружная толщина зуба по основной окружности

$$S_{b1} = 2r_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv } \alpha \right), \quad (2.7)$$

где $\text{inv } \alpha$ – значение эвольвентной функции.

$$\text{inv } \alpha = \text{inv } 20^\circ = 0,014904.$$

Окружная толщина зуба на окружности вершин

$$S_{a1} = 2r_{a1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \text{inv } \alpha - \text{inv } \alpha_{a1} \right), \quad (2.8)$$

где α_{a1} – угол профиля эвольвенты на окружности вершин зубьев, определяется по формуле

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}}. \quad (2.9)$$

По значению косинуса определяется угол α_{a1} .

Значения $\text{inv } \alpha$ определяются по табл. 2.2.

По формулам (2.10) и (2.11) определить коэффициент смещения x_1 и смещение Δ_1 . Отодвинуть рейку от центра заготовки на величину Δ_1 (по шкалам) и закрепить винтами 9 (см. рис. 1.4).

Т а б л и ц а 2.2. Значение эвольвентной функции $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg}(\alpha - \alpha)$

Угол α	0,0	10'	20'	30'	40'	50'
20°	0,0149	0,0153	0,0157	0,0161	0,0165	0,0169
21°	0,0173	0,0178	0,0182	0,0187	0,0191	0,0196
22°	0,0200	0,0205	0,0210	0,0215	0,0220	0,0225
23°	0,0230	0,0236	0,0241	0,0247	0,0252	0,0258
24°	0,0263	0,0269	0,0275	0,0281	0,0287	0,0293
25°	0,0300	0,0306	0,0313	0,0319	0,0326	0,0333
26°	0,0339	0,0346	0,0353	0,0361	0,0368	0,0375
27°	0,0383	0,0390	0,0398	0,0406	0,0414	0,0422
28°	0,0430	0,0438	0,0447	0,0455	0,0464	0,0473
29°	0,0482	0,0491	0,0500	0,0509	0,0518	0,0529
30°	0,0537	0,0547	0,0557	0,0567	0,0577	0,0588
31°	0,0598	0,0608	0,0619	0,0630	0,0641	0,0652
32°	0,0664	0,0675	0,0686	0,0698	0,0710	0,0722
33°	0,0734	0,0747	0,0759	0,0772	0,0785	0,0798
34°	0,0811	0,0824	0,0838	0,0851	0,0865	0,0879
35°	0,0893	0,0908	0,0922	0,0937	0,0951	0,0967
36°	0,0982	0,0998	0,1013	0,10292	0,1045	0,1061
37°	0,1078	0,1094	0,1111	0,11283	0,11455	0,1163
38°	0,1181	0,1199	0,1216	0,12348	0,12534	0,1272
39°	0,1291	0,1310	0,13297	0,13493	0,1369	0,1389
40°	0,1409	0,1430	0,1451	0,1472	0,1494	0,1515
41°	0,1537	0,1559	0,1582	0,1604	0,1627	0,1650
42°	0,1674	0,1697	0,1721	0,17457	0,1770	0,1795
43°	0,1820	0,1846	0,1871	0,18975	0,1924	0,1950
44°	0,1977	0,2005	0,2032	0,2060	0,20885	0,2117
45°	0,2146	0,2175	0,2205	0,22348	0,2265	0,2296

2.3. Определение основных параметров зубчатых колес со смещением

Заданными являются расчетный модуль зубчатого колеса m , делительный диаметр d_1 , стандартные параметры исходного контура $\alpha = 20^\circ, h_a^* = 1,0, c^* = 0,25$.

Для расчета параметров первого колеса необходимо знать число зубьев парного второго колеса, которое выбирается по табл. 2.1.

Выбор коэффициентов смещения зависит от назначения зубчатой передачи, условий, в которых она работает, нагрузок на элементы зубчатой передачи и т. д. В настоящей работе коэффициенты смещения x_1

и x_2 предлагается выбрать из условия отсутствия подрезания ножек зубьев:

$$x_1 = \frac{17 - Z_1}{17}; \quad x_2 = \frac{17 - Z_2}{17}. \quad (2.10)$$

В случае, когда $Z_1 > 17$, принимается $x_2 = 0$, так как при этом опасность подрезания устраняется.

Смещение исходного контура определяется по зависимости

$$\Delta_1 = x_1 \cdot m. \quad (2.11)$$

Снова отвести рейку в крайнее правое положение. Повернув рукоятку 12 (см. рис. 1.4) влево, повернуть диск примерно на 180° так, чтобы чистая часть заготовки оказалась справа. После этого рукоятка 12 вновь переводится вправо, связывая движения рейки и диска.

