

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ВОСТОЧНОУКРАИНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
имени Владимира Даля

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к курсовому проектированию по теории механизмов
и машин, прикладной механике
"Синтез зубчатых передач с внешним эвольвентным зацеплением"

УТВЕРЖДЕНЫ
на заседании кафедры
машиноведения
Протокол № 3 от 23.11.2006

Луганск 2006

УДК 621.01

Методические указания к курсовому проектированию по теории механизмов и машин, прикладной механике "Синтез зубчатых передач с внешним эвольвентным зацеплением" /Сост.: Н.И.Величко, П.Л.Носко, П.В.Филь. – Луганск: ВНУ им. В.Даля, 2006. – 36 с.

Приведены параметры стандартного исходного реечного контура цилиндрических зубчатых передач, изложены методики выбора коэффициентов смещения и геометрического расчёта прямозубых и косозубых эвольвентных цилиндрических зубчатых передач. Показаны три варианта построения схем внешнего зацепления, изложена последовательность определения коэффициента перекрытия, коэффициентов удельных скольжений и удельного давления.

Составители:

Н.И. Величко, доц.,
П.Л.Носко, проф.,
П.В.Филь, доц.

Отв. за выпуск

Н.И. Величко, доц.

Зубчатые передачи благодаря широкому их использованию занимают особое положение среди механических передач и являются важной составной частью большинства современных машин и механизмов. Эффективные методы проектирования передач основаны на автоматизированных расчетах с применением ПК, многовариантность решений в этом случае позволяет также выполнять исследовательские задачи.

В данной методической работе приводится алгоритм геометрического расчета прямозубых и косозубых эвольвентных зубчатых передач при свободном выборе межосевого расстояния. Термины, относящиеся к зубчатому зацеплению и зубчатой передаче, соответствуют стандартам.

1. ИСХОДНЫЙ КОНТУР ИНСТРУМЕНТА

Геометрия проектируемой передачи определяется параметрами исходного контура инструмента и величинами его смещения при нарезании зубчатых колес. При проектировании прежде всего следует задаться исходным контуром инструмента и выбрать смещения, удовлетворяющие условиям синтеза. Для нарезания цилиндрических эвольвентных колес с прямыми и косыми (угол наклона линии зубьев $b \neq 0^\circ$) зубьями стандартом установлены параметры и коэффициенты исходного контура: угол профиля $a = 20^\circ$; коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1,0$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$; коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $r_f^* = 0,38$. Абсолютные размеры зуба исходного контура получают умножением перечисленных коэффициентов на делительный модуль зубчатого колеса m .

Следует иметь в виду, что у косозубых колес теоретически правильный эвольвентный профиль существует только в торцовом сечении - в сечении, перпендикулярном оси вращения колеса. При этом в торцовой плоскости параметры и коэффициенты исходного контура вычисляются с использованием вышеприведенных параметров и коэффициентов в нормальном сечении с учетом угла наклона зубьев (буквенным обозначением параметров торцового сечения далее присвоен индекс t). Угол профиля, торцовый модуль и шаг определяются из зависимостей

$$a_t = \arctg(tg a / \cos b), \quad (1.1)$$

$$m_t = m / \cos b, \quad (1.2)$$

$$p_t = p m / \cos b. \quad (1.3)$$

При равенстве высоты головки зубьев и радиального зазора в нормальном и торцовом сечениях коэффициенты

$$h_{ta}^* = h_a^* \cos b, \quad (1.4)$$

$$c_t^* = c^* \cos b, \quad (1.5)$$

$$r_{tf}^* = c_t^* / (1 - \sin a_t). \quad (1.6)$$

2. КОЭФФИЦИЕНТЫ СМЕЩЕНИЯ И ИХ ВЫБОР С ПОМОЩЬЮ БЛОКИРУЮЩИХ КОНТУРОВ

На размеры колес, геометрические показатели качества и нагрузочную способность передачи существенно влияют смещения исходного контура $X_i = x_i m$, где x_i коэффициенты смещения i -го зубчатого колеса ($i=1,2$). Поэтому в зависимости от конкретных требований к проектируемому зубчатому зацеплению необходимо решить задачу выбора коэффициентов x_1 и x_2 . Эффективно подобрать коэффициенты для зубчатой передачи с заданным сочетанием чисел зубьев z_1 и z_2 позволяют блокирующие контуры. Блокирующие контуры представляют область на плоскости и построены в системе координат x_1 и x_2 . Точки внутри контура соответствуют работоспособным передачам, у которых коэффициент перекрытия не менее единицы, отсутствуют подрезание и заострение зубьев [1]. Примеры блокирующих контуров для ряда прямозубых передач приведены в *приложении А*. Однако эти же контуры можно использовать при определении коэффициентов смещения и для косозубых передач, но выбор блокирующего контура необходимо при этом производить по условным числам зубьев, определяемым из соотношения

$$z_{u1,2} = pz_{1,2} / \cos^3 b \quad (2.1)$$

Найденные коэффициенты смещения необходимо привести к торцовому сечению

$$x_{t1,2} = x_{1,2} \cos b \quad (2.2)$$

Рассмотрим примеры определения коэффициентов смещения для различных случаев расчета:

1. Передача с максимальной контактной прочностью при заданном значении коэффициента торцового перекрытия e_a (в заданиях к курсовому проектированию значение e_a задаются из ряда: 1,1; 1,2; 1,3).

Для нахождения коэффициентов смещения при этом условии синтеза необходимо к кривой $e_a = 1,1$ или к другим, заданным по условию, провести касательную под углом 45° к осям x_1 и x_2 . Следует иметь в виду, что в блокирующем контуре показаны кривые только для $e_a = 1$ и $e_a = 1,2$ а кривые, соответствующие другим значениям e_a , необходимо построить самостоятельно. Например, линия $e_a = 1,1$ строится как равноудаленная к имеющимся. Координаты точек касания 1, 2, 3 (рис.2.1,а) и определяют конкретные значения x_1 и x_2 .

2. Передача с максимальной изгибной прочностью зубьев при заданном значении коэффициента торцового перекрытия e_a .

Выбор коэффициентов смещения следует производить в зоне, примыкающей к линии равных удельных скольжений $J_1 = J_2$. Пересечение этой линии с кривыми $e_a = \text{const}$ (рис.2.1,б) дает искомые точки 4, 5 или 6.

3. Передача должна обладать минимальным износом при заданном значении коэффициента торцового перекрытия e_a .

При выборе коэффициентов смещения, обеспечивающих это условие, следует найти точку пересечения кривых $J_1 = J_2$ и e_a (рис. 2.2,а, точки 7, 8 или 9). Максимальный коэффициент перекрытия возможен при заданном условии в передаче с коэффициентами смещения, соответствующими точке 10.

