

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Методические указания к курсовому проектированию
с использованием программы MathCAD и задания

Курсовой проект является одним из важнейших видов самостоятельной учебной проектной работы студента. Он способствует углублению и обобщению знаний и навыков в применении общих методов проектирования и исследования механизмов и машин. При выполнении проекта студент применяет знания, приобретенные при изучении теоретической части курса, а также предшествующих дисциплин, таких как машиностроительное черчение, теоретическая механика, сопротивление материалов, информатика.

Курсовой проект включает в себя синтез, структурный, кинематический, силовой и динамический анализ механизма, схема и входные параметры которого представлены в индивидуальном задании, выдаваемом студенту руководителем проекта.

В процессе синтеза, выполняемого на первом этапе курсового проекта по теории механизмов и машин, решаются задачи обеспечения кинематической работоспособности механизма. По данной схеме и ограничениям находятся значения неизвестных параметров, обеспечивающих работоспособность механизма. В общем случае задача синтеза решается методами многопараметрической оптимизации.

Математическая модель механизма включает основные аналитические зависимости между его параметрами и может включать в себя следующие компоненты:

- целевую функцию неизвестных параметров, для которой определяется экстремум;
- функциональные зависимости между параметрами типа равенств;
- функциональные зависимости типа неравенств.

На основании математической модели разрабатывается алгоритм поиска параметров механизма в графической или аналитической форме.

Используемая система инженерных математических расчетов MathCAD, объединяющая в себе простой текстовый редактор, интерпретатор и графический процессор, позволяет описать математическую модель механизма на языке программирования, который максимально приближен к естественному математическому языку. Для решения задачи о синтезе механизма студент

должен понимать основные зависимости между параметрами плоских механизмов, а также уметь работать в системе WINDOWS с программой MathCAD.

СОДЕРЖАНИЕ И ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект по проектированию и исследованию механизма машины, применяемой в строительстве, обслуживании и ремонте автомобильных дорог состоит из расчетно-пояснительной записи и графической части. Расчетно-пояснительная записка выполняется на бумаге формата А4 (210 x 297 мм) и она включает в себя:

- титульный лист;
- задание на курсовой проект;
- содержание (оглавление);
- введение;
- основную часть (разделы и главы);
- список литературы, использованной при выполнении проекта;
- приложения.

Графическая часть выполняется на трех листах формата А1(841 x 594 мм):

первый лист – синтез, структурный и кинематический анализ механизма;

второй лист – силовой анализ механизма;

третий лист – динамический анализ механизма.

Расчетно-пояснительная записка и графическая часть проекта оформляются в соответствии с требованиями ЕСКД и ГОСТов.

Основная часть включает в себя пять разделов:

1. Синтез механизма.
2. Структурный анализ механизма.
3. Кинематический анализ механизма.
4. Силовой анализ механизма.
5. Динамический анализ механизма.

Синтез механизма. При его выполнении необходимо определить параметры механизма, обеспечивающие:

- кинематическую работоспособность (геометрическую прорачиваемость) механизма;
- силовую и динамическую работоспособность механизма.

Для этого необходимо:

1. Вычертить кинематическую схему и взять исходные параметры согласно заданию, выданному руководителем проекта.
2. Определить выходные параметры механизма графическим и аналитическим методом с использованием ЭВМ. Результаты сравнить.

При **структурном анализе** следует:

1. Определить степень подвижности механизма.
2. Разделить заданный механизм на механизм (механизмы) первого класса и группы Ассура, а также определить класс, порядок и вид каждой группы.
3. Составить формулу строения механизма и определить класс механизма.

Кинематический анализ состоит в определении движения звеньев механизма по заданному движению начальных звеньев. При этом решаются три основные задачи:

- определение положений звеньев, включая определение траекторий заданных точек звеньев;
- определение линейных скоростей характерных точек механизма и угловых скоростей звеньев;
- определение линейных ускорений характерных точек механизма и угловых ускорений звеньев.

Для решения этих задач необходимо:

1. Построить планы механизма для положений кривошипа, указанных руководителем проекта.
2. Построить планы скоростей и ускорений для указанных положений.
3. Определить скорости и ускорения аналитическим методом на ЭВМ. Оценить расхождение результатов.
4. Построить графики для звена (звеньев), указанных руководителем проекта:

- перемещений $S = S(t)$ или $\varphi = \varphi(t)$;
- скоростей $V = V(t)$ или $\omega = \omega(t)$;
- ускорений $a = a(t)$ или $\varepsilon = \varepsilon(t)$.

Указать на графиках значения, найденные графическими методами.

Силовой анализ механизма заключается в определении реакций в кинематических парах. Для этого нужно:

1. Вычертить план механизма для заданных положений.
2. Перенести планы скоростей и ускорений с листа кинематического анализа на лист силового.
3. Построить в масштабе механическую характеристику (диаграмму нагрузок) в функции перемещения выходного звена.
4. Определить реакции в кинематических парах графическим методом для заданных положений.
5. Определить реакции в кинематических парах аналитическим методом с помощью ЭВМ.
6. Построить графики изменений реакций в функции угла поворота кривошипа для пар, заданных руководителем проекта.
7. Определить уравновешивающую силу или уравновешивающий момент, приложенные к входному звену методом планов, методом Н.Е. Жуковского а также аналитическим методом на ЭВМ.
8. Построить график зависимости M_{yp} от угла поворота кривошипа $M_{yp} = M_{yp}(\varphi_i)$.

Динамический анализ заключается в определении средней мощности на привод механизма и в расчете маховых масс, обеспечивающих требуемую степень неравномерности движения механизма при установившемся режиме. Для этого нужно:

1. Определить приведенный к валу кривошипа (входному звену) момент сил полезного сопротивления. Построить график изменения приведенного момента сил от угла поворота кривошипа $M_{pc} = M_{pc}(\varphi_i)$.
2. Построить график изменения работы сил полезного сопротивления.
3. Построить график работы движущих сил.

4. Построить график избыточной работы (изменения кинетической энергии) механизма в функции угла поворота кривошипа $\Delta A = F(\phi_{kp})$.

5. Определить приведенный к валу кривошипа момент инерции звеньев механизма $I_{np} = I_{np}(\phi_{kp})$.

6. Построить диаграмму энергомасс Виттенбауэра.

7. Определить момент инерции маховика и его размеры.

8. Определить среднюю мощность двигателя для привода механизма.

9. Построить график изменения угловой скорости вала двигателя без установки маховика и с его установкой.

10. Вычертить эскиз маховика.

1. СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: определить размеры звеньев четырехзвенника, показанного на рис.1, по заданным значениям коэффициента изменения средней скорости коромысла K_ω , а также дезаксиала e при условии, что угол давления v (угол между шатуном и коромыслом) для каждого из положений механизма не превышает значения v_{max} . Кроме того, заданы размеры и крайние положения коромысла O_3B_1 , O_3B_2 (звено 3 на рис.1). Его длина l_3 , угол качания – β , угол между осью O_3Y и средним положением коромысла – α . Если невозможно выполнить синтез механизма для заданного дезаксиала e , то определяется такое положение оси вращения O_1 кривошипа 1, при котором модуль разности $|y_1-e|$ оординаты точки O_1 и дезаксиала имеет наименьшее значение. В результате решения задачи о синтезе шарнирного четырехзвенника определяются размеры звеньев механизма: длина кривошипа l_1 , длина шатуна l_2 и координаты x_1 , y_1 оси вращения O_1 кривошипа. Дополнительно вычисляется угол наклона ϕ кривошипа к оси OX в крайнем положении коромысла.

Математическая модель задачи включает основные аналитические зависимости между параметрами четырехзвенного механизма, преобразующего равномерное вращение кривошипа 1 в поворот коромысла 3. При равномерном вращении кривошипа

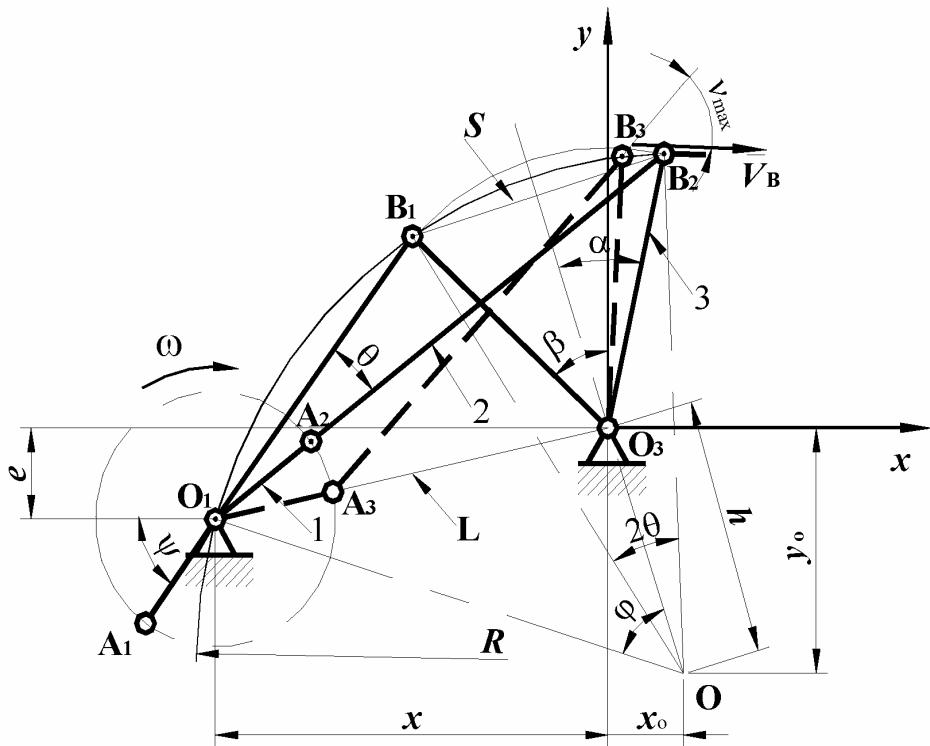


Рис. 1

коэффициент изменения средней скорости коромысла K_{ω} зависит от величины угла перекрытия θ . Коэффициент K_{ω} равен отношению длин дуг, описываемых концом кривошипа в рабочем и холостом ходе, или отношению скорости поворота коромысла в обратном и в прямом ходе:

$$K_{\omega} = \frac{\pi + \theta}{\pi - \theta}. \quad (1)$$

Для заданного значения K_{ω} угол перекрытия

$$\theta = \pi \frac{K_{\omega} - 1}{K_{\omega} + 1}. \quad (2)$$

Расстояние между точками B_1 и B_2 (рис.1) в крайних положениях коромысла:

$$S = 2 l_3 \sin \left(\frac{\beta}{2} \right). \quad (3)$$

Начало координат x, y поместим в точку O_3 (ось вращения коромысла 3). Геометрическое место точек – возможных осей

вращения кривошипа, соответствующих данному углу θ , представляет собой окружность радиусом R с центром в точке О с координатами x_0, y_0 :

$$R = \frac{S}{2\sin(\theta)}; \quad x_0 = h\sin(\alpha); \quad y_0 = h\cos(\alpha); \quad (4)$$

где

$$h = R\cos(\theta) - l_3 \cos\left(\frac{\beta}{2}\right), \quad (5)$$

где h – расстояние между центром окружности в точке О и осью вращения коромысла в O_3 . Координаты XY произвольной точки на дуге окружности:

$$\begin{aligned} X(\varphi) &= -R \cdot \sin(\varphi + \alpha) + x_0; \\ Y(\varphi) &= R \cdot \cos(\varphi + \alpha) + y_0, \end{aligned} \quad (6)$$

где φ – угол между прямыми OO_3 и OO_1 .

