

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

2.1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕДУКТОРА

Среди заданных зубчатых редукторов имеются планетарные, составные и замкнутые дифференциальные механизмы. В планетарных ($W=1$) и дифференциальных ($W=2$) передачах оси отдельных колес (сателлитов) являются подвижными. Для решения задачи необходимо разделить механизмы на части, выделив планетарные и дифференциальные, и для каждой части написать уравнение передаточного отношения, используя соответствующий метод. При решении планетарных и дифференциальных механизмов применяется метод обращения движения (метод остановки водила) - всем звеньям придается метод полнительная скорость ($-\omega_H$), в результате чего получается обычный механизм с неподвижными осями колес, так как водило H будет иметь скорость $\omega_H - \omega_H = 0$. Общее передаточное отношение сложного механизма определяется решением полученной системы уравнений.

В задании входным звеном является колесо "a", выходным - звено I, поэтому искомым является передаточное отношение i_{aI} . В рассматриваемом примере (рисунок 12) ось колес 8-8' является подвижной (8-8' - сателлиты). Они входят в зацепление с колесами 7 и 9, которые называются центральными.

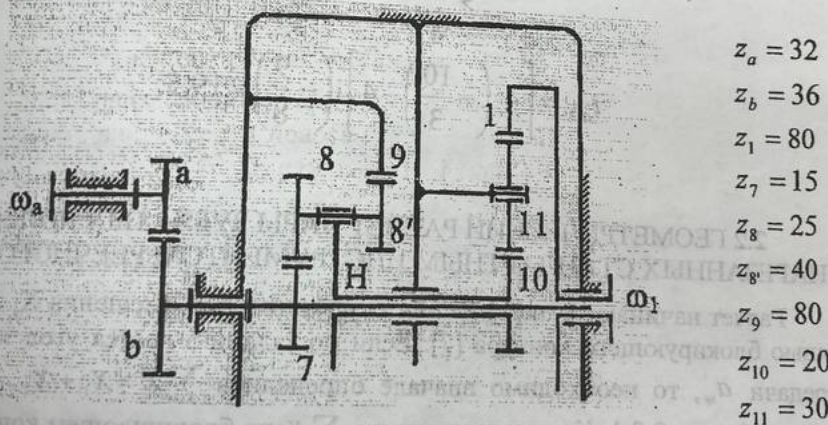


Рисунок 12 - Схема редуктора

Таким образом колеса 7, 8, 8', 9 и водило H (звено, соединяющее ось сателлитов с центральной осью) составляют планетарную передачу, а весь механизм делится на три части: z_a, z_b - обычная зубчатая пара, 7, 8, 8', 9 - планетарная часть, 10, 11, 1 - обычная (рядовая) передача.

Запишем уравнения для рядовых передач:

$$i_{a,b} = \frac{\omega_a}{\omega_b} = -\frac{z_b}{z_a} = -\frac{36}{32} = -\frac{9}{8}; \quad (1)$$

$$i_{10,1} = \frac{\omega_{10}}{\omega_1} = \left(-\frac{z_{11}}{z_{10}}\right) \cdot \left(\frac{z_1}{z_{11}}\right) = -\frac{80}{20} = -4. \quad (2)$$

Для планетарной части, после остановки водила «Н», колеса 7, 8, 8', 9 будут иметь скорость соответственно: $\omega_7 = \omega_H$, $\omega_8 = \omega_H$, $\omega_{8'} = \omega_H$, $\omega_9 = \omega_H$, а передаточное отношение между центральными колесами

$$i_{7,9}^{(H)} = \frac{\omega_7 - \omega_H}{\omega_9 - \omega_H} = \left(-\frac{z_8}{z_7}\right) \cdot \left(\frac{z_9}{z_{8'}}\right) = -\frac{25 \cdot 80}{15 \cdot 40} = -\frac{10}{3}. \quad (3)$$

Из (1) $\omega_b = -\frac{8}{9}\omega_a$, а из (2) $\omega_{10} = -4\omega_1$ и с учетом $\omega_b = \omega_7$; $\omega_H = \omega_{10}$; $\omega_9 = 0$ подставляем в уравнение (3):

$$\frac{-\frac{8}{9}\omega_a + 4 \cdot \omega_1}{0 + 4 \cdot \omega_1} = -\frac{10}{3}. \quad (4)$$

Преобразуем (4), разделив почленно числитель и знаменатель на ω_1 :

$$\frac{-\frac{8}{9}i_{a,1} + 4}{4} = -\frac{10}{3},$$

$$i_{a,1} = \left[4 \cdot \left(-\frac{10}{3}\right) - 4\right] \cdot \left(-\frac{9}{8}\right) = 19,5.$$

2.2 ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРЫ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС, НАРЕЗАННЫХ СТАНДАРТНЫМ ИНСТРУМЕНТОМ РЕБЕЧНОГО ТИПА

Расчет начинают с определения коэффициентов смещения X_1 и X_2 с помощью блокирующего контура [7]. Если по заданию дается угол зацепления передачи α_w , то необходимо вначале определить $\sum X = X_1 + X_2$, пользуясь формулой по п. 2.2.1. Каждому значению $\sum X$ на блокирующем контуре соответствует прямая, направленная слева вниз направо и пересекающая оси координат под углом 45° . Выбираем на этой прямой точку, удовлетворяющую дополнительным условиям.

В тех случаях, когда по условию задачи необходимо выбирать наибольшую или наименьшую $\sum X$, тогда эту прямую под углом 45° перемещают соответственно вниз или вверх (насколько позволяют границы блокирующего контура).

