

ПРИДНЕСТРОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ
им. Т.Г.Шевченко

ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
КАФЕДРА МАШИНОВЕДЕНИЯ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ



ПРОЕКТИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ
МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ

Тирасполь, 2016

УДК

ББК

Составитель:

Л.Н. Руденко, ст. преп.

В.П. Юсюз, ст. преп.

Рецензенты:

В.И. Юрченко, кандидат технических наук, доцент (Приднестровский государственный университет)

А.М. Аритонов, директор ДООО «Молдавизолит РиО»

Проектирование кулачковых механизмов. Методическое пособие.
Составитель: Л.Н. Руденко, В.П. Юсюз – Тирасполь, 2016 – 2,8 п.л.

Методическое пособие содержит необходимые сведения о проектировании плоских кулачковых механизмов. Даны примеры расчета кулачковых механизмов и построения профилей кулачков.

Может использоваться при выполнении курсовой работы и подготовки по курсу «Теория механизмов и машин» студентами инженерных специальностей Приднестровского Государственного университета.

Рекомендовано научно-методическим советом ПГУ им. Т.Г. Шевченко.

© Составление:
Руденко Л.Н.
Юсюз В.П.,
2016

ВВЕДЕНИЕ

Кулачковые механизмы - плоские или пространственные механизмы с одной высшей кинематической парой, выполняющие самые разные функции, получившие широкое распространение в механизмах перемещения рабочих органов различных машин-автоматов, в устройствах подачи станков, механизмах газораспределения двигателей внутреннего сгорания и во многих других случаях, когда требуется получить возвратно-вращательное или возвратно-поступательное движение ведомого звена по заданному закону. Воспроизведение движения ведомого звена (толкателя) кулачковые механизмы осуществляют теоретически точно. Их ведущее звено называется кулачком.

Кулачковый механизм, в большинстве случаев, является составной частью проектируемой машины. Он может использоваться как основной, но чаще является вспомогательным механизмом для выполнения технологической операции, последовательность и продолжительность которой согласуется с движением звеньев основного механизма.

Поэтому проектирование кулачковых механизмов выполняется после того, как предварительно намечена общая компоновка машины, спроектированы ее рабочие органы, установлена продолжительность и последовательность выполнения элементов движения ведомого звена кулачкового механизма, выбран закон движения.

1 ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Кулачковым механизмом называется механизм, в состав которого входит кулачок-звено, которому принадлежит элемент высшей кинематической пары, выполненной в виде поверхности переменной кривизны.

Кулачковые механизмы применяются в тех случаях, когда перемещение, скорость и ускорение звена должны изменяться по заранее заданному закону, в частности, когда ведомое звено должно временно останавливаться при непрерывном движении ведущего звена. Профиль кулачка является своеобразной программой работы приводимых им в движение механизмов, что и определило чрезвычайно широкое применение кулачковых механизмов в самых разнообразных машинах.

Кулачковые механизмы, наряду с зубчатыми, являются наиболее распространенным видом передаточных механизмов в современных машинах. Двигатели внутреннего сгорания и дизели, паровые машины, гидравлические и паровые турбины, текстильные и полиграфические машины, пищевые и торговые автоматы, множество типов металлорежущих станков, приборы и счетные устройства.

К достоинствам кулачковых механизмов относятся:

- 1) воспроизведение почти любого закона движения ведомого звена путем соответствующего профилирования кулачка;
- 2) достижение высокой производительности за счет выбора закона движения ведомого звена;
- 3) быстрое изменение закона движения ведомого звена за счет применения быстросменных кулачков;
- 4) получение малых габаритов механизма;
- 5) простота выполнения согласованной работы нескольких механизмов в машинах-автоматах.

К недостаткам кулачковых механизмов относят:

- 1) значительные величины удельных давлений на поверхности соприкосновения звеньев, образующий высшие кинематические пары и, как следствие, повышенный износ трущихся поверхностей и уменьшение долговечности механизмов;
- 2) возможность возникновения ударов при большой скорости движения ведомого звена, в особенности, если предусмотрено только силовое замыкание;
- 3) сложное изготовление профиля кулачка.

2 ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Выходное звено кулачковых механизмов, как правило, совершает возвратное движение. Прямолинейно движущееся звено механизма называют толкателем, а вращающееся (качающееся) - коромыслом.



Рис. 2.1. Схема плоских кулачковых механизмов.

Толкатель с острием применяется в кулачковых механизмах приборов, где действуют небольшие усилия. Для уменьшения контактных напряжений и износа выходное звено может снабжаться роликом, грибом, тарелкой.

Постоянное соприкосновение звеньев в высшей паре обеспечивается силовым или геометрическим замыканием. При силовом замыкании (рисунок 2.1) постоянное прижатие звеньев происходит под действием пружины, силы тяжести, силы давления и т. д. одним из наиболее распространенных способов геометрического замыкания является.

3 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Под синтезом понимают создание кинематической схемы механизма отвечающей поставленным требованиям, в частности, заданным кинематическим характеристикам движения ведомого звена, возможно меньшим габаритам, динамическим требованиям, соответствию конструкторских и технологических требований.

Эта задача делится на следующие этапы:

- 1) выбор принципиальной схемы;
- 2) выбор закона движения ведомого звена;
- 3) определения основных размеров, характеризующих габариты механизма, т.е. радиус начальной окружности, эксцентриситет e начального положения толкателя (рис. 3.1), а для механизма с коромыслом (рис. 3.2) межосевого расстояния и начального угла;
- 4) определение размеров теоретического профиля кулачка;
- 5) выбор радиуса ролика толкателя с учетом радиуса кривизны теоретического профиля кулачка;
- 6) определение размеров рабочего профиля кулачка.

Результаты синтеза служат основой для последующей конструктивной и технологической проработки кулачкового узла машины или прибора.

Для решения задачи синтеза кулачкового механизма используются следующие исходные данные:

- 1) максимальное перемещение ведомого звена (рис. 3.1);
- 2) фазовые углы поворота кулачка: удаления, дальнего стояния, возвращения;
- 3) закон движения кулачка;
- 4) закон движения ведомого звена;
- 5) допустимый угол давления.

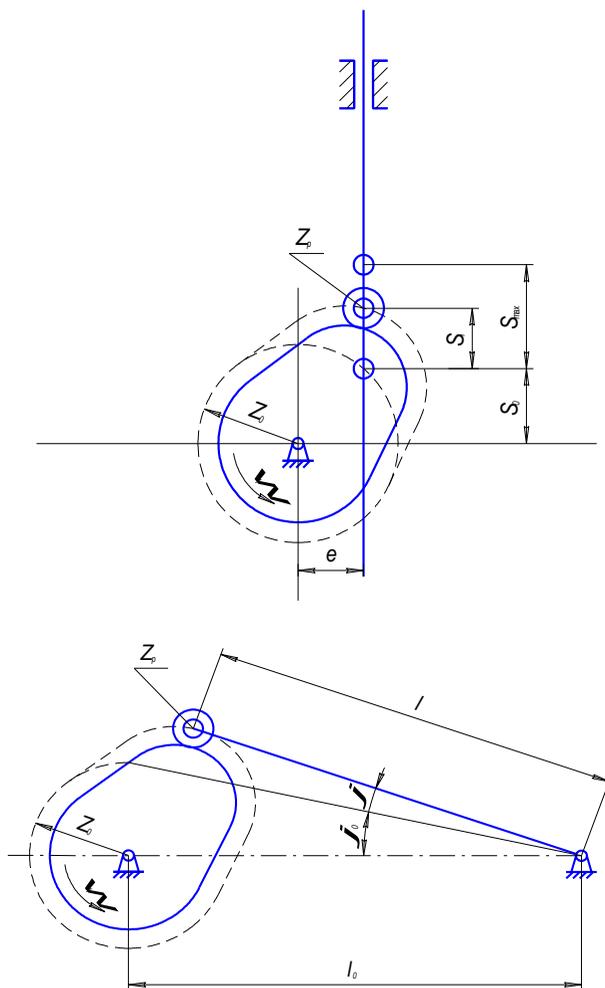


Рис. 3.1. Максимальное перемещение ведомых звеньев.

Кинематическая схема механизма, величина хода ведомого звена и фазовые углы поворота кулачка определяются требованиями технологических операций, выполняемых машиной в производственном процессе.

Закон движения кулачка при выбранной схеме механизма определяется условиями работы машины. В большинстве случаев кулачок вращается равномерно с заданной угловой скоростью.

Закон движения ведомого звена является исходным при профилировании кулачка. Он влияет не только на выполняемую технологическую операцию, но и на динамику кулачкового механизма. Теоретически кулачковый механизм может осуществить любой закон движения толкателя, но на практике используются такие законы движения, которые обеспечивают более простую технологию изготовления кулачка и удовлетворяют кинематическим и динамическим требованиям. Одно из таких требований – отсутствие удара который возникает при бесконечно большом ускорении (мгновенном изменении скорости толкателя).

Учитывая последнее обстоятельство, закон движения толкателя задается чаще всего в виде функции ускорения или его аналога. Допустимый угол давления и допустимую кривизну профиля устанавливают на основе анализа кулачкового механизма. Основные размеры обычно определяют из условия получения механизма с наименьшими габаритами. Главной задачей этого этапа проектирования является аналитическое или графическое определение размеров кулачкового механизма на основе максимального угла давления, а для механизма с плоским толкателем – минимального радиуса кривизны профиля кулачка.

Выбор этих величин в качестве отправных критериев позволяет однозначно определить основные размеры механизма:

- 1) наименьший радиус начальной шайбы кулачка;
- 2) размер стойки;
- 3) эксцентриситет.

4 ЗАКОН ДВИЖЕНИЯ ВЕДОМОГО ЗВЕНА

В таблице 4.1 приводятся некоторые законы движения ведомого звена, применяемые при проектировании кулачковых механизмов.

Если угловая скорость кулачка $\omega_1 = const$, то скорость и ускорение толкателя коромысла определяется следующим образом:

$$v = \frac{dS}{dt} = \omega \frac{dS}{d\varphi}; v = \frac{d\psi}{dt} = \omega \frac{d\psi}{d\varphi};$$
$$w = \frac{d^2S}{dt^2} = \omega^2 \frac{d^2S}{d\varphi^2}; w = \frac{d^2\psi}{dt^2} = \omega^2 \frac{d^2\psi}{d\varphi^2}$$

где S - перемещение толкателя;

ψ - перемещение коромысла;

φ - угол поворота кулачка.

Проанализируем законы движения для прямолинейного движущего толкателя, наиболее часто применяемые на практике. Обозначим ход толкателя через φ_y .

Для кулачкового механизма с вращающим толкателем следует во все формулы в место h подставлять произведение $\psi \cdot l$,

где l - длина коромысла;

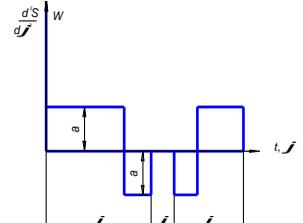
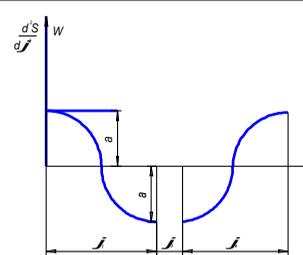
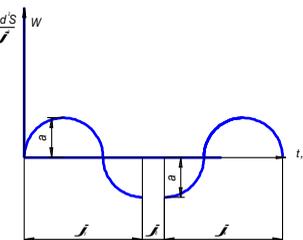
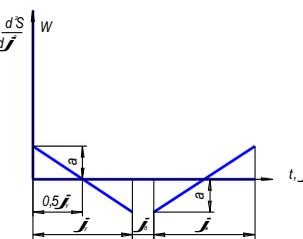
ψ - угол размаха коромысла.

Закон постоянных ускорений применяют при проектировании кулачков распределительных механизмов двигателей. При этом законе толкатель сначала движется равноускоренно, затем равнозамедленно.

Положениям мгновенного изменения величины и направления ускорения соответствуют мгновенные изменения силы инерции, которые также проявляются в виде удара. Однако эти удары гораздо менее опасны и поэтому получили название мягких ударов. Благодаря упругости звеньев мягкий удар еще более ослабляется. При проектировании кулачкового механизма по синусоидальному закону движения (B) механизм не испытывает ни жестких, ни мягких ударов. Синусоидальный закон движения приме-

няют при проектировании кулачковых механизмов быстроходных машин, в которых масса толкателя невелика.