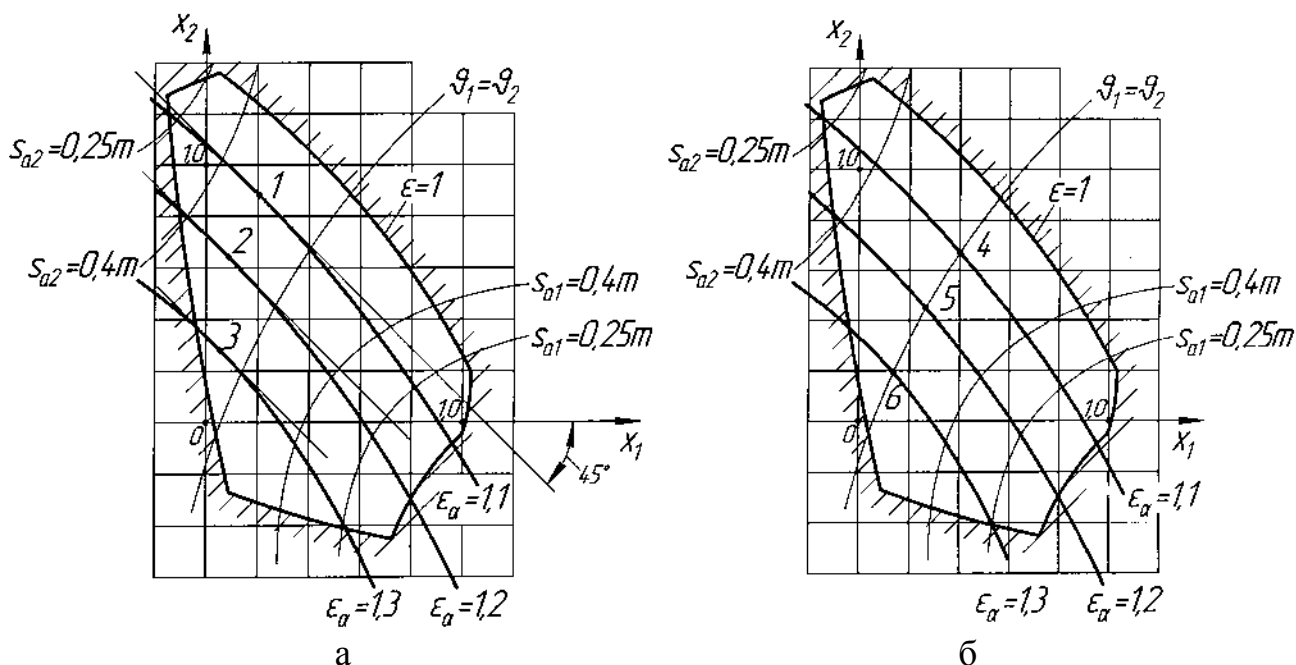


Рис. 2.1

4. Передача, имеющая близкий к максимальному коэффициент перекрытия e_a . Заданному условию соответствует точка 11, расположенная в левом нижнем углу блокирующего контура (рис.2.2,а).

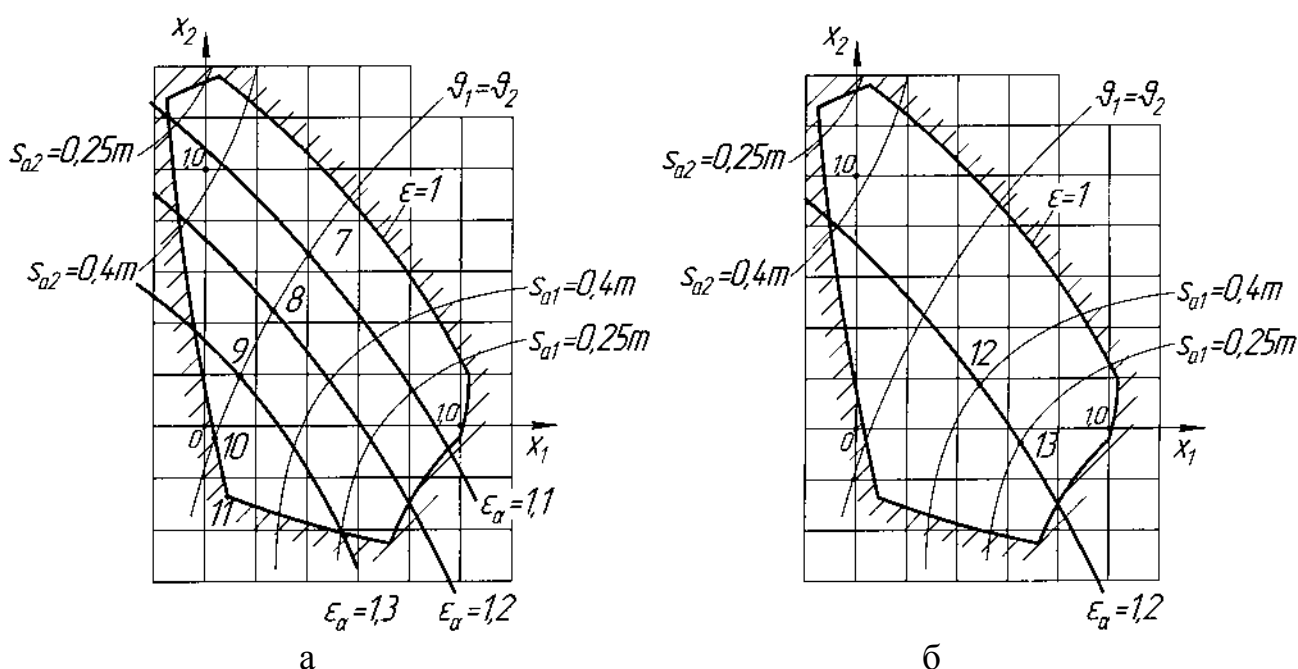


Рис. 2.2

5. Передача, удовлетворяющая специальным геометрическим требованиям. Выполнение этого условия покажем на примере передачи, у которой ограничивается наибольшее положительное смещение при изготовлении первого колеса. Для обеспечения изгибной прочности обеспечивается толщина зуба на вершине $s_{a1} \geq 0,25m$ для кинематических и $s_{a1} \geq 0,4m$ для силовых передач. При $\varepsilon_\alpha = 1,2$ на контуре этому условию соответствуют точки 12 или 13 (рис.2.2,б).

3. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ПРИ СВОБОДНОМ ВЫБОРЕ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

Нижеприведенный порядок расчета справедлив как для косозубой, так и для прямозубой передачи, имеющей делительный угол наклона зубьев $b = 0^0$ (при этом все буквенные обозначения параметров последней пишутся без индекса t).

После вычисления значений параметров согласно (1.1)-(1.6), (2.2) выполним геометрический расчет колес и передачи, определяя:

- радиусы делительных окружностей

$$r_{1,2} = m_t z_{1,2} / 2 ; \quad (3.1)$$

- радиусы основных окружностей

$$r_{e1,2} = r_{1,2} \cos a_t ; \quad (3.2)$$

- угол зацепления передачи

$$\text{inv} a_{tw} = \text{inv} a_t + 2(x_{t1} + x_{t2}) \text{tg} a_t / (z_1 + z_2) ; \quad (3.3)$$

угол a_{tw} находится по $\text{inv} a_{tw}$ в таблице эвольвентных функций (Приложение Б);

- коэффициент воспринимаемого смещения

$$y_t = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos a_t}{\cos a_{tw}} - 1 \right) ; \quad (3.4)$$

- коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y_t = x_{t1} + x_{t2} - y_t ; \quad (3.5)$$

- радиусы начальных окружностей

$$r_{w1,2} = r_{1,2} \cos a_t / \cos a_{tw} ; \quad (3.6)$$

- межосевое расстояние

$$a_w = r_{w1} + r_{w2}; \quad (3.7)$$

- радиусы окружностей вершин

$$r_{a1,2} = m_t(z_{1,2} / 2 + x_{t1,2} + h_{ta}^* - \Delta y_t); \quad (3.8)$$

- радиусы окружностей впадин

$$r_{f1,2} = m_t(z_{1,2} / 2 + x_{t1,2} - h_{ta}^* - c_t^*); \quad (3.9)$$

- делительные толщины зубьев

$$s_{t1,2} = m_t(p / 2 + 2x_{t1,2} \cdot \operatorname{tg} a_t); \quad (3.10)$$

- толщины зубьев по хордам делительных окружностей

$$\bar{s}_{t1,2} = 2r_{1,2} \sin(180^0 \cdot s_{t1,2} / (2r_{1,2}p)); \quad (3.11)$$

- шаги по хордам делительных окружностей

$$\bar{p}_{t1,2} = 2r_{1,2} \sin(180^0 \cdot p_t / (2r_{1,2}p)). \quad (3.12)$$

4. КАЧЕСТВЕННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

На стадии проектировании важнейшие эксплуатационные свойства передач (плавность и бесшумность зацепления, прочность и износ зубьев колес) оцениваются по ряду качественных показателей работоспособности зацепления. Показатели применяют также для сравнительной оценки передач.