Тогда длины кривошипа L_1 и шатуна L_2 также зависят от угла φ , определяющего возможное положение оси вращения O_1 кривошипа 1 на окружности радиусом R :

$$L_1(\varphi) = \frac{1}{2} [D_2(\varphi) - D_1(\varphi)], \quad (7)$$

$$L_2(\varphi) = \frac{1}{2} [D_2(\varphi) + D_1(\varphi)],$$

где D_1, D_2 – расстояния между центром вращения кривошипа в точке O_1 и точками B_1, B_2 с координатами (xb_1, yb_1) и (xb_2, yb_2) коромысла в его крайнем левом и правом положениях

$$D_1(\varphi) = \sqrt{[X(\varphi) - xb_1]^2 + [Y(\varphi) - yb_1]^2}; \quad (8)$$

$$D_2(\varphi) = \sqrt{[X(\varphi) - xb_2]^2 + [Y(\varphi) - yb_2]^2};$$

$$xb_1 = X(0), \quad xb_2 = X(-\theta),$$

$$yb_1 = Y(0), \quad yb_2 = Y(-\theta).$$

Наибольший угол давления v в рабочем ходе возникает в положении, когда точка А кривошипа совпадает с прямой O_1O_3 , соединяющей оси вращения кривошипа и коромысла. На основании теоремы косинусов для треугольника $A_3B_3C_3'$ наибольший угол давления v между шатуном и коромыслом:

$$v(\varphi) = \arcsin \left[\frac{L_2 + L_3 - (L - L_1)^2}{2L_2 L_3} \right], \quad (9)$$

где L – расстояние между осями вращения кривошипа и коромысла O_1O_3

$$L(\varphi) = \sqrt{(X(\varphi))^2 + (Y(\varphi))^2}. \quad (10)$$

Искомое положение точки O_1 на дуге окружности радиусом R , удовлетворяющее ограничениям задачи, задается углом $\varphi = \varphi_1$. Последний находится из условия минимума разности координаты y_1 точки O_1 и заданного значения дезаксиала e , а также из условия ограниченности угла давления v , т.е.:

$$\min_{\varphi} |Y(\varphi) - e| = |Y(\varphi_1) - e|; \quad (11)$$

$$v(\varphi) \leq v_{\max}, \quad (12)$$

здесь *min* означает вычисление минимума функции по углу φ .

Минимизация (11) при ограничениях (12) может быть выполнена методом перебора. При этом первоначально предполагается, что угол давления ограничен и справедливо неравенство (12). Тогда искомый угол φ_1 находится путем решения уравнения

$$Y(\varphi_1) = e. \quad (13)$$

Если ограничение на величину угла (12) не выполняется, то угол φ_1 вычисляется из уравнения:

$$v(\varphi) = v_{\max}, \quad (14)$$

После определения угла φ_1 находят значения координат оси кривошипа x_1y_1 , длины звеньев l_1, l_2 и угла наклона ψ кривошипа к оси ОХ в крайнем левом положении механизма:

$$x_1 = X(\varphi_1); \quad y_1 = Y(\varphi_1); \quad l_1 = L_1(\varphi_1); \quad l_2 = L_2(\varphi_1); \quad (15)$$

$$\psi(\varphi_1) = \arcsin \left[\frac{Y(-\theta) - y_1}{l_2 - l_1} \right]. \quad (16)$$

Порядок расчета кривошипно-коромыслового механизма на компьютере.

Для расчета предварительно проработать весь лекционный материал или соответствующий раздел учебника по теме «Синтез плоских рычажных механизмов» и ознакомиться с предшествующими пунктами методических рекомендаций. Ознакомиться с правилами работы на персональном компьютере в системе MathCAD 2001 (см. приложение).

1. Загрузить программу **MathCAD** в память компьютера и создать новый файл с именем **Синтез_m_n.mcd**, где **m** - номер задания, **n** – номер варианта исходных данных. Текст программы должен быть оформлен по аналогии с одним из приведенных примеров.
2. Выписать исходные данные варианта задания и присвоить переменным программы K_{ω} , l_3 , e , α , β , v_{max} соответствующие значения. При этом следует использовать комментарии.
3. Ввести функциональные зависимости для параметров θ , S , R , x_0 , y_0 , h , $X(\varphi)$, $Y(\varphi)$, $L_1(\varphi)$, $L_2(\varphi)$, $L(\varphi)$, $D_1(\varphi)$, $D_2(\varphi)$, xb_1 , yb_1 , xb_2 , yb_2 , $v(\varphi)$, ψ математической модели по формулам (1)...(10), (16) и комментарии.
4. Задать диапазон значений с малым шагом для переменной φ и построить графики изменения функций $Y(\varphi)$, $v(\varphi)$. Сравнив графики с ограничениями задачи, определить начальное приближение для φ .
5. Определить искомое значение φ_1 , удовлетворяющее ограничениям типа равенств или неравенств в вычислительном блоке. Последний открывается служебным словом **Given** и заканчивается выражением одной из функций **Find**, **Minerr** или **Minimize** в зависимости от условий задачи.
6. Вычислить и выписать значения параметров x_1 , y_1 , l_1 , l_2 , ψ , которые получены в задаче синтеза механизма.

Пример 1. Программа синтеза кривошипно–коромыслового механизма применительно к снегоуборочной машине (см. рис.6 в приложении).

1. Исходные параметры для задачи синтеза:

$\beta := 48 \cdot \text{deg}$, β – угол качания коромысла, град.;
 $\alpha := 0 \cdot \text{deg}$, α – угол между осью O_3Y и средним положением коромысла, град.;
 $K_{\omega} := 1.17$, K_{ω} – коэффициент изменения средней скорости коромысла;
 $l_3 := 0,65$, l_3 – длина коромысла, м;
 $e := 0,25$, e – дезаксиал, м;
 $v_{\max} = 46 \cdot \text{deg}$, v_{\max} – максимальный угол давления, град.

2. Вычисляемые параметры механизма:

$\theta := \pi \cdot \frac{K_{\omega} - 1}{K_{\omega} + 1}$, $\frac{\theta}{\text{deg}} = 14.101$ – угол перекрытия, град;
 $S := 2 \cdot l_3 \cdot \sin\left(\frac{\beta}{2}\right)$, $S = 0.529$ – расстояние между крайними положениями точки В коромысла, м;
 $R := \frac{S}{2 \cdot \sin(\theta)}$, $R = 1.085$ – радиус окружности, на которой располагаются возможные центры кривошипа, м;
 $h := R \cdot \cos(\theta) - l_3 \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right)$, $h = 0.459$ – расстояние между центром окружности и осью вращения коромысла, м;
 $x_0 := h \cdot \sin(\alpha)$,
 $y_0 := -h \cdot \cos(\alpha)$,
 $x_0 = 0$, $y_0 = -0.459$ – координаты x , y центров окружности, на которой располагаются оси кривошипа, м.

3. Функциональные зависимости:

$X(\phi) := x_0 - R \cdot \sin(\phi + \alpha)$,
 $Y(\phi) := y_0 + R \cdot \cos(\phi + \alpha)$,
 $X(\phi)$, $Y(\phi)$ – координаты x , y произвольной точки окружности с центром O ;
 $D_1(\phi) := \sqrt{(X(\phi) - X(\theta))^2 + (Y(\phi) - Y(\theta))^2}$,
 $D_2(\phi) := \sqrt{(X(\phi) - X(-\theta))^2 + (Y(\phi) - Y(-\theta))^2}$,
 $D_1(\phi)$, $D_2(\phi)$ – расстояния между центром вращения кривошипа в точке O_1 и точками B_1 и B_2 ;

$$L_1(\phi) := \frac{1}{2} \cdot (D_2(\phi) - D_1(\phi)), \quad L_1(\phi) - \text{длина кривошипа, м};$$

$$L_2(\phi) := \frac{1}{2} \cdot (D_2(\phi) + D_1(\phi)), \quad L_2(\phi) - \text{длина шатуна, м};$$

$L(\phi) := \sqrt{(X(\phi))^2 + (Y(\phi))^2}$, $L(\phi)$ – расстояние между осями кривошипа и коромысла, м;