Таблица 4.1. Основные законы движения толкателя.

| Наименование закона движения на фазе удаления | График ускорения или его аналога | Характеристика закона |
|--|---|-----------------------|
| <p>А. Постоянное ускорение</p> $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = \pm a$ |  | Мягкие удары |
| <p>Б. Закон косинусовиды</p> $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = a \cos \frac{\varphi}{\varphi}$ |  | Мягкие удары |
| <p>В. Закон синусовиды</p> $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = a \sin \frac{2\varphi}{\varphi}$ |  | Удары отсутствуют |
| <p>Г. Разноубывающее ускорение</p> $\frac{d^2S}{d\varphi^2} = a \left(1 - \frac{\varphi}{0,5\varphi}\right)$ |  | Мягкие удары |

Из таблицы 4.1 видно, что в зависимости от закона движения кулачкового механизма могут работать жесткими или мягкими ударами, либо без ударов. Для того, чтобы кулачковые механизмы не испытывали жестких ударов, необходимо выполнять в начале удаления толкателя следующие условия:

при $\varphi = 0; \frac{dS}{d\varphi} = 0; S = 0,$ которые называются начальными условиями.

Начальные и конечные условия дают возможность определить постоянные интегрирования функции аналогов ускорения

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = a \frac{d^2 S}{d\varphi^2} \quad (\Gamma)$$

a - постоянная величина функции $\frac{d^2 S}{d\varphi^2}$, которая зависит от величины хода h , угла поворота кулачка за время удаления толкателя от центра φ_y коэффициента (Д).

Конечные условия для законов (В, Г, Д) следующие: при $\varphi = \varphi_y, S = h.$

5 АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ ВЕДОМОГО ЗВЕНА

В проектировании начинают с получения аналитических зависимостей, описывающих закон движения толкателя. С этой целью закон изменения аналога ускорения интегрируют и определяют закон изменения аналога скоростей, еще раз интегрируют и получают закон перемещения толкателя. Постоянные интегрирования определяют из начальных условий на границах участков фаз удаления φ_y и возвращения толкателя φ_e .

5.1 Параболический закон движения (закон постоянных ускорений)

При удалении толкателя кулачкового механизма на величину h ускорение остается постоянным по участкам за время поворота кулачка на угол φ_y (закон А, таблица 4.1, рисунок 5.1).

$$\frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \frac{w}{\omega^2} = \pm a = const \quad (5.1)$$

Углы φ'_y и φ''_y , в пределах которых положительное и отрицательное ускорение для фазового угла φ_y остается постоянными, могут быть различными, т.е. $\varphi_y = \varphi''_y + 0,5 \cdot \varphi''_y$

Последовательно интегрируя дважды выражение (5.1) при изменении угла φ , в пределах $0 < \varphi < \varphi'_y$ и в пределах $\varphi'_y < \varphi < \varphi''_y$.

$$\frac{dS}{d\varphi} = a\varphi + c_1 \quad (5.2)$$

$$S = \frac{d\varphi^2}{2} + c_2\varphi \quad (5.3)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = -a\varphi + c_3 \quad (5.4)$$

$$S = -\frac{d\varphi^3}{2} + c_3\varphi + c_4 \quad (5.5)$$

Начальные условия для определения постоянных интегрирования при изменении угла в пределах

$$0 < \varphi < 0,5\varphi_y :$$

$$\varphi = 0; \quad \frac{dS}{d\varphi} = 0; \quad S = 0 \quad (5.6)$$

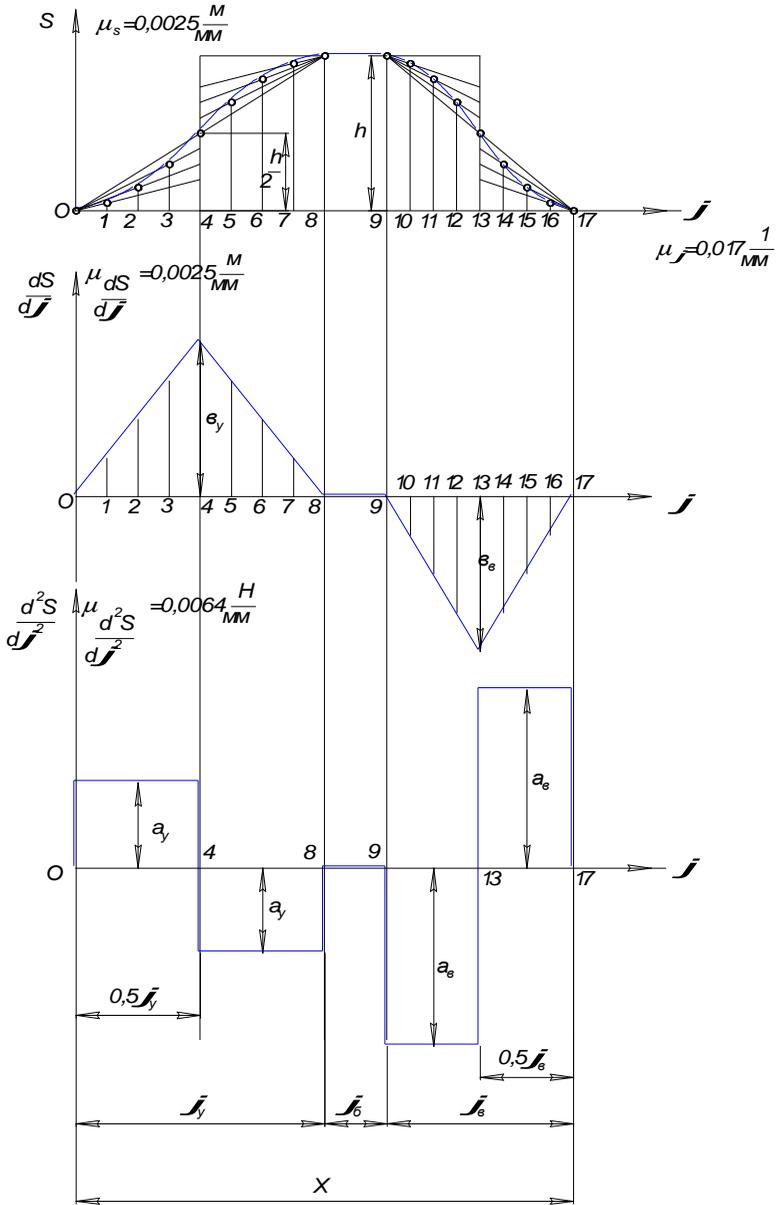


Рис. 5.1. Закон постоянных ускорений.

При этих условиях обе постоянных интегрирования обращаются в нуль:

$$c_1 = 0; \quad c_2 = 0.$$

Начальные условия для определения постоянных интегрирования при изменении угла φ в пределах

$$0,5\varphi_y < \varphi < \varphi_y :$$

$$\varphi = 0,5\varphi_y; \quad \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_I = \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{II}, \quad S_I = S_{II} \quad (5.7)$$

При этих условиях получают

$$\frac{d\varphi_y}{2} = -\frac{d\varphi_y}{2} + c_3, \quad \text{откуда } c_3 = a\varphi_y; \quad (5.8)$$

$$\frac{d\varphi_y}{8} = -\frac{d\varphi_y^2}{8} + \frac{d\varphi_y^2}{2} + c_4, \quad \text{откуда } c_4 = -\frac{a\varphi_y^2}{4} \quad (5.9)$$

Постоянную a определяют по формуле (5.5) для конечных значений $\varphi = \varphi_y$ и $S = h$. С учетом формул (5.8) и (5.9) получают, что на участке:

$$0 < \varphi < 0,5\varphi_y,$$

$$\frac{w}{\omega^2} = a_y = \frac{4h}{\varphi_y^2} \quad (5.10), \quad \text{а на участке } 0,5\varphi_y < \varphi < \varphi_y \quad a_y = -\frac{4h}{\varphi_y^2}, \quad a_s = \frac{4h}{\varphi_y^2} \quad (5.11)$$

Формулы (5.2) и (5.5) можно записать теперь в следующем виде:

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{4h}{\varphi_y^2} \varphi \quad (5.12)$$

$$S = \frac{4h}{\varphi_y^2} \frac{\varphi^2}{2} \quad (5.13)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = -\frac{4h}{\varphi_y^2} \varphi + \frac{4h}{\varphi_y} \quad (5.14)$$

$$S = -\frac{4h}{\varphi_y^2} \frac{\varphi^2}{2} + \frac{4h}{\varphi_y^2} \varphi - h \quad (5.15)$$

Максимальных аналогов скорости при $\varphi = 0,5\varphi_y$:

$$b_y = \frac{v_{y\max}}{w} = \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\max} = \frac{2h}{\varphi_y} \quad (5.16)$$

$$b_\epsilon = \frac{2h}{\varphi_\epsilon} \quad (5.17)$$

При построении графика $S = S(\varphi)$ можно использовать либо графический метод построения параболы, либо расчетный.

5.2 Синусоидальный закон движения

Изменение аналога ускорения ведомого звена задается по синусоидальному закону (таблица 4.1, закон Б, рис. 5.2).

$$\frac{w}{\omega^2} = \frac{d^2S}{d\varphi^2} = a \sin \frac{\pi}{\varphi_y} \varphi \quad (5.18)$$

Последовательно интегрируя, получаем для фазы удаления:

$$\frac{dS}{d\varphi} = -\frac{a\varphi_y}{2\pi} \cos \frac{2\pi}{\varphi_y} \varphi + c_1 \quad (5.19)$$

$$S = -\frac{a\varphi_y^2}{4\pi^2} \sin \frac{2\pi}{\varphi_y} \varphi + c_1\varphi + c_n \quad (5.20)$$

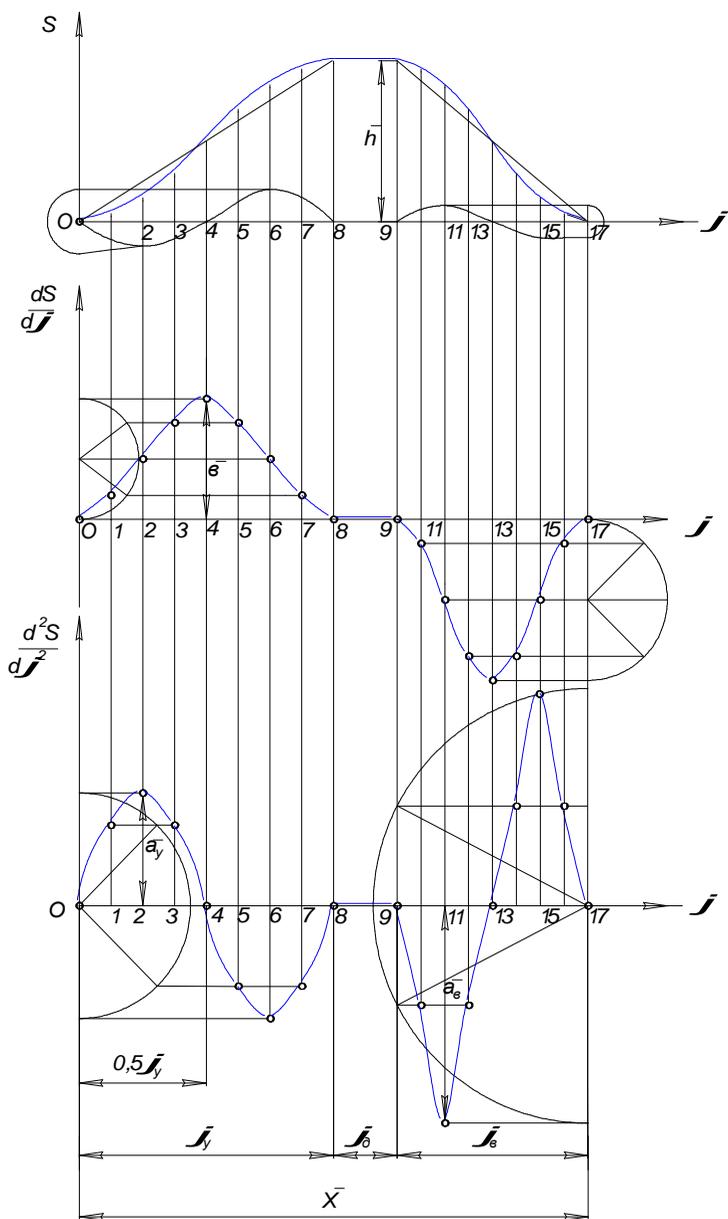


Рис. 5.2. Синусоидальный закон движения.