Удельное скольжение зубьев J учитывает влияние геометрических и кинематических факторов на интенсивность износа профилей. Следует заметить, что на величину износа влияют также и усилия в зацеплении. Значения удельных скольжений для первого и второго колес определяются равенствами

$$\left. \begin{aligned} J_1 &= (z_1 + z_2)(\operatorname{tg} a_{ty1} - \operatorname{tg} a_{tw}) / z_2 \operatorname{tg} a_{ty1} \\ J_2 &= (z_1 + z_2)(\operatorname{tg} a_{ty2} - \operatorname{tg} a_{tw}) / z_1 \operatorname{tg} a_{ty2} \end{aligned} \right\}. \quad (4.1)$$

Углы для эвольвентных участков профилей зубьев на окружностях произвольного радиуса $r_{y1,2}$ выражаются зависимостью

$$a_{ty1,2} = \arccos(r_{\phi 1,2} / r_{y1,2}). \quad (4.2)$$

Значения произвольных радиусов выбираются в пределах

$$r_{p1,2} \leq r_{y1,2} \leq r_{a1,2}, \quad (4.3)$$

причем радиусы нижних точек активных профилей зубьев определяются по формуле

$$r_{p1,2} = \sqrt{(a_w \sin a_{tw} - \sqrt{r_{a2,1}^2 - r_{e2,1}^2})^2 + r_{e1,2}^2}. \quad (4.3)$$

На рис. 4.1 показаны графики удельных скольжений в виде круговой диаграммы.

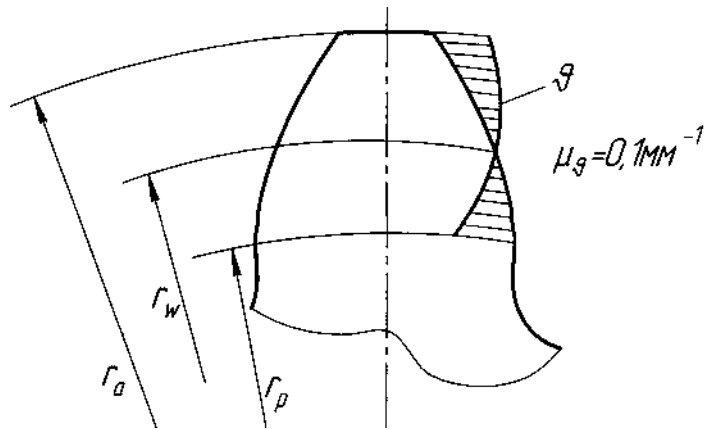


Рис. 4.1

Коэффициент удельного давления учитывает влияние радиусов кривизны профилей на величину контактных напряжений, т.е. характеризует силовое взаимодействие двух зубчатых колес. Этот коэффициент определяется отношением

$$g = m_t / r_{np}, \quad (4.4)$$

где r_{np} - приведенный радиус кривизны,

$$r_{np} = r_1 r_2 / (r_1 + r_2); \quad (4.5)$$

$r_1 = r_{e1} \operatorname{tg} d_{ty1}$ и $r_2 = g - r_1$ - радиусы кривизны эвольвентных профилей колес в точке контакта. Здесь $g = (r_{e1} + r_{e2}) \operatorname{tg} a_{tw}$ - длина линии зацепления.

Пример графика коэффициента удельного давления $g(r_1)$ показан на рис. 4.2.

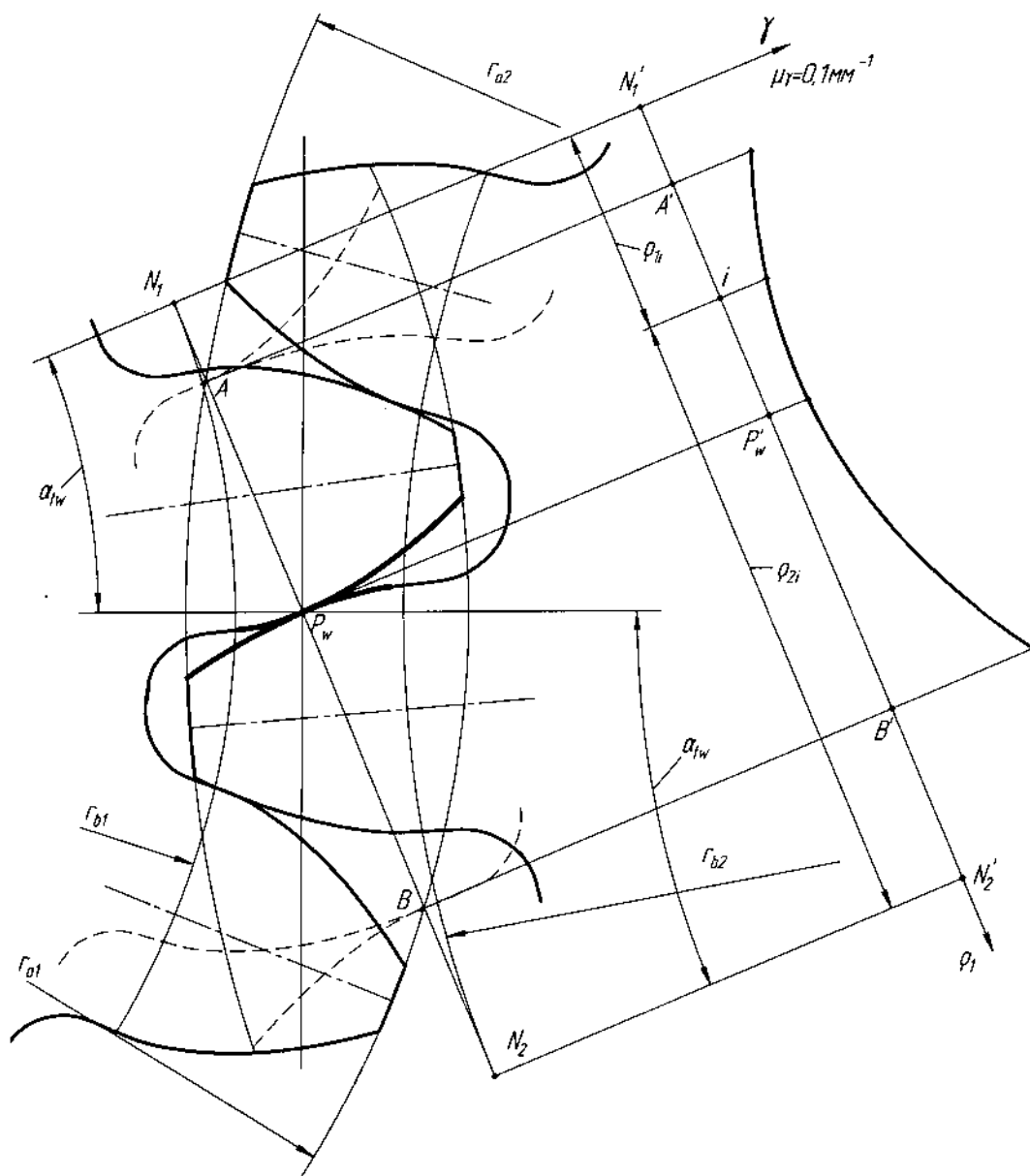


Рис. 4.2

Коэффициент перекрытия e_g позволяет оценить непрерывность зацепления, плавность работы передачи и определяется по формуле