Стандартный инструмент реечного типа имеет следующие параметры, значения которых входят в расчетные формулы:

$\alpha = 20^\circ$ - угол профиля исходного контура;

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

$c^* = 0,25$ - коэффициент радиального зазора;

$h_k^* = 0,25$ - коэффициент высоты скругленного участка.

Формулы для геометрического расчета:

2.2.1 Эвольвентный угол $\text{inv } \alpha_w$, через который определяется и угол зацепления α_w :

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \text{tg } \alpha,$$

где α_w - по таблице.

2.2.2 Межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}.$$

2.2.3 Диаметры делительных окружностей:

$$d_i = m \cdot z_i.$$

2.2.4 Диаметры начальных окружностей:

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1},$$

$$d_{w2} = d_{w1} \cdot u = \frac{2a_w \cdot u}{u+1},$$

где $u = \frac{z_2}{z_1}$ - передаточное число.

2.2.5 Диаметры основных окружностей:

$$d_{bi} = m \cdot z_i \cdot \cos \alpha.$$

2.2.6 Диаметры окружностей впадин:

$$d_f = m \cdot (z_i - 2h_a^* - 2c^* + 2x_i).$$

2.2.7 Диаметры окружностей вершин:

$$d_{a1} = 2a_w - d_{f2} - 2c^* \cdot m,$$

$$d_{a2} = 2a_w - d_{f1} - 2c^* \cdot m.$$

2.2.8 Шаг по делительной окружности:

$$P = \pi \cdot m.$$

2.2.9 Шаг по основной окружности:

$$P_b = P \cdot \cos \alpha.$$

2.2.10 Толщина зуба по дуге делительной окружности:

$$S_i = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x_i \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

2.2.11 Эвольвентный угол ($\operatorname{inv} \alpha_{ai}$) при вершине определяется по таблице, через угол профиля на окружности вершин (α_{ai}):

$$\cos \alpha_{ai} = \frac{d_{bi}}{d_{ai}}.$$

2.2.12 Толщина зуба на окружности вершин:

$$S_{ai} = d_{ai} \left(\frac{S_i}{d_i} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{ai} \right).$$

2.2.13 Коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon = \frac{z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{2\pi}.$$

2.2.14 Угол α_{p1} в нижней точке активного профиля зуба:

$$\operatorname{tg} \alpha_{p1} = \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{z_2}{z_1} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w),$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{p2} = \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{z_1}{z_2} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w).$$

2.2.15 Угол α_{pi} в граничной точке профиля зуба:

$$\operatorname{tg} \alpha_{pi} = \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - x_i + c^* - h_k^*)}{z_1 \cdot \sin 2\alpha}$$

Делаем проверку геометрических показателей качества зацепления:

- а) проверка на отсутствие интерференции: $\operatorname{tg} \alpha_{pi} \leq \operatorname{tg} \alpha_{pi}$;
- б) проверка на отсутствие подрезания: $\operatorname{tg} \alpha_{pi} \geq 0$;
- в) проверка на отсутствие заострения: $S_{ai} \geq [S_a]$, где $[S_a]$ берется в соответствии с заданием (0,25m или 0,4m);
- г) проверка коэффициента перекрытия: $\varepsilon \geq 1,2$.

2.3 ПОСТРОЕНИЕ КАРТИНЫ ВНЕШНЕГО ЭВОЛЬВЕНТВНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

2.3.1 Откладываем межосевое расстояние: $L_{o_1o_2} = \frac{a_w}{\mu_L}$, выбрав такой масштаб, чтобы получить $L_{o_1o_2} = 850 \dots 900 \text{ мм}$.

2.3.2. Строим основные окружности с центрами в точках O_1 и O_2 .

2.3.3. Проводим общую касательную N_1N_2 к основным окружностям и обозначаем полюс зацепления (W).

2.3.4. Проверяем радиусы начальных окружностей и строим эти окружности.

2.3.5 Проводим окружности вершин, находим точки пересечения с линией зацепления и определяем рабочий (активный) участок линии зацепления P_1P_2 .

2.3.6 Проводим окружности впадин (радиус окружности впадин может быть больше, равен и меньше радиуса основной окружности. Это зависит от числа зубьев Z колеса и коэффициента смещения X).

2.3.7 Строим эвольвенты, которые описывает точка (W) прямой N_1N_2 при перекачивании ее по основным окружностям:

1) отрезок N_1W (N_2W) делим на n равных частей и откладываем точно такие же части на основной окружности в обе стороны от точки N_1 (N_2). При этом в сторону полюса W откладывается n частей, в противоположную сторону — 2-3 части;

2) полученные на основной окружности точки соединяем с центром колеса O_1 (O_2) и проводим в них касательные к основной окружности (перпендикуляры к соответствующим радиусам);

3) на касательных откладываем отрезки, включающие столько частей, сколько содержится в дуге основной окружности от точки касания до начала эвольвенты;

4) соединяя найденные на касательных точки, получим эвольвенту.

2.3.8 Откладываем толщину зуба (соответственно S_1 и S_2) на делительной окружности от построенной эвольвенты и, разделив эту толщину пополам, проводим ось симметрии зуба (она проходит через центр колеса O_1 и O_2 соответственно). По симметрии строим встречную эвольвенту зуба.

