

Министерство высшего и среднего специального образования
Р С Ф С Р

Новгородский политехнический институт
Кафедра "Основы конструирования машин"

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Методические указания к лабораторной
работе по ТММ

Новгород
1989

УДК 62 I. 0 II

Определение основных геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес: Метод. указ./ Сост. Е.И. Никитин; НПИ, Новгород, 1989, 24 с.

Рассмотрена методика практического определения основных геометрических параметров эвольвентных зубчатых колёс, нарезаемых инструментом на основе стандартного исходного контура. Приведены формулы геометрического расчета прямозубых эвольвентных колес и методика графического построения станочного зацепления.

Методические указания предназначены для студентов специальностей 12.01, 12.04, 15.05.

Ил . II, табл. 5 , библиогр.-5 назв.

Рецензент: канд. техн. наук Тихонов Н.И.

Одобрено к изданию на заседании кафедры ОКМ. Протокол № 7 от 20 июня 1989 года

Зав. кафедрой



Б.А. Дикалов

I. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

1. Ознакомить с терминологией и условными обозначениями, относящимися к цилиндрическим эвольвентным зубчатым колесам.
2. Ознакомить с практическим определением основных геометрических параметров этих колес.
3. Расчетным путем определить геометрические размеры зубчатого колеса и сравнить их с аналогичными, найденными измерениями.
4. Графически построить станочное зацепление и боковой профиль зуба.

2. ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

2.1. Эвольвента окружности

Большинство применяемых в настоящее время зубчатых передач являются эвольвентными. Если боковую поверхность зуба эвольвентного колеса пересечь плоскостью перпендикулярной его оси, то в сечении получим кривую-эвольвенту. Чаще всего это эвольвента окружности, показанная на рис. 1.

Эвольвенту Θ можно получить как траекторию конца натянутой нерастяжимой нити, намотанной на диск радиуса r_b , при её размотке. Окружность радиуса r_b называют основной. Среди свойств эвольвенты в дальнейшем используем следующие (рис. 1):

1. Нормаль $n-n$, проведенная в текущей точке эвольвенты Y , одновременно является касательной к основной окружности.
2. Отрезок нормали к эвольвенте YN равен длине дуги основной окружности $\overset{\frown}{Y_0N}$, что следует из рассмотренного способа образования эвольвенты.

В текущей точке эвольвенты Y проведем касательную к эвольвенте $\tau-\tau$. Угол между радиусом - вектором r_y и касательной обозначим α_y (угол профиля эвольвенты в точке Y). Поскольку отрезок $\overline{ON} \perp n-n$, то очевидно $\angle YON$ также равен углу α_y . На основании свойства 2 эвольвенты:

$$\overline{YN} = \overset{\frown}{Y_0N}. \quad (2.1)$$

Из рассмотрения ΔOYN следует

$$YN = r_b \cdot \operatorname{tg} \alpha_y. \quad (2.2)$$

Кроме того, согласно рис. I:

$$\tilde{Y}_0 N = r_e \cdot (\overset{\sim}{\vartheta} + \alpha_y) . \quad (2.3)$$

Подставив (2.2), (2.3) в выражение (2.1), получим окончательно:

$$\operatorname{tg} \alpha_y = \overset{\sim}{\vartheta} + \alpha_y , \text{ или } \quad (2.4)$$

$$\overset{\sim}{\vartheta} = \operatorname{tg} \alpha_y - \alpha_y = \operatorname{inv} \alpha_y . \quad (2.5)$$

Через $\operatorname{inv} \alpha_y$ обозначена функция угла α_y - инволюта. Её значение $\overset{\sim}{\vartheta} = \operatorname{inv} \alpha_y$ называется эвольвентным углом. Он задает положение текущей точки эвольвенты относительно радиуса-вектора начальной точки эвольвенты $\tilde{Y}_0$, расположенной на основной окружности. Длина радиуса-вектора $\tilde{r}_y$ текущей точки эвольвенты определяется выражением

$$r_y = r_e / \operatorname{tg} \alpha_y . \quad (2.6)$$

Таким образом, выражения (2.5) и (2.6) можно рассматривать как параметрические уравнения эвольвенты (параметр-угол α_y).

2.2. Исходный производящий контур

Геометрия эвольвентного зубчатого колеса зависит от геометрии и установки инструмента, а также от его движения по отношению к заготовке нарезаемого колеса. С экономической точки зрения целесообразно уменьшить количество инструмента за счет стандартизации его формы. За основу стандарта формы и размеров инструмента принят теоретический исходный контур (ГОСТ Б755-81). Его вид показан на рис. 2 и представляет чередующиеся зубья и впадины между ними. Делительной прямой называется прямая, по которой толщина зубьев равна ширине впадин между ними.

Расстояние между одноименными (правыми или левыми) профилями двух смежных зубьев по делительной прямой называется шагом зубьев - p . Шаг зубьев определяется выражением

$$p = \pi \cdot m, \quad (2.7)$$

где π - число "пи", m - основной параметр зубчатого зацепления - модуль. Величины применяемых модулей даны в ГОСТ 9563-60. Модуль измеряется в миллиметрах. Геометрические параметры исходного контура, показанные на рис. 2, задаются в долях модуля. Исходный контур по ГОСТ B755-81 определяется следующими параметрами:

$\alpha = 20^\circ$ - угол главного профиля;

$h_a^* = 1,0$ - коэффициент высоты головки зуба;

$h_f^* = 1,25$ - коэффициент высоты ножки зуба;

$h_e^* = 2,0$ - коэффициент граничной высоты зуба;

$c^* = 0,25$ - коэффициент радиального зазора в паре вложенных друг в друга исходных контуров;

$\rho_f^* = 0,384$ - коэффициент радиуса кривизны переходной кривой.

Контур $abcdefgklm$, образованный контурами двух вложенных друг в друга исходных контуров называют исходным производящим контуром (рис. 3).