Постоянные интегрирования c_1 и c_2 определяем из начальных условий:

$$\varphi = 0; \quad \frac{dS}{d\varphi} = 0; \quad S = 0;$$

$$c_1 = \frac{a\varphi_y}{2\pi}; \quad c_2 = 0 \quad (5.21)$$

Благодаря тому, что ускорение, скорость и перемещение толкателя в пределах угла φ_y , являются непрерывными функциями, максимальный аналог ускорения определяем из конечных условий:

$$\varphi = \varphi_y; \quad S = h; \quad a = \frac{2\pi h}{\varphi_y^2} \quad (5.22)$$

Подставляя найденные значения c_1, c_2, a , получаем:

$$dS = -\frac{h}{\varphi_y} \cos \frac{2\pi}{\varphi_y} \varphi + \frac{h}{\varphi_y}; \quad (5.23)$$

$$S = -\frac{h}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\varphi_y} \varphi + -\frac{h}{\varphi_y} \varphi \quad (5.24)$$

Максимальный аналог скорости из (5.23) при $\varphi = 0,5\varphi_y$ будет

$$b_y = \frac{v_{\max}}{\omega} = \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\max} = \frac{2h}{\varphi_y} \quad (5.25)$$

Максимальный аналог ускорения определяем из (5.18) и (5.22) при $\varphi = 0,25\varphi_y$

$$a_y = \frac{w_{\max}}{\omega^2} = \left(\frac{d^2S}{d\varphi^2} \right)_{\max} = 2\pi \frac{h}{\varphi_y^2} \quad (5.26)$$

Для фазы возвращения толкателя справедливы те же формулы, только φ_y , заменяют на φ_e , т.е.

$$b_6 = \frac{2h}{\varphi_6} \quad (5.27)$$

$$a_6 = 2\pi \frac{h}{\varphi_6^2} \quad (5.28)$$

При построении всех трех графиков можно использовать либо графические методы построения данных кривых, либо расчетные.

5.3 Косинусоидальный закон движения

Изменение аналога ускорения ведомого звена задается по косинусоидальному закону (закон В, рис. 5.3):

$$\frac{w}{\omega^2} = \frac{d^2 S}{d\varphi^2} = a \cos \frac{\pi}{\varphi_y} \varphi \quad (5.29)$$

После двукратного интегрирования и определения постоянных c_1, c_2, a по тем же условиям, что и при синусоидальном законе (см. раздел 5.2) получаем:

$$d^2 S = \frac{\pi}{2} \frac{h}{\varphi_y^2} \cos \frac{\pi}{\varphi_y} \varphi \quad (5.30)$$

$$\frac{dS}{d\varphi} = \frac{\pi}{2} \frac{h}{\varphi_y} \sin \frac{\pi}{\varphi_y} \varphi \quad (5.31)$$

$$S = -\frac{h}{2} \cos \frac{\pi}{\varphi_y} \varphi + \frac{h}{2} \quad (5.32)$$

Построение этих функций графическими методами показано на рис. 5.3. Максимальный аналог ускорения при

$$\varphi = 0, \quad \varphi = \varphi_y; \\ a_y = \frac{w_{\max}}{\omega^2} = \left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_{\max} = \frac{\pi^2}{2} \frac{h}{\varphi_y^2} \quad (5.33)$$

Максимальный аналог скорости при $\varphi = 0,5\varphi_y$:

$$b_y = \frac{v_{\max}}{\omega} = \left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\max} = \frac{\pi}{2} \frac{h}{\varphi_y} \quad (5.34)$$

На фазе возвращения справедливы эти же формулы, только φ_y замечают на φ_s :

$$a_s = \frac{\pi^2}{2} \frac{h}{\varphi_s} \quad (5.35)$$

$$b_s = \frac{\pi}{2} \frac{h}{\varphi_s^2} \quad (5.36)$$

6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

Прежде чем строить профиль кулачка, необходимо определить некоторые размеры кулачкового механизма: минимальные: минимальный радиус профиля кулачка r_0 , межцентровое расстояние, смещение (эксцентриситет) e и другие размеры.

Иногда при определении основных размеров кулачкового механизма можно исходить из конструктивных соображений (например, выбираешь основные размеры в зависимости от диаметра вала, на который устанавливают кулачок, или от размера втулки кулачка и т.п.). Указанные размеры, в свою очередь, выбираются на основании прочностных расчетов кулачкового вала или из условий изготовления и эксплуатации машины.

Следует учитывать, что с увеличением угла давления при прочих постоянных параметрах возрастают нагрузки в кинематических парах механизма, это приводит к повышенному износу, уменьшению размеров и т.д. Поэтому основные размеры механизма следует определять графическим или аналитическим по заданному наибольшему углу давления $\gamma_{\text{дон}}$. При определении основных размеров кулачкового механизма необходимо, чтобы углы давления $\gamma_{\text{мин}}$ не превосходили предельного допустимых значений $\gamma_{\text{мин}} \leq \gamma_{\text{дон}}$

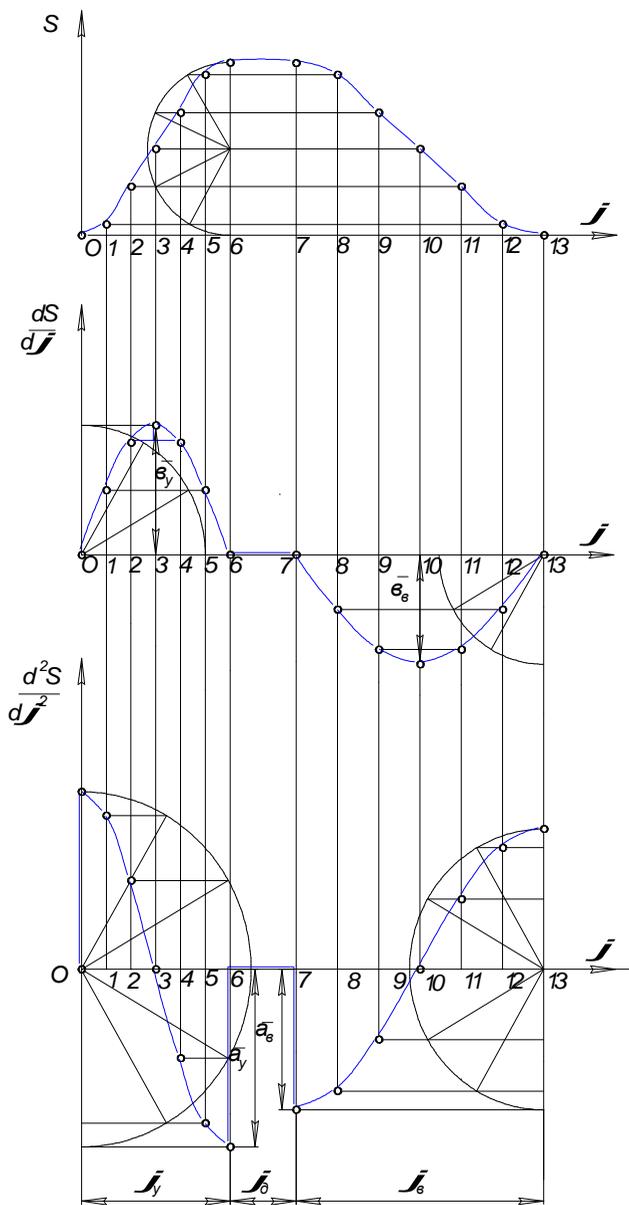


Рис. 6. Косинусоидальный закон движения.

6.1. Определение минимального радиуса кулачка кулачкового механизма с роликовым толкателем

Определить радиус профиля кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем, оканчивающимся острием. Пусть при этом известны допустимый угол давления γ^{\min} и аналог скорости $\frac{dS}{dt}$. Кулачок вращается против часовой стрелки.

Для определения минимального размера r_0 центрального профиля кулачка строим диаграмму перемещения как функцию аналога скорости на фазе удаления и возвращения. (рисунок 6.1.1, 6.1.2). Причем масштабы вдоль осей координат должны быть одинаковы.

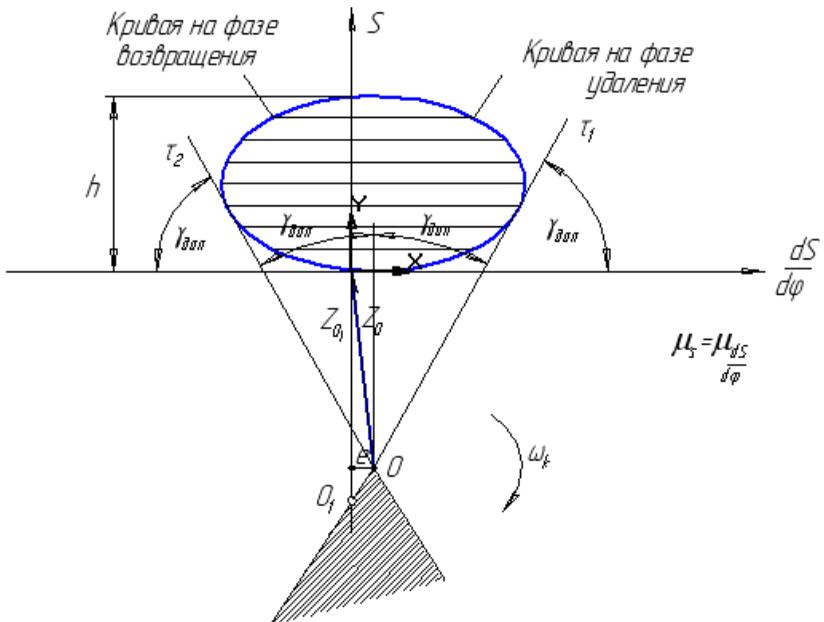


Рис. 6.1. Определение минимального радиуса кулачка с толкателем.

По оси S откладывают перемещение толкателя, по оси $\frac{dS}{d\varphi}$

соответствующие аналоги скоростей. Максимальное перемещение толкателя равно ходу h .

На фазе удаления аналоги скоростей откладывают вправо, а на фазе возвращения—влево, если кулачок вращается по часовой стрелке, концы аналогов скоростей соединяют плавной кривой, получают диаграмму.

Далее проводят две касательные τ_1 и τ_2 к диаграмме под углом $\gamma_{дон}$. В заштрихованной области за ось кулачка можно взять любую точку, при этом угол давления для всех положений кулачка будет меньше допустимого угла давления. Точка пересечения касательных τ_1 и τ_2 определяет положение оси кулачка O , при котором радиус r_0 базовой окружности центрального кулачка будет минимальным. Одновременно определяется величина эксцентриситета e , в этом случае ось кулачка следует поменять в точке O_1 . При этом габариты несколько возрастут (r_0 увеличится до r_1).

6.2. Определение минимального радиуса кулачка кулачкового механизма с вращающимся толкателем

Определение минимального радиуса кулачка с вращающимся толкателем аналогично, но при построении перемещения толкателя откладывается не на прямой, а на дуге протяженностью h :

$h = l_{BO_2} \phi$, где l_{BO_2} — длина ведомого звена;

ϕ — полный угол отклонения ведомого звена от начального положения.

Величины аналогов скорости $\frac{dS}{d\varphi}$ откладывают в каждой точке дуги по направлению ее радиуса (рис. 6.2)

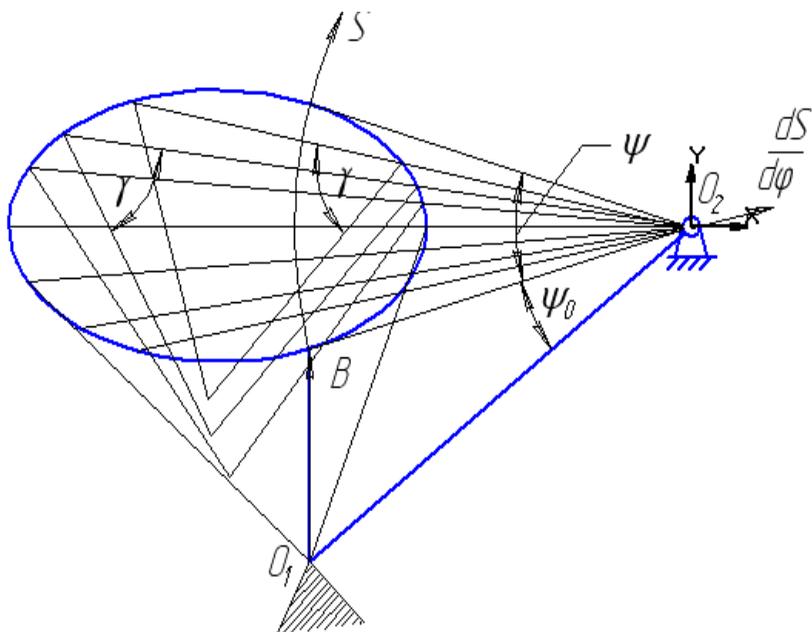


Рис. 6.2. Определение минимального радиуса кулачка с вращающимся толкателем.