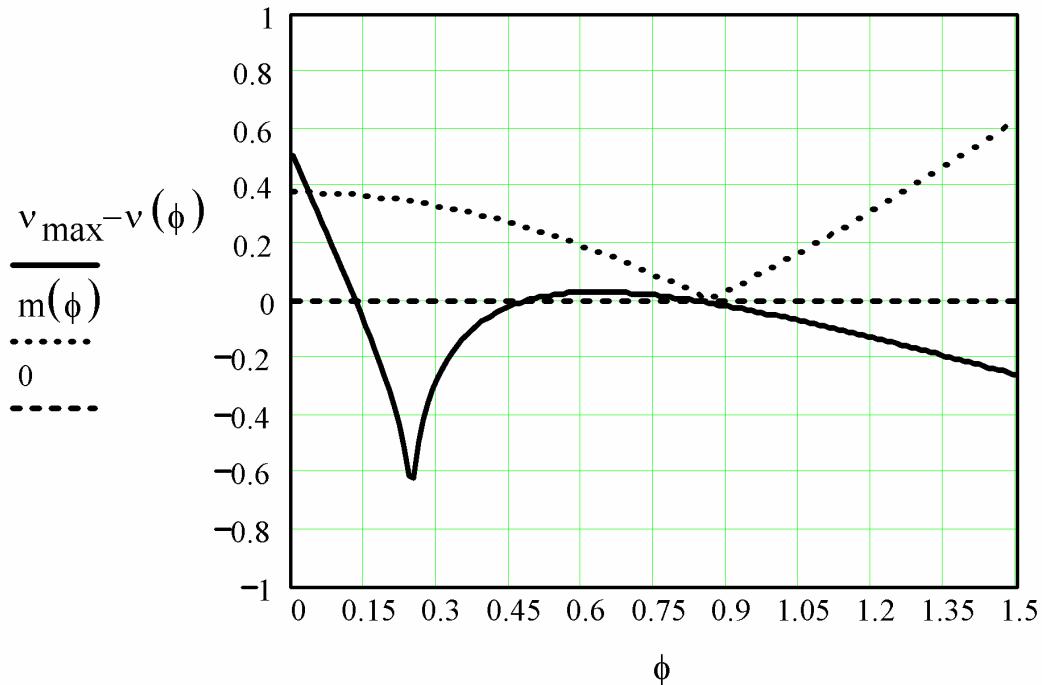
$$v(\phi) := \arcsin \left[\frac{[(L_2(\phi))^2 + (l_3)^2 - (L(\phi) - L_1(\phi))^2]}{2 \cdot L_2(\phi) \cdot l_3} \right],$$

$v(\phi)$ – наибольший угол давления между шатуном и коромыслом:

$m(\phi) := |Y(\phi) - e|$, $m(\phi)$ – функция невязки между возможным и заданным значениями дезаксиала, м.

4. Графики зависимостей угла давления v и координаты Y от угла ϕ :

$$\phi := 0, 0.01..1.5, \quad \phi - \text{диапазон изменения угла.}$$



5. Из графика следует, что минимум невязки достигается при угле давления больше допускаемого.

Начальное приближение угла ϕ принимаем равным
 $\phi := 0.75$

6. Решаем задачу минимизации невязки между возможным и заданным значением дезаксиала при ограничении на значение угла давления:

Given

$$v(\phi) \leq v_{\max}, \quad v(\phi) - \text{ограничение задачи};$$

$$\phi_1 := \text{Minimize}(m, \phi), \quad \phi_1 - \text{выполнение минимизации};$$

$$\phi_1 = 0.822 \text{ рад}, \quad \frac{\phi_1}{\deg} = 47.094 - \text{полученный угол, определяющий положение центра } O, \text{ град.}$$

7. Проверка выполнения ограничений задачи

$$m(\phi_1) = 0,03 - \text{полученная величина невязки дезаксиала};$$

$$v_{\max} - v(\phi_1) = - 6.468 \cdot 10^{-9} - \text{полученная величина ограничения угла давления}.$$

8. В результате решения задачи о синтезе шарнирного четырехзвенника получены следующие значения параметров и размеров звеньев механизма:

$$x_1 := X(\phi_1), \quad x_1 = -0.795 - \text{координата } X \text{ оси кривошипа, м;}$$

$$y_1 := Y(\phi_1), \quad y_1 = 0.28 - \text{координата } Y \text{ оси кривошипа, м;}$$

$$l_1 := L_1(\phi_1), \quad l_1 = 0.244 - \text{длина кривошипа, м;}$$

$$l_2 := L_2(\phi_1), \quad l_2 = 0.86 - \text{длина шатуна, м;}$$

$$l_3 = 0.65 - \text{длина коромысла, м.}$$

9. Угол наклона кривошипа ψ и оси ОХ в крайнем левом положении механизма:

$$\psi := \arcsin \left[\frac{Y(-\theta) - y_1}{l_2 - l_1} \right] \cdot \frac{1}{\deg}, \quad \psi = 30.598 \text{ град.}$$

2. СИНТЕЗ КРИВОШИПНО - ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: определить размеры звеньев кривошипно-ползунного механизма, показанного на рис.2, по заданному значению коэффициента изменения средней скорости ползуна K_v , а также дезаксиала e при условии, что угол давления v в рабочем ходе (угол между шатуном и направлением движения ползуна) не

превышает значения v_{max} , а угол давления в холостом ходе μ меньше допускаемого μ_{max} . Если невозможно выполнить синтез механизма для заданного дезаксиала e , то определяется такое положение оси вращения O_1 кривошипа 1, при котором модуль разности $|y_1 - e|$ ординаты точки O_1 и дезаксиала имеет наименьшее значение. В результате решения задачи о синтезе кривошипно-ползунного механизма определяются размеры звеньев механизма: длина кривошипа l_1 , длина шатуна l_2 и координаты x_1, y_1 оси вращения O_1 кривошипа. Дополнительно вычисляется угол наклона ψ кривошипа к оси ОХ в его крайнем положении.

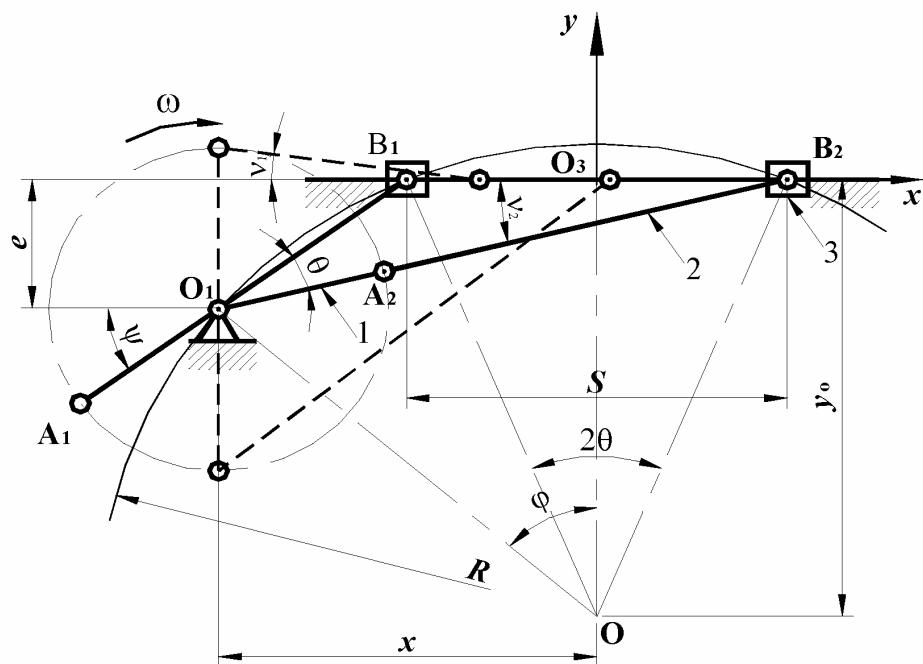


Рис.2

Математическая модель задачи включает основные аналитические зависимости между параметрами кривошипно-ползунного механизма, преобразующего вращательное движение кривошипа 1 в поступательное движение ползуна 3. При равномерном вращении кривошипа коэффициент изменения средней скорости ползуна K_V зависит от величины угла перекрытия θ . Коэффициент K_V равен отношению длин дуг, описываемых концом кривошипа в рабочем и холостом ходе, или отношению скорости поворота ползуна в обратном и в прямом ходе. Геометрическое

место точек – возможных центров вращения кривошипа, соответствующих заданному значению угла перекрытия θ , представляет собой окружность радиусом R с центром в точке О.

Начало системы координат x, y поместим в точку O_3 посередине отрезка B_1B_2 длиной S между крайними положениями ползуна. Тогда радиус R и координаты x_0, y_0 центра окружности равны:

$$R = \frac{S}{2 \cdot \sin(\theta)}; \quad x_0 = 0; \quad y_0 = -R \cdot \cos(\theta). \quad (17)$$

Координаты точек окружности X, Y (возможных центров вращения кривошипа)

$$\begin{aligned} X(\varphi) &= -R \cdot \sin(\varphi) + x_0; \\ Y(\varphi) &= R \cdot \cos(\varphi) + y_0, \end{aligned} \quad (18)$$

где φ – угол между прямыми OO_3 и OO_1 (рис.2), определяющий возможное положение центра вращения кривошипа.

Длины кривошипа L_1 и шатуна L_2 зависят от угла φ :

$$L_1(\varphi) = \frac{1}{2} [D_2(\varphi) - D_1(\varphi)], \quad (19)$$

$$L_2(\varphi) = \frac{1}{2} [D_2(\varphi) + D_1(\varphi)],$$

где D_1, D_2 – расстояния между осью вращения кривошипа 1 и точками B_1, B_2 для крайних положений ползуна

$$\begin{aligned} D_1(\varphi) &= \sqrt{\left[X(\varphi) + \frac{S}{2}\right]^2 + Y(\varphi)^2}, \\ D_2(\varphi) &= \sqrt{\left[X(\varphi) - \frac{S}{2}\right]^2 + Y(\varphi)^2}. \end{aligned} \quad (20)$$

Наибольшие углы давления в прямом v_1, v_2 и обратном ходе μ_1, μ_2 :

$$v_1(\varphi) = \arcsin \left[\frac{|Y(\varphi)|}{L_2(\varphi) + L_1(\varphi)} \right], \quad (21)$$

$$v_2(\varphi) = \arcsin \left[\frac{|L_1(\varphi) - |Y(\varphi)||}{L_2(\varphi)} \right], \quad (22)$$

$$\mu_1(\varphi) = \arcsin \left[\frac{|Y(\varphi)|}{L_2(\varphi) - L_1(\varphi)} \right], \quad (23)$$

$$\mu_2(\varphi) = \arcsin \left[\frac{L_1(\varphi) + |Y(\varphi)|}{L_2(\varphi)} \right]. \quad (24)$$