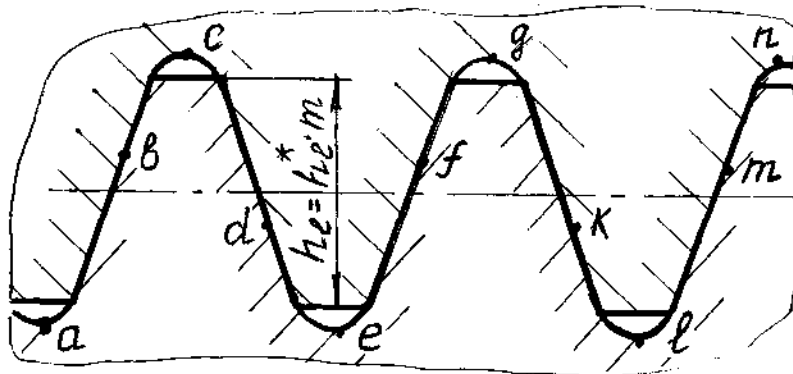


Рис. 3

Исходный производящий контур (ИПК) совпадает с профилем режущих кромок инструмента. Простейшим из них является зубчатая рейка. При движении резания, в котором происходит её движение вдоль направления нарезаемых зубьев, режущие кромки описывают производящую поверхность (ПП).

2.3. Станочное зацепление

В дальнейшем рассмотрим нарезание прямозубых зубчатых колёс

зубчатыми рейками. Зацепление ПП и нарезаемого зубчатого колеса условно называется станочным. В отличие от реального зацепления в реечной передаче, в станочном зацеплении относительное движение инструмента и заготовки обеспечивается принудительно за счет подбора передаточных отношений специальных зубчатых механизмов (гитар). Они находятся в составе кинематической цепи станка. На рис. 4 [I, с. 15] показана картина станочного зацепления в сечении плоскостью, перпендикулярной оси заготовки нарезаемого колеса. При этом положение ИПК, который получается в сечении ПП, соответствует концу процесса нарезания зубьев.

В процессе нарезания начальная прямая НП исходного производящего контура касается делительной окружности (радиуса r) нарезаемого зубчатого колеса, которая представляет собой сечение делительной поверхности колеса плоскостью перпендикулярной оси. Делительная поверхность зубчатого колеса является базой для определения расположения элементов зубьев.

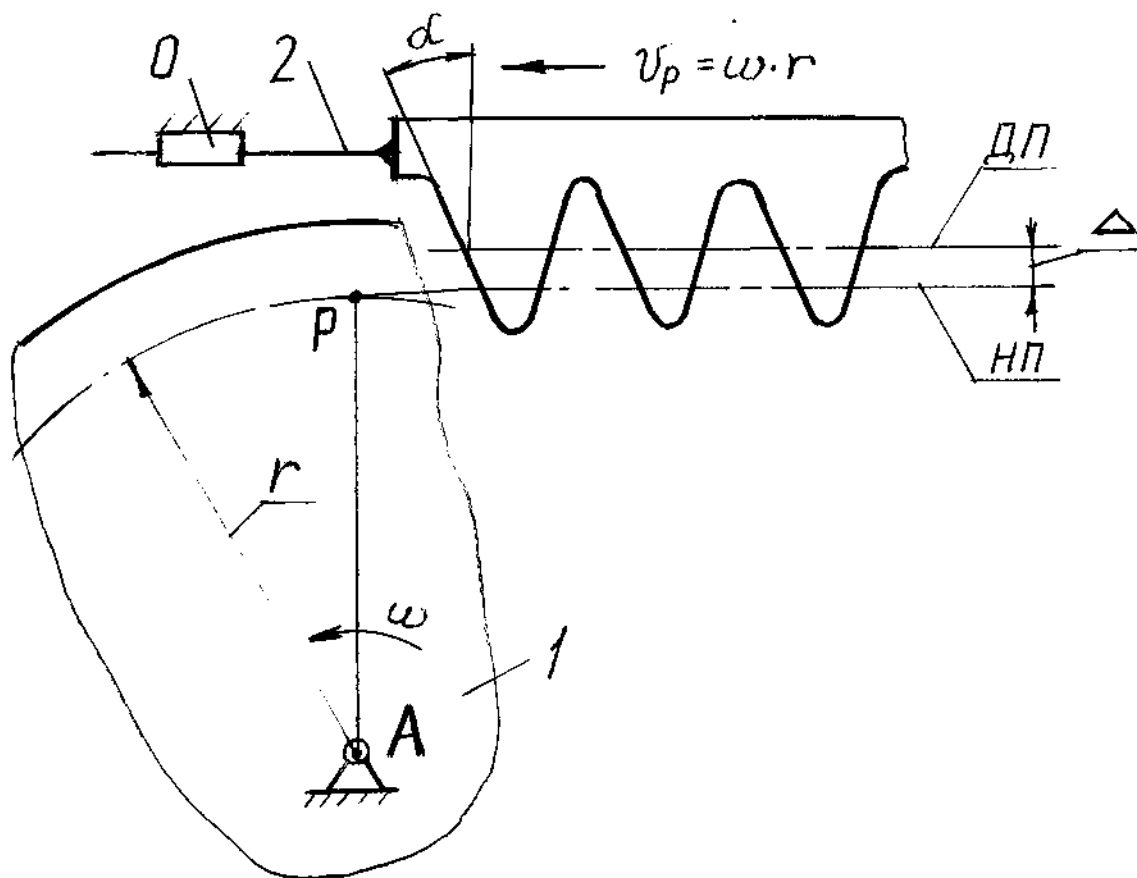


Рис. 4

Как известно, [2, с. 184], отношение окружного шага зубьев по делительной окружности к числу π равняется стандартному значению модуля зубчатого колеса, т.е.

$$m = p / \pi, \quad (2.8)$$

а радиус делительной окружности

$$r = m z / 2, \quad (2.9)$$

где z — число зубьев колеса. Таким образом, делительная окружность и прямая НП, принадлежащая ИПК, являются центроидами относительного движения заготовки и инструмента при нарезании. При вращении заготовки с угловой скоростью ω , инструмент при этом перемещается поступательно со скоростью

$$v_p = \omega \cdot r, \quad (2.10)$$

На рис. 4 показан общий случай относительного расположения инструмента, при котором делительная прямая ДП не совпадает с НП. Величина Δ [мм] называется абсолютным смещением ИПК. На рисунке ДП расположена выше НП. Такое смещение считают положительным. В противном случае — отрицательным. Смещением инструмента можно влиять на геометрию зубьев. Степень влияния характеризуется безразмерным коэффициентом

$$\alpha = \Delta / m, \quad (2.11)$$

который называется коэффициентом смещения.