$$e_g = e_a + e_b, \quad (4.6)$$

где e_a - коэффициент торцового перекрытия, e_b - коэффициент осевого перекрытия. Коэффициенты

$$e_a = [z_1(\text{tg} a_{ta1} - \text{tg} a_{tw1}) + z_2(\text{tg} a_{ta2} - \text{tg} a_{tw})] / 2p, \quad (4.7)$$

$$e_b = e_w \text{tg} b / p m_t.$$

Здесь e_w - ширина венца зубчатого колеса.

5. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ ПРОЕКТА

По данным геометрического расчета зубчатых колес и передачи построим схему внешнего эвольвентного зацепления в последовательности, соответствующей одному из 3 вариантов.

Масштаб построения выбираем таким, чтобы высота зуба на чертеже была равна 50-80 мм.

Вариант 1 (*приложение В*):

1) откладываем межосевое расстояние a_w , отмечая на межосевой линии оси колес 0_1 , 0_2 и полюс зацепления P_w - точку касания начальных окружностей;

2) проводим окружности начальные, делительные, основные, вершин и впадин с центрами в точках 0_1 , 0_2 ; проверяем по межосевой линии радиальный зазор $c = c_t^* \cdot m_t$ - расстояние между окружностью вершин одного из зубчатых колес и окружностью впадин другого и воспринимаемое смещение $y_t m_t$ - расстояние между делительными окружностями;

3) через полюс P_w под углом α_{tw} к прямой, перпендикулярной межосевой линии, проводим линию зацепления $N_1 N_2$ (касательную к основным окружностям); точки пересечения А и В линии зацепления с окружностями вершин ограничивают активную её часть;

4) на оси $0_1 X_1$ откладываем координаты y_1 и через их концы проводим прямые, параллельные оси $0_1 X_1$; на этих прямых влево и вправо от оси наносим координаты x_1 , соединив концы которых, получим профиль зуба первого колеса. Аналогичное построение профиля зуба выполняется и для второго колеса;

5) изготовим шаблоны полученных профилей зубьев и, используя их, построим зубчатое зацепление, отложив для этого угловые шаги зубьев t_1 , t_2 или шаги по хордам делительных окружностей $\bar{p}_{t1}$, $\bar{p}_{t2}$;

6) проведя через точки А и В дуги радиусами $0_1 A$, $0_2 B$ (равными соответственно r_{p1} , r_{p2} (4.3)) до пересечения с эвольвентами первого и второго колес, получим нижние точки активных профилей (верхние точки активных профилей находятся на окружностях вершин зубьев); выделим активные профили;

7) покажем углы торцового перекрытия j_{a1} , j_{a2} для чего, используя шаблоны, изобразим профили зубьев соприкасающимися в точках А и В; пересечение этих профилей с любыми окружностями ограничивают дуги, стягивающие искомые углы (в *приложениях В, Г, Д* использованы точки пересечения с начальными окружностями);

8) определим коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha \approx \varphi_{\alpha 1} / \tau_1 \approx \varphi_{\alpha 2} / \tau_2, \quad (5.1)$$

и сравним его со значением, определяемым выражением (4.7):

9) построим круговые диаграммы удельных скольжений J_i . Откладываем на окружностях радиусов r_{pi} , $r_{pi} + \Delta r$, $r_{pi} + 2\Delta r, \dots, r_{ai}$ от соответствующих точек

активных профилей зубьев дуги, равные значениям J/m_j (положительные значения этих величин, как правило, откладывают вне зуба, отрицательные - внутри зуба) и соединяем концы этих дуг плавной линией;

10) изобразим в прямоугольной системе координат r_i, g зависимость коэффициента удельного давления от радиуса кривизны точек профиля зуба одного из колес.

Вариант 2 (приложение Г):

1) выполним п. 1,2, 3,..., 10 варианта I;

2) построим станочное зацепление 1-го и 2-го колес, проводя:

- начальную прямую (касательную к делительной окружности);
- делительную прямую, отстоящую по нормали от делительной окружности на расстоянии X_i , если $X_i > 0$, или пересекающую её на расстоянии X_i , если $X_i < 0$ (при $X_i = 0$ совпадающую с начальной прямой);
- прямолинейные части зубьев производящей рейки (касательные к профилям зубьев 1-го и 2-го колес) под углом $90^\circ - \alpha_t$ к делительной прямой,
- дуги радиусом r_{tf} (сопряженные с прямолинейными частями зубьев);
- линию станочного зацепления $N_i P_i$, проходящую через полюс P_i (касательно к основной окружности), выделив на ней активную её часть A_i, B_i .

Вариант 3 (приложение Г):

1) выполним п. 1-3 варианта 1;

2) построим эвольвентные профили 1-го и 2-го колес (рис.5.1). С этой целью для каждого из колес:

- разделим участок линии зацепления NP_w на произвольное число равных отрезков длиной 15-20 мм и отложим несколько таких же отрезков на продолжении линии зацепления; отметим полученные точки цифрами 1,2,3,..., n ;
- отложим на основной окружности точки $1',2',3',...,n'$, соответствующие отметкам 1,2, 3,..., n линии зацепления (выполняется условие равенства дуг и отрезков, например $\overset{\frown}{1'2'} = \overset{\frown}{12}$);
- из полученных точек $1',2',3',...,n'$ проводим касательные, направленные в сторону искомого профиля зуба;
- отложим на первой касательной отрезок $1'1^* = 1P_w$, на второй - $2'2^* = 2P_w$, на третьей - $3'3^* = 3P_w$, на n -й - $n'n^* = nP_w$ и получим ряд точек $1^*,2^*,3^*,...,n^*$ эвольвентного профиля зуба, которые соединяются плавной кривой;