2.3.9 Начиная от граничной точки L

$$d_{Li} = \frac{d_{bi}}{\cos \alpha_{Li}},$$

плавно сопрягаем эвольвенту с окружностью впадин. Так как по заданию не требуется точного построения переходной кривой, то сопряжение производится произвольной кривой.

2.3.10 Используя известный шаг по дуге делительной окружности (P), строим соседние зубья. При этом можно использовать шаблоны. На каждом из колес должно быть изображено не менее 3-4 зубьев.

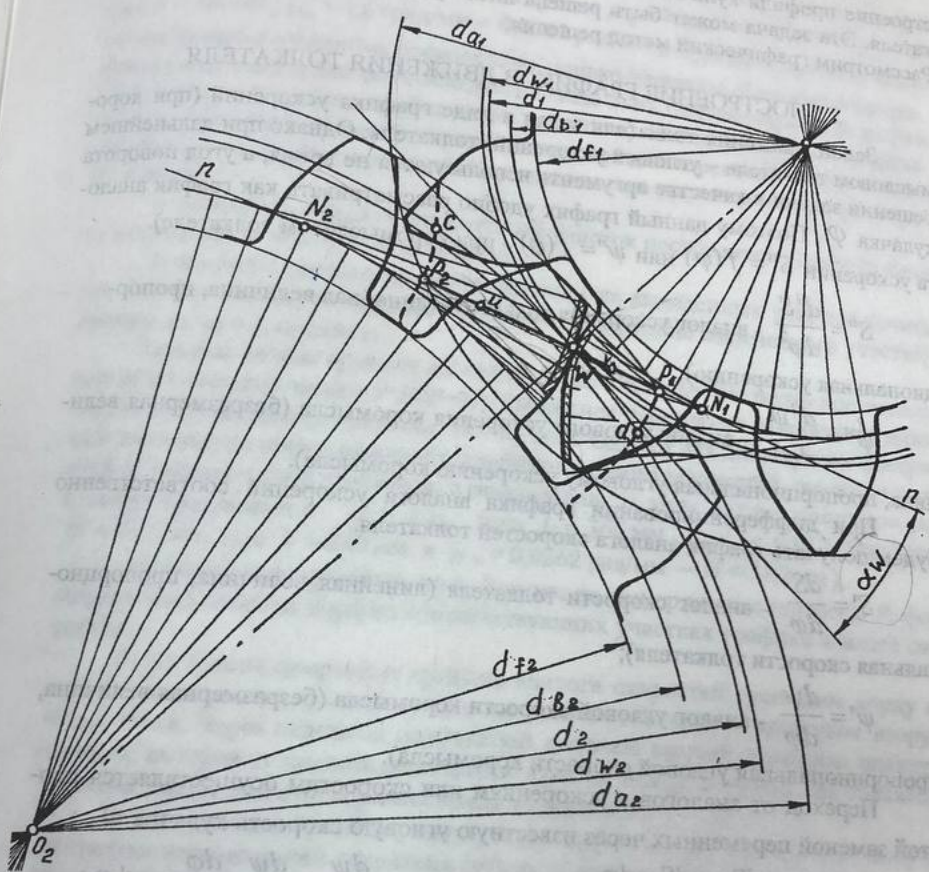
2.3.11 Отмечаем зону однопарного зацепления линии зацепления, отложив основной шаг $\overline{P_b}$ от точек P_1 и P_2 ($P_1U = \overline{P_b}$, $P_2V = \overline{P_b}$) и проверяем графически коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_{гр} = \frac{\overline{P_1P_2}}{\overline{P_b}}$$

2.3.12 Отмечаем нижнюю точку (P_1) рабочего (активного) профиля зуба, для чего радиусом O_1P_1 сносим точку P_1 на профиль зуба первого колеса — часть профиля от вершины зуба до точки P_1 является рабочей (активной) частью профиля зуба первого колеса. Аналогично отмечается рабочая часть профиля зуба второго колеса (точка P_2 сносится радиусом O_2P_2 на профиль зуба этого колеса).

2.3.13 Отмечаем на профилях зубьев зону однопарного зацепления, для чего сносим точки U и V радиусами O_1U и O_1V — на профиль зуба первого колеса, а радиусами O_2U и O_2V — на профиль зуба второго колеса.

Пример построения картины внешнего эвольвентного зацепления приведен на рисунке 13.



$K_L = 0$

Z_1	Z_2	m	X_1	X_2	a_w	δ_w
15	31	3,5	0,23	0,02	87,15	$21^{\circ}34'$

Рисунок 13 – Картина эвольвентного зацепления

3 ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Основной задачей проектирования кулачкового механизма является построение профиля кулачка, обеспечивающего заданный закон движения толкателя. Эта задача может быть решена либо графически, либо аналитически. Рассмотрим графический метод решения.

3.1 ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

Закон движения толкателя задан в виде графика ускорений (при коромысловом толкателе – угловых ускорений) толкателя. Однако при дальнейшем решении задачи в качестве аргумента используются не время, а угол поворота кулачка φ . Поэтому данный график удобно рассматривать как график аналога ускорений $S'' = f(\varphi)$ или $\psi'' = f(\varphi)$ – при коромысловом толкателе).

$S'' = \frac{d^2 S}{d\varphi^2}$ – аналог ускорения толкателя (линейная величина, пропорциональная ускорению);

$\psi'' = \frac{d^2 \psi}{d\varphi^2}$ – аналог углового ускорения коромысла (безразмерная величина, пропорциональная угловому ускорению коромысла).

При дифференцировании графика аналога ускорений соответственно будем получать график аналога скоростей толкателя.