2.4. Определение основных геометрических параметров зубчатых колес

Основными геометрическими параметрами зубчатого колеса являются:

z — число зубьев колеса;

m — модуль;

$\alpha, h_a^*, h_f^*, c_f^*, \rho_f^*$ — параметры исходного контура;

α — коэффициент смещения.

Поскольку параметры исходного контура указаны в п.2.2, а Z определяется подсчетом, рассмотрим определение остальных параметров: m и x .

Охватим губками штангенциркуля n зубьев колеса (на рис. 5 $n=3$) так, чтобы плоскости губок касались эвольвентных профилей зубьев. На рис. 5 показано сечение плоскостями перпендикулярной оси колеса. При этом определяется длина общей нормали $W_n = AB$. Число зубьев n выбирается по табл. 2. I в зависимости от числа зубьев колеса Z .

Таблица 2. I

Диапазон!	12-18!	19-27!	28-36!	37-45!	46-54!	55-63!	64-72!	73-81!
Число	2	3	4	5	6	7	8	9

Далее охватим на один зуб больше - определим длину общей нормали $W_{n+1} = AC$. Отрезки AB и AC являются нормальными к охватываемым эвольвентам в точках A, B, C . В соответствии с первым свойством эвольвенты (п. 2. I) эти отрезки должны касаться основной окружности измеряемого колеса.

Разность

$$BC = W_{n+1} - W_n \quad (2. II.)$$

представляет расстояние между одноименными профилями (на рис. 5 - правыми) двух смежных зубьев по общей нормали к ним.

Эвольвенты B_oB и C_oC можно рассматривать как траектории двух "узелков" B и C на нити, которая разматывается с основной окружности, поэтому на основании второго свойства эвольвенты (п. 2. I)

$$BC = B_oC_o = p_b, \quad (2. B.)$$

где p_b - основной окружной шаг.