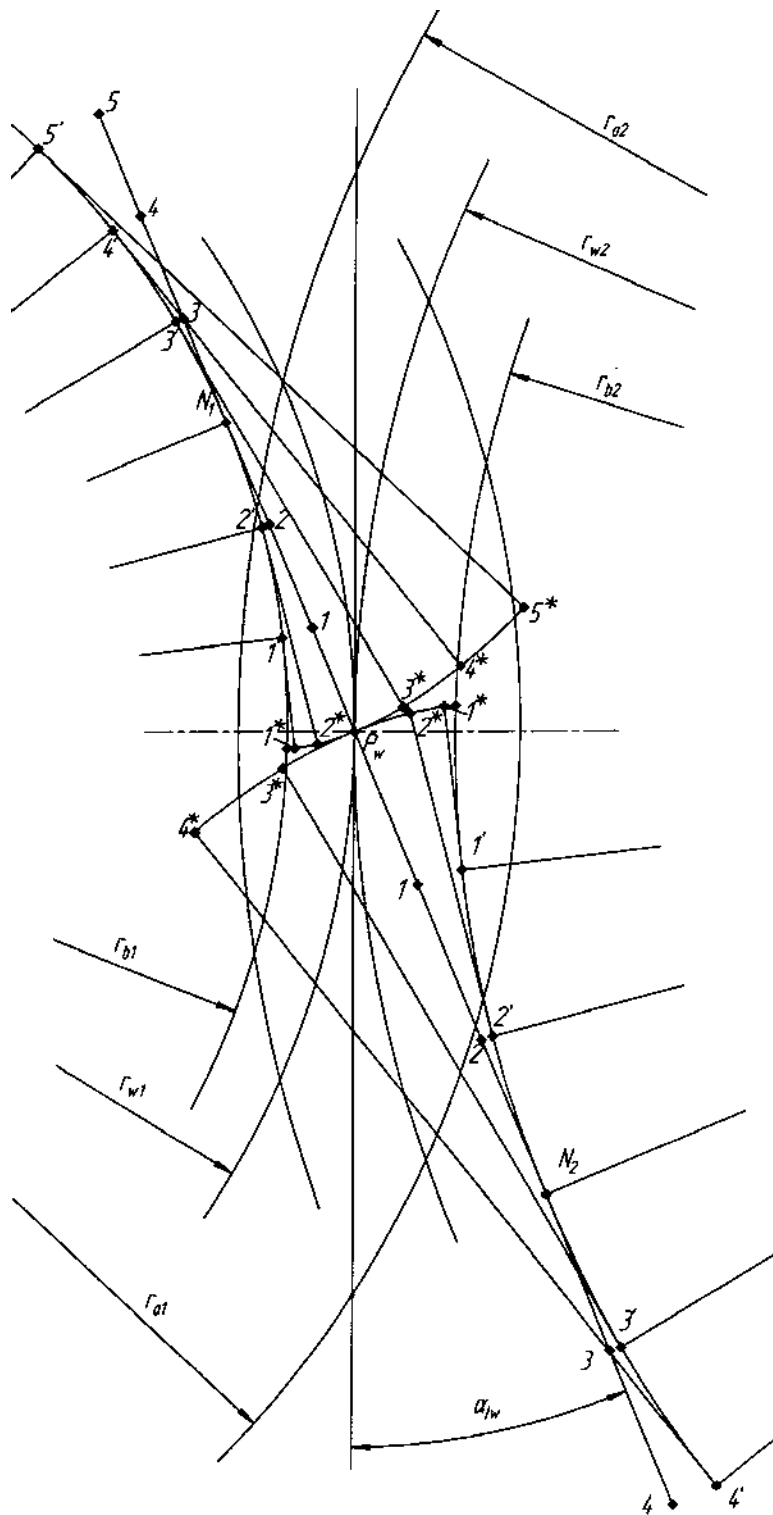


Рис. 5.1

3) построим переходные кривые профилей зубьев (рис.5.2), соединяющие эвольвенты этих профилей с окружностями впадин, для чего:

- на начальной прямой отложим равные отрезки длиной 10-15 мм, а на делительной окружности - дуги такой же длины;

- через полюс проведем прямолинейный профиль зуба производящей рейки (под углом $90^\circ - \alpha_t$ к делительной прямой) и восстановим из точки D сопряжения этого профиля с переходной кривой перпендикуляр, на котором отложим отрезок $DO = r_{tf}$;

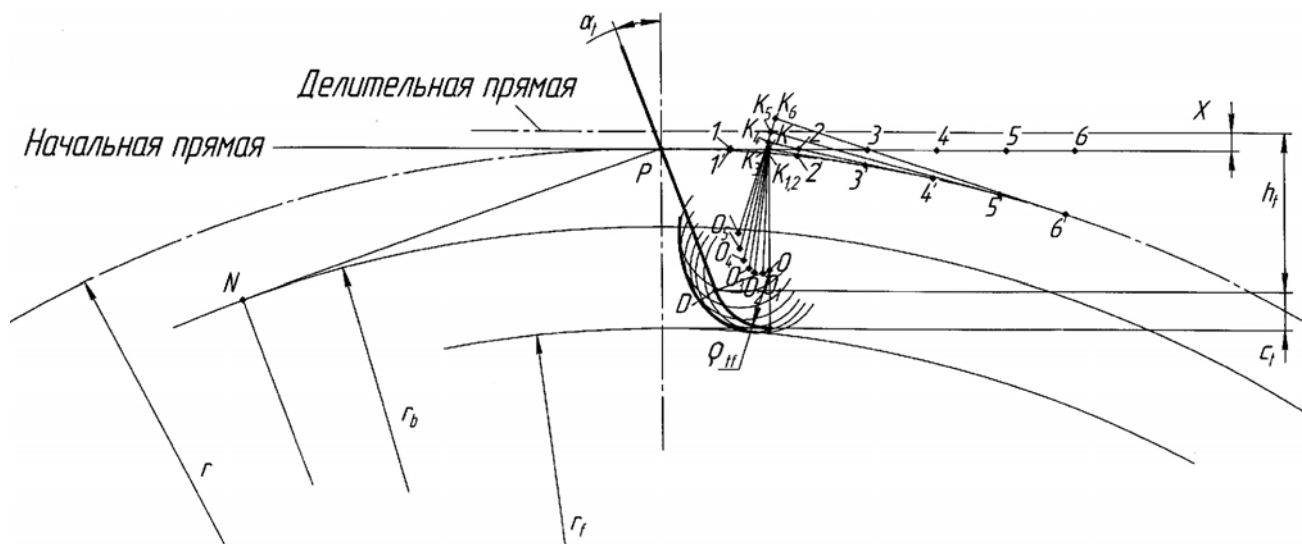


Рис. 5.2

- из полученного центра кривизны O опустим перпендикуляр OK на начальную прямую, жестко связав его с этой прямой;

- на касательных к делительной окружности, проведенных через точки $1', 2', 3', \dots, n'$ отложим отрезки $1'K_1 = 1K$, $2'K_2 = 2K$, $3'K_3 = 3K, \dots, n'K = nK$, и перпендикулярно к ним отрезки K_1O_1 , K_2O_2 , $K_3O_3, \dots, K_nO_n$, равные KO ;

- из полученных центров кривизны $O_1, O_2, O_3, \dots, O_n$ проводим дуги радиусом r_{tf} , огибающая которых является переходной кривой;

4) выполним п. 5-8 варианта 1;

5) построим графические зависимости удельных скольжений J_1, J_2 от положения точки контакта на линии зацепления N_1, N_2 , (рис.5.3).

При этом величины J_1 , и J_2 определяются по формулам:

$$J_1 = (V_1 - V_2) / V_1 = (Y_{V1} - Y_{V2}) / Y_{V1}, \quad (5.2)$$

$$J_2 = (V_2 - V_1) / V_2 = (Y_{V2} - Y_{V1}) / Y_{V2}, \quad (5.3)$$

где V_1, V_2 - скорости общей точки по профилю данного зубчатого колеса, Y_{V1}, Y_{V2} - ординаты этих величин.