Вращая кулачок по часовой стрелке, аналоги скорости при подъеме коромысла поворачивают в сторону вращения кулачка до совпадения с коромыслом в данном положении и откладывают оси дуги. Концы аналогов скорости соединяют главной кривой. Кроме того, вместо построения касательной к диаграмме проводят прямые, наклонные к концам аналогов скоростей под углом $\gamma_{дон}$. За ось кулачка может быть взята любая точка заштрихованной области. Кулачковый механизм будет иметь минимальные размеры, если за ось взята точка O_1 . По рисунку 6.2 определяют искомые величины: $\phi_0, O_1O_2, O_1B = r_0$.

Длину коромысла l и величины $\frac{dS}{d\phi}$ при построении данной диаграммы в одном масштабе.

6.3 Примеры проектирования кулачковых механизмов различных типов

Пример 1. Проектирование кулачкового механизма с поступательно движущимся роликовым толкателем рис. 6.3.1, 6.3.2).

Задан закон 2 движения ведомого звена по таблице 3.1.

Фазовые углы поворота:

$$\varphi_y = 90^\circ, \quad \varphi_o = 30^\circ, \quad \varphi_e = 60^\circ.$$

Ход толкателя $h = 0,06$ м и допустимый угол давления $\alpha_{дон} = 30^\circ$. Кулачок вращается по часовой стрелке.

Проектирование начнем с построения диаграммы аналогов ускорений $d^2S/d\varphi^2 = f(\varphi)$ (рис.3.2). Для этого путем интегрирования найдем выражения максимальных аналогов ускорений $a_{y(e)}$ и скоростей $b_{y(e)}$.

Для данного закона движения определим максимальное значение аналогов ускорений на фазах удаления и возвращения:

$$a_y = \frac{4h}{\varphi_y^2} = \frac{4 \cdot 0,06}{(\pi/2)^2} = 0,097 \text{ м}; \quad a_e = \frac{4h}{\varphi_e^2} = \frac{4 \cdot 0,06}{(\pi/3)^2} = 0,222 \text{ м}.$$

Определим масштаб по оси абсцисс (ось φ):

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_p}{\tilde{x}} = \frac{\pi}{180} = 0,017 \text{ рад/мм},$$

$$\text{где } \varphi_p = \varphi_y + \varphi_o + \varphi_e = \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{6} + \frac{\pi}{3} = \pi \text{ рад}.$$

\tilde{x} — произвольно выбранный отрезок, пропорциональный углу φ_p , в мм.

Отрезок x делим на части, пропорциональные углам φ_y , φ_o и φ_e . Выберем масштаб по оси ординат $d^2S/d\varphi^2$. Для этого примем $\bar{a}_y = 15$ мм.

$$\text{Получим масштаб } \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{a_y}{\bar{a}_y} = \frac{0,097}{15} = 0,0064 \text{ м/мм}.$$

$$\text{Тогда } \bar{a}_\epsilon = \frac{a_\epsilon}{\mu \frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{0,222}{0,0064} = 34,4 \text{ мм.}$$

Построение диаграммы аналога ускорений ясно из рис. 3.2.

Для построения диаграммы аналога скоростей найдем значения максимальных аналогов скоростей:

$$b_y = \frac{2h}{\varphi_y} = \frac{2 \cdot 0,06}{\pi/2} = 0,076 \text{ м}; \quad b_\epsilon = \frac{2h}{\varphi_\epsilon} = \frac{2 \cdot 0,06}{\pi/3} = 0,115 \text{ м.}$$

Выберем масштаб по оси ординат:

$$\mu \frac{dS}{d\varphi} = \frac{b_y}{b_y} = \frac{0,076}{30} = 0,0025 \text{ м/мм.}$$

$$\text{Тогда } \bar{b}_\epsilon = \frac{b_\epsilon}{\mu \frac{dS}{d\varphi}} = \frac{0,115}{0,0025} = 46 \text{ мм.}$$

Построение диаграммы ясно на рис.3.2.

Для построения графика перемещений в конце отрезков $0,5\varphi_y$ и φ_y восставляем ординаты и откладываем $0,5\bar{h}$ и h в масштабе $\mu_s = \mu \frac{dS}{d\varphi} = 0,0025 \text{ м/мм.}$

$$\text{Тогда } \bar{h} = \frac{h}{\mu_s} = \frac{0,06}{0,0025} = 24 \text{ мм.}$$

Кривые перемещений на участках φ_y и φ_ϵ представляют собой две сопряженные параболы, которые строят графическим способом (рис.3.2).

Определяем минимальный радиус профиля кулачка r_0 (рис.3.1). Для этого строим диаграмму $S = S(dS/d\varphi)$ методом

исключения угла поворота кулачка. Масштабы по осям координат должны быть одинаковыми. По оси ординат откладываем положение S центра ролика, а согласно диаграмме перемещений, а по оси абсцисс откладываем величины $dS/d\varphi$, взятые из графика аналогов скоростей, предварительно повернув их на угол 90° в сторону вращения кулачка. К диаграмме проведем две касательные справа и слева под заданным допустимым углом давления $\alpha_{дон} = 30^\circ$ ($\gamma_{шт} = 60^\circ$).

Найдем точку их пересечения O_1 . Приняв эту точку за центр вращения кулачка, получим наименьший радиус теоретического (центрового) профиля кулачка $r_0 = \overline{O_1 A_0} \cdot \mu_s$, при котором угол давления не выходит за допустимые пределы.

Расстояние от точки O_1 до направления движения толкателя равно смещению e .

Для построения теоретического профиля (рис. 3.1, б) проводим в выбранном масштабе окружность $r_0 = O_1 A_0$ и окружность радиусом смещения e . Построение ведем в положении начала подъема толкателя, используя метод обращения движения:

1) Через нижнее положение острия толкателя A_0 проводим касательную в нужном направлении эксцентриситета к окружности смещения и на этой касательной откладываем перемещения $A_0 A_1 = s_1$, $A_0 A_2 = s_2$ и т.д., взятые с диаграммы перемещения (рис.3.1). Получим ряд последовательных положений точки A (A_0, A_1, A_2 и т.д.).

2) Делим окружность радиуса r_0 на части, пропорциональные углам $\varphi_y, \varphi_\delta, \varphi_\epsilon$ и φ_σ , отсчитываем от радиуса $O_1 A_0$ в направлении, обратном вращению кулачка.

3) Дуги окружности r_0 , соответствующие углам φ_y и φ_ϵ , делим на n равных частей и через точки деления проводим касательные к окружности радиуса e .

4) Для построения теоретического профиля кулачка из центра

O_1 через точки A_1, A_2 и т.д. проводим дуги до пересечения с соответствующими касательными.

5) Соединяя последовательно найденные точки пересечения, получим теоретический профиль.

6) Теоретический профиль на участках φ_0 и φ_6 очерчивается дугами окружности с центром в точке O_1 .

Определение радиуса ролика проводим методом проб, т.е. находим участок с наибольшей кривизной и описываем круг кривизны с радиусом ρ_{\min} . Радиус ролика определяется так: $r_{\text{рол}} \leq 0,7\rho_{\min}$ или $r_{\text{рол}} \leq 0,4r_0$. Из этих двух величин берем наименьшую. Последнее условие связано с прочностью кулачка. В нашем примере принимаем $r_{\text{рол}} \leq 0,7\rho_{\min}$ и $r_{\text{рол}} \leq 0,4r_0$. Из этих двух величин берем наименьшую. Последнее условие связано с прочностью кулачка. В нашем примере принимаем $r_{\text{рол}} \leq 0,7\rho_{\min} = 0,04 \text{ м}$. Для построения конструктивного (рабочего) профиля кулачка из произвольных точек центрального профиля проводим окружность радиусом $r_{\text{рол}}$ и строим их огибающую.

Пример 2. Построение кулачкового механизма с вращающимся роликовым (коромысловым) толкателем (рис. 6.3.3, 6.3.4).

Задан закон 2 движения ведомого звена по табл. 3.1. Длина коромысла $l_{0A} = 0,2$ и угол размаха его $\psi = 30^\circ$. Допустимый угол давления $\alpha_{доп} = 45^\circ$ и $u = 0,1$. Остальные данные взяты из примера 1 (рис.3.5).

Кулачок и коромысло при удалении вращаются в одном направлении, т.е. по часовой стрелке.

Проектирование начинаем с построения диаграммы аналогов ускорения (рис. 3.6). Значения постоянных найдем, согласно указанию, в п.3.2:

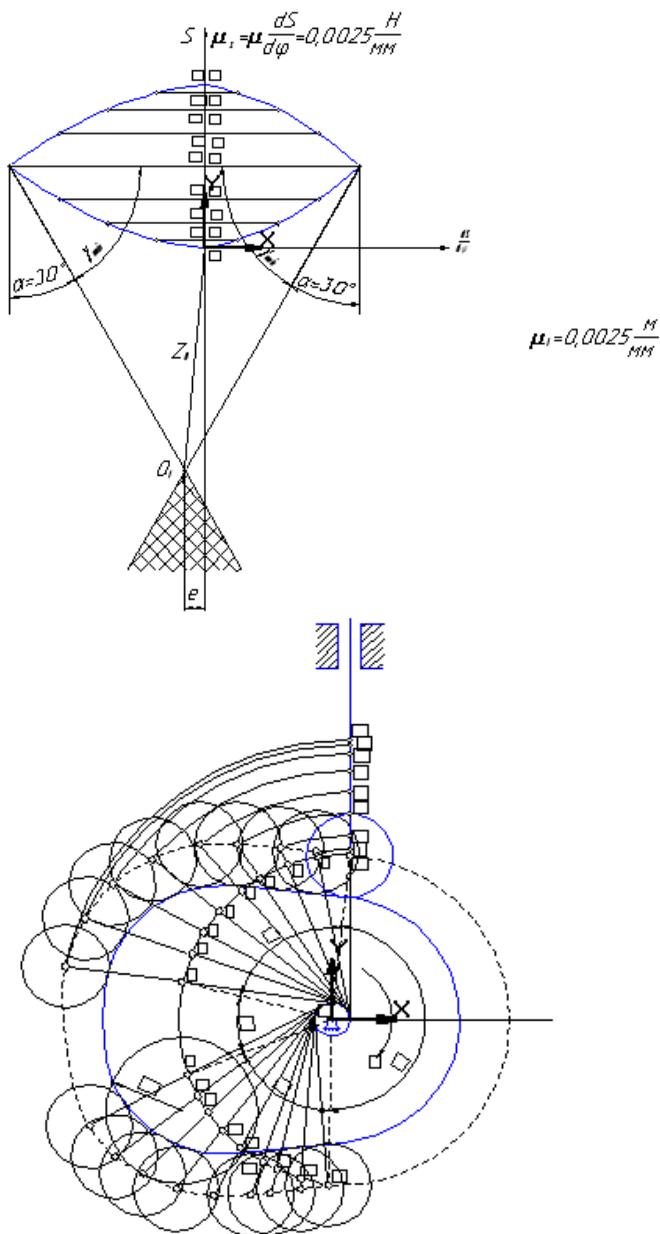


Рис. 6.3.2. Проектирование кулачкового механизма с роликовым толкателем.

Примем $\bar{a}_y = 25$ мм.

$$\text{Тогда масштаб: } \mu_{d^2S/d\varphi^2} = \frac{a_y}{\bar{a}_y} = \frac{0,47}{25} = 0,0188 \text{ м/мм}$$

$$\text{и } \bar{a}_e = \frac{a_e}{\mu_{d^2S/d\varphi^2}} = \frac{1,06}{0,0188} = 56,3 \text{ мм.}$$

Для построения диаграммы аналогов скоростей определим

$$b_y = \frac{h}{\varphi_y(1-u)} = \frac{\pi/6 \cdot 0,2}{\pi/2(1-0,1)} = 0,074 \text{ м; } b_e = \frac{h}{\varphi_e(1-u)} = \frac{\pi/6 \cdot 0,2}{\pi/3(1-0,1)} = 0,11 \text{ м.}$$

Примем $\bar{b}_y = 20$ мм. Тогда масштаб:

$$\mu_{dS/d\varphi^2} = \frac{b_y}{\bar{b}_y} = \frac{0,074}{20} = 0,0037 \text{ м/мм и}$$

$$\bar{b}_e = \frac{b_e}{\mu_{d^2S/d\varphi^2}} = \frac{0,11}{0,0037} = 29,7 \text{ мм.}$$

Построение ясно из рис. 3.6.