Угол v_1 соответствует концу рабочего и началу холостого хода, а угол μ_1 – концу холостого и началу рабочего хода. Угол φ_1 определяет такое положение оси вращения кривошипа, при котором разность координаты y_1 точки O_1 и дезаксиала e , имеет наименьшее значение, а углы давления v_1, v_2 имеют следующие ограничения:

$$\min_{\varphi} |Y(\varphi) - e| = |Y(\varphi_1) - e|, \quad (25)$$

$$v_1(\varphi) \leq v_{\max}, \quad v_2(\varphi) \leq v_{\max}, \quad (26)$$

$$\mu_1(\varphi) \leq \mu_{\max}, \quad \mu_2(\varphi) \leq \mu_{\max}. \quad (27)$$

Здесь \min_{φ} означает минимум функции по углу φ . Минимизация (25) при ограничениях (26), (27) может быть выполнена методом перебора. При этом решается одно из следующих уравнений, соответствующих активному ограничению:

$$Y(\varphi_1) = e; \quad (28)$$

$$v_1(\varphi) = v_{\max}, \quad v_2(\varphi) = v_{\max}, \quad (29)$$

$$\mu_1(\varphi) = \mu_{\max}, \quad \mu_2(\varphi) = \mu_{\max}. \quad (30)$$

Первоначально с помощью блока Given...Find решают уравнение (28) и проверяют выполнение неравенств (26), (27). Если одно из неравенств не выполняется (активное неравенство), то решают соответствующее ему уравнение (29), (30). Другой способ решения заключается в использовании блока Given...Minimize и условий (25)...(27) или блока Given...Minerr и условий (28)...(30). При этом находят угол φ_1 , а затем координаты оси кривошипа x_1, y_1 , длины звеньев l_1, l_2 и угол наклона ψ кривошипа к оси ОХ в крайнем правом положении механизма:

$$\begin{aligned} x_1 &= X(\varphi_1); & y_1 &= Y(\varphi_1); \\ l_1 &= L_1(\varphi_1); & l_2 &= L_2(\varphi_1); & \psi &= \mu_1(\varphi). \end{aligned} \quad (31)$$

Порядок расчета кривошипно-ползунового механизма

Для расчета предварительно проработать весь лекционный материал или соответствующий раздел учебника по теме «Синтез плоских рычажных механизмов» и ознакомиться с предшествующими пунктами методических рекомендаций. Ознакомиться с правилами работы на персональном компьютере в системе MathCAD 2001 (см. приложение).

1. Загрузить программу **MathCAD** в память компьютера и создать новый файл с именем **Синтез_m_n.mcd**, где **m** - номер задания, **n** – номер варианта исходных данных. Текст программы должен быть оформлен по аналогии с одним из приведенных примеров.
2. Выписать исходные данные варианта задания и присвоить переменным программы K_V , S , e , v_{max} , μ_{max} соответствующие значения. При этом следует использовать поясняющие комментарии.
3. Ввести функциональные зависимости для параметров θ , S , R , x_0 , y_0 , $X(\varphi)$, $Y(\varphi)$, $L_1(\varphi)$, $L_2(\varphi)$, $D_1(\varphi)$, $D_2(\varphi)$, $v_1(\varphi)$, $v_2(\varphi)$, $\mu_1(\varphi)$, $\mu_2(\varphi)$, математической модели по формулам (2)...(17), (24) и комментарии.
4. Задать диапазон значений с малым шагом для переменной φ и построить графики изменения функций $Y(\varphi)$, $v_{max} - v_1(\varphi)$, $v_{max} - v_2(\varphi)$, $\mu_{max} - \mu_1(\varphi)$, $\mu_{max} - \mu_2(\varphi)$. Сравнив графики с ограничениями задачи, определить начальное приближение для φ .
5. Определить искомое значение φ_1 , удовлетворяющее ограничениям типа равенств или неравенств в вычислительном блоке. Последний открывается служебным словом **Given** и заканчивается выражением одной из функций **Find**, **Minerr** или **Minimize** в зависимости от условий задачи. Функция **Minerr** позволяет решать несовместную систему уравнений (28)...(30) из условия минимума невязки по всем ограничениям.
6. Вычислить по формулам (31) и выписать значения параметров x_1 , y_1 , l_1 , l_2 , ψ , которые получены в задаче синтеза механизма.

Пример 2. Программа синтеза кривошипно-ползунного механизма уплотнителя дорожного покрытия (см. рис.4 в приложении).

1. Исходные параметры для задачи синтеза:

$$S := 0.42 \quad S - \text{ход ползуна, м;}$$

$K_V := 1.17$, K_V – коэффициент изменения средней скорости ползуна;

$v_{\max} := 20 \cdot \text{deg}$, v_{\max} – максимальный угол давления в прямом ходе, град;

$\mu_{\max} := 46 \cdot \text{deg}$, μ_{\max} – максимальный угол давления в обратном ходе, град.

2. Вычисляемые параметры механизма:

$$\theta := \pi \cdot \frac{K_V - 1}{K_V + 1}, \quad \frac{\theta}{\text{deg}} = 14.101 \text{ – угол перекрытия, град;}$$

$R := \frac{S}{2 \cdot \sin(\theta)}$, $R = 0.862$ – радиус окружности центров кривошипа, м;

$x_0 := 0$, $x_0 = 0$ – координата x_0 центра окружности, м;

$y_0 := -R \cdot \cos(\theta)$, $y_0 = -0.836$ – координата y_0 центра окружности, м.

3. Функциональные зависимости:

$$X(\phi) := x_0 - R \cdot \sin(\phi),$$

$$Y(\phi) := y_0 + R \cdot \cos(\phi),$$

$X(\phi)$, $Y(\phi)$ – координаты x , y центра кривошипа, м;

$$D_1(\phi) := \sqrt{\left(X(\phi) + \frac{S}{2}\right)^2 + (Y(\phi))^2},$$

$$D_2(\phi) := \sqrt{\left(X(\phi) - \frac{S}{2}\right)^2 + (Y(\phi))^2},$$

$D_1(\phi)$, $D_2(\phi)$ – расстояния от центра кривошипа до точек B1 и B2;

$L_1(\phi) := \frac{1}{2} \cdot (D_2(\phi) - D_1(\phi))$, $L_1(\phi)$ – возможная длина кривошипа;

$L_2(\phi) := \frac{1}{2} \cdot (D_2(\phi) + D_1(\phi))$, $L_2(\phi)$ – возможная длина шатуна;

$v_1(\phi) := \arcsin \left[\frac{|Y(\phi)|}{L_2(\phi) + L_1(\phi)} \right]$, $v_1(\phi)$ – угол давления в конце рабочего и начале холостого ходов;

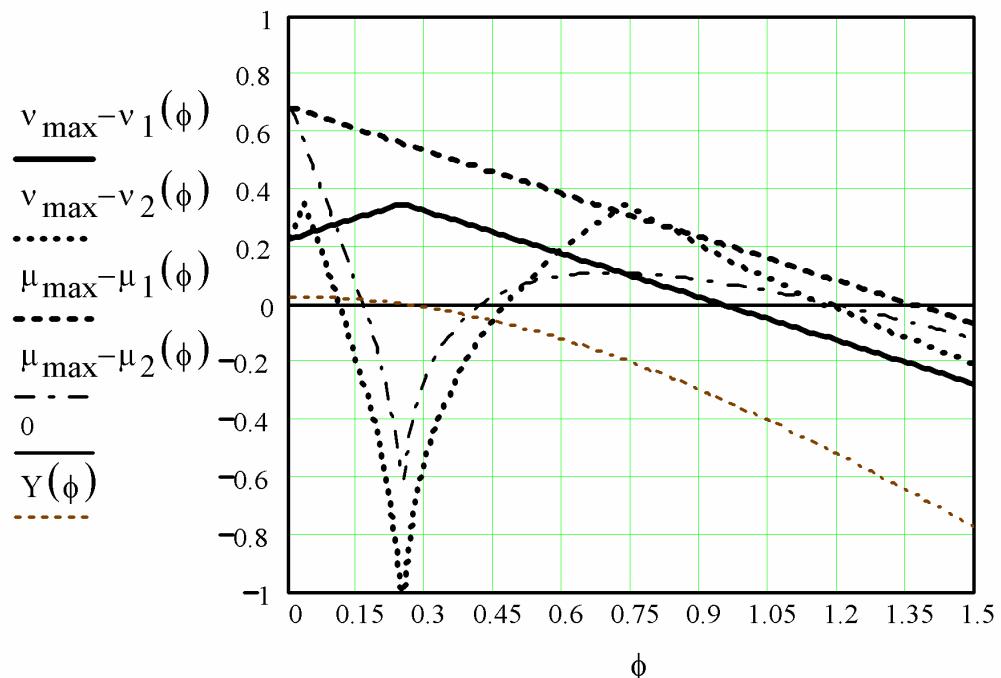
$v_2(\phi) := \arcsin \left[\frac{L_1(\phi) - |Y(\phi)|}{L_2(\phi)} \right]$, $v_2(\phi)$ – угол давления в рабочем ходе;

$\mu_1(\phi) := \arcsin \left[\frac{|Y(\phi)|}{L_2(\phi) - L_1(\phi)} \right]$, $\mu_1(\phi)$ – угол давления в конце холостого и начале рабочего ходов;

$\mu_2(\phi) := \arcsin \left[\frac{L_1(\phi) + |Y(\phi)|}{L_2(\phi)} \right]$, $\mu_2(\phi)$ – угол давления в холостом ходе.

4. Графики зависимостей углов давления v , μ и координаты Y от угла ϕ

$\phi := 0, 0.01..1.5$, ϕ – диапазон изменения угла.



5. Из графика следует, что активным является ограничение для угла v_1 .

Примем начальное приближение угла ϕ равным
 $\phi := 0.9$

6. Определяем корень уравнения для равенства угла давления v_1 в конце рабочего хода по допускаемому углу v_{\max} (неактивное ограничение):

Given

$$v(\phi) = v_{\max}, \quad v(\phi) - \text{активное ограничение задачи};$$

$$\phi_1 := \text{Find}(\phi), \quad \phi_1 - \text{вычисление корня};$$

$$\phi_1 = 0.944 \text{ рад}, \quad \frac{\phi_1}{\text{deg}} = 54.101 - \text{полученный угол, град.}$$

7. Проверка выполнения ограничений задачи для углов давления в прямом и обратном ходах ползуна:

$v_{\max} - v_1(\phi_1) = 0$ – значение ограничения в конце рабочего хода;

$v_{\max} - v_2(\phi_1) = 0.073$ – значение ограничения в рабочем ходе;

$\mu_{\max} - \mu_1(\phi_1) = 0.208$ – значение ограничения в начале холостого хода;

$\mu_{\max} - \mu_2(\phi_1) = 0.165$ – значение ограничения в холостом ходе.