$S' = \frac{dS}{d\varphi}$ – аналог скорости толкателя (линейная величина, пропорциональная скорости толкателя);

$\psi' = \frac{d\psi}{d\varphi}$ – аналог угловой скорости коромысла (безразмерная величина, пропорциональная угловой скорости коромысла).

Переход от аналогов к ускорениям или скоростям осуществляется простой заменой переменных через известную угловую скорость кулачка ω_1 :

$$V_T = \frac{dS}{dt} = \frac{dS}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = S' \cdot \omega_1; \quad \omega_T = \frac{d\psi}{dt} = \frac{d\psi}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \psi' \cdot \omega_1;$$

$$a_T = \frac{d^2 S}{dt^2} = \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = S'' \cdot \omega_1^2; \quad \varepsilon_T = \frac{d^2 \psi}{dt^2} = \frac{d^2 \psi}{d\varphi^2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 = \psi'' \cdot \omega_1^2.$$

Решение задачи начинается с построения графика аналога ускорений в соответствии с заданием. Выбрав масштаб по оси абсцисс μ_φ , отмечаем заданные углы поворота кулачка, соответствующие характерным участкам гра-

фика аналога ускорений: $\mu_\varphi = \frac{2\pi}{L} \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$,

где L — отрезок на оси абсцисс, соответствующий полному обороту кулачка. Обычно принимают $L = 360$ мм (тогда $\mu_\varphi = 1 \text{ град/мм} = 0,01745 \text{ рад/мм}$) или $L = 240$ мм ($\mu_\varphi = 1,5 \text{ град/мм} = 0,0262 \text{ рад/мм}$).

Ординаты графика аналога ускорений выбираются произвольно, однако площади, ограниченные графиком, над осью и под осью абсцисс должны быть одинаковыми (как на фазе удаления, так и на фазе приближения толкателя). После построения графика производим его интегрирование. Как правило, его производят методом хорд. Для этого:

- 1) разбиваем каждый характерный участок построенного графика аналога ускорений на более мелкие участки;
- 2) находим среднее значение функции на выделенных участках (считая, что оно соответствует значению функции на середине выделенного участка) и сносим их на ось ординат;
- 3) слева от оси ординат на оси абсцисс откладываем полюсное расстояние H и отмечаем полюс P ($OP=H$). Полюсное расстояние в принципе назначается произвольно (в пределах $30 \div 60$ мм). Однако для дальнейших построений и перемещений толкателя одинаковыми. В этом случае полюсное расстояние принимается $H = 1/\mu_\varphi$ (при $L = 360$ мм и $\mu_\varphi = 0,01745 \text{ рад/мм}$ — $H = 57,3$ мм, при $L = 240$ мм и $\mu_\varphi = 0,0262 \text{ рад/мм}$ — $H = 38,2$ мм);
- 4) соединяя полученные по п. 2 точки на оси ординат с полюсом P , формируем направления хорд на соответствующих участках графика аналога скоростей;
- 5) из начала координат графика аналога скоростей проводим хорду на первом выделенном участке, далее из конца этой хорды проводим вторую хорду и т.д. Через вершины полученной ломаной кривой проводим плавную кривую, которая и представляет собой график аналога скоростей толкателя (угловых скоростей при коромысловом толкателе).

Аналогичным способом, интегрируя график аналога скоростей, получаем график перемещений толкателя (угловых перемещений при коромысловом толкателе). Может оказаться, что этот график в конце цикла не приходит в "нуль" (т.е. последнее значение перемещений располагается выше или ниже оси абсцисс). Но так как на фазе удаления и на фазе приближения толкатель совершает один и тот же путь, то это означает, что левая и правая половина графика изображены в разных масштабах. Поэтому правую часть всех диаграмм (перемещений, аналогов скоростей и аналогов ускорений) надо пропорционально изменить (вытянуть или сжать), умножив на коэффициент k :

$$k = \frac{\bar{h}}{\bar{b}} \quad (\text{значения } \bar{h} \text{ и } \bar{b} \text{ согласно графику перемещения по рисунку 14}).$$