Для построения диаграммы $S = S(\varphi)$ (рис.3.5) вычисляем величину хода $h = \psi l_{O2A} = \pi / 6 \cdot 0,2 = 0,104$ м.

На первом участке при значении $0 \leq \varphi \leq u\varphi_y$ кривая перемещений является параболой, конечная ордината которой при $u = u\varphi_y(1-u)$ равняется $h/18 = 0,006$ м график перемещения представляет собой прямую линию. На участке II при значении $u\varphi_y \leq \varphi \leq \varphi_y(1-u)$ график перемещения представляет собой прямую линию. На участке III при значении $\varphi_y(1-u) \leq \varphi \leq \varphi_y$ получается парабола. При $\varphi = \varphi_y$ ордината равна $h = \psi l_{O2A}$ и в данной точке ординаты находится вершина параболы III участка. Параболы на I и III

на участках строим, используя графические методы. На фазе приближения кривая перемещений строится аналогично.

После построения диаграмм переходим к определению минимального радиуса профиля кулачка. Для этого при помощи диаграмм $S = S(\varphi)$ проводим разметку положений центра ролика на его траектории—дуге окружности радиуса O_2A , описанной из произвольно выбранного центра O_2 вращения коромысла. Отрезки по оси абсцисс на диаграмме $S = S(\varphi)$, пропорциональные углам φ_y и φ_ϵ , делим на восемь равных частей и находим соответствующие им ординаты. Найденные ординаты откладываем от нулевого положения коромысла O_2A_0 , взятого произвольно, в результате чего определяем положение центра A ролика на его траектории, соответствующие заданным углам поворота кулачка.

Центр вращения O_2 коромысла и его траектории соединяем радиальными прямыми.

На лучах O_2A_0 , A_1O_2 , O_2A_2 и т.д. от точек дуги A_0 , A_1 , A_2 откладывают соответствующие аналоги скоростей, взятые с диаграммы аналогов скоростей. Аналоги скоростей поворачиваем в сторону вращения кулачка до совпадения со своими лучами. Через концы отрезков аналогов скоростей проводим прямые под углом $\gamma_{\min} = 90^\circ - \alpha_{oon} = 45^\circ$ к направлению радиуса O_2A и этим самым определяется область, где возможно поместить ось кулачка $r_0 = \overline{O_1A_0} \cdot \mu_s$. Выбранное положение центра O_1 вращения кулачка определяет также расстояние $l_{O_1O_2}$ между осями O_1 и O_2 кулачка и коромысла.

По найденным r_0 , $l_{O_1O_2}$ и заданной диаграмме перемещения в положении начала подъема толкателя строим профиль кулачка, используя для этой цели метод обращения движения. Проводим из произвольно выбранной точки O_1 окружность радиусом O_1O_2 , делим ее на части, пропорциональные углам φ_y , φ_σ , φ_d и φ_δ , откладываем их в направлении, противоположном вращению ку-

лачка. Каждую из дуг, стягивающую углы φ_y и φ_σ , делим на n (восемь) равных частей. Далее из точек деления 1, 2, 3 и т.д. окружности радиуса O_1A_1, O_1A_2, O_1A_3 и т.д., описанными из центра O_1 вращения кулачка. Полученные точки пересечения являются точками теоретического профиля, изображенного на рис. 3.5 пунктирной кривой. Для углов φ_δ и φ_σ поворота кулачка теоретический профиль очерчен дугами окружностей с центром в точке O_1 . Радиус ролика определяется, как в примере 1.

Для построения конструктивного профиля из произвольных точек теоретического профиля описывают окружности радиусом ролика и строят огибающую, в результате чего, получается рабочий профиль кулачка.

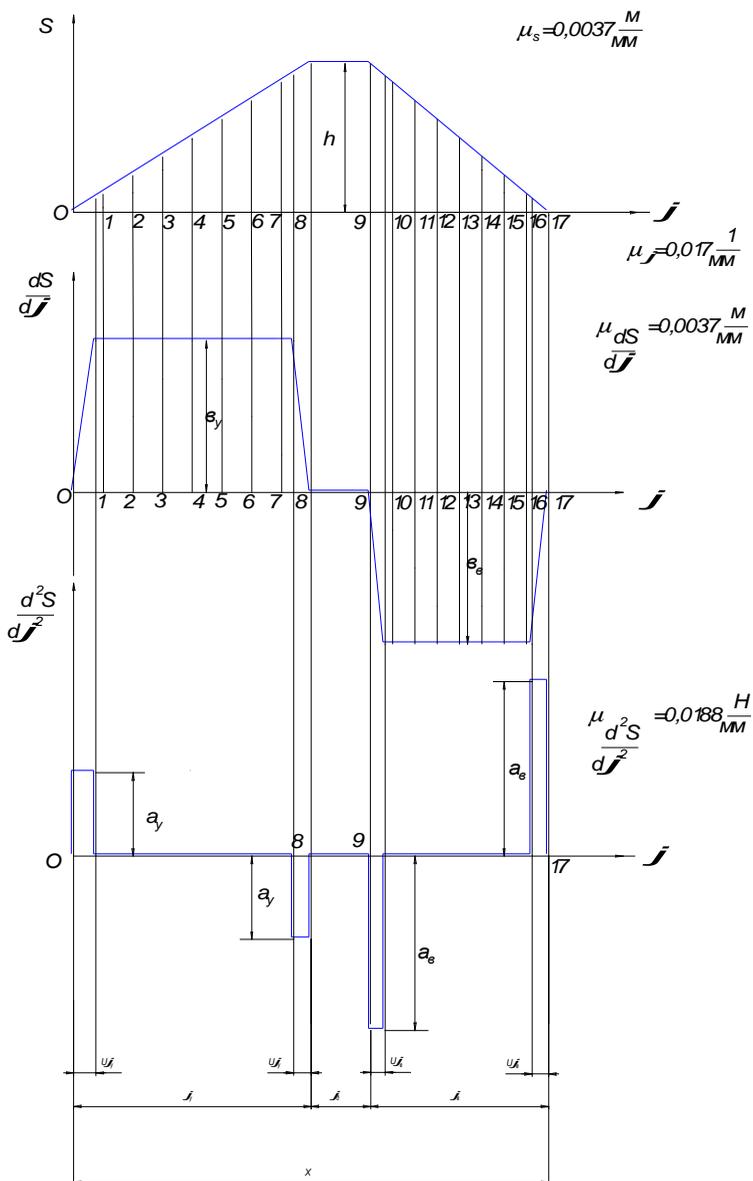


Рис. 6.3.3. Кинематические диаграммы движения коромыслового толкателя.

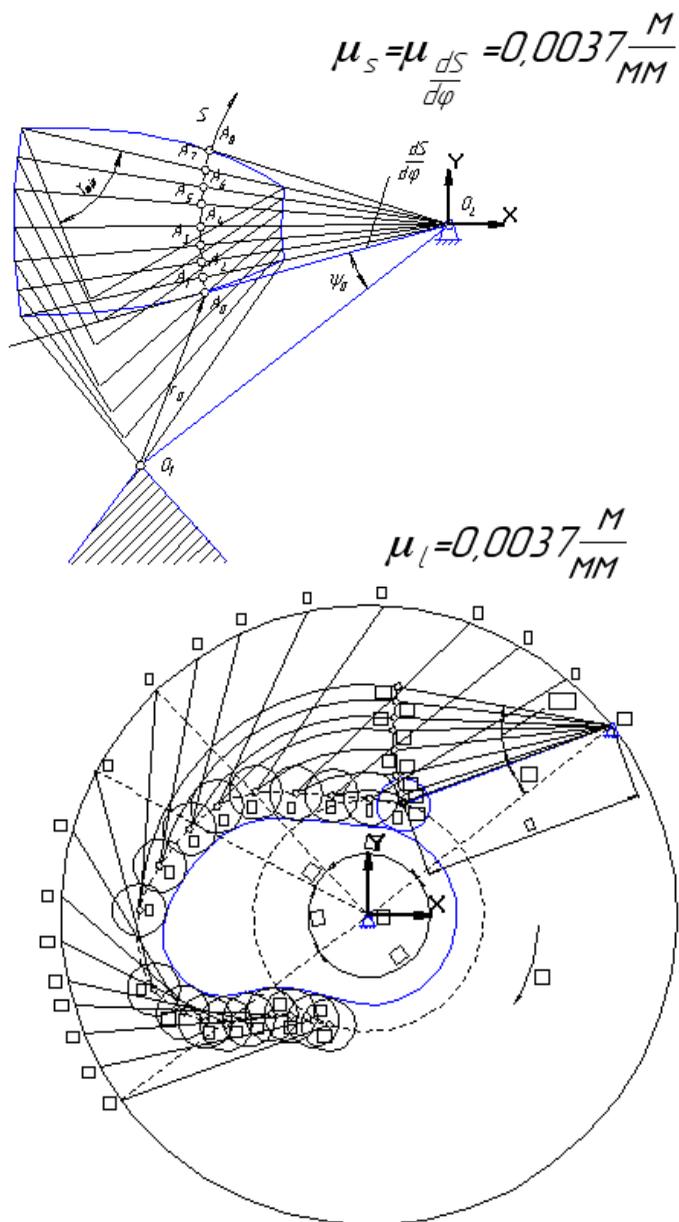


Рис. 6.3.4. Проектирование кулачкового механизма с коромысловым толкателем.

7. ПРИМЕР СИНТЕЗА КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С ТОЛКАТЕЛЕМ

Исходные данные:

Число оборотов кулачка $n=150$ об/мин;

Высота подъема толкателя $h=20$ мм;

Минимальный угол передачи движения $\gamma_{min}=60^\circ$;

Фазовый угол, соответствующий удалению толкателя $\phi_{уд}=45^\circ$;

Фазовый угол, соответствующий верхнему, выстою $\phi_{вв}=45^\circ$;

Фазовый угол, соответствующий приближению толкателя $\phi_{пр}=45^\circ$.

7.1 Построение графиков движения толкателя.

График $\frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$, строим в соответствии с заданным законом изменения этой функции по двум прямоугольникам. По оси абсцисс в масштабе длин откладываем максимальные ординаты h' и h'' заданной кривой произвольной длины, причем h' и h'' будут равны между собою, т.к. фазовые углы $\phi_{уд}$ и $\phi_{пр}$ равны.

Для построения графика $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ интегрируем построенный гра-

фик $\frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$, для чего отрезки углов $\phi_{уд}$ и $\phi_{пр}$ делим на четыре равные части. Поскольку интегральные кривые представляют прямоугольники, то вершины их проектируют на оси ординат. Точки проекции a и b соединяем с полюсом π_2 . Отрезки углов

$\phi_{уд}$ и $\phi_{пр}$ графика $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ делим на такое же число равных частей,

как и ось абсцисс графика $\frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$. Из точки O параллельно лучу π_2a проводим линию $01'-1'2'$ до пересечения ее в точке $2'$ с ординатой, проведенной через второе положение толкателя. Из точки $2'$ параллельно лучу π_2b проводим линию $2'3'-3'4'$ до пересечения ее

с осью абсцисс в точке 4. То же самое проделывается и для участка угла φ_{np} .

Полученная кривая представляет собой приближенно искомую интегральную кривую $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$.

График перемещений толкателя $S=S(\varphi)$, строим как интегральную кривую функции $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$.

Построенные графики перемещений первой и второй производной в функции угла поворота кулачка являются также и графиками перемещения, скоростей и ускорений толкателя в функции от времени поворота кулачка. Поэтому в том и другом случае определяются масштабы осей графиков. Масштаб оси абсцисс графика перемещений толкателя:

$$\mu_{\varphi} = \frac{\varphi_a \cdot \pi}{L \cdot 180} = \frac{135 \cdot 3,14}{135 \cdot 180} = 0,017 \frac{\text{рад}}{\text{мм}};$$

где $\varphi_a = \varphi_{y\delta} + \varphi_{ев} + \varphi_{np} = 45^\circ + 45^\circ + 45^\circ = 135$; L – длина масштабного отрезка (мм) по оси абсцисс, включающего фазовые углы $\varphi_{уд}$, $\varphi_{вв}$ и $\varphi_{пр}$.