Методом, описанным в пункте 4 порядка выполнения работы, вычертить зубья колес со смещением, после чего снять бумажный кружок с диска.

По формулам (2.12)–(2.22) рассчитать параметры колес со смещением.

Угол зацепления α_w пары первого и второго колес определяется по формуле

$$\text{inv } \alpha_{w1} = \text{inv } \alpha + \frac{2(x_1 + x_2) \text{tg } \alpha}{Z_1 + Z_2}. \quad (2.12)$$

По значению $\text{inv } \alpha$ определяется угол по табл. 2.2.

Коэффициент воспринимаемого смещения находят по формуле

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right), \quad (2.13)$$

где a – делительное межосевое расстояние;

a_w – межосевое расстояние.

Коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = x_1 + x_2 - y. \quad (2.14)$$

Начальный радиус

$$r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}. \quad (2.15)$$

Основной радиус

$$r_{b1} = r_1 \cdot \cos \alpha. \quad (2.16)$$

Радиус вершин зубьев

$$r_{a1} = r_1 + (h_a^* + x_1 - \Delta y) \cdot m. \quad (2.17)$$

Радиус впадин зубьев

$$r_{\Pi} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1) \cdot m. \quad (2.18)$$

Окружная толщина зуба на делительной окружности

$$S_1 = \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot m. \quad (2.19)$$

Окружная толщина зуба на начальной окружности

$$S_{w1} = 2r_{w1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{w1} \right). \quad (2.20)$$

Окружная толщина зуба на основной окружности

$$S_{b1} = 2r_{b1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha \right), \quad (2.21)$$

где $\operatorname{inv} \alpha$ – значение эвольвентной функции.

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} 20^\circ = 0,014904.$$

Окружная толщина зуба на окружности вершин

$$S_{a1} = 2r_{a1} \left(\frac{S_1}{d_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right), \quad (2.22)$$

где α_{a1} находится из выражения $\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}}$.

Нанести на бумажный кружок полуокружности значения рассчитанных параметров (r_f , r_b , r , r_w , r_a) и подписать их с проставлением размеров.

Измерить толщину зубьев (S_1 , S_{w1} , S_{b1} , S_{a1}) для обоих колес и сопоставить полученные значения с расчетными. Результаты занести в табл. 2.3.

Т а б л и ц а 2.3. Сопоставление расчетов толщины зубьев с замерами

Толщина зубьев, мм	Колесо без смещения		Колесо со смещением	
	Расчетная величина	Измеряемая величина	Расчетная величина	Измеряемая величина
S_1				
S_{w1}				
S_{b1}				
S_{a1}				

Определить коэффициент перекрытия по формуле (1.10).

3. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Охарактеризуйте принципиальные методы изготовления эвольвентных зубчатых колес. Что такое исходный производящий контур (ИПК) цилиндрических зубчатых колес и каковы его основные параметры?

2. Что называется смещением исходного производящего контура в станочном зацеплении и коэффициентом смещения?

3. В чем заключается явление подрезания зубьев и при каком условии оно возникает? Как определить наименьшее число зубьев, свободных от подрезания?

4. Как определить коэффициент наименьшего смещения исходного производящего контура из условия отсутствия подрезания зубьев?

5. Какие типы зацеплений цилиндрических колес различают в зависимости от сочетания коэффициентов смещения исходного производящего контура? Каковы основные цели применения колес со смещением?

6. По каким формулам определяются основные размеры цилиндрических эвольвентных колес? Как определяются коэффициенты воспринимаемого и уравнивающего смещения, в чем заключается их смысл и взаимосвязь?

7. Какими критериями оцениваются качественные показатели зубчатого зацепления?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Теория механизмов и машин / под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.
2. Юдин, В. А. Теория механизмов и машин / В. А. Юдин, Л. В. Петрокас. – М. : Высш. шк., 1977. – 527 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ	4
1.1. Способы изготовления зубчатых колес	4
1.2. Качественные показатели зубчатой передачи	10
1.3. Прибор для вычерчивания зубьев эвольвентного профиля	12
2. ВЫПОЛНЕНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ	13
2.1. Порядок выполнения лабораторной работы	14
2.2. Определение основных параметров зубчатых колес без смещения	14
2.3. Определение основных параметров зубчатых колес со смещением	16
3. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ	19
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	19