8. В результате решения задачи о синтезе кривошино-ползунного механизма получены следующие значения параметров и размеров звеньев:

$x_1 := X(\phi_1), \quad x_1 = -0.698$ – координата X оси кривошипа, м;

$y_1 := Y(\phi_1), \quad y_1 = -0.331$ – координата Y оси кривошипа (дезаксиал), м;

$l_1 := L_1(\phi_1), \quad l_1 = 0.188$ – длина кривошипа, м;

$l_2 := L_2(\phi_1), \quad l_2 = 0.778$ – длина шатуна, м;

$\psi := \mu_1(\phi_1), \quad \frac{\phi_1}{\text{deg}} = 34.101$ – наклон кривошипа в крайнем левом положении механизма, м.

3. СИНТЕЗ ШЕСТИЗВЕННОГО КРИВОШИПНО-КУЛИСНОГО МЕХАНИЗМА С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ ГРУППОЙ АССУРА

Цель работы: определить размеры звеньев шестизвездного кривошипно-кулисного механизма, показанного на рис.3, по заданному значению коэффициента изменения средней скорости ползуна K_v , величине хода ползуна S , при условии, что угол давления v в рабочем ходе (угол между шатуном 4 и направлением движения ползуна 5) находится в пределах $v_{\min} \leq v \leq v_{\max}$. Из конструктивных соображений и условия ограниченности передаваемого усилия от кулисного камня (ползуна) 2 к кулисе 3 задается размер $a = 1\dots 2 \cdot l$ (расстояние между осями кривошипа и кулисы), а также размер $b \approx l$ (расстояние от оси вращения кулисы до направляющей, по которой движется второй ползун 5). Ползун 5 и шатун 4 образуют дополнительную группу Ассура второго вида присоединённую к кулисе 3. В результате решения задачи о синтезе кривошипно-кулисного механизма определяются размеры a , b , длина кулисы l_3 , длина части кулисы l с шарниром В, длина шатуна l_4 . Дополнительно вычисляется величина угла наклона ψ кривошипа 1 к оси ОХ в крайнем положении кулисы.

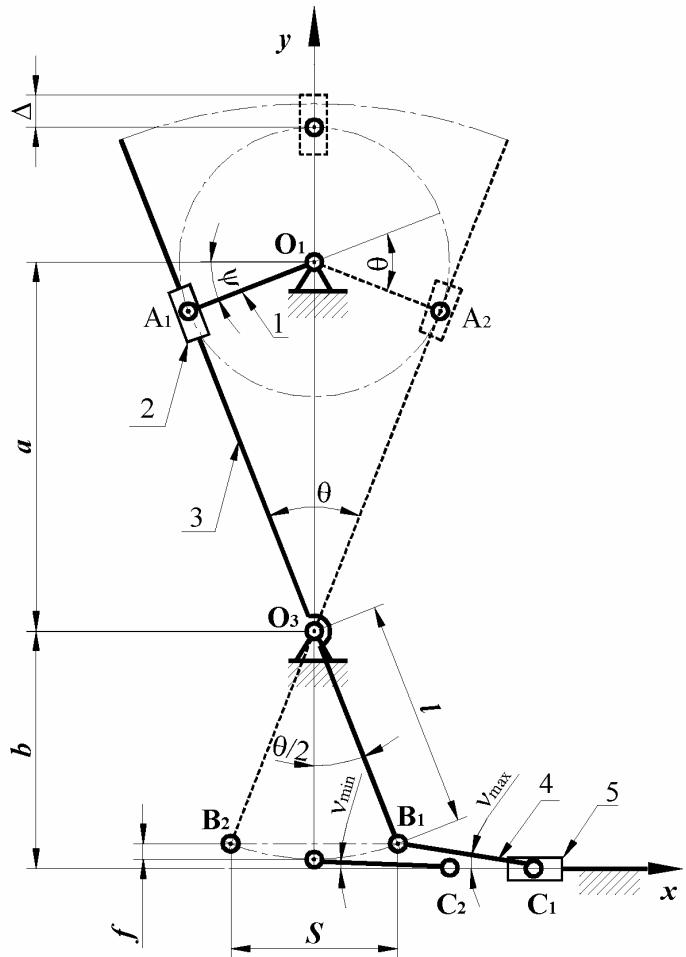


Рис.3

Математическая модель задачи включает в себя основные аналитические зависимости между параметрами шестизвездного механизма, который преобразует вращательное движение кривошипа 1 в возвратно-поступательное движение ползуна. При этом средняя скорость ползуна в обратном ходе (движение ползуна справа налево) в K_V раз больше, чем в прямом ходе (движение слева направо). Если кривошип вращается с постоянной скоростью, то коэффициент K_V равен отношению углов между крайними положениями кривошипа в обратном и прямом ходе (1). При заданном значении K_V величина угла перекрытия θ вычисляется по формуле (2). Тогда размер l части кулисы зависит от величины хода ползуна S :

$$l = \frac{S}{2\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}. \quad (32)$$

Смещение f точки В кулисы 3 в направлении оси у при движении кулисы от крайнего своего положения к среднему:

$$f = l\left(1 - \cos\left(\frac{\theta}{2}\right)\right). \quad (33)$$

Из конструктивных соображений на основе размера l задаётся размерами a и b в миллиметрах. Размеры желательно принимать целыми из предпочтительного ряда размеров. Длина кривошипа l_1 определяется из треугольника $O_1O_3A_1$:

$$l_1 = a \sin\left(\frac{\theta}{2}\right). \quad (34)$$

Длина шатуна l_4 может быть определена как наибольшее из двух значений для наибольшего и наименьшего углов давления по формуле:

$$l_4 = \max\left[\frac{|b - l|}{\sin(v_{\min})}, \frac{|b - l + f|}{\sin(v_{\max})}\right]. \quad (35)$$

Для уменьшения длины шатуна l_4 расстояние b может быть принято:

$$b = l - \frac{f}{2}; \quad \text{и} \quad l_4 = \frac{f}{2 \sin(v_{\max})}. \quad (36)$$

Если длина шатуна, определённая по формулам (35) или (36) мала, то ее принимают из конструктивных соображений. Общая длина кулисы l_3 определяется из условия невыхода кулисного камня за пределы кулисы:

$$l_3 = l + l_1 + \Delta, \quad (37)$$

где $\Delta = 0,01$ м запас по условию невыхода.

Из рис.3 видно, что угол наклона ψ кривошипа 1 в крайнем левом положении кулисы:

$$\Psi = \frac{\theta}{2}. \quad (38)$$

Порядок расчета кривошипно-кулисного механизма

Для расчета предварительно проработать весь лекционный материал или соответствующий раздел учебника по теме «Синтез плоских рычажных механизмов» и ознакомиться с предшествующими пунктами методических рекомендаций. Ознакомиться с правилами работы на персональном компьютере в системе MathCAD 2001 (см. приложение).

1. Загрузить программу **MathCAD** в память компьютера и создать новый файл с именем **Синтез_m_n.mcd**, где **m** - номер задания, **n** – номер варианта исходных данных. Текст программы должен быть оформлен по аналогии с одним из приведенных примеров.
2. Выписать исходные данные варианта задания и присвоить переменным программы **K_V**, **S**, **e**, **v_{max}**, **v_{min}** соответствующие значения. При этом следует использовать комментарии.
3. Вычислить значения для параметров **θ**, **l** по формулам (2), (32). По величине **l** из конструктивных соображений назначить размеры **a**, **b** механизма. По формулам (33)...(38) определить длины звеньев механизма **l₁**, **l₂**, **l₃**, **l₄**, и угол наклона кривошипа **ψ** в крайнем положении кулисы. В тексте программы должны присутствовать комментарии.
4. Выписать значения параметров **a**, **b**, **l₁**, **l₂**, **l₃**, **ψ**, которые получены в задаче синтеза механизма.

Пример 3. Программа синтеза шестизвездного механизма режущего аппарата косилки для скашивания травы на обочинах дорог (см. рис.5 в приложении).

1. Исходные параметры для задачи синтеза:

S := 0.090	S – ход ножа жатки, м;
K_V := 1.45,	K_V – коэффициент изменения средней скорости;

$v_{\max} := 12 \cdot \text{deg}$, v_{\max} – максимальный угол давления, град;
 $v_{\min} := 0$, v_{\min} – минимальный угол давления, град.

2. Вычисляемые параметры механизма:

$\theta := \pi \cdot \frac{K_v - 1}{K_v + 1}$, $\frac{\theta}{\text{deg}} = 33,061$ – угол перекрытия и угол качания кулисы, град;

$l := \frac{S}{2 \cdot \sin(\theta)}$, $l = 0.158$ – длина части кулисы, соединенной шатуном, м;

$f := l \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{\theta}{2}\right)\right)$, $f = 6.537 \times 10^{-3}$ – смещение точки В кулисы по оси Y, м.

3. Принимаемые параметры механизма:

$$a := 0.158$$

$b := 0,158$ – расстояние от оси вращения кулисы до направляющей ползуна, м;

$\Delta := 0.01$ – запас по условию невыхода кулисного камня из кулисы, м.

4. Полученные размеры механизма:

$l_1 := a \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)$, $l_1 = 0.045$ – длина кривошипа, м;

$l_3 := l + l_1 + a + \Delta$, $l_3 = 0.371$ – длина кулисы, м;

$l_4 := \frac{|b - l + f|}{\sin(v_{\max})}$, $l_4 = 0.031$ – длина шатуна, м;

$\psi = \frac{\theta}{2}$, $\frac{\psi}{\text{deg}} = 16,531$ – угол наклона кривошипа в крайнем положении кулисы, град.