С учетом (2. II.) и (2. B.) запишем

$$p_b = W_{n+1} - W_n. \quad (2. IV.)$$

Из теории эвольвентного зубчатого зацепления [2, с. 188] известно, что

$$r_b = r \cdot \cos \alpha, \quad (2. V.)$$

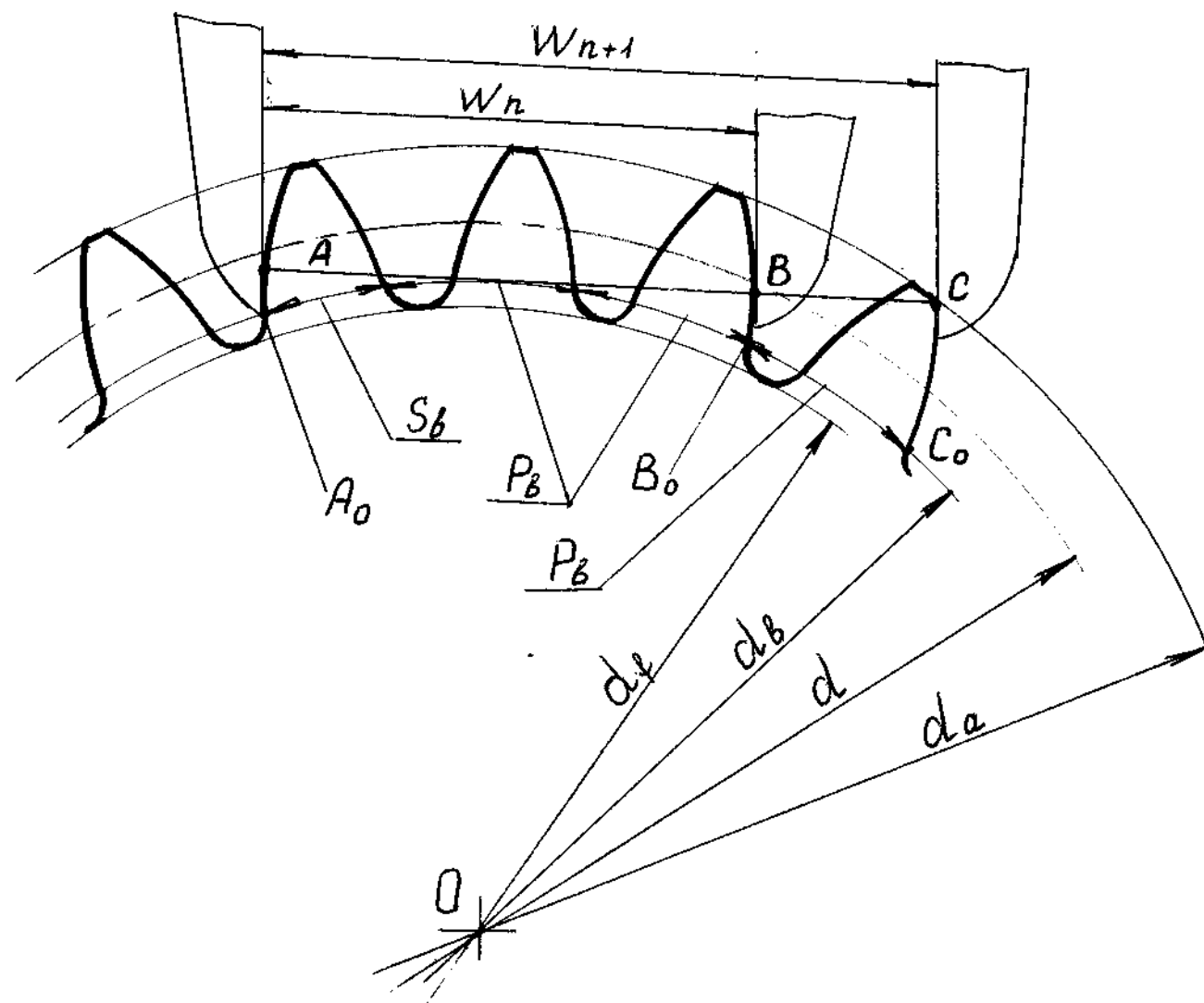


Рис. 5

где r, r_b - радиусы делительной и основной окружностей, α - угол главного профиля исходного контура.

Шаги зубьев по делительной и основной окружностям:

$$p = 2\pi \cdot r / z, \quad (2.16.)$$

$$p_b = 2\pi \cdot r_b / z. \quad (2.17)$$

Из последних выражений и выражения (2.15) следует

$$p = p_b / \cos \alpha. \quad (2.18)$$

С учетом выражений (2.8) и (2.18), получим расчетное значение модуля

$$m = p / \pi = p_b / (\pi \cdot \cos \alpha). \quad (2.19)$$

Найденное по формулам (2.14) и (2.19) расчетное значение модуля необходимо округлить до ближайшего стандартного значения из табл. 2.2 (включен первый и второй ряд модулей).

Таблица 2.2

Модули по СТ СЭВ-76

Значения модулей, мм								
....		1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
2,75	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	6,00	7,00	8,00
9,00	10,00	...	...	...				

Стандарт СТ СЭВ 310-76 предусматривает дискретный ряд модулей, изменяющийся в диапазоне (0,05 - 100) мм. В последующих формулах вместо m следует подставлять его стандартное значение.

Последний основной параметр - коэффициент смещения x определим основываясь на том, что смещение ИПК влияет на толщину

зубьев по любой окружности нарезаемого колеса. В частности, толщина зуба по основной окружности может быть определена (см. рис. 5) согласно выражению

$$s_b = W_{n+1} - n \cdot p_b . \quad (2.20)$$

На рис. 6 показан зуб колеса, его делительная и основная окружности. Поскольку

$\overset{\frown}{MM'} = s$, а $\overset{\frown}{M_oM'} = s_b$
то, используя рис. 6 можно записать очевидное равенство:

$$s/2r + \text{inv} \alpha' = s_b/2r_b . \quad (2.21)$$

Согласно теории эвольвентного зубчатого зацепления [2, с. 189] значение угла $\alpha' = \alpha = 20^\circ$, а толщина зуба по делительной окружности:

$$s = 0,5\pi \cdot m + 2xm \operatorname{tg} \alpha . \quad (2.22)$$

После подстановки выражения (2.22) в (2.21) и последующего преобразования, найдем

$$x = 0,5 \cdot [\pi (s_b/p_b - 0,5) - z \cdot \text{inv} \alpha] / \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.23)$$

где $\text{inv} \alpha = \text{inv} 20^\circ = 0,0149$.

Таким образом, определены все основные геометрические параметры зубчатого колеса. Далее используя значение s_b , определим радиус основной окружности колеса:

$$r_b = s_b \cdot z / 2\pi . \quad (2.24)$$

Зубчатый венец ограничен (см. рис. 7 а, б.) "сверху и снизу" окружностями: вершин (диаметром d_a) и впадин (диаметром d_f). На рис. 7а показана схема измерения диаметров этих окружностей при четном числе зубьев колеса, на рис. 7б-при нечетном. В последнем случае:

$$d_f = d_o + 2 \cdot H'' , \quad (2.25)$$

$$d_a = d_o + 2 \cdot H' , \quad (2.26)$$

где d_o - диаметр цилиндрического отверстия в ступице колеса. Остальные обозначения пояснены на рисунке.

2.5. Расчет геометрии эвольвентного зубчатого колеса

После определения основных геометрических параметров зубчатого колеса найдем расчетные значения геометрических размеров зубьев и колеса в целом. При расчете линейные размеры должны быть получены с точностью до 0,001 мм, с последующим округлением до 0,01 мм согласно правилам округления. Угловые размеры вычисляют с точностью до одной минуты. Для получения указанной точности тригонометрические функции, инволюта, углы выраженные в радиальной мере должны содержать не менее пяти значащих цифр. Точность коэффициентов смещения - три знака после запятой. Приводимые ниже формулы расчета соответствуют стандарту [5] и теории эвольвентных зубчатых передач [1].

В следующем порядке последовательно определяем:

1. делительный диаметр:

$$d = m z , \quad (2.27)$$

2. диаметр основной окружности:

$$d_e = d \cos \alpha , \quad (2.28)$$

3. диаметр окружности впадин:

$$d_f = d - 2(h_a^* + c^* - x)m , \quad (2.29)$$

4. делительный окружной шаг:

$$p = \pi m , \quad (2.30)$$

5. делительная окружная толщина зуба:

$$s = m(\pi/2 + 2x \operatorname{tg} \alpha) , \quad (2.31)$$

6. делительная окружная ширина впадины между зубьями:

$$e = m(\pi/2 - 2\alpha \operatorname{tg} \alpha) , \quad (2.32)$$

7. основной окружной шаг :

$$p_e = p \cos \alpha . \quad (2.33)$$

2.6. Графическое построение профилей зуба и впадины между зубьями

Помимо схемы нарезания зубчатых колес, рассмотренной в п. 2.3(рис. 4), можно предложить и другие, если применить метод обращения движения. В нашем случае всем звеньям механизма на рис. 4 сообщим добавочное движение со скоростью $\vec{U}_0 = -\vec{U}_p$. При этом рейка (ИПК), участвуя одновременно в двух движениях с равными, но противоположно направленными скоростями, становится неподвижной. Ранее неподвижное звено 0 (стойка) становится подвижной т.е. движется со скоростью $\vec{U}_0$. Нарезаемое колесо I участвует в двух движениях: переносном, со скоростью $\vec{U}_0$ движется точка O (центр вращения колеса) и относительном, с угловой скоростью ω вокруг точки O. В результате получим схему нарезания, представленную на рис. 8.