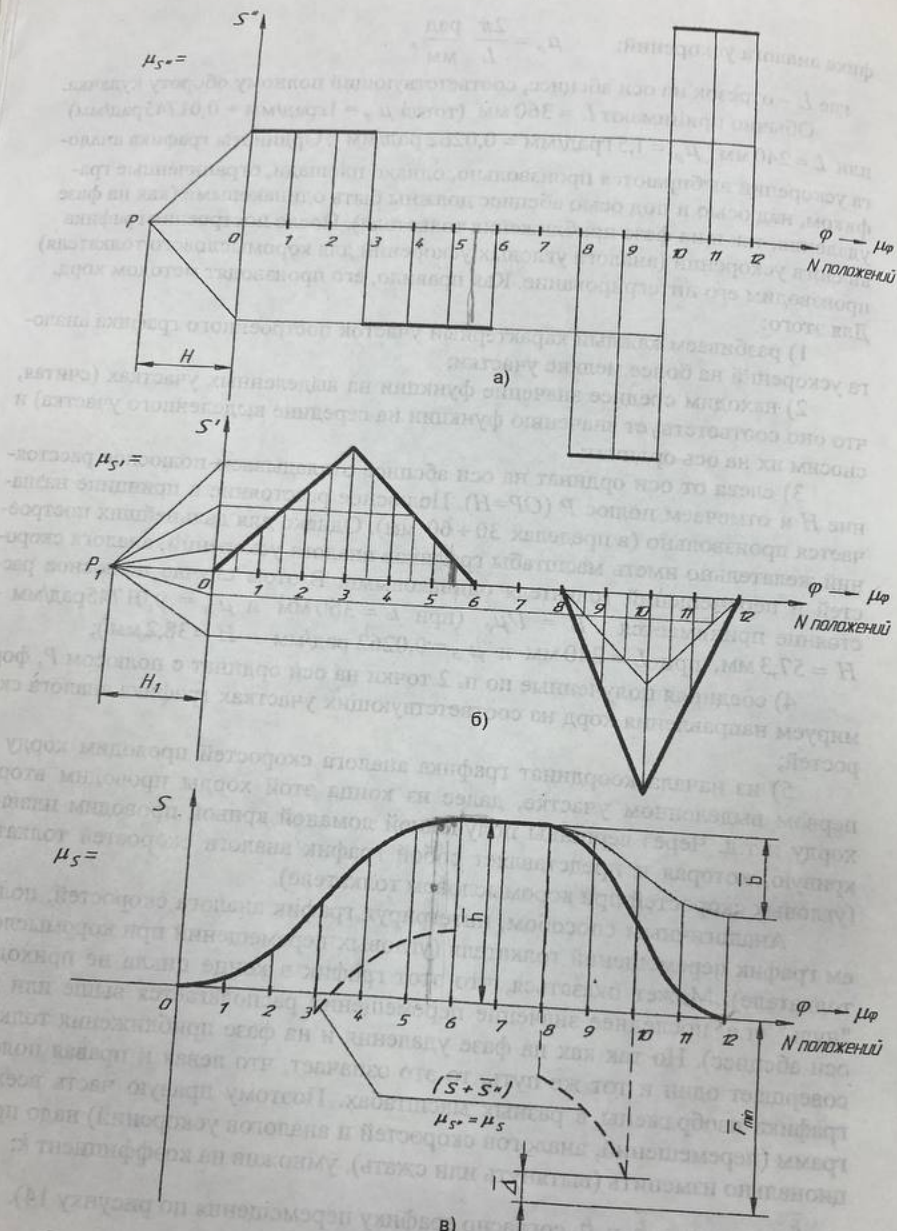


Рисунок 14 – Диаграммы движения толкателя кулачкового механизма

После построения и корректировки всех трех графиков определяем масштабы, в которых они построены:

а) масштаб графика перемещений (угловых перемещений)

$$\mu_s = \frac{h}{h}, \frac{\text{мм}}{\text{мм}}; \quad \mu_\psi = \frac{\psi^0 \cdot 0,01745}{h}, \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

где h - заданное перемещение толкателя, мм;

ψ^0 - заданное перемещение коромысла, град;

$\frac{1}{h}$ - максимальное значение функции на графике перемещений (угловых перемещений коромысла);

б) масштаб графика аналога скоростей (аналога угловых скоростей)

$$\mu_{s'} = \frac{\mu_s}{H_1 \cdot \mu_\phi}, \frac{\text{мм}}{\text{мм}}; \quad \mu_{\psi'} = \frac{\mu_\psi}{H_1 \cdot \mu_\phi}, \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

в) масштаб графика аналога ускорений (аналога угловых ускорений)

$$\mu_{s''} = \frac{\mu_{s'}}{H \cdot \mu_\phi}, \frac{\text{мм}}{\text{мм}}; \quad \mu_{\psi''} = \frac{\mu_{\psi'}}{H \cdot \mu_\phi}, \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

Если приняты рекомендации по параграфу 3 данного раздела

$\left(H = H_1 = \frac{1}{\mu_\phi} \right)$, то соответственно масштабы вычисляются следующим

образом:

$$\mu_s = \mu_{s'} = \mu_{s''} = \frac{h}{h}, \frac{\text{мм}}{\text{мм}};$$

$$\mu_\psi = \mu_{\psi'} = \mu_{\psi''} = \frac{\psi^0 \cdot 0,01745}{h}, \frac{\text{рад}}{\text{мм}}$$

3.2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ОКРУЖНОСТИ МИНИМАЛЬНОГО РАДИУСА КУЛАЧКА

Величина окружности минимального радиуса теоретического профиля кулачка для механизмов с роликовым толкателем определяется из условия отсутствия заклинивания, т.е. угол передачи движения не должен быть меньше заданного γ_{\min} . Для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем, имеющим плоскую тарелку, величина окружности минимального радиуса кулачка определяется из условия выпуклости его профиля. Рассмотрим определение окружности минимального радиуса для этих типов механизмов.

3.2.1 Кулачковый механизм с поступательно движущимся точечным или роликовым толкателем

Строим график зависимости аналога скорости толкателя от его перемещения $S' = f(S)$. Для этого на вертикальной оси отмечаем перемещение толкателя для n положений (обычно рассматривается 12 положений механизма). Из полученных точек вдоль горизонтальной оси в том же масштабе откладываем аналоги скоростей для соответствующих положений механизма. При этом на фазе удаления S' откладывается влево, а на фазе приближения – вправо, если угловая скорость кулачка (ω_1) направлена против часовой стрелки. Если угловая скорость кулачка направлена по часовой стрелке, то соответственно на фазе удаления толкателя S' откладывается вправо, а на фазе приближения влево. Через концы отрезков S' проводим плавную кривую. Проведя к этой кривой касательные под углом γ_{\min} (справа и слева), получаем разрешенную зону (незаштрихованная область на рисунке 15) для выбора центра вращения кулачка. Так как в задании требуется спроектировать механизм минимально возможных размеров, то центр вращения кулачка надо выбирать в разрешенной зоне как можно ближе к ее границам (обычно берут с небольшим запасом до 10%). При этом центр вращения кулачка берется на продолжении оси толкателя, если механизм центральный (r_{\min}), и на расстоянии эксцентриситета ($e = \frac{e}{\mu_L}$) от оси, если механизм внецентренный r_{\min} .

