

### 3. Анализ зубчатой передачи

#### 3.1. Открытая эвольвентная зубчатая передача

##### 3.1.1. Расчет параметров открытой эвольвентной передачи

Исходные данные:

Коэффициент радиального зазора,  $c^* = 0,25$

Коэффициент высоты головки зуба,  $h_a^* = 1$

Модуль зубчатой передачи,  $m = 2 \text{ мм}$

Числа зубьев,  $z_5 = 11$ ,  $z_6 = 12$

Коэффициенты смещения принимаем по таблице ([2], табл. 9.1, стр. 74)

$$X_5 = 0,432, X_6 = 0,372$$

Угол профиля зубьев,  $\alpha = 20^\circ$

Определяем угол зацепления

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + \frac{2 \cdot (X_5 + X_6)}{Z_5 + Z_6} \text{tg} \alpha = 0,014904 + \frac{2 \cdot (0,432 + 0,372)}{11 + 12} \text{tg}(20) = 0,04035$$

по таблице определяем:  $\alpha_w = 27,4^\circ$

Определяем делительное межосевое расстояние

$$a = m \frac{Z_5 + Z_6}{2} = 2 \frac{11 + 12}{2} = 23 \text{ мм}$$

Определяем межосевое расстояние

$$a_w = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = 23 \frac{\cos 20}{\cos 27,4} = 24,3 \text{ мм}$$

Определяем коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{24,3 - 23}{2} = 0,65$$

Определяем коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = X_5 + X_6 - y = 0,432 + 0,372 - 0,65 = 0,154$$

Расчет геометрических параметров шестерни 5 и колеса 6 приведен в таблице 3.1.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Таблица 3.1 - основные параметры зубчатого зацепления.

Определяемая величина	Расчетная формула	Размерность	Значения	
			Колесо 5	Колесо 6
Высота ножки зуба	$h_f = m \cdot (h_a^* + c^* - X)$	мм	1,64	1,756
Высота головки зуба	$h_a = m \cdot (h_a^* + X - \Delta y)$	мм	2,61	2,49
Радиус делительной окружности	$r = \frac{m \cdot Z}{2}$	мм	11	12
Радиус основной окружности	$r_b = r \cdot \cos \alpha$	мм	10,34	11,28
Радиус начальной окружности	$r_w = r \cos \alpha / \cos \alpha_w$	мм	11,65	12,71
Радиус окружности вершин зубьев	$r_a = r + h_a$	мм	13,61	14,49
Профильный угол	$\alpha_a = \arccos \left( \frac{r_b}{r_a} \right)$	град.	40,6	38,9
Радиус окружности впадин	$r_f = r - h_f$	мм	9,36	10,24
Толщина зуба по делительной окружности	$S = \frac{\pi m}{2} + 2X \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	мм	3,77	3,68
Окружной шаг	$P_b = \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha)$	мм	5,9	
Толщина зуба по основной окружности	$S_b = \frac{P_b}{\pi} \left( 2X \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{\pi}{2} + Z \cdot \operatorname{inv} \alpha \right)$	мм	3,85	3,8
Толщина зуба по окружности вершин	$S_a = 2r_a \left( \frac{\pi}{2Z} + \frac{2X \cdot \operatorname{tg} \alpha}{Z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_a \right)$	мм	1,04	1,17
Хорда по делительной окружности	$b_i = m z_i \cdot \sin \left( \frac{\pi}{z_i} \right)$	мм	6,2	6,21

Определяем масштабный коэффициент для зубчатого зацепления:

$$\mu_L = \frac{a_w}{O_5 O_6} = \frac{0,0243}{400} = 0,00006075 \frac{м}{мм}$$

Принимаем  $\mu_L = 0,00006 \frac{м}{мм}$

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	19

Таблица 3.2 - основные размеры зацепления с учетом масштаба.

	$r$	$r_b$	$r_w$	$r_a$	$r_f$	$P_b$	$S$	$S_b$	$S_a$	$b$
Колесо 5	183,3	172,3	194,1	226,8	156,1	98,4	62,8	64,2	17,3	103,3
Колесо 6	200	188	211,8	241,5	170,7		61,4	63,3	19,5	103,5

### 3.1.2. Построение эвольвентного зацепления

1 Наносим положение осей вращения  $O_5$  и  $O_6$  и проводим осевую линию.

2 Проводим дуги начальных окружностей ( $r_{w5}$  и  $r_{w6}$ ) и отмечаем полюс зацепления  $P$  в точке их контакта. Строим остальные окружности зубчатых колёс: вершин зубьев (радиусы  $r_{a5}$  и  $r_{a6}$ ), делительные (радиусы  $r_5$  и  $r_6$ ), основные (радиусы  $r_{b5}$  и  $r_{b6}$ ), впадин зубьев (радиусы  $r_{f5}$  и  $r_{f6}$ ). При этом проверяем точность графического построения по величине радиального зазора.

3 Проводим общую касательную к основным окружностям. При этом она должна обязательно пройти через полюс зацепления  $P$ . Так как данная касательная является линией зацепления, то отмечаются на ней характерные точки:  $N_5$  и  $N_6$  - точки касания с основными окружностями и  $H_5$  и  $H_6$  - точки пересечения линии зацепления с окружностями вершин зубьев.

Отрезок линии зацепления, заключённый между точками  $N_5$  и  $N_6$ , является теоретической линией зацепления, а отрезок, заключённый между точками  $H_5$  и  $H_6$  - рабочим участком линии зацепления.