6. ПРОГРАММЫ ДЛЯ РАСЧЕТА ПЕРЕДАЧ

Программы TMMSUB, Teeth позволяют выполнить геометрический расчет косозубых эвольвентных передач внешнего зацепления. Входными данными для расчета являются числа зубьев колес, нормальный модуль зацепления, параметры производящего реечного контура и коэффициенты его смещения при изготовлении зубчатых колес, делительный угол наклона зуба, рабочая ширина зубчатого венца. Работа с программами организована в командно – диалоговом режиме – пользователь заполняет таблицу исходных данных и дает команду на просчет результатов, формирование файлов, вывод на печать.

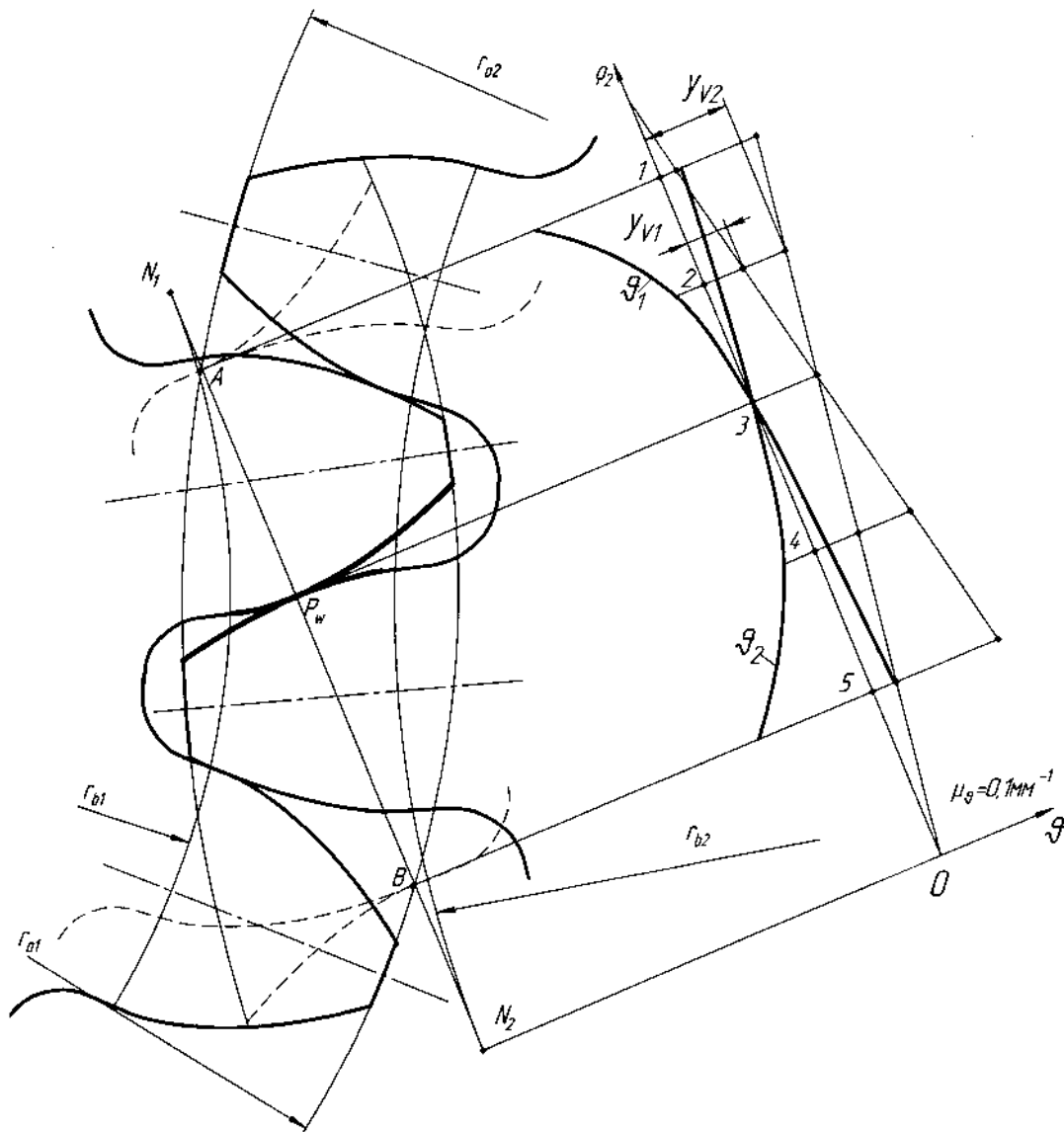


Рис. 5.3

Программа TMMSUB представляет результаты расчета в виде таблиц, содержащих параметры зубчатых колес, параметры зубчатого зацепления, качественные показатели работоспособности зубчатой передачи. Пример результатов расчета основных параметров для одной из передач приведен в табл. 1,2.

Таблица 1

Параметры зубчатых колес

Наименование	Обозн.	Численное значение	
		Шестерня	Колесо
Радиусы делительных окружностей	r	53.6729	63.8963
Радиусы основных окружностей	r_b	50.3033	59.8848
Радиусы начальных окружностей	r_w	55.7479	66.3665
Радиусы выступов	r_a	60.7182	70.9416
Радиусы впадин	r_f	49.9229	60.1463
Торцовая толщина зубьев	s_t	9.88995	9.88995
Толщина зубьев по хордам	s_x	9.87597	9.88008

Наименование	Обозн.	Численное значение	
		Шестерня	Колесо
Торцовый шаг по хордам	p_x	15.9991	16.0167
Радиусы нижних точек активн. профилей	r_p	52.3799	62.7163

Таблица 2

Параметры зубчатого зацепления

Наименование	Обозн.	Ед. изм.	Значение
Модуль торцовый	m_t	мм	5,11170
Торцовый шаг	p_t	мм	16,0589
Угол зацепления	a_{wt}	град	25,5333
Коэффициент воспринимаемого смещения	y_t		0,88919
Коэффициент уравнивающего смещения	Δy_t		0,08896
Межосевое расстояние	a_w	мм	122,114
Коэффициент торцового перекрытия	ε_α		1,28907
Коэффициент осевого перекрытия	ε_β		0,39708
Коэффициент перекрытия	ε_γ		1,68615

Для построения геометрической картины зубчатого зацепления выводятся координаты профилей зубчатых колес в декартовых системах координат. Начало систем координат совмещено с осями зубчатых колес; переменные XG , YG – координаты точек эвольвентной части профилей зубьев; XP , YP – координаты точек переходной кривой. Указаны радиусы окружностей, ограничивающих активные участки профилей. Для точек XG , YG , принадлежащих активным участкам профилей, выводятся значения коэффициентов удельных скольжений. Указывается масштабный коэффициент длин m_1 , рекомендуемый для графических построений. Численные значения координат приведены к рекомендуемому коэффициенту.

Пользователь может вывести на экран сопряженные профили зубьев, инвертировать изображение и распечатать его. При этом упрощается изготовление шаблонов зубчатых колес.

Программа Teeth для выполнения расчетов переходной кривой дополнительно требует значения коэффициента k , зависящего от угла наклона зубьев. Значения коэффициента приведены в таблице 3. Справочные разделы программы описывают порядок использования, идентификаторы выходных данных.

Таблица 3

β°	0	10	11	12	13	14
k	1	0,992	0,991	0,989	0,987	0,985
β°	15	16	17	18	19	20
k	0,983	0,981	0,987	0,993	0,973	0,97

Список рекомендуемой литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов – М.: Наука, 1988. - 640 с.
2. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Учебн. пособие для втузов/Под ред. К.В. Фролова. - 2-е изд., перераб. и доп.- М.: Высш. шк., 1998. - 351 с.