3.2.2 Кулачковый механизм с коромысловым роликовым толкателем

Построения приведены на рисунке 16. В произвольном положении рисунка нулевое положение коромысла в выбранном масштабе μ_L . Затем с учетом графика угла поворота коромысла $\psi = \psi(\varphi)$ строим остальные одиннадцать положений коромысла. При этом ход конца коромысла (по дуге) для каждого положения определится как $\bar{h}_i = \bar{L}_{\text{кором}} \cdot \psi_i$.

Из конца коромысла в каждом положении откладываем отрезки $(\bar{x}_i) = \bar{L}_{\text{кором}} \cdot \psi_i \cdot \mu_{\psi'}$, при этом в тех положениях, в которых кулачок и коромысло вращаются в одну сторону, эти отрезки откладываются на коромысле, а где кулачок и коромысло вращаются в разные стороны – на продолжении коромысла. Через концы отложенных отрезков проводим лучи (влево и вправо) под углом γ_{\min} к соответствующему положению коромысла.

Каждая такая пара лучей отделяет разрешенную для выбора центра вращения кулачка от запрещенной для соответствующего положения механизма.

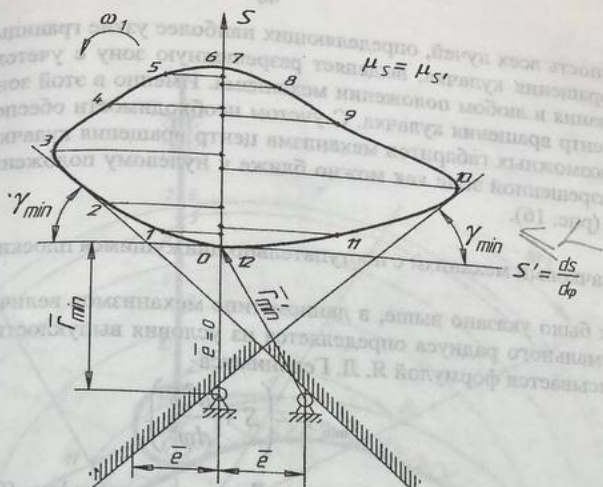


Рисунок 15 – К динамическому синтезу кулачкового механизма с поступательно движущимся роликовым толкателем

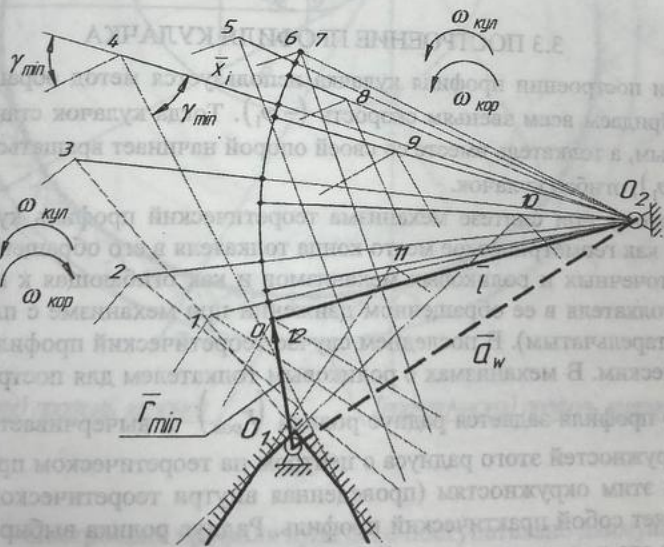


Рисунок 16 – К динамическому синтезу кулачкового механизма с коромысловым роликовым толкателем

Совокупность всех лучей, определяющих наиболее узкие границы для выбора центра вращения кулачка, выделяет разрешенную зону с учетом отсутствия заклинивания в любом положении механизма. Именно в этой зоне и надо выбирать центр вращения кулачка. С учетом необходимости обеспечения минимально возможных габаритов механизма центр вращения кулачка надо выбирать в разрешенной зоне как можно ближе к нулевому положению конца козырька (рис. 16).

3.2.3 Кулачковый механизм с поступательно движущимся плоским толкателем

Как было указано выше, в данном типе механизмов величина окружности минимального радиуса определяется из условия выпуклости кулачка, которое описывается формулой Я. Л. Геронимуса

$$r_{\min} > - \left(S + \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right).$$

Таким образом для определения r_{\min} строим график $(S+S'')$ в одном масштабе ($\mu_S = \mu_{S''}$) и с учетом знака. Величина r_{\min} выбирается как максимальная отрицательная величина этого графика с некоторым запасом Δ (см. рисунок 14).

3.3 ПОСТРОЕНИЕ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА

При построении профиля кулачка используется метод обращения движения. Придаем всем звеньям скорость $(-\omega_1)$. Тогда кулачок становится неподвижным, а толкатель вместе со своей опорой начинает вращаться со скоростью $(-\omega_1)$, огибая кулачок.