Показываем угол зацепления. Для этого проводим прямую через полюс зацепления  $P$  перпендикулярно линии межосевого расстояния. Угол отклонения линии зацепления от данной линии и является углом зацепления.

4 Строим эвольвенты зубчатых колёс, соприкасающиеся в полюсе зацепления  $P$ . Для построения профиля зуба первого колеса, отрезок теоретической линии зацепления  $N_5P$  делим на 4 равные части. Эти отрезки (принимая их равными длинам дуг) откладываем по основной окружности вправо и влево от  $N_5$  и отмечаем точки. Через эти точки проводим касательные к основной окружности и на них откладываем единичные отрезки, число которых соответствует номеру точки, из которой проведена касательная. Для более точного проведения ка-

сательных вначале проводим прямые, соединяющие эти точки с осью вращения, и восстанавливаем перпендикуляры к этим прямым. Плавная кривая, проведенная через полученные точки, является эвольвентным профилем правой части первого колеса.

5 Для построения противоположной стороны зуба необходимо провести его ось симметрии. Её положение определим путём откладывания половины толщины зуба по делительной окружности. Отложив величину  $S_5/2$  по делительной окружности, получаем точку. Прямая, соединяющая данную точку с осью вращения, и будет являться осью симметрии зуба. Измеряя хорды этих дуг с помощью циркуля и делая засечки на соответствующих окружностях, получаем точки, принадлежащие эвольвенте противоположной стороны зуба.

Определяем радиус галтели:

$$\rho = 0,38 \cdot m = 0,38 \cdot 2 = 0,76 \text{ мм},$$

$$[\rho] = \frac{\rho \cdot 10^{-3}}{\mu_L} = \frac{0,76 \cdot 10^{-3}}{0,00006} = 12,7 \text{ мм}.$$

Аналогичным образом строятся эвольвенты второго колеса.

### 3.2. Синтез планетарной передачи

#### 3.2.1. Определение передаточного числа планетарного механизма

Исходные данные:

Угловая скорость кривошипа рычажного механизма:  $\omega_2 = 12 \text{ с}^{-1}$ .

Числа зубьев открытой передачи:  $z_5 = 11$ ,  $z_6 = 12$ .

Число оборотов вала электродвигателя:  $n_{ДВ} = 1000 \text{ об/мин}$ .

Определяем угловую скорость вала электродвигателя:

$$\omega_{ДВ} = \frac{\pi \cdot n_{ДВ}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,7 \text{ с}^{-1}$$

Определяем передаточное отношение всего механизма:

$$i_{3М} = \frac{\omega_{ДВ}}{\omega_2} = \frac{104,7}{12} = 8,725$$

Определяем передаточное отношение открытой передачи:

$$i_{56} = -\frac{z_6}{z_5} = -\frac{12}{11} = -1,091$$

						Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Определяем передаточное отношение планетарного механизма:

$$i_{nl} = \frac{i_{3M}}{i_{56}} = \frac{8,725}{1,091} = 8$$

### 3.2.2 Синтез планетарного механизма

Определяем внутреннее передаточное отношение механизма

$$i_{nl} = i_{1H}^3 = 1 - i_{13}^H = 1 - (-1)^1 i_{12} i_{23} = 1 + \frac{z_2 z_3}{z_1 z_2} = 1 + \frac{z_3}{z_1} = 8$$

$$\frac{z_3}{z_1} = 7, \text{ тогда } z_3 = 7 \cdot z_1$$

Исходим из того, что  $z_3 > 85$ , а  $z_1 > 17$

Принимаем  $z_1 = 18$ , тогда  $z_3 = 7 \cdot 18 = 126$

Условие соосности для данной схемы:  $z_1 + z_2 = z_3 - z_2$

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} = \frac{126 - 18}{2} = 54$$

Проверка условия соседства:

$$\sin\left(\frac{\pi}{k}\right) = \max\left(\frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2}\right)$$

Принимаем  $k = 4$

$$\sin\left(\frac{\pi}{4}\right) = \max\left(\frac{54 + 2}{18 + 54}\right)$$

$0,707 < 0,778$  – условие не выполняется

Принимаем  $k = 3$

$$\sin\left(\frac{\pi}{3}\right) = \max\left(\frac{54 + 2}{18 + 54}\right)$$

$0,866 > 0,778$  – условие выполняется

Проверка условия сборки:  $i_{1H}\left(\frac{z_1}{k}\right)(1 + kp) = B$  - целое при любом  $p$

$k = 3: \quad 8 \cdot \left(\frac{18}{3}\right)(1 + 3p) = B$  - условие выполняется

Так как был принят  $z_1$  с минимально возможным числом зубьев, то нет необходимости делать дальнейший подбор. Механизм будет иметь минимальный габаритный размер.

Приняв модуль  $m = 2$  мм, находим диаметры начальных окружностей по формуле:  $d_i = m \cdot z_i$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 18 = 36 \text{ мм}$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 54 = 108 \text{ мм}$$

$$d_3 = m \cdot z_3 = 2 \cdot 126 = 252 \text{ мм}$$

Определяем масштабный коэффициент для планетарного механизма:

$$\mu_L = \frac{d_3}{[d_3]} = \frac{0,252}{252} = 0,001 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

$$[d_1] = \frac{d_1}{\mu_L} = \frac{0,036}{0,001} = 36 \text{ мм}$$

$$[d_2] = \frac{d_2}{\mu_L} = \frac{0,108}{0,001} = 108 \text{ мм}$$