Приложение А
(справочное)

Таблица А.1.

Значение эвольвентных углов

Минут α	Доля градуса	Углы, градусы						
		α = 17°	α = 18°	α = 19°	α = 20°	α = 21°	α = 22°	α = 23°
0'	0,000000	0,009025	0,010760	0,012715	0,014904	0,017345	0,020054	0,023049
1'	0,016667	0,009052	0,010791	0,012750	0,014943	0,017388	0,020101	0,023102
2'	0,033333	0,009079	0,010822	0,012784	0,014982	0,017431	0,020149	0,023154
3'	0,050000	0,009107	0,010853	0,012819	0,015020	0,017474	0,020197	0,023207
4'	0,066667	0,009134	0,010884	0,012854	0,015059	0,017517	0,020244	0,023259
5'	0,083333	0,009161	0,010915	0,012888	0,015098	0,017560	0,020292	0,023312
6'	0,100000	0,009189	0,010946	0,012923	0,015137	0,017603	0,020340	0,023365
7'	0,116667	0,009216	0,010977	0,012958	0,015176	0,017647	0,020388	0,023418
8'	0,133333	0,009244	0,011008	0,012993	0,015215	0,017690	0,020436	0,023471
9'	0,150000	0,009272	0,011039	0,013028	0,015254	0,017734	0,020484	0,023524
10'	0,166657	0,009290	0,011071	0,013063	0,015293	0,017777	0,020533	0,023577
11'	0,183333	0,009327	0,011102	0,013098	0,015333	0,017821	0,020581	0,023631
12'	0,200000	0,009355	0,011133	0,013134	0,015372	0,017865	0,020629	0,023684
13'	0,216667	0,009383	0,011165	0,013169	0,015411	0,017908	0,020678	0,023738
14'	0,233333	0,009411	0,011196	0,013204	0,015451	0,017952	0,020726	0,023791
15'	0,250000	0,009439	0,011228	0,013240	0,015490	0,017996	0,020775	0,023845
16'	0,266667	0,009467	0,011260	0,013275	0,015530	0,018040	0,020824	0,023899
17'	0,283333	0,009495	0,011291	0,013311	0,015570	0,018084	0,020873	0,023952
18'	0,300000	0,009523	0,011323	0,013346	0,015609	0,018129	0,020921	0,024006
19'	0,316667	0,009552	0,011355	0,013382	0,015649	0,018173	0,020970	0,024060
20'	0,333333	0,009580	0,011387	0,013418	0,015689	0,018217	0,021019	0,024114
21'	0,350000	0,009608	0,011419	0,013454	0,015729	0,018262	0,021069	0,024169
22'	0,366667	0,009637	0,011451	0,013490	0,015769	0,018306	0,021118	0,024223
23'	0,383333	0,009665	0,011483	0,013526	0,015809	0,018351	0,021167	0,024277
24'	0,400000	0,009694	0,011515	0,013562	0,015850	0,018395	0,021217	0,024332
25'	0,416667	0,009722	0,011547	0,013598	0,015890	0,018440	0,021266	0,024386
26'	0,433333	0,009751	0,011580	0,013634	0,015930	0,018485	0,021316	0,024441
27'	0,450000	0,009780	0,011612	0,013670	0,015971	0,018530	0,021365	0,024495
28'	0,466667	0,009808	0,011644	0,013707	0,016011	0,018575	0,021415	0,024550
29'	0,483333	0,009837	0,011677	0,013743	0,016052	0,018620	0,021465	0,024605
30'	0,500000	0,009866	0,011709	0,013779	0,016092	0,018665	0,021517	0,024660
31'	0,516667	0,009895	0,011742	0,013816	0,016133	0,018710	0,021564	0,024715
32'	0,533333	0,009924	0,011775	0,013852	0,016174	0,018755	0,021614	0,024770
33'	0,550000	0,009953	0,011807	0,013889	0,016215	0,018800	0,021665	0,024825
34'	0,566667	0,009982	0,011840	0,013926	0,016255	0,018846	0,021715	0,024881
35'	0,583333	0,010012	0,011873	0,013963	0,016296	0,018891	0,021765	0,024936
36'	0,600000	0,010041	0,011906	0,013999	0,016337	0,018937	0,021815	0,024992
37'	0,616667	0,010070	0,011939	0,014036	0,016379	0,018983	0,021866	0,25047
38'	0,633333	0,010099	0,011972	0,014073	0,016420	0,019028	0,021916	0,025103
39'	0,650000	0,010129	0,012005	0,014110	0,016461	0,019074	0,021967	0,025159
40'	0,666667	0,010158	0,012038	0,014148	0,016502	0,019120	0,022018	0,025214
41'	0,683333	0,010188	0,012071	0,014185	0,016544	0,019166	0,022068	0,025270
42'	0,700000	0,010217	0,012105	0,014222	0,016585	0,019212	0,022119	0,025326
43'	0,716667	0,010247	0,012138	0,014259	0,016627	0,019258	0,022170	0,025382
44'	0,733333	0,010277	0,012172	0,014297	0,016669	0,019304	0,022221	0,025439
45'	0,750000	0,010307	0,012205	0,014334	0,016710	0,019350	0,022272	0,025495
46'	0,766667	0,010336	0,012239	0,014372	0,016752	0,019397	0,022324	0,025551
47'	0,783333	0,010366	0,012272	0,014409	0,016794	0,019443	0,022375	0,025608
48'	0,800000	0,010396	0,012306	0,014447	0,016836	0,019490	0,022426	0,025664

Продолжение табл. А.1.

Минуты	Доля градуса	Углы, градусы						
		$\alpha = 17^\circ$	$\alpha = 18^\circ$	$\alpha = 19^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 21^\circ$	$\alpha = 22^\circ$	$\alpha = 23^\circ$
49'	0,816667	0,010426	0,012340	0,014485	0,016878	0,019536	0,022478	0,025721
50'	0,833333	0,010456	0,012373	0,014523	0,016920	0,019583	0,022529	0,025777
51'	0,850000	0,010486	0,012407	0,014560	0,016962	0,019630	0,022581	0,025834
52'	0,866667	0,010517	0,012441	0,014598	0,017004	0,019676	0,022633	0,025891
53'	0,883333	0,010547	0,012475	0,014636	0,017047	0,019723	0,022684	0,025948
54'	0,900000	0,010577	0,012509	0,014674	0,017089	0,019770	0,022736	0,026005
55'	0,916667	0,010688	0,012543	0,014713	0,017132	0,019817	0,022788	0,026062
56'	0,933333	0,010638	0,012573	0,014751	0,017174	0,019864	0,022840	0,026120
57'	0,950000	0,010669	0,012612	0,014789	0,017217	0,019912	0,022892	0,026177
58'	0,966667	0,010699	0,012646	0,014827	0,017259	0,019959	0,022944	0,026235
59'	0,983333	0,010730	0,012681	0,014866	0,017302	0,020007	0,022997	0,026292

Табл. А.2.