Поэтому при синтезе механизма теоретический профиль кулачка формируется как геометрическое место конца толкателя в его обратном движении для точечных и роликовых механизмов и как огибающая к положениям тарелки толкателя в ее обратном движении при механизме с плоским толкателем (тарельчатый). В последнем случае теоретический профиль совпадает с практическим. В механизмах с роликовым толкателем для построения практического профиля задается радиус ролика ($r_{\text{рол}}$) и вычерчивается n -е количество окружностей этого радиуса с центром на теоретическом профиле. Огибающая к этим окружностям (проведенная внутри теоретического профиля) представляет собой практический профиль. Радиус ролика выбирается произвольно, но его радиус не должен быть больше минимального радиуса кривизны теоретического профиля кулачка ($r_{\text{рол}} \leq \rho_{\min}$). Примеры построения профилей кулачков приведены на рисунках 17, 18, 19.

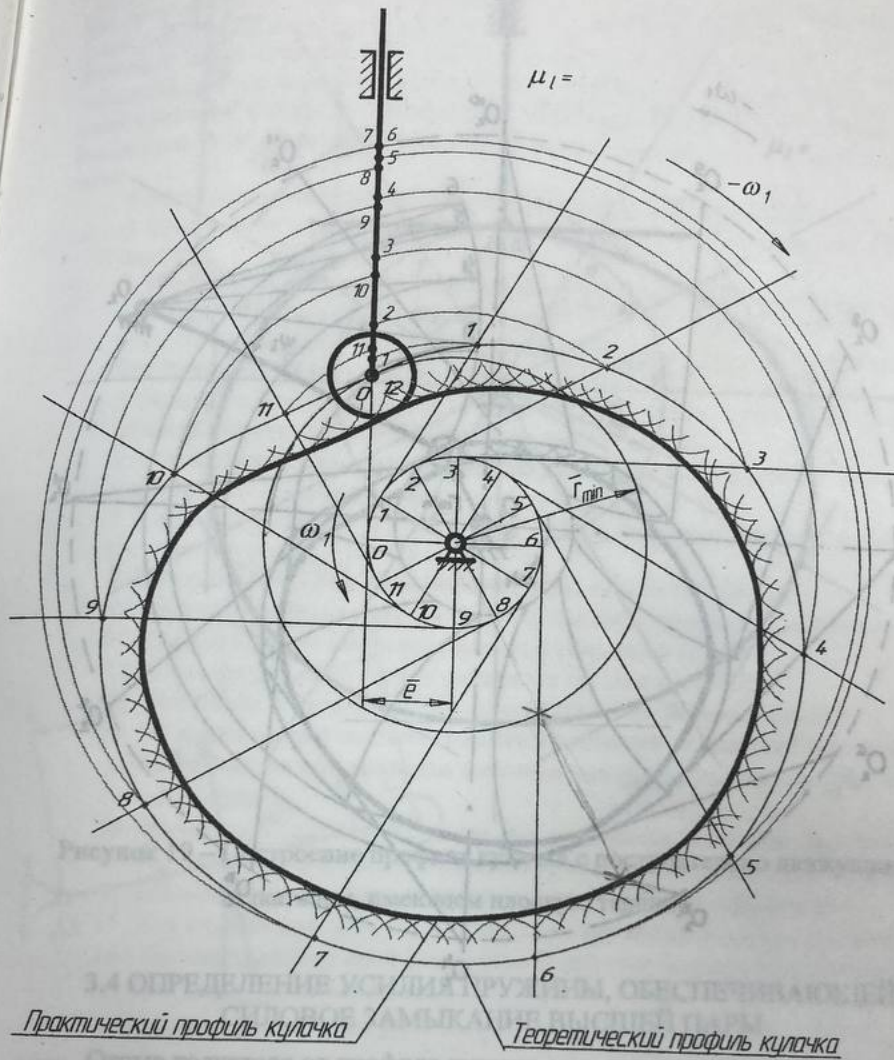


Рисунок 17 – Построение профиля кулачка с поступательно движущимся роликовым толкателем

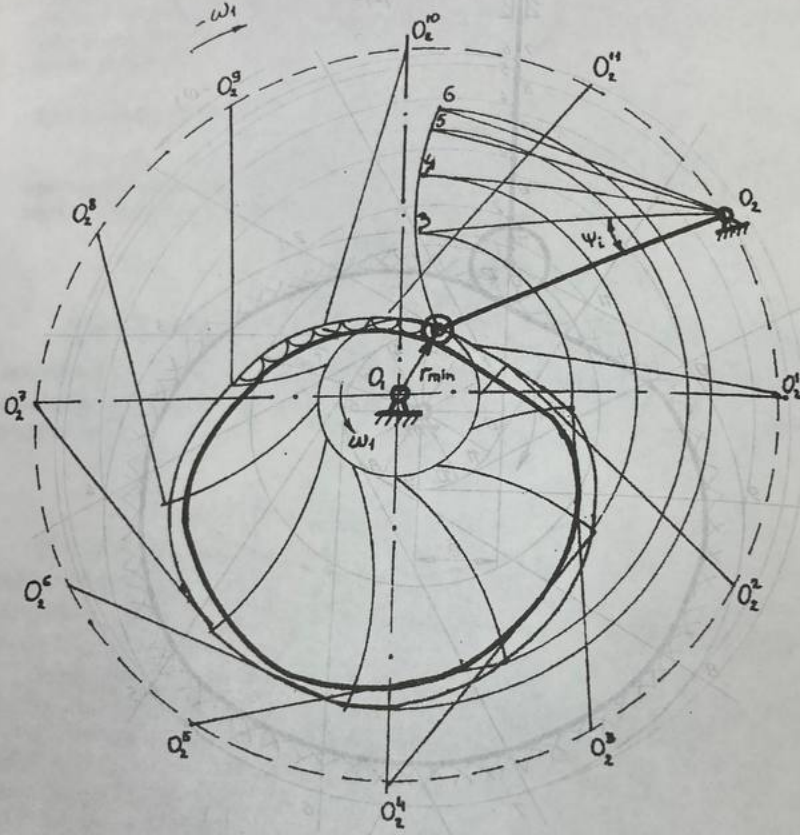


Рисунок 18 – Построение профиля кулачка с вращающимся толкателем, имеющим ролик на своем конце