4. ЗАДАНИЯ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Задание 1. Проектирование и исследование кривошипно-ползунного механизма уплотнителя дорожного покрытия

Уплотнитель применяется для уплотнения грунтов, бетонных смесей и асфальта при строительстве дороги. Механизм уплотнителя представляет собой кривошипно-ползунный механизм с закрепленной на нем металлической плитой (рис.4а). Ползун 3 через плиту сжимает определенную область дорожного покрытия и таким образом уплотняет ее. При движении ползуна вниз происходит уплотнение (рабочий ход), при движении вверх – холостой ход. Кривошип O_1A получает движение от двигателя через двухступенчатый коническо - цилиндрический редуктор (рис.4б),

передаточное отношение которого $u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_1}$. Сила сопротивления сжатию материала дорожного покрытия (механическая характеристика) изменяется по закону, полученному из эксперимента (рис.4в). Исходные данные взять из табл. 1 и 2.

Для всех вариантов принять: а) частота вращения двигателя 1500 об/мин; б) приведенный момент движущих сил величина постоянная; в) максимальный угол давления 25° .

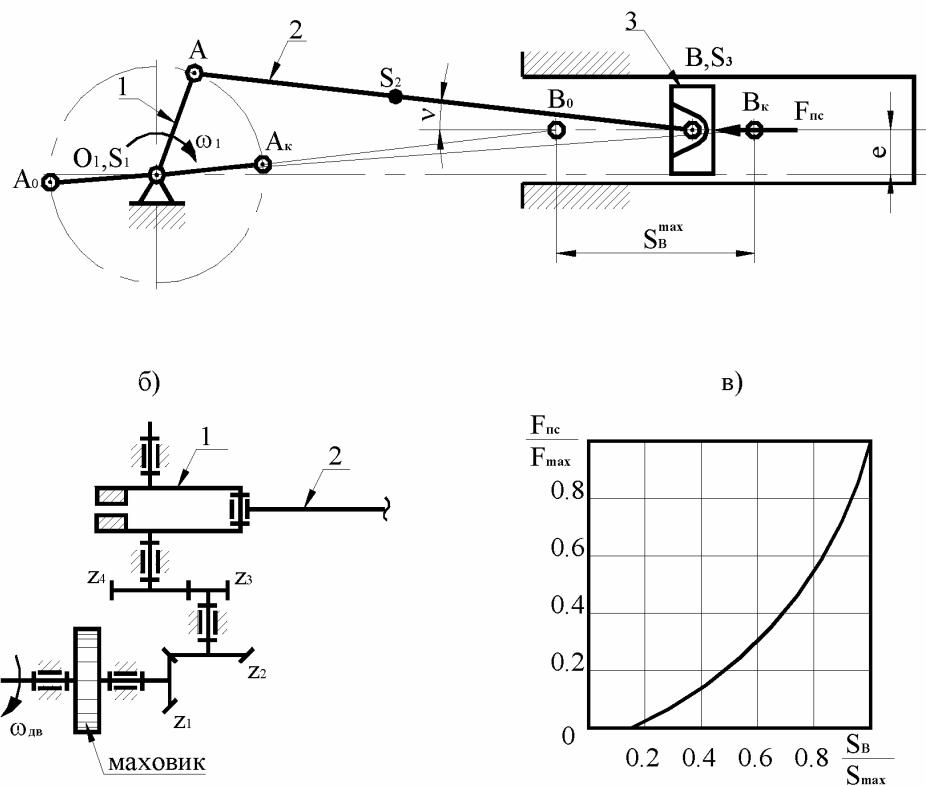


Рис.4

Таблица 1

Исходные данные для проектирования механизма уплотнителя
дорожного покрытия

Обозначение параметра	Значения параметров для вариантов							
	0	1	2	3	4	5	6	7
Ход ползуна S , мм	40	45	50	55	60	42	46	48
Средняя скорость ползуна V_{cp} , м/с	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,15	1,25	1,35
Коэффиц. изменения средней скорости ползуна K_V	1,2	1,15	1,13	1,17	1,16	1,15	1,14	1,12
Масса ползуна m_p , кг	20	22	24	26	28	30	29	25
Максим. сила сопротивления ползуна F_{nc}^{max} , кН	4	3,5	4,5	6,0	6,5	7,0	7,5	5,4
Коэффициент неравномерности движения мех-ма δ	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,2	0,13	0,14

Таблица 2

Исходные данные для построения механической характеристики сил сопротивления

S/S_{max}	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
F_{nc} / F_{nc}^{max}	0	0	0,01	0,06	0,10	0,15	0,24	0,32	0,05	0,75	1,0

Задание 2. Проектирование и исследование шестизвездного механизма режущего аппарата косилки для скашивания травы с обочин автомобильных дорог

Механизм режущего аппарата (рис.5а) преобразует вращательное движение кривошипа 1 в возвратно-поступательное движение ножей 5.

При работе режущего аппарата со стороны срезаемой растительной массы на ножи действует сила резания F_{nc} , закон изменения которой представлен на диаграмме (рис.5в). Кривошип ОА получает вращение от вала отбора мощности трактора через зубчатый редуктор. Исходные данные для проектирования взять из табл. 3.

Таблица 3
Исходные данные для проектирования и исследования механизма режущего аппарата косилки

Обозначение параметра	Значения параметров для вариантов							
	0	1	2	3	4	5	6	7
Ход ножа S , мм	70	75	80	85	90	95	100	105
Средняя скорость ножа V_{cp} , м/с	0,80	0,85	0,90	0,95	1,0	1,05	1,1	1,2
Коэффиц. изм-я средн. скорости ножа K_V	1,25	1,30	1,35	1,40	1,45	1,50	1,35	1,30
Частота вращения ВОМ $n_{дв}$, об/мин	800	825	850	875	900	925	950	975
Коэффициент неравном. хода δ	0,20	0,24	0,18	0,25	0,22	0,26	0,28	0,16
Максим. сила резания F_{nc} , кН	40	35	45	60	65	70	75	54
Масса ножа m_{max} , кг	20	25	30	20	25	30	20	25
Максим. угол давления v_{max} , град	10	12	14	10	12	14	10	12
Миним. угол давления v_{min} , град	0	0	0	0	0	0	0	0

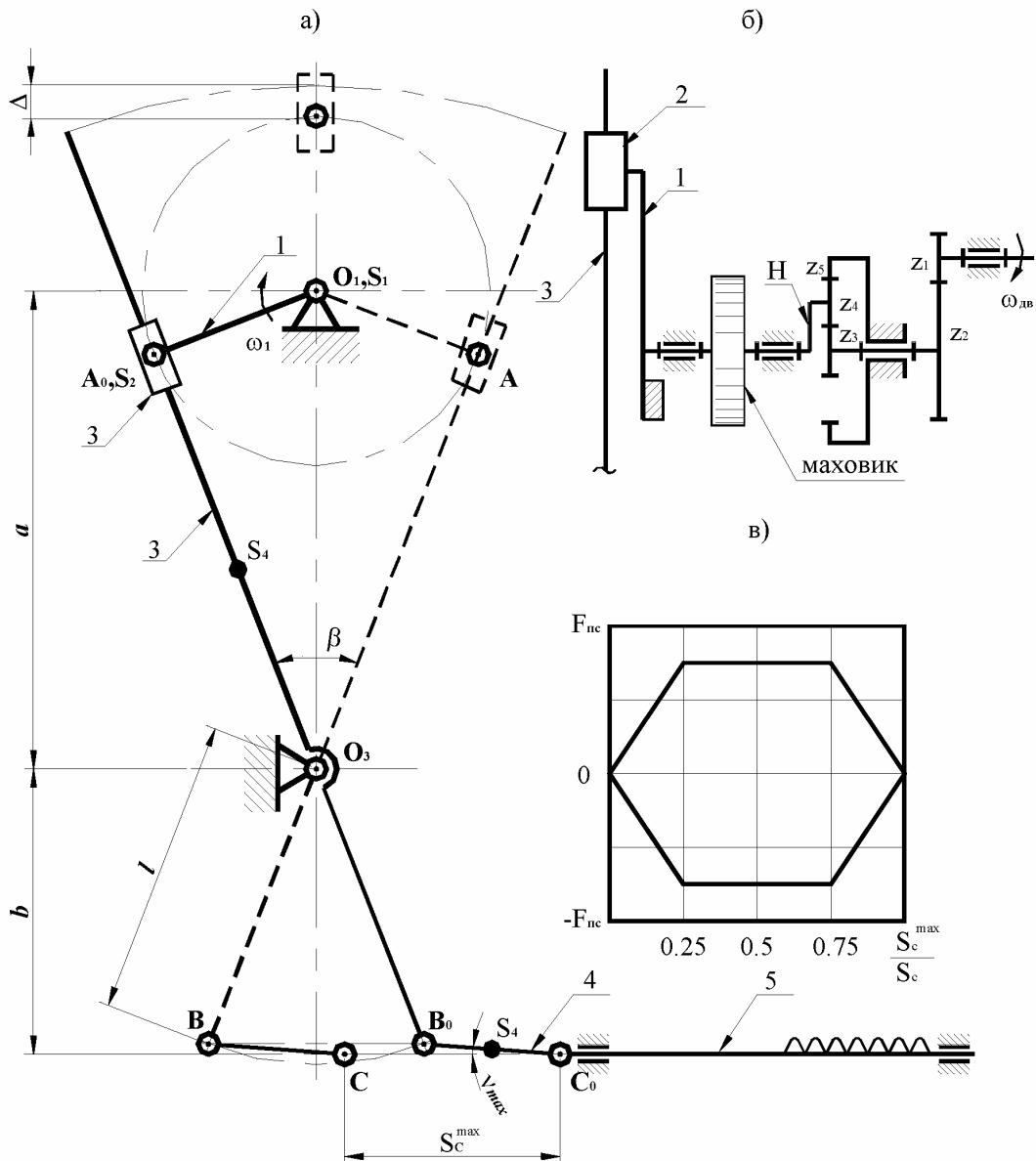


Рис.5

Задание 3. Проектирование и исследование кривошипно-коромыслового механизма снегоуборочной машины