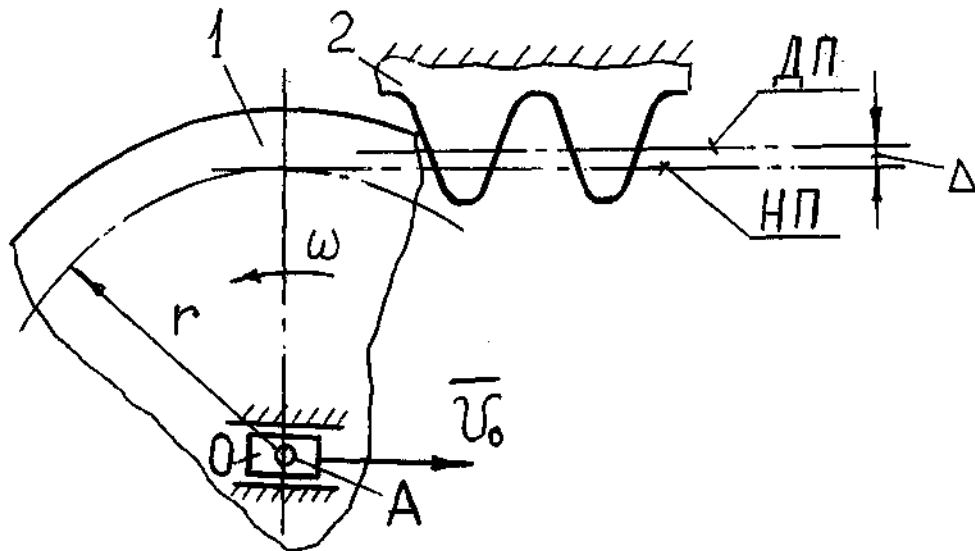


Рис. 8

Как известно из курса теоретической механики, то же движение колеса I можно получить, если катить его центроиду-делительную окружность радиуса r по центроиде (теперь неподвижной) рейки 2-прямой НП. Используем это для графического построения зуба и впадины нарезаемого зубчатого колеса. Построение ведем в следующей последовательности: рис. 9, п. 1-3 и рис. 10, п. 4, 5.

1. В соответствии со значениями параметров исходного контура по ГОСТ 13755-81 (см. п. 2.2.) построим 2 зуба ИПК в масштабе. Масштабный коэффициент выбрать так, чтобы высота зуба ИПК была в диапазоне значений $h = (40 - 70)$ мм.

При этом масштабный коэффициент:

$$k_e = 2,5 \cdot m / h \quad , \quad (2.34)$$

где m - найденное значение модуля зубчатого колеса.

Штрихпунктирной линией посередине высоты зубьев ИПК провести делительную прямую ДП. Профиль ИПК обвести черными чернилами. Толщина линии обводки 0,6 - 1 мм.

2. В соответствии с найденным значением коэффициента смещения x определить масштабное значение абсолютного смещения ИПК при нарезании:

$$\tilde{\Delta} = \Delta / k_e = x m / k_e \quad . \quad (2.35)$$

При $x > 0$ НП располагается ниже ДП. В противном случае - выше ДП. Откладывая $\tilde{\Delta}$ в соответствии со сделанными замечаниями получим положение НП на ИПК.

3. От точки пересечения ИПК и НП B откладываем влево по НП три отрезка длиной 20 мм, вправо - 9 отрезков той же длины. Получим таким образом точки 0, I, 2, ..., II, 12, в которых восстанавливаем вниз от НП перпендикуляры к НП. Длина каждого - 100 мм.

4. На листе кальки для карандаша (или прозрачной бумаги) проводим дугу делительной окружности масштабным значением радиуса делительной окружности:

$$\tilde{r} = r / k_e = m z / 2 k_e \quad . \quad (2.36)$$

Из того же центра проводим дугу окружности вершин колеса радиусом $\tilde{r}_a = r_a / k_e$.