Рисунок

3.4

Ото
действия
онного м
механиз
тора. Д
графика
аналога

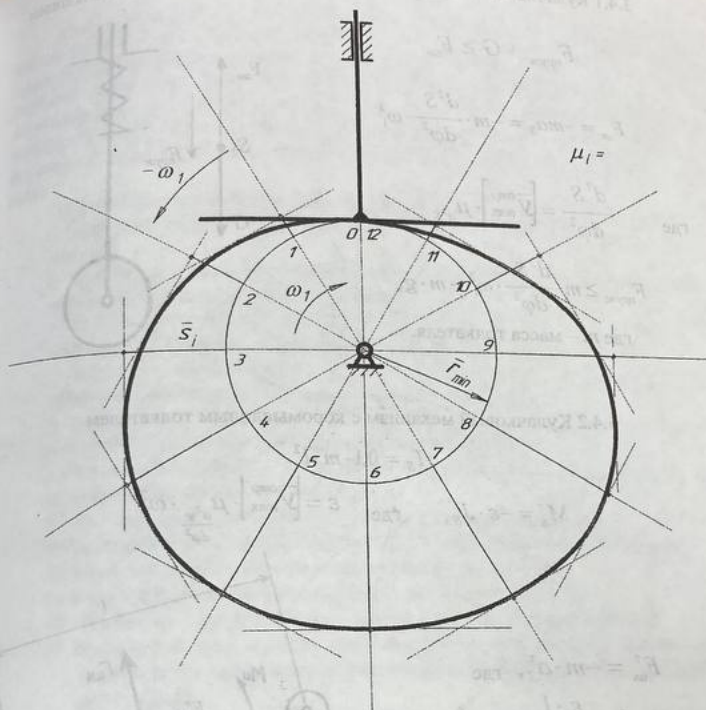


Рисунок 19 – Построение профиля кулачка с поступательно движущимся толкателем, имеющем плоскую тарелку

3.4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ ПРУЖИНЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ СИЛОВОЕ ЗАМЫКАНИЕ ВЫСШЕЙ ПАРЫ

Отрыв толкателя от профиля кулачка может произойти либо вследствие действия инерционной силы толкателя, либо вследствие действия его инерционного момента. Пружину следует подбирать так, чтобы во всех положениях механизма сила нажатия пружины была больше отрывающего силового фактора. Для определения наибольшей инерционной нагрузки берется та фаза графика ускорения (аналога ускорения), в которой отрицательное значение аналога ускорений будет большим по своему абсолютному значению $(\bar{Y}_{\max}^{\text{отп}})$.

3.4.1 Кулачковый механизм с поступательно движущимся толкателем

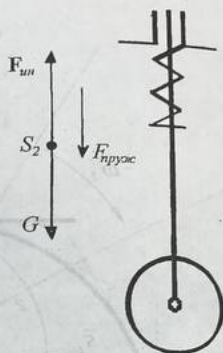
$$F_{\text{пруж}} + G \geq F_{\text{ин}}$$

$$F_{\text{ин}} = -ma_S = -m \cdot \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \cdot \omega_1^2$$

где

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \left[\frac{\overline{y}_{\text{omp}}}{\overline{y}_{\text{max}}} \right] \cdot \mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2}$$

$$F_{\text{пруж}} \geq m \cdot \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \cdot \omega_1^2 - m \cdot g,$$

где m – масса толкателя.

3.4.2 Кулачковый механизм с коромысловым толкателем

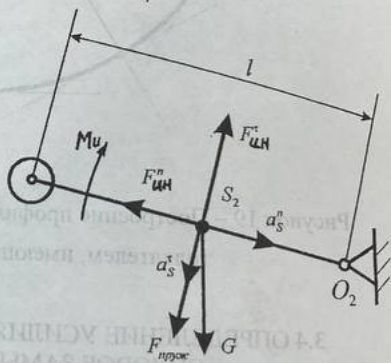
$$I_S = 0,1 \cdot m \cdot l^2$$

$$M_u = -\varepsilon \cdot J_S, \quad \text{где} \quad \varepsilon = \left[\frac{\overline{y}_{\text{omp}}}{\overline{y}_{\text{max}}} \right] \cdot \mu \frac{d^2 \psi}{d\varphi^2} \cdot \omega_1^2$$

$$F_{\text{ин}}^r = -m \cdot a_S^r, \quad \text{где}$$

$$a_S^r = \frac{\varepsilon \cdot l}{2}$$

$$G = m \cdot g.$$



Для определения усилия пружины составим уравнения моментов относительно точки O_2 :

$$\sum m_{O_2} = F_{\text{пруж}} \cdot \frac{l}{2} + G \cdot h_G - F_{\text{ин}}^r \cdot \frac{l}{2} - M_u = 0 \Rightarrow F_{\text{пруж}} = !$$