Минуты	Доля градуса	Углы, градусы						
		$\alpha = 24^\circ$	$\alpha = 25^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	$\alpha = 27^\circ$	$\alpha = 28^\circ$	$\alpha = 29^\circ$	$\alpha = 30^\circ$
0'	0,000000	0,026350	0,029975	0,033947	0,038287	0,043017	0,048164	0,053751
1'	0,016667	0,026407	0,030039	0,034016	0,038362	0,043100	0,048253	0,053849
2'	0,033333	0,026465	0,030102	0,034086	0,038438	0,043182	0,048343	0,053946
3'	0,050000	0,026523	0,030166	0,034155	0,038514	0,043264	0,048432	0,054043
4'	0,066667	0,026581	0,030229	0,034225	0,038590	0,043347	0,048522	0,054140
5'	0,083333	0,026639	0,030293	0,034294	0,038666	0,043430	0,048612	0,054238
6'	0,100000	0,026697	0,030357	0,034364	0,038742	0,043513	0,048702	0,054336
7'	0,116667	0,026756	0,030420	0,034434	0,038818	0,043596	0,048792	0,054433
8'	0,133333	0,026814	0,030484	0,034504	0,038894	0,043679	0,048883	0,054531
9'	0,150000	0,026872	0,030549	0,034574	0,038971	0,043762	0,048973	0,054629
10'	0,166657	0,026931	0,030613	0,034644	0,039047	0,043845	0,049064	0,054728
11'	0,183333	0,026989	0,030677	0,034714	0,039124	0,043929	0,049154	0,054826
12'	0,200000	0,027048	0,030741	0,034785	0,039201	0,044012	0,049245	0,054924
13'	0,216667	0,027107	0,030806	0,034855	0,039278	0,044096	0,049336	0,055023
14'	0,233333	0,027166	0,030870	0,034926	0,039355	0,044180	0,049427	0,055122
15'	0,250000	0,027225	0,030935	0,034997	0,039432	0,044264	0,049518	0,055221
16'	0,266667	0,027284	0,031000	0,035067	0,039509	0,044348	0,049609	0,055320
17'	0,283333	0,027343	0,031065	0,035138	0,039586	0,044432	0,049701	0,055419
18'	0,300000	0,027402	0,031130	0,035209	0,039664	0,044516	0,049792	0,055518
19'	0,316667	0,027462	0,031195	0,035280	0,039741	0,044601	0,049884	0,055617
20'	0,333333	0,027521	0,031260	0,035352	0,039819	0,044685	0,049976	0,055717
21'	0,350000	0,027581	0,031325	0,035423	0,039897	0,044770	0,050068	0,055817
22'	0,366667	0,027640	0,031390	0,035494	0,039974	0,044855	0,050160	0,055916
23'	0,383333	0,027700	0,031456	0,035566	0,040052	0,044939	0,050252	0,056016
24'	0,400000	0,027760	0,031521	0,035637	0,040131	0,045024	0,050344	0,056116
25'	0,416667	0,027820	0,031587	0,035709	0,040209	0,045110	0,050437	0,056217
26'	0,433333	0,027880	0,031653	0,035781	0,040287	0,045195	0,050529	0,056317
27'	0,450000	0,027940	0,031718	0,035853	0,040366	0,045280	0,050622	0,056417
28'	0,466667	0,028000	0,031784	0,035925	0,040444	0,045366	0,050715	0,056518
29'	0,483333	0,028060	0,031850	0,035997	0,040523	0,045451	0,050808	0,056619
30'	0,500000	0,028121	0,031917	0,036069	0,040602	0,045537	0,050901	0,056720
31'	0,516667	0,028181	0,031983	0,036142	0,040680	0,045623	0,050994	0,056821

Продолжение табл. А.2.

Минуты	Доля градуса	Углы, градусы						
		$\alpha = 24^\circ$	$\alpha = 25^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	$\alpha = 27^\circ$	$\alpha = 28^\circ$	$\alpha = 29^\circ$	$\alpha = 30^\circ$
32'	0,533333	0,028242	0,032049	0,036214	0,040759	0,045709	0,051087	0,056922
33'	0,550000	0,028302	0,032116	0,036287	0,040839	0,045795	0,051181	0,057023
34'	0,566667	0,028363	0,032182	0,036359	0,040917	0,045881	0,051272	0,057124
35'	0,583333	0,028424	0,032249	0,036432	0,040997	0,045967	0,051368	0,057226
36'	0,600000	0,028485	0,032315	0,036505	0,041076	0,046054	0,051462	0,057328
37'	0,616667	0,028546	0,032382	0,036578	0,041156	0,046140	0,051556	0,057429
38'	0,633333	0,028607	0,032449	0,036651	0,041236	0,046227	0,051650	0,057531
39'	0,650000	0,028668	0,032516	0,036724	0,041316	0,046313	0,051744	0,057633
40'	0,666667	0,028729	0,032583	0,036798	0,041395	0,046400	0,051838	0,057736
41'	0,683333	0,028791	0,032651	0,036871	0,041475	0,046487	0,051933	0,057838
42'	0,700000	0,028852	0,032718	0,036945	0,041556	0,046575	0,052027	0,057940
43'	0,716667	0,028914	0,032785	0,037018	0,041636	0,046662	0,052122	0,058043
44'	0,733333	0,028976	0,032853	0,037092	0,041716	0,046749	0,052217	0,058146
45'	0,750000	0,029037	0,032920	0,037166	0,041797	0,046837	0,052312	0,058249
46'	0,766667	0,029099	0,032988	0,037240	0,041877	0,045924	0,052407	0,058352
47'	0,783333	0,029161	0,033056	0,037314	0,041958	0,047012	0,052502	0,058455
48'	0,800000	0,029223	0,033124	0,037388	0,042039	0,047100	0,052597	0,058558
49'	0,816667	0,029285	0,033192	0,037462	0,042120	0,047188	0,052693	0,058662
50'	0,833333	0,029348	0,033260	0,037537	0,042201	0,047276	0,052788	0,058765
51'	0,850000	0,029410	0,033328	0,037611	0,042282	0,047364	0,052884	0,058869
52'	0,866667	0,029472	0,033397	0,037686	0,042363	0,047452	0,052980	0,058973
53'	0,883333	0,029535	0,033465	0,037761	0,042444	0,047541	0,053076	0,059077
54'	0,900000	0,029598	0,033533	0,037835	0,042526	0,047630	0,053172	0,059181
55'	0,916667	0,029660	0,033602	0,037910	0,042607	0,047718	0,053268	0,059285
56'	0,933333	0,029723	0,033671	0,037985	0,042689	0,047807	0,053365	0,059390
57'	0,950000	0,029786	0,033740	0,038060	0,042771	0,047896	0,053461	0,059494
58'	0,966667	0,029849	0,033809	0,038136	0,042753	0,047985	0,053558	0,059599
59'	0,983333	0,029912	0,033878	0,038211	0,042935	0,048074	0,053655	0,059704

Учебное издание

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к курсовому проектированию по теории
механизмов и машин, прикладной механике
"Синтез зубчатых передач с внешним эвольвентным зацеплением"**

Составители:

Величко Микола Іванович
Носко Павло Леонідович
Філь Павло Володимирович

Літ. редактор З.І.Андропова
Техн. редактор Т.М.Дроговоз
Оригінал - макет П.В.Філь

Підписано до друку

Формат 60x84 1/16. Папір типогр. Гарнітура Times.
Друк офсетний. Умов. друк.арк. Обл. вид. арк.
Тираж екз. Вид № замов. № Ціна договірна

Видавництво Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля

Адреса видавництва: 91034, м. Луганськ, кв. Молодіжний, 20а
Телефон: 8 (0642) 41-34-12, факс 8 (0642) 41-31-60
E-mail: uni @ snu. edu. ua [http: www. snu.edu.ua](http://www.snu.edu.ua)