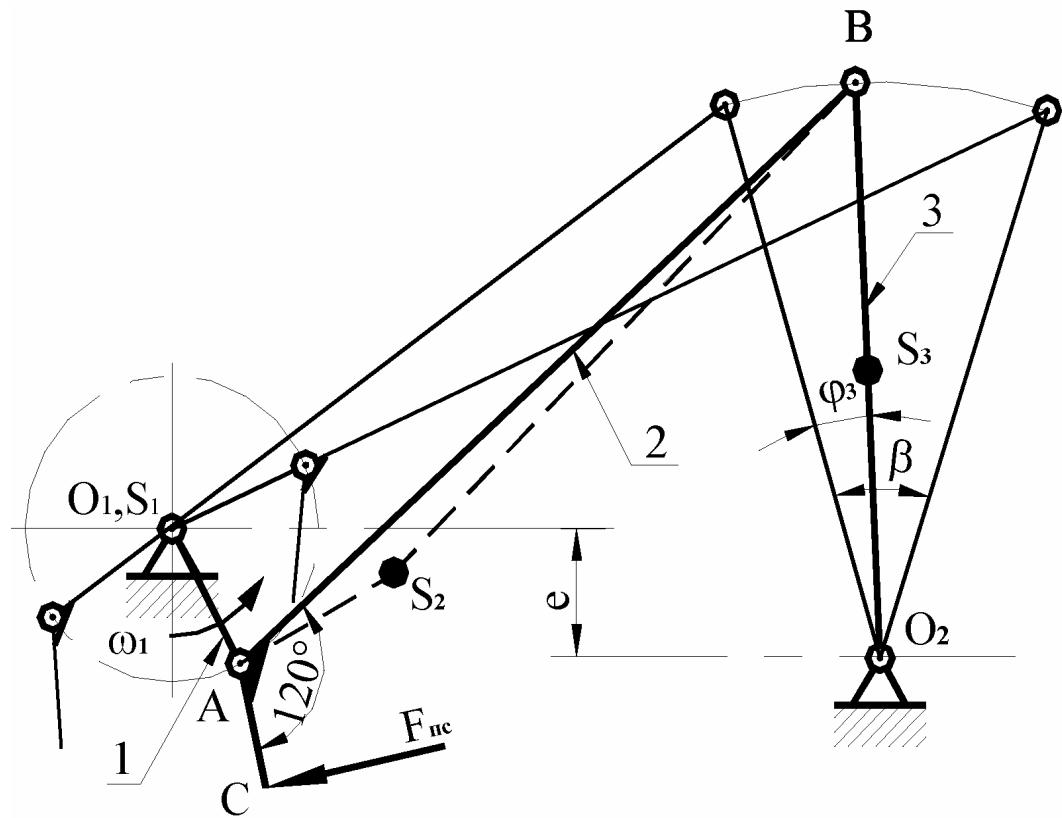
Кривошипно-коромысловый механизм снегоуборочной машины представляет собой плоский рычажный четырехзвеный механизм, который служит для подачи снега на наклонный транспортер.

На рис.б а показана схема механизма. Кривошип O_1A вращается со средней угловой скоростью ω_1 и приводится в движение

от двигателя снегоуборочной машины посредством клиноременной передачи (рис.6б). Передаточное отношение определяется из выражения

$$u = \frac{n_{\text{ДВ}}}{n_1} = \frac{\omega_{\text{ДВ}}}{\omega_1}.$$

На шатуне АВ жестко закреплена лопатка АС. При движении коромысла О₂В из левого крайнего положения в правое крайнее положение лопатка захватывает снег и проталкивает его к загрузочному окну транспортера. При обратном движении коромысла лопатка совершают холостой ход. Сила сопротивления сжатию снега (механическая характеристика) изменяется по закону, график которого представлен на рис.6в, и направлена перпендикулярно звену АС. Точка приложения силы полезного сопротивления $F_{\text{пс}}$ находится из условия: АС = 0,25АВ. Исходные данные взять из табл. 4, 5.



B)

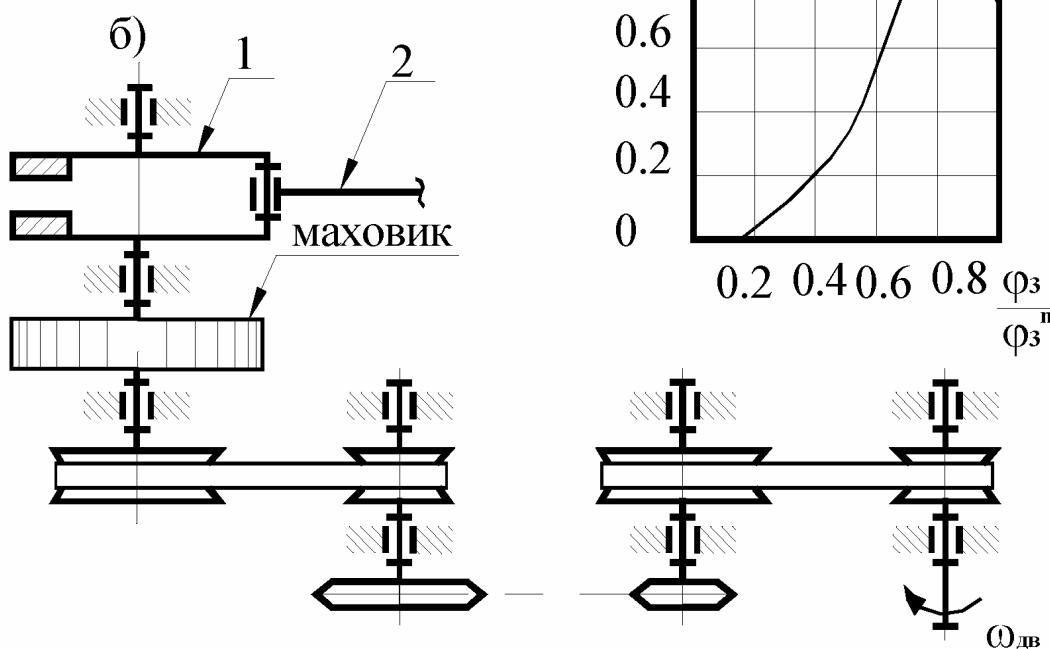
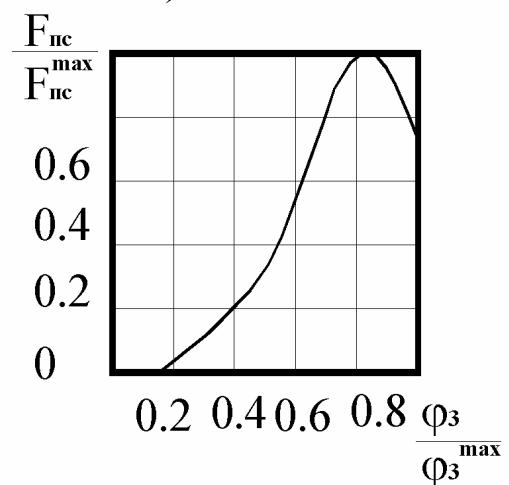


Рис.6

Таблица 4

Исходные данные для проектирования и исследования
механизма снегоуборочной машины

Обозначение параметра	Значения параметров для вариантов							
	0	1	2	3	4	5	6	7
Угол качания коромысла β , град	40	42	44	46	48	50	55	45
Коэффициент изменения скорости коромысла K_{ω}	1,20	1,19	1,18	1,17	1,16	1,15	1,14	1,13
Длина коромысла l_3 , м	0,50	0,52	0,55	0,60	0,64	0,66	0,68	0,54
Расстояние между центрами O_1O_2 e , м	0,20	0,22	0,25	0,30	0,28	0,26	0,24	0,18
Средняя угловая скорость качания коромысла ω_3 , рад/с	1,44	1,87	2,08	1,53	1,81	1,94	2,25	1,96
Коэффициент неравномерности движения мех-ма δ	0,15	0,16	0,17	0,18	0,20	0,21	0,22	0,19
Макс. сила полезного сопротивления F_{nc}^{max} , кН	5	5,5	6,0	6,5	7,0	6,8	5,8	5,2

Таблица 5

Исходные данные для построения механической характеристики механизма снегоуборочной машины

$\varphi_3 / \varphi_3^{max}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
F_{nc} / F_{nc}^{max}	0	0,01	0,05	0,15	0,27	0,40	0,65	0,95	1,0	0,9	0,7

Задание 4. Проектирование и исследование шестизвездного механизма решетного стана

Решетный стан предназначен для просеивания каменной крошки. Механизм решетного стана (рис.7а) состоит из криво-

шипа 1, который приводится в движение от двигателя посредством клиноременной передачи (рис.7с), двух шатунов 2, 4 и коромысел 3, 5. Шатун 4 приводит в движение решето, на которое подается каменная крошка, используемая для посыпания дорожного покрытия при гололеде. Благодаря встряхивающим движениям решета более мелкая крошка проваливается через отверстия в решете, а крупные камни отделяются.

Сила сопротивления в данном механизме является результатом действия силы тяжести звена 4 с решетом и каменной крошки. Условно приводим эту силу к звену 5 и заменяем моментом сопротивления, график которого представлен на рис.7в. При повороте коромысла O_3B из крайнего правого положения в левое механизм совершают рабочий ход. При обратном движении – холостой ход.

Для всех вариантов принять:

а) расстояние между осями O_1O_3

$$x_{03} = 0,9CD, \quad y_{03} = 1,25DO_3;$$

б) угол $BO_2C = 150^\circ$;

в) частоту вращения двигателя $n_{дв} = 1700$ об/мин;

г) коэффициент неравномерности движения механизма

$$\delta = 0,15.$$

Исходные данные взять из табл. 6.