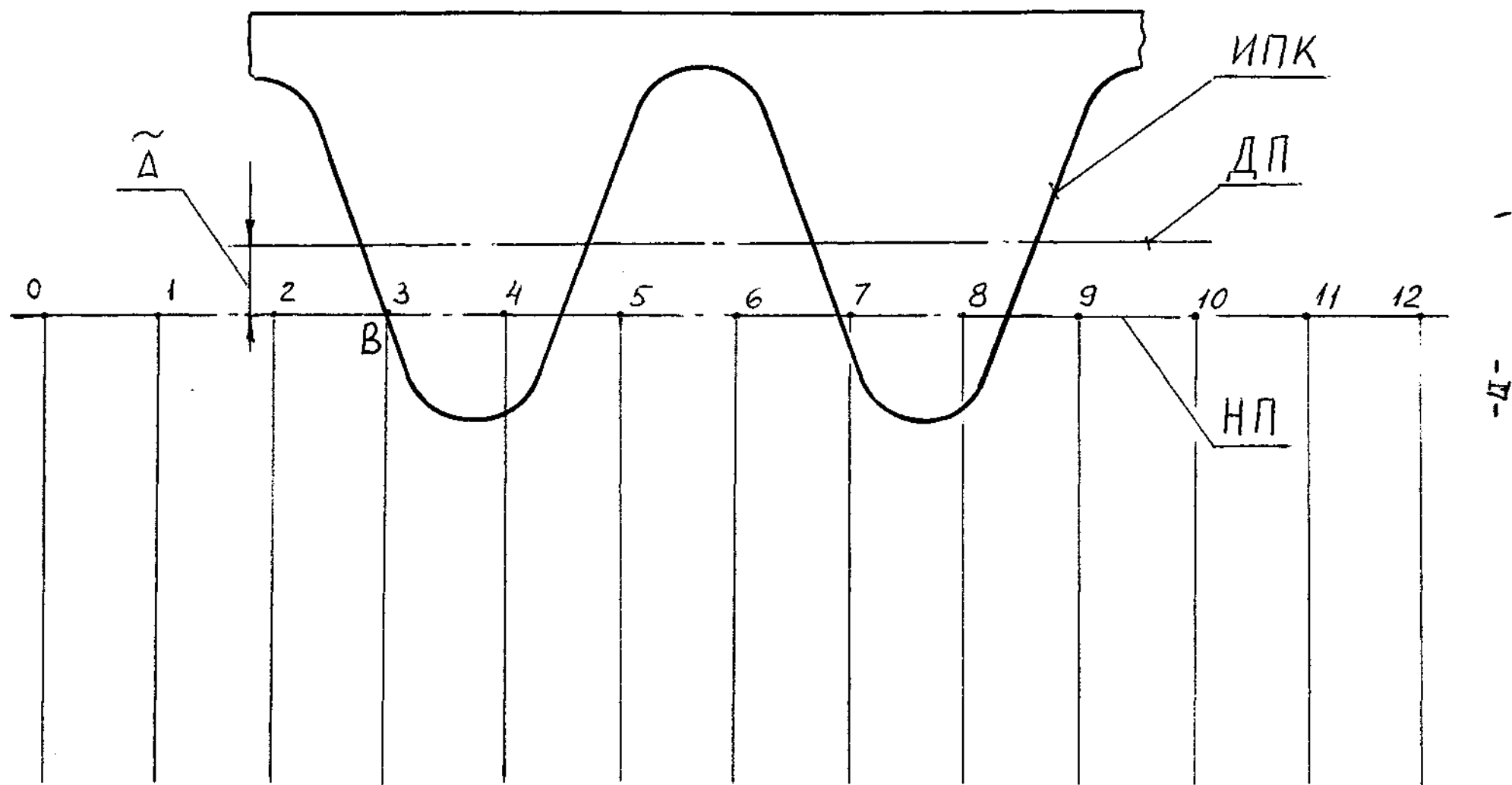


Рис. 9

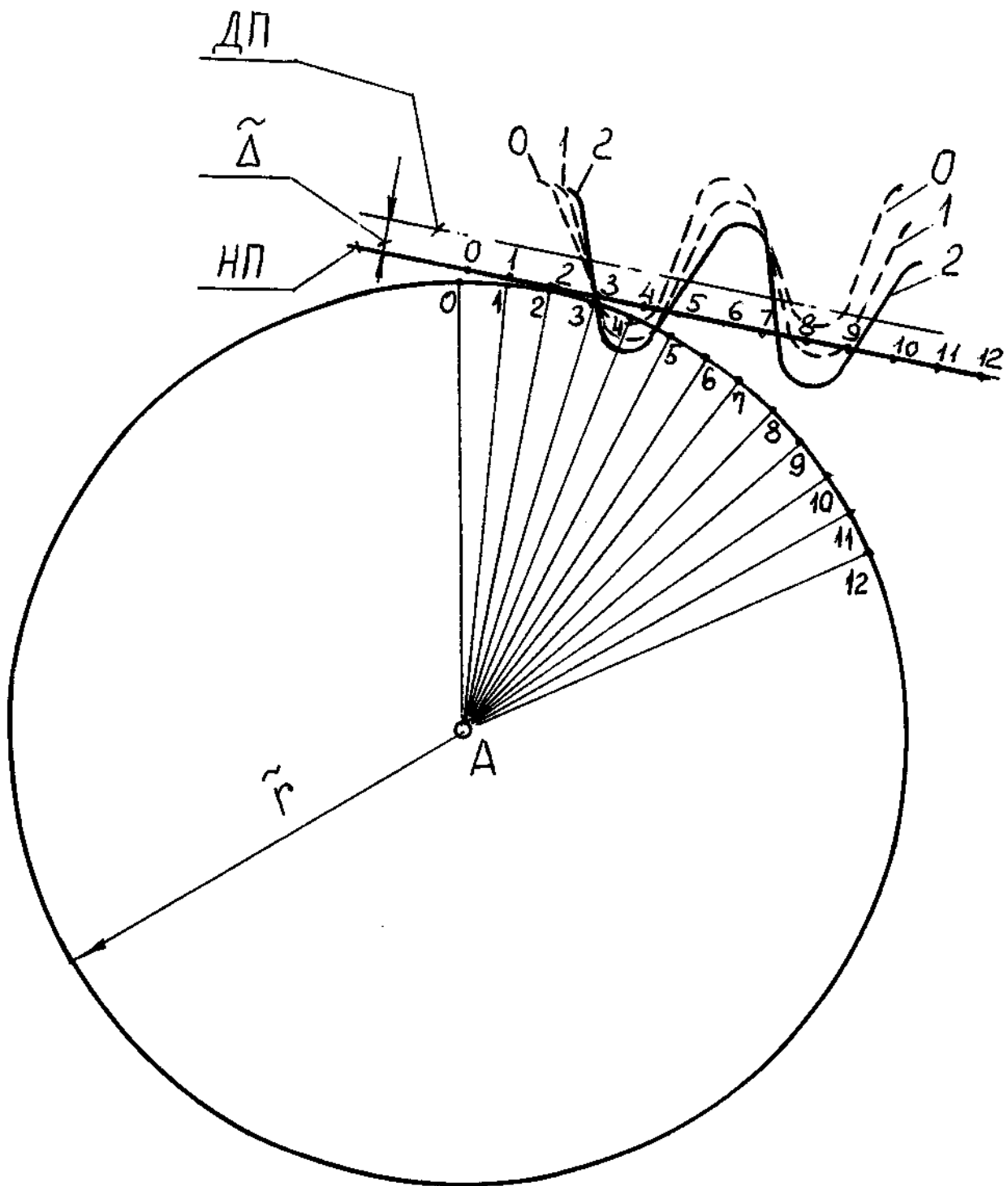


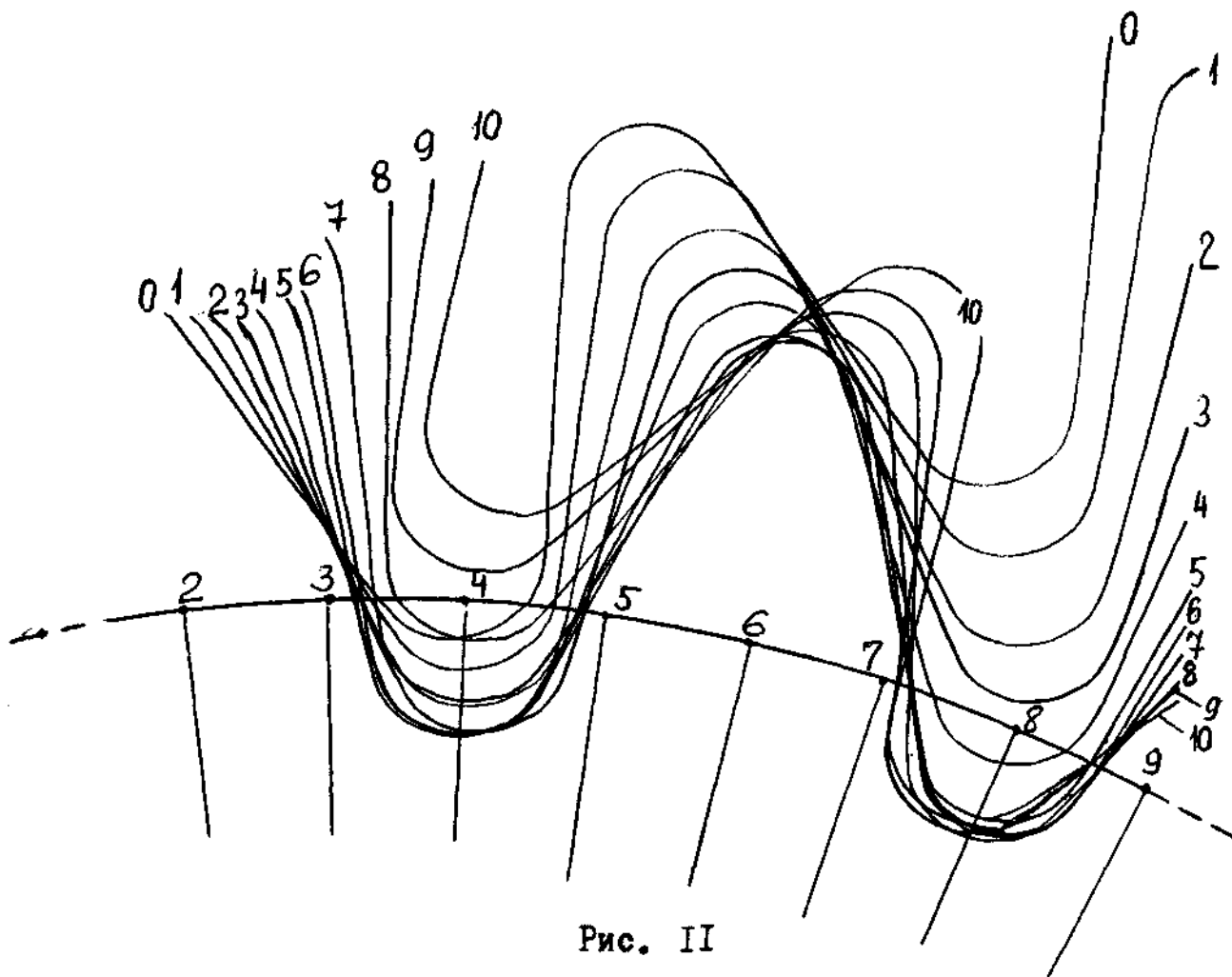
Рис. 10

На дуге делительной окружности откладываем дуги, длины которых равны длинам отрезков на НП исходного производящего контура т.е. 20 мм. Получим точки $0, 1, 2, \dots, 12$, которые соединяем с центром колеса точкой А тонкими линиями.

5. Точки на НП и делительной окружности, имеющие один номер соответствуют точкам одновременного касания центроид звеньев 1 и 2 на рис. 8. Если при касании этих центроид последовательно в точках $0, 1, \dots, 12$ на кальке, наложенной на рис. 9 перевести тонкой линией (карандашом) ИПК, то таким образом получается семейство из 12 линий ИПК. Профиль зуба и впадины между зубьями получается как огибающая линий этого семейства.

На рис. 10 показано касание центроид в точке 2. При этом должны совпадать по направлению перпендикуляр к НП в точке 2 и линия А2 на колесе. Пунктиром показаны положения ИПК, проведенные на кальке, в результате построений в точках 0 и 1.

В результате построения получим очертания зуба и впадины между зубьями, представленные на рис. II.



3. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

1. Подсчитать число зубьев заданного колеса Z .

2. Используя схему измерения на рис. 5, измерить длины общих нормалей W_n и W_{n+1} для групп зубьев, расположенных примерно через 120° по зубчатому ободу колеса. Получив по три значения W_n и W_{n+1} , находим их средние арифметические значения. Результаты записать в табл. 1 отчета (см. п. 4)

3. С помощью формул 2.14, 2.18, 2.19 определяем последовательно значения основного окружного шага, делительного окружного шага и расчетного значения модуля. По табл. 2.2. выбираем ближайшее стандартное значение модуля, которое используем в последующих выражениях. По полученным данным и формулам 2.20 и 2.23 определить толщину зубьев по основной окружности и коэффициент смещения. Результаты расчетов записать в табл. 2 отчета.