Масштаб оси ординат графика $S(\varphi)$:

$$\mu_S = \frac{h_{\max}}{S_{\max}} = \frac{0,02}{22,31} = 0,000896 \frac{\text{м}}{\text{мм}},$$

где h_{\max} – максимальная высота подъема толкателя, м;

S_{\max} – максимальная ордината графика $S(\varphi)$, мм.

Масштаб оси ординат графика $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$:

$$\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \frac{\mu_S}{\mu_{\varphi} \cdot H_1} = \frac{0,000896}{0,017 \cdot 30} = 0,00176 \frac{\text{м}}{\text{мм}},$$

где H_1 – полюсное расстояние, равное 30 мм.

Масштаб графика $\frac{d^2S}{d\varphi^2}(\varphi)$:

$$\mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = \frac{\mu_{\frac{dS}{d\varphi}}}{\mu_{\varphi} \cdot H_2} = \frac{0,00176}{0,017 \cdot 30} = 0,00344 \frac{м}{мм}$$

где H_2 – полюсное расстояние, равное 30 мм.

Пренебрегая незначительными периодическими колебаниями угловой скорости кулачка, можно принять его угловую скорость постоянной ($\omega k = const$). При этом условии $\varphi = \omega k \cdot t$. В этом случае графики принимают уже другое значение – в виде перемещений, скоростей и ускорений толкателя в функции времени, масштабы которых следующие:

$$\mu_t = \frac{\mu_{\varphi}}{\omega} = \frac{0,017}{15,7} = 0,0011$$

масштаб времени (с/мм);

$$\text{где } \omega = \frac{\pi n_k}{30} = \frac{3,14 \cdot 150}{30} = 15,7 \text{ рад/с}$$

$$\mu_v = \omega \cdot \mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = 15,7 \cdot 0,00176 = 0,0276 \frac{м/с}{мм}$$

масштаб скорости ;

$$\mu_w = \omega \cdot \mu_{\frac{d^2S}{d\varphi^2}} = 15,7 \cdot 0,00344 = 0,054 \frac{м/с^2}{мм}$$

масштаб ускорения

7.2 Определение минимального радиуса кулачка.

На ось ординаты графика плеч $S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$ переносятся ординаты графика $S(\varphi)$, принимая равные их масштабы ($\mu_S = \mu_l$). На ординате графика плеч отмечаем точки 1, 2 и т.д. На перпендикулярах, проведенных через эти точки, откладываем отрезки Z_l , которые определяются из равенства:

$$Z_1 = \frac{dS/d\varphi}{\mu_l} = \frac{Y_1 \mu(dS/d\varphi)}{\mu_l} = \frac{Y_1}{tgQ};$$

где Y_l – ордината графика $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$;

tgQ – тангенс угла наклона прямой MN , проведенной через точку

O' пересечения оси $YI- YI$ графика $S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$ и продолжения оси

абсцисс графика $\frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$.

$$tgQ = \mu_{\varphi} \cdot H_1 = 0,017 \cdot 30 = 0,51$$

$$Q = arctg0,51 = 27^{\circ}$$

Через точки $1', 2', 3', \dots$ ординат графика $\frac{dS}{d\varphi} = \frac{dS}{d\varphi}(\varphi)$ проводим прямые, параллельные оси абсцисс до наклонной прямой MN , которые преломляются в прямые параллельные оси $YI- YI$ до пересечения с соответствующими перпендикулярами на $YI- YI$, обра-

зуя тем самым точки $1, 2, 3, \dots$ кривой графика $S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$, которые затем обводятся плавной кривой. Отрезки $1-1, 2-2, \dots$ полученного графика плеч являются отрезками Z (плечами). Под углом $\gamma_{min} = 60^{\circ}$ к оси отрезков Z проводим касательные прямые AB и CD

к кривой $S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$, которые, пересекаясь в точке O , образуют область, ограниченную углом B, O, D . Полученная область будет областью возможных центров вращения кулачка.

За центр вращения кулачка принимаем точку O , обеспечивающую минимальный радиус кулачка.

Величина минимального радиуса кулачка:

$$r_0 = OC_0 \cdot \mu_l = 91,36 \cdot 0,000896 = 0,0818 м = 81,8 мм$$

где μ – масштаб длин графика $S\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)$, равный масштабу μ_s графика $S(\varphi)$.

7.3 Профилирование кулачка.

Построение профиля кулачка проводим в масштабе длин $\mu_l = 0,001 \frac{м}{мм}$ с использованием метода обращения движения. Из центра вращения кулачка O проводим прямую OK (ось движения толкателя) и описываем радиусом r_0 окружность. От точки C_0 пересечения окружности с осью OK откладываем величину подъема толкателя:

$$C_0 4 = \frac{h}{\mu_l} = \frac{0,02}{0,001} = 20 \text{ мм}$$

где h – высота подъема толкателя, $м$.

Далее мгновенные положения центра ролика определяются следующим образом. Из начала осей графика $S=S(\varphi)$ под произвольным углом проводим прямую OQ и на ней откладываем отрезок $0-4$, равный h (подъему толкателя), конечную точку которого соединяем с конечной точкой d проекции наибольшей ординаты $4-4''$ графика $S(\varphi)$. Через конечные точки a, b, c и d проекций ординат графика $S=S(\varphi)$ проводим прямые $1-a, 2-b, 3-c$, параллельные прямой $4-d$. Полученные отрезки $0-1, \dots, 3-4$ переносим на траекторию C_{04} центра ролика в соответствующем масштабе. Аналогично получают промежуточные положения при его возвращении. От оси OK толкателя в сторону, противоположную вращению кулачка, откладываем дугу C_{0-9} радиусом OC_0 и откладываем углы $\varphi_{уд}=45^\circ$, $\varphi_{вв}=45^\circ$ и $\varphi_{пр}=45^\circ$. Каждую из дуг, соответствующих углам $\varphi_{уд}$ и $\varphi_{пр}$, делим на четыре равные части в соответствии с разметкой оси абсцисс графика $S=S(\varphi)$. Точки делений $1, 2, \dots, 8$ соединяем с центром кулачка O , получаем лучи $01, 02, \dots, 09$. Снося дугами окружностей, описываемых из центра O точки разметки пути толкателя на лучи $01, 02, \dots, 09$, получим точки $1', 2', \dots, 9'$ профиля кулачка для удаления и возвращения толкателя. Участки профиля кулачка, соответствующие верхнему, выстою, в поднятом положении и ближнем положению, и ближнем положении будут ограничены дугами окружностей, описанными из центра O радиусами 04 и OC_0 .

Соединяя последовательно все полученные точки $0, 1', \dots, 9'$, получим теоретический профиль кулачка. Практический (рабо-

чий) профиль кулачка строим как огибающую окружностей, проведенных из центров, расположенных на теоретическом профиле, радиусом, равным радиусу ролика. Принимаем радиус ролика $r_p = (0,1-0,5)r_0$, где r_0 – величина минимального радиуса кулачка.

$$r_p = 0,1 \cdot r_0 = 0,1 \cdot 81,8 = 8,18 \text{ мм}$$

Принимаем радиус ролика равный 9 мм.

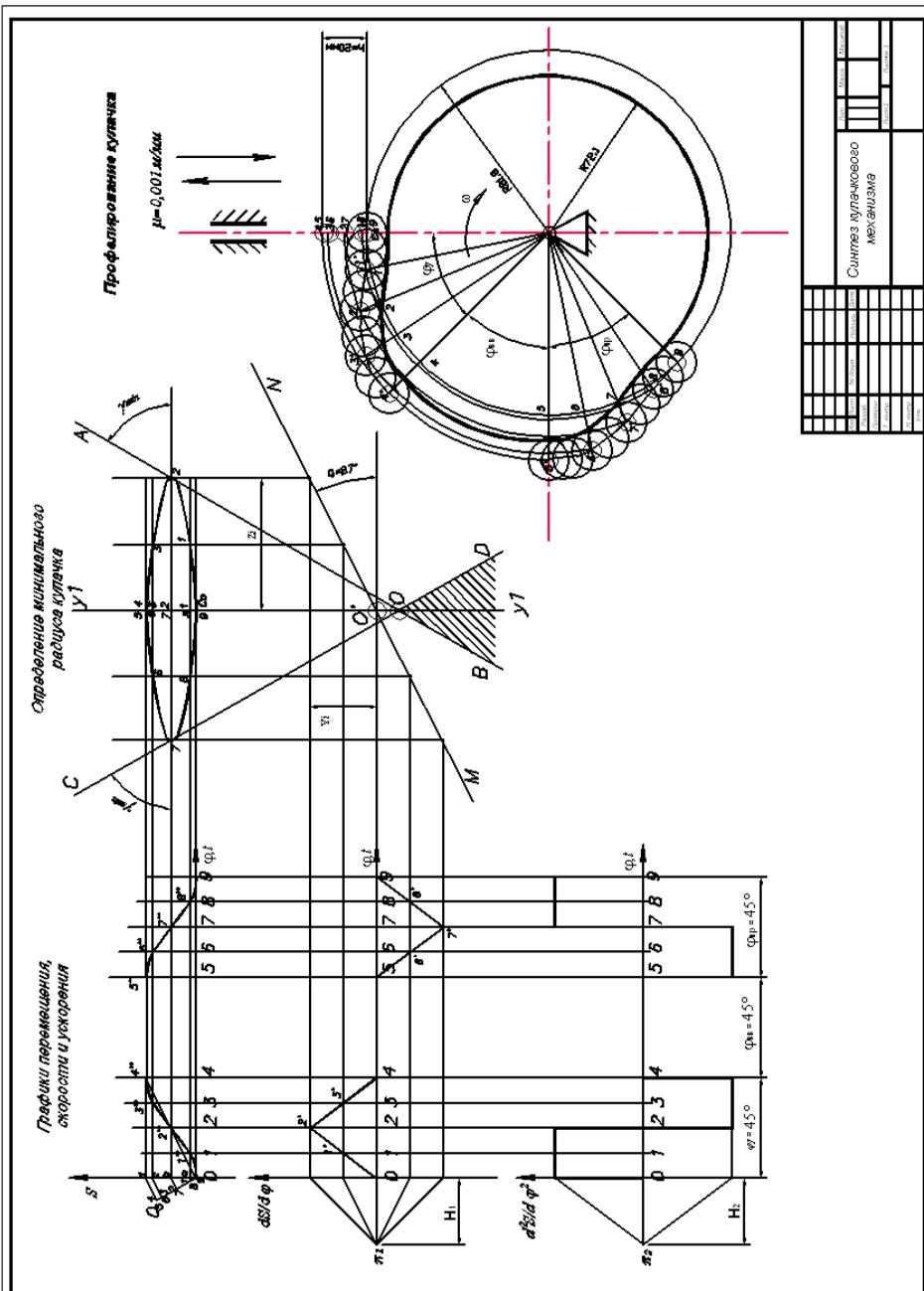


Рис. 7.1 Профиль кулачкового механизма с толкателем

8. ПРИМЕР КИНЕТОСТАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА КУЛАЧКУА

При проведении расчета необходима информация о размерах и форме профиля кулачка, длине толкателя и радиусе ролика. По этим данным в масштабе изображается кинематическая схема кулачкового механизма, на которую наносятся все известные силы и моменты, а также главные вектора и главные моменты сил инерции

Дано: $\rho_R = f(\varphi)$, l_{CB}
 r_{ρ} , I_{Σ} , m_{ρ} , α_{ρ} , ε_{ρ}

Определить: $M_{\rho 2}$,

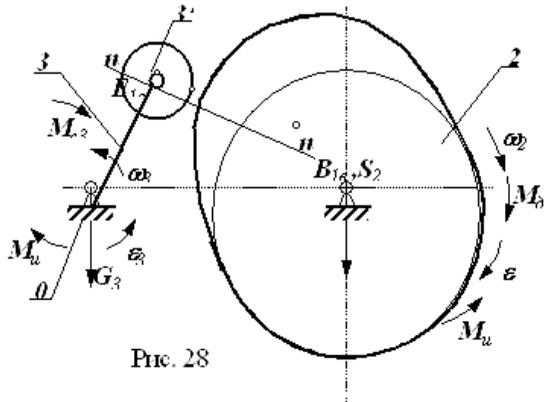


Рис. 28

Рис. 8.1 Схема кулачкового механизма

Определяется подвижность, число избыточных связей в механизме, а также число неизвестных в силовом расчете:

$$W_{пл} = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 \cdot 1 = 2, \quad \text{где } W_o = 1, W_m = 1,$$

$$q_{пл} = 1 + 1 - 1 = 0, \quad n_s = 2 \cdot 3 + 1 \cdot 1 + 1 = 8,$$

т.е. в данном кулачковом механизме неизвестно 8 компонент реакций, для решения задачи силового расчета необходимо составить 8 уравнений кинестатики. Структурный анализ механизма показывает, что механизм состоит из одного первичного механизма (звено 2 и стойка) и структурной группы, состоящей из толкателя 3 и ролика 3'. Особенность этой группы - местная подвижность ролика. В данном случае местная подвижность выполняет функцию заме-

ны в высшей паре трения скольжения трением качения. Положение ролика относительно толкателя не имеет значения, поэтому в паре с местной подвижностью нет уравновешивающего момента. Силовой расчет начнем с рассмотрения ролика 1. Звено 3'.

Расчетная схема для звена 3' приведена на рис. 8.2. Уравнение силового равновесия:

$$\sum \bar{F} = \bar{0}; \quad F_{32} + F_{33} = 0;$$

Из этого уравнения определяется направление вектора F_{33} , которое в данном случае совпадает с контактной нормалью.

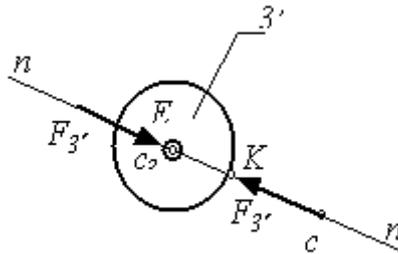


Рис. 8.2 Расчетная схема для звена 3'

Затем рассматривается звено 3 (толкатель), расчетная схема для которого дана на рис.8.3. Из уравнения моментов относительно точки С.

$$\sum M_C = 0; \quad M_{c3} + M_{\phi 3} - F_{33'} \cdot h_{CF33'} = 0$$

определяется величина F_{33} , а из векторного уравнения силового равновесия

$$\sum \bar{F} = \bar{0}; \quad \bar{F}_{32} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{33'} = \bar{0},$$

по построенному в масштабе μ_F плану сил, величина и направление вектора F_{33} (см. рис. 8.3).

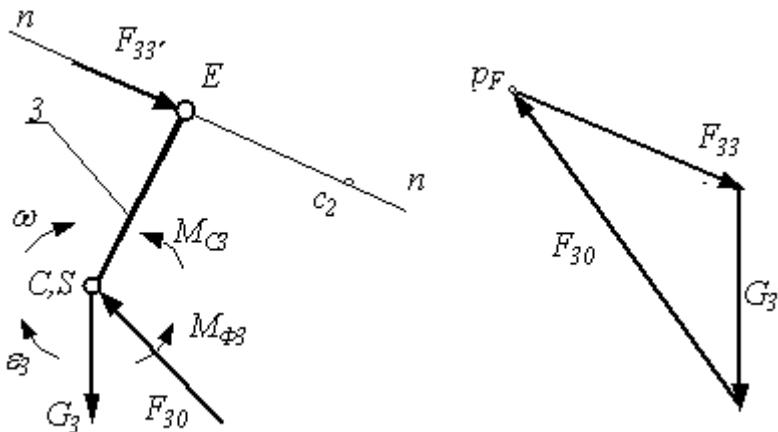


Рис. 8.3 Схема коромысла

Расчетная схема для звена 2 (кулачок). приведена на рис. 8.4. Уравнения равновесия для звена 2:
векторное уравнение силового равновесия

$$\bar{\Sigma} \mathbf{F} = \mathbf{0}; \quad \bar{F}_{32} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{20} = \mathbf{0};$$

уравнение моментов относительно точки B

$$\Sigma M_B = 0; \quad -M_{\partial 2} + M_{\Phi 2} + F_{32} \cdot h_{BF32} = 0.$$

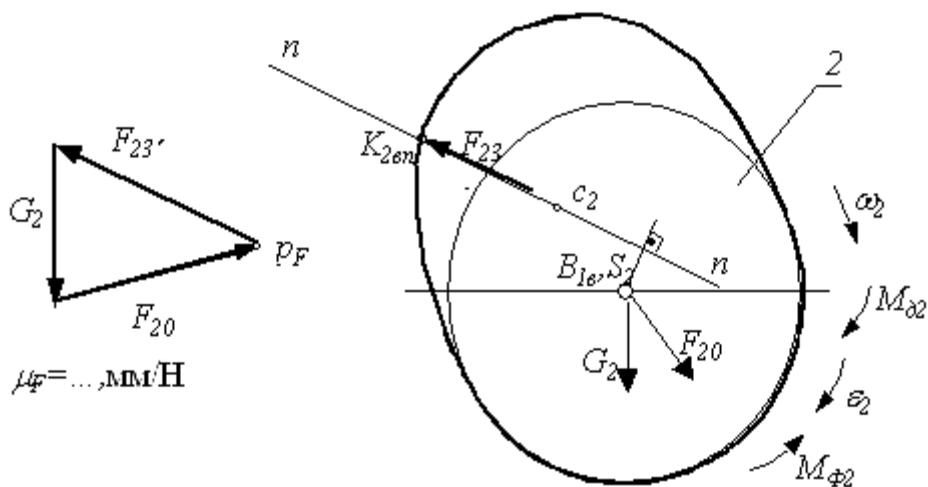


Рис. 8.4 Силовая схема кулачка

уравнение моментов относительно точки B

$$\sum M_B = 0; -M_{02} + M_{\phi 2} + F_{32} \cdot h_{BF32} = 0.$$

Для звена 2 момент M_{02} рассчитывается по уравнению моментов, а величина и направление реакции F_{20} определяется графически (рис. 8.4), построением плана сил в масштабе μ_F .

9. ПРИМЕР РАСЧЕТА КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С ПОСТУПАТЕЛЬНЫМ РОЛИКОВЫМ ТОЛКАТЕЛЕМ В МОДУЛЕ АРМ САМ

Общий порядок расчета:

1. Выбор типа кулачкового механизма.
2. Задание геометрических параметров кулачкового механизма.
3. Задание физических данных материалов кулачкового механизма.
4. Задание реализуемого кулачком закона движения.
5. Выполнение расчета.
6. Просмотр результатов расчета.
7. Генерация чертежа спроектированного кулачка;
8. Вывод результатов расчета на печать или в файл формата *.rtf.

Задача: Выполнить расчет кулачкового механизма с поступательным роликовым толкателем. Исходные данные:

геометрические параметры

- эксцентриситет - 20 мм;
- радиус ролика - 5 мм;
- длина направляющих - 300 мм;
- расстояние до центра - 400 мм.
- толщина кулачка - 20 мм.
- максимальный угол давления - 35°;
- направление вращения кулачка - по часовой стрелке, физические параметры

физические параметры

- результирующая сила сопротивления - 200 Н;
- допустимое напряжение - 800 МПа;
- модуль упругости материала кулачка - 200 000 МПа;
- модуль упругости материала ролика - 200 000 МПа;
- коэффициент трения в высшей паре - 0,01;
- коэффициент трения в направляющих - 0,01;
- коэффициент запаса угла давления - 1.

Закон движения (функциональная зависимость перемещения толкателя от угла поворота кулачка)

перемещение толкателя как функция угла поворота кулачка,

$$y = y(x), \text{ имеет вид } y = 40\sin(0.07x - 1,57) + 40 \text{ [}y\text{]=[мм], [}x\text{]=[рад].}$$

9.1. Выбор типа кулачкового механизма.

Алгоритм решения: Нажимаем кнопку «Выбор типа кулачка» (меню Данные/Тип...) и в открывшемся диалоговом окне «Выбор типа кулачкового механизма» выбираем в группе параметров Поступательный толкатель позицию «С роликом».

9.2. Задание геометрических параметров кулачкового механизма.

Нажимаем кнопку «Ввод геометрических данных» (меню Данные/Геометрические данные...) и в поля ввода открывшегося диалогового окна «Геометрические данные для кулачка с роликовым толкателем» записываем запрашиваемые параметры в соответствии с исходными данными:

- «Эксцентриситет, мм» - вводим число 20;
- «Радиус ролика, мм» - 5;
- «Длина направляющих, мм» - 300;
- «Расстояние до центра, мм» - 400;
- «Толщина кулачка, мм» - 20.

В группе параметров *Направление вращения* выбираем - по часовой стрелке.

Для задания величины максимального угла давления следует в диалоговом окне «Геометрические данные для кулачка с роликовым толкателем» нажать кнопку «Больше...». После этого в открывшемся диалоговом окне «Дополнительные данные» выбираем один из взаимоисключающих параметров. Так как в рассматриваемой задаче задана величина максимального угла давления, то в поле ввода «Критический угол давления, град» записываем число 35.

9.3 Задание физических параметров материалов кулачкового механизма

Для задания физических данных материалов кулачкового механизма нажимаем кнопку «Ввод физических данных» (меню Данные/Физические данные...) и в открывшемся диалоговом окне «Физические данные для кулачка с роликовым толкателем» задаем запрашиваемые параметры, занося их в соответствующие поля ввода:

- «Результирующая сила сопротивления, H » - вводим число 200;
- «Допустимое напряжение, МПа» - 800;
- «Модуль упругости кулачка, МПа - 200000;
- «Модуль упругости наконечника, МПа -200000;
- «Коэффициент трения в высшей паре» - 0,01;
- «Коэффициент трения в направляющих» - 0,01;
- «Коэффициент запаса угла давления» - 1.

9.3. Задание реализуемого кулачком закона движения

Нажимаем кнопку «Задание новой функции» (меню Данные/Функция...). Заданный по условию функциональный вид закона движения вводится в появившемся диалоговом окне «Редактор функций», в котором нужно предварительно выполнить несколько настроек.

Для большинства случаев достаточно установить масштаб 1:1. Для этого следует нажать кнопку «Масштаб» и записать 1:1 в поле ввода диалогового окна «Масштаб».

Для задания диапазона функциональной зависимости по Y следует нажать кнопку «Пределы функции». Откроется диалоговое окно «Пределы функции», в котором нужно будет задать диапазон изменения функции, а, следовательно, и диапазон перемещения толкателя. Единицы измерения по различным осям приводятся на панели статуса диалогового окна «Редактор функций».

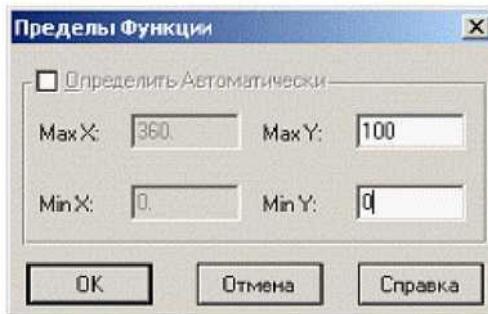


Рис. 9.1 Задание диапазона

Поля ввода по X неактивны, поскольку в данном случае X - это угол поворота кулачка, который всегда определяется величиной полного оборота.

В соответствии с исходными данными, диапазон перемещений толкателя составляет от O до 80 мм, поэтому, чтобы вся функция располагалась в окне редактора функций, в соответствующие поля ввода записываем:

- «*MaxY*» - число 100;
- «*MinY*» - число 0.

9.5. Выбор вида закона движения.

У пользователя есть возможность выбора вида закона движения, т. е. вида функциональной зависимости, которую должен реализовать кулачковый механизм:

- Функция «Перемещение», нажата кнопка «Перемещение»
- Функция первой производной функции перемещения - кнопка «Аналог скорости»
- Функция второй производной функции перемещения, - кнопка «Аналог ускорения»
- По умолчанию нажата кнопка «Перемещение», что и соответствует рассматриваемой задаче.

9.6. Выбор способа задания закона движения.

У пользователя есть возможность выбора способа задания закона движения или его участков:

- Сплайн - нажата кнопка «Вставить сплайн»
- Линейная или кусочно-линейная зависимость - нажата кнопка «Вставить линию»
- Аналитическая функция - нажата кнопка «Аналитическая функция»
- Кроме того, ввод данных может быть осуществлен с помощью таблицы - нажата кнопка «Таблица»

9.7. Задание аналитической функции.

В рассматриваемой задаче закон движения задан в виде аналитической функции, для ввода которой следует перейти в соответствующий режим.

После этого открывается диалоговое окно «Аналитическая функция».