4. В соответствии со схемой измерения на рис. 7, измерить диаметры окружностей вершин и впадин колеса для трех положений штангенциркуля относительно измеряемого колеса. Вычислить средние арифметические значения. Результаты поместить в табл. 3 отчета.

5. Используя формулы (2.27 - 2.33), определить расчетные значения геометрических размеров зубчатого колеса: d , s , e , d_f , d_g , p , p_g . Для контроля правильности измерений и последующих вычислений сравним значения d_f , полученные измерениями $d_f^{изм}$ (по п. 4 данного раздела) и расчетом (формула 2.30) d_f . Относительная погрешность определяется согласно выражению

$$\varepsilon = \frac{d_f^{изм} - d_f}{d_f} \cdot 100\% \quad (2.37)$$

Расчеты привести в отчете. При этом для каждой величины сначала необходимо записать расчетную формулу, затем подставить значения входящих в неё величин. Без промежуточных вычислений записать результат с указанием размерности.

6. Построение профиля зуба колеса и впадины между зубьями выполнить в соответствии с методикой параграфа 2.6. Основные геометрические параметры: Z , m , x , определены ранее, параметры ИК соответствуют СТ СЭВ 308-76. Изображение ИПК в масштабе и кальку поместить в приложениях к отчету.

4. ОФОРМЛЕНИЕ ОТЧЕТА О РАБОТЕ

ОТЧЕТ О РАБОТЕ 2

Определение основных геометрических параметров
эвольвентных зубчатых колес

1. Подсчет числа зубьев колеса: $Z =$
2. Измерение величин: W_n и W_{n+1} :
 - а) схема измерения (рис. 5);
 - б) таблица значений W_n и W_{n+1} .

Таблица I

№ замера	W_n	W_{n+1}
-	мм	мм
I		
2		
3		
Среднее значение		

3. Определение модуля зубчатого колеса и коэффициента смещения:
 - а) расчетные формулы для p_e , p , m , s_e , x ;
 - б) таблица результатов вычислений.

Таблица 2

Наименование	Обозначение	Значение	Размерность
Шаг по основной окружности	p_e		
Шаг по делительной окружности	p		
Расчетное значение модуля	m		
Стандартное(ближайшее) значение модуля	m		
Толщина зуба по основной окружности	s_e		
Коэффициент смещения	x		

4. Измерение диаметров окружностей вершин и впадин:

- а) схема измерения (рис.7а или 7б);
- б) таблица диаметров вершин и впадин,

Таблица 3

№ замера	$\bar{Z}$ - четное		Z - нечетное				
	d_a	d_f	d_o	H'	H''	d_a	d_f
	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
I							
2							
3							
Среднее значение							

5. Определение геометрических параметров эвольвентного зубчатого колеса (см. формулы п.2.5)

6. Построение профиля зуба и впадины между зубьями:

- а) расчетные формулы для K_p , $\tilde{\Delta}$, $\tilde{r}$, $\tilde{r}_a$;
- б) чертеж исходного производящего контура с нанесенными ДП и НП;
- в) калька с изображением зуба и впадины между зубьями.

Подпись студента:

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Какое зубчатое зацепление называется эвольвентным?
2. Что такое угол профиля эвольвенты?
3. Что называется эвольвентным углом ?
4. Что называется основной окружностью зубчатого колеса?
5. Какие параметры характеризуют нормальный исходный контур по ГОСТ Б755-81 ?
6. Назовите свойства эвольвенты, используемые в данной работе.
7. Какое зацепление называют станочным?
8. Что такое исходный производящий контур?
9. Что такое производящая поверхность?
10. Что такое коэффициент смещения исходного производящего контура?
11. Расскажите о влиянии смещения инструмента на геометрию нарезаемого колеса.
12. Расскажите о кинематике нарезания эвольвентного зубчатого колеса.
13. Что такое модуль зубчатого колеса?
14. Дайте определение делительной окружности и окружностей вершин.
15. Что называется делительной ножкой и головкой зуба?
16. Что называется профилем зуба?
17. Что такое шаг зубчатого колеса по делительной окружности и как его определить?
18. Как связаны шаги по основной и делительной окружностям?
19. Что такое главная, переходная и активная поверхности зуба?
20. Основное условие при измерении длин общей нормали W_n и W_{n+1} ?
21. Как обозначаются диаметры окружностей: делительной, основной, вершин и впадин по ГОСТ 16530-70 ?
22. Что такое толщина зуба и ширина впадины по делительной окружности ?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Гуляев К.И., Заморуев Г.Б., Зискиндович В.А.
Расчет геометрии эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления: Учеб. пособие, Л.: ЛПИ, 1975.
2. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин. М.: Высш. шк., 1985.
3. ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения. М.: Изд-во стандартов, 1983.
4. ГОСТ 16531-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения, обозначения. М.: Изд-во стандартов, 1983.
5. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. М.: Изд-во стандартов, 1971.

О Г Л А В Л Е Н И Е

1. Цель работы	3
2. Основные теоретические положения.....	3
2.1. Эвольвента окружности	3
2.2. Исходный производящий контур	5
2.3. Станочное зацепление.....	6
2.4. Определение основных геометрических параметров зубчатого колеса.....	8
2.5. Расчет геометрии зубчатого колеса.....	14
2.6. Графическое построение профилей зуба и впадины между зубьями.....	15
3. Порядок выполнения лабораторной работы.....	20
4. Оформление отчета о работе.....	21
5. Контрольные вопросы.....	23
Библиографический список	24

Редактор Л.В. Ванюшина

Подл. в печ. 11.07.89	Формат 60x80	I/I6
Бумага тип. №2	Офсетная печать. Печ. л. 1,5; уч.-изд.л. 1,5.	
Тираж 50 экз.	Заказ № 761	Бесплатно

Лаб. репрографии НПИ, 173003, Новгород, Ленинградская, 41.