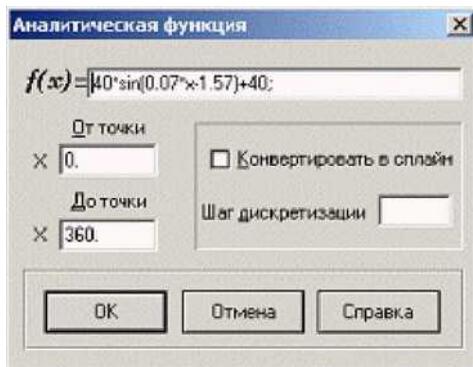


Рис. 9.2 Задание функции

В поле ввода $f(x)$ = этого окна нужно записать заданную по условию функциональную зависимость, т.е.

$$40*\sin(0.07*x-1.57)+40$$

Кроме того:

- В поле ввода «От точки» - вводим число 0;
- В поле ввода «До точки» - вводим число 360.

После выполнения всех этих операций заданная функциональная зависимость отобразится в окне «Редактор функций».

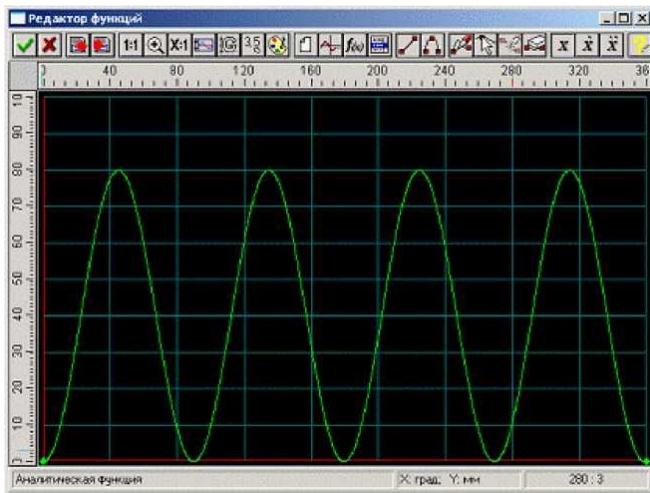


Рис. 9.3 Редактор функций

9.8. Выполнение расчета

Нажимаем кнопку «Расчет» (меню Расчет). После окончания расчета становится активной кнопка «Результаты» (меню Результаты). Если в процессе расчета с введенными исходными данными возникают те или иные проблемы, программа может выдавать различные сообщения. В зависимости от вида возникающих проблем в отдельных случаях возможно получение результата, в других - расчет будет прерван.

9.9. Просмотр результатов расчета

Для просмотра результатов расчета нажимаем кнопку «Показать результаты» (меню Результаты). В открывшемся диалоговом окне «Результаты» пользователь может выбрать те результаты расчета, которые он желает просмотреть.

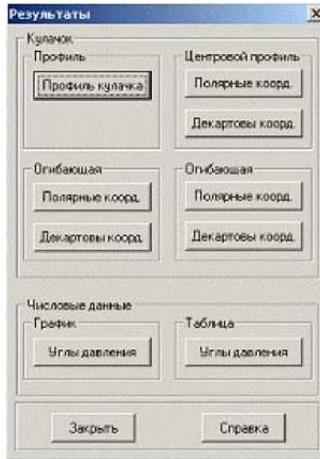


Рис. 9.9 Результаты расчета

При нажатии кнопки «Профиль кулачка» откроется диалоговое окно «Профиль кулачка», в поле которого можно оценить размеры спроектированного кулачка и просмотреть моделирование его работы.

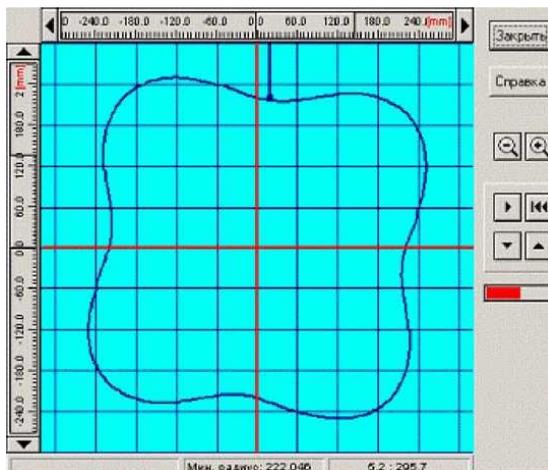


Рис. 9.10 Моделирование работы

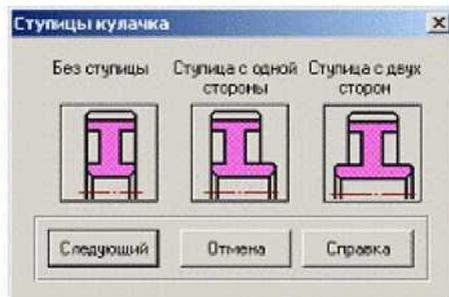


Рис. 9.12 Ступицы кулачка

После выбора типа ступицы (щелчка на одной из кнопок с типом ступицы) и нажатия кнопки «Следующий» откроется диалоговое окно «Тип соединения». Щелчком на одной из кнопок с типом соединения выбираем тип соединения и нажимаем кнопку «Следующий».

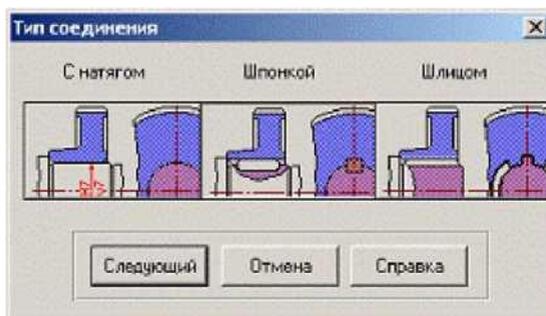


Рис. 9.13 Тип соединения

Затем откроется диалоговое окно «Размеры», в полях которого можно будет задать/уточнить некоторые из размеров кулачка.

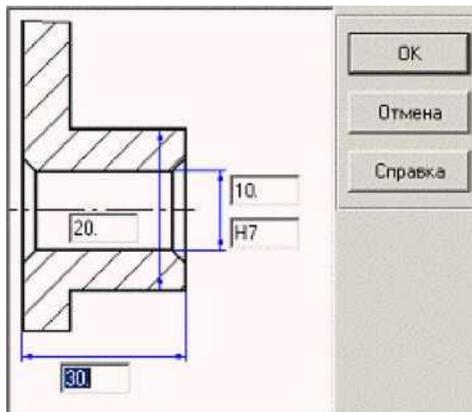


Рис. 9.14 Указание размеров

9.12. Задание углового шага вывода данных профиля кулачка

Двойной щелчок левой кнопкой мыши в правом верхнем углу окна «Черчение» с надписью: «Угловой шаг в таблице, град. 10» вызывает открытие диалогового окна «Угловой шаг». В поле ввода этого окна можно изменить угловой шаг, с которым в таблице будут выводиться значения профиля кулачка.

9.13. Задание технических требований

Двойной щелчок левой кнопкой мыши в области списка с техническими требованиями вызывает открытие диалогового окна «Технические требования». Пользователь может изменить значения параметров, записанные в полях с белым фоном.

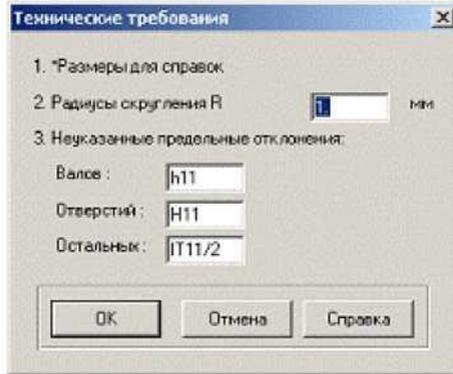


Рис. 9.15. Технические требования

9.14. Заполнение штампа

Двойным щелчком левой кнопкой мыши в области штампа чертежа открываем диалоговое окно «Заполнение штампа», в полях ввода которого можно указать фамилии исполнителей и дату, а также выбрать масштаб чертежа, формат чертежа и т.п.

Для завершения генерации чертежа необходимо в окне «Черчение» нажать кнопку «Сохранить как» и сохранить чертеж как файл с расширением *.agr. После этого произойдет запуск плоского чертежного редактора *APM Graph*, в окне которого и будет показан чертеж спроектированного кулачка.

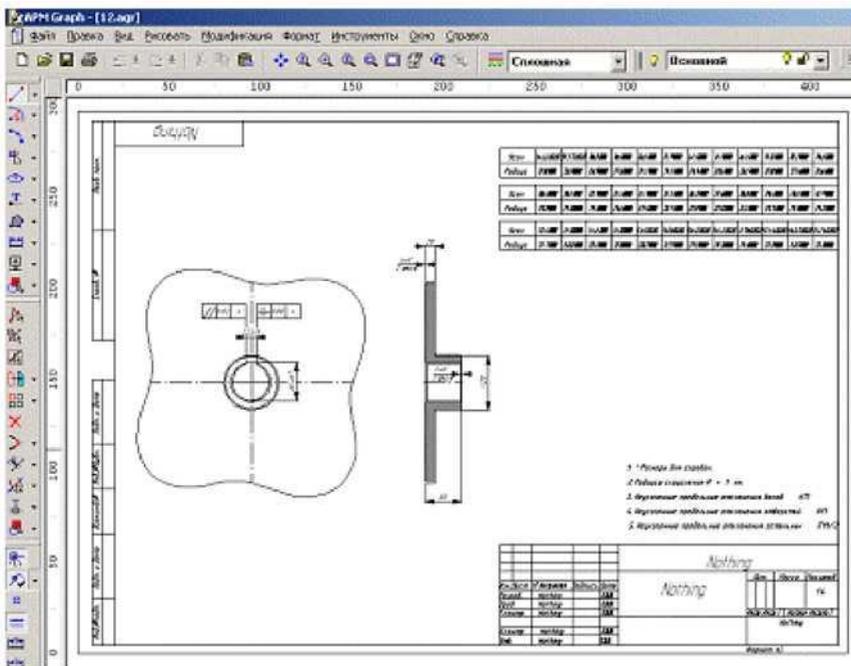


Рис. 9.16 Чертежный редактор

9.15. Вывод результатов на печать или в файл формата *.rtf

Для вывода результатов расчета на печать нажмите в основном окне программы кнопку «Печать» (меню Файл/Печать) и в открывшемся окне «Что Вы хотите напечатать?» отметьте флажками те результаты, которые требуется вывести на печать.

Вывод результатов расчета может быть осуществлен либо сразу на принтер (кнопка «Печать»), либо в текстовый файл формата *.rtf (кнопка «RTF»), который может быть открыт в большинстве текстовых редакторов, так что пользователь имеет возможность его редактировать. Такая возможность особенно удобна в том случае, когда по результатам расчета нужно подготовить отчет по заданной форме.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. Учебник для вузов—М: Наука, 2001. —540 с.
2. Фролов В.В. Теория механизмов и машин. Учебник для вузов—М: Высшая школа, 2003—495 с.
3. Марголин Ш.Ф. Теория механизмов и машин. Учебное пособие—Мн: Высшая школа, 1968—365 с.
4. Кореняко А.С., Кременштейн Л.И., Петровский С.Д. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. Учебное пособие—Киев: Высшая школа, 1970—330 с.
5. Кульбачный О.И. Теория механизмов и машин. Проектирование. Учебное пособие—М: Высшая школа, 1970—28 с.
6. Пульбере А.И., Чупина Л.А. Общие требования и указания по оформлению текстовых документов курсовых, дипломных работ и проектов. Учебное пособие—Тирасполь: РИО ПГУ, 2002—79 с.
7. Основы проектирования машин. Примеры решения задач» В.В.Шелофаста и Т.Б.Чугуновой,

ОГЛАВЛЕНИЕ

| | |
|---|----|
| Введение | 3 |
| 1 Общие сведения кулачковых механизмов | 4 |
| 2 Основные типы кулачковых механизмов | 5 |
| 3 Синтез кулачковых механизмов | 6 |
| 4 Закон движения ведомого звена | 9 |
| 5 Аналитическое описание закона движения ведомого звена | 12 |
| 6 Определение основных размеров кулачкового механизма | 21 |
| 7. Образец синтеза кулачкового механизма с толкателем | 38 |
| 8. Пример кинестатического расчета кулачка | 45 |
| 9. Пример расчета кулачкового механизма с поступательным роликовым толкателем в модуле <i>APM Cam</i> | 49 |
| Литература | 61 |