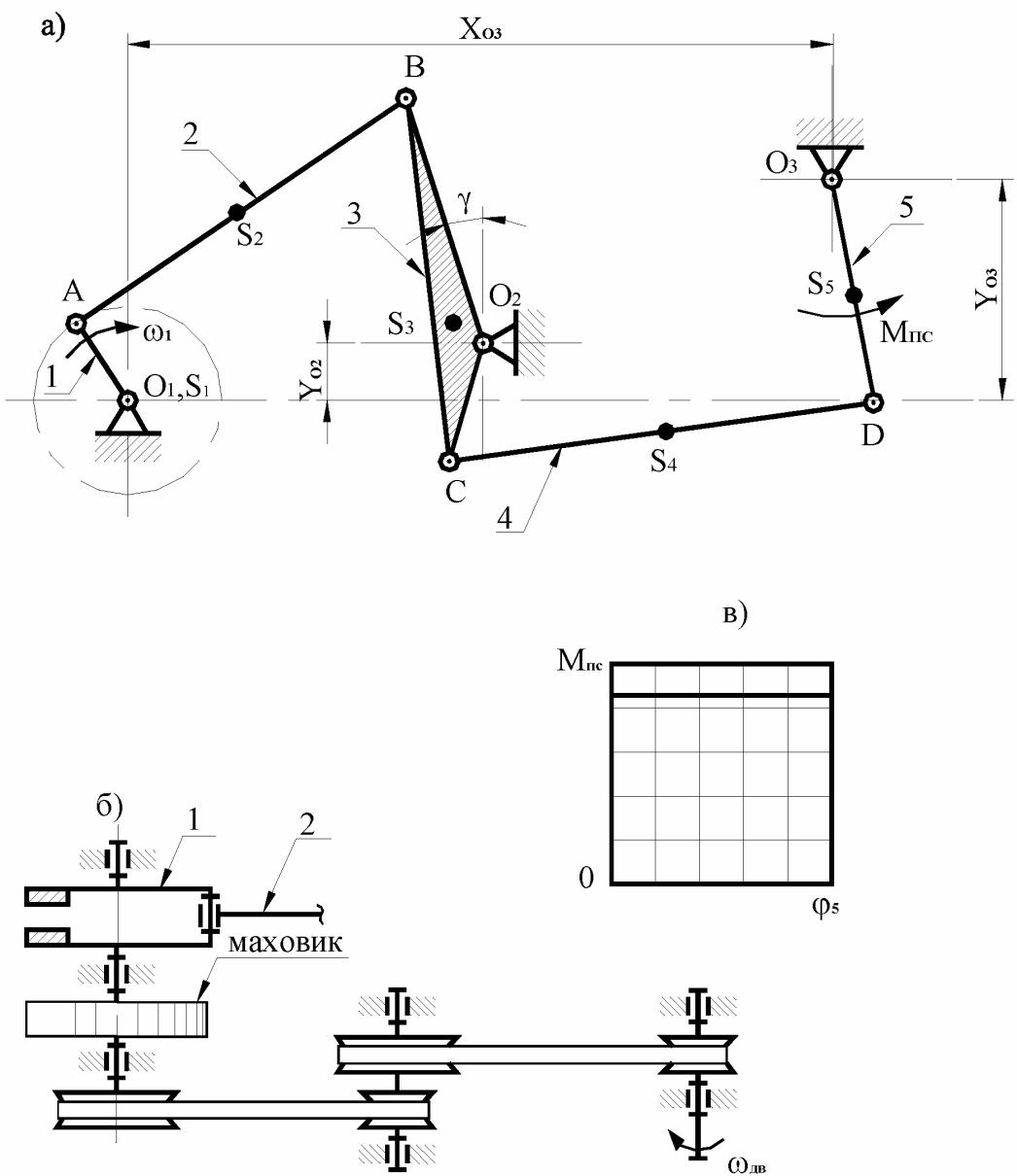


Рис.7

Таблица 6

Исходные данные для проектирования и исследования
механизма решетного стана

Обозначение параметра	Значения параметров для вариантов							
	0	1	2	3	4	5	6	7
Угол качания коромысла O_2B φ_3^{\max} , град	40	42	44	46	43	41	38	36
Коэффиц. изменения скорости движения коромысла O_2B K_{ω}	1,20	1,22	1,16	1,15	1,14	1,11	1,12	1,13
Длина коромысла O_2B l_{O_2B} , м	0,27	0,28	0,29	0,30	0,31	0,32	0,33	0,34
Длина плеча O_2C l_{O_2C} , м	0,31	0,32	0,33	0,35	0,36	0,37	0,37	0,38
Расстояние между центрами O_1O_2 по оси у Y_{O_2} , м	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20
Угл. координата крайн. положения коромысла CO_2B γ , град	12	14	16	17	18	19	22	25
Длина шатуна CD l_{CD} , м	0,70	0,72	0,75	0,78	0,81	0,73	0,86	0,71
Длина коромысла DO_3 l_{DO_3} , м	0,23	0,24	0,25	0,26	0,27	0,28	0,29	0,24
Частота вращения кривошипа O_1A n_1 , об/мин	200	210	220	230	240	250	260	170
Масса звена CD m_4 , кг	20	22	25	27	30	32	35	28
Момент силы полезного сопротивления M_{nc} , Нм	80	85	88	93	98	100	110	84

Задание 5. Проектирование и исследование шестизвездного механизма брикетного пресса

Брикетный пресс предназначен для прессования плиток дорожного покрытия. Для возвратно-поступательного движения пуансона 5 (рис.8а) используется шестизвездный кривошипно-коромысловый механизм, состоящий из кривошипа 1, шатунов 2, 4, коромысла 3 и пуансона 5.

При движении пуансона сверху вниз происходит формообразование готового изделия (рабочий ход), при обратном ходе (снизу вверх) – холостой ход.

Кривошип O_1A_1 приводится в движение электродвигателем через планетарный редуктор и цилиндрическую зубчатую передачу (рис.8б). Передаточное отношение равно $u = \frac{n_{дв}}{n_1}$. По

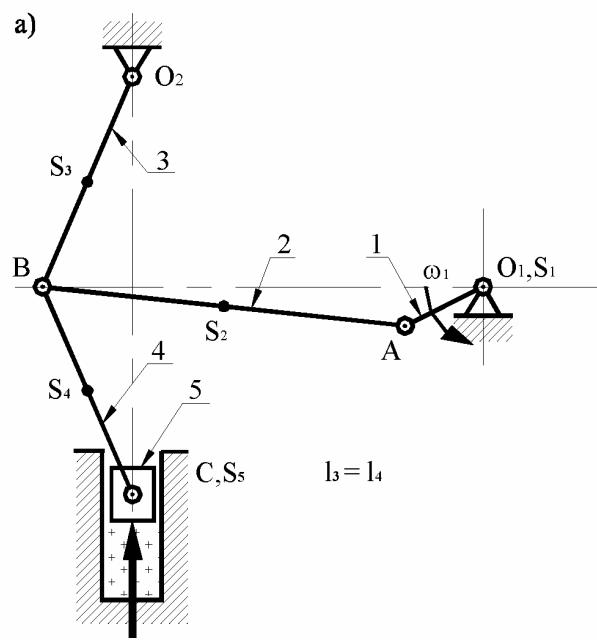
этому передаточному отношению произвести разбивку по ступеням передачи и подобрать числа зубьев и сателлитов.

Сила сопротивления сжатого материала (механическая характеристика) изменяется по закону $F_1 = F_{\max} \cdot \left[0,1 + 0,9 \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^2 \right]$,

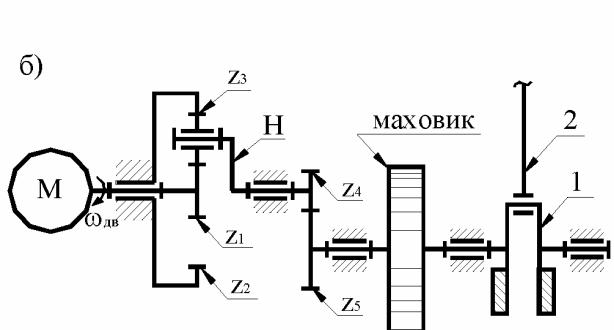
полученному из эксперимента и представленному на рис.8в. Исходные данные взять из табл. 7.

Для всех вариантов принять:

- синхронную частоту вращения двигателя $n_{дв} = 1000 \text{ мин}^{-1}$;
- приведенный момент движущих сил величина постоянная.



F_c



в)

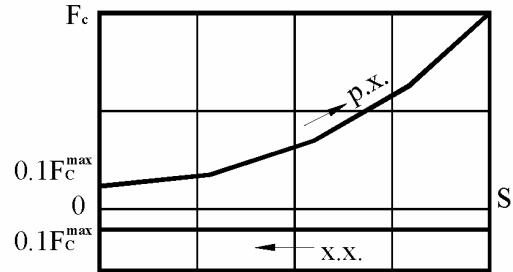


Рис.8

Таблица 7

**Исходные данные для проектирования и исследования
механизма брикетного пресса**

Обозначение параметра	Значения параметров для вариантов							
	0	1	2	3	4	5	6	7
Ход ползуна S , м	0,4	0,38	0,35	0,36	0,42	0,45	0,32	0,37
Коэффиц. изменения средней скорости пуансона K_v	1,20	1,15	1,18	1,12	1,17	1,25	1,20	1,16
Масса пуансона m_p , кг	12	14	16	10	18	20	22	24
Макс. сила полезн. сопротивл-я F_{pc} , кН	30	32	35	38	40	45	46	48
Макс. угол давления v_{max} , град	45	43	40	42	36	38	40	42
Коэффициент неравномерности движения мех-ма δ	0,2	0,18	0,12	0,14	0,16	0,24	0,22	0,15
Частота вращения кривошипа O_1A n_1 , мин ⁻¹	50	55	60	65	70	75	80	85

**Задание 6. Проектирование и исследование шестизвездного
механизма инерционного конвейера**

Инерционный конвейер предназначен для перемещения сыпучих или штучных материалов в горизонтальном направлении.

Конвейер представляет собой шестизвездный кривошипно-коромысловый механизм (рис. 9а). Материал подается на лоток 5 специальным питателем. Лоток совершает возвратно-поступательное движение с несимметричным законом изменения ускорения. Лоток при движении вправо увлекает с собой насыпанный на него материал. Сила инерции материала при движении вправо меньше силы трения покоя материала о лоток, и материал вместе с лотком перемещается вправо. Движение лотка справа налево происходит с большим ускорением, чем слева направо, и

сила трения покоя материала о лоток становится меньше силы инерции, действующей на материал. Лоток как бы «выдергивается» из-под материала, и таким образом происходит постепенное перемещение груза вправо.

Механизм конвейера приводится в движение асинхронным электродвигателем через планетарный редуктор и цилиндрическую зубчатую передачу (рис.9б). Передаточное отношение привода

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_1}.$$

По этому передаточному отношению произвести разбивку по ступеням передачи и подобрать числа зубьев колес и сателлитов.

Сила сопротивления в данном механизме изменяется по закону, график которого представлен на рис.9в. Исходные данные взять из табл. 8.

Для всех вариантов принять:

а) синхронную частоту вращения электродвигателя

$$n_{\text{дв}} = 1000 \text{ мин}^{-1};$$

б) приведенный момент движущих сил величина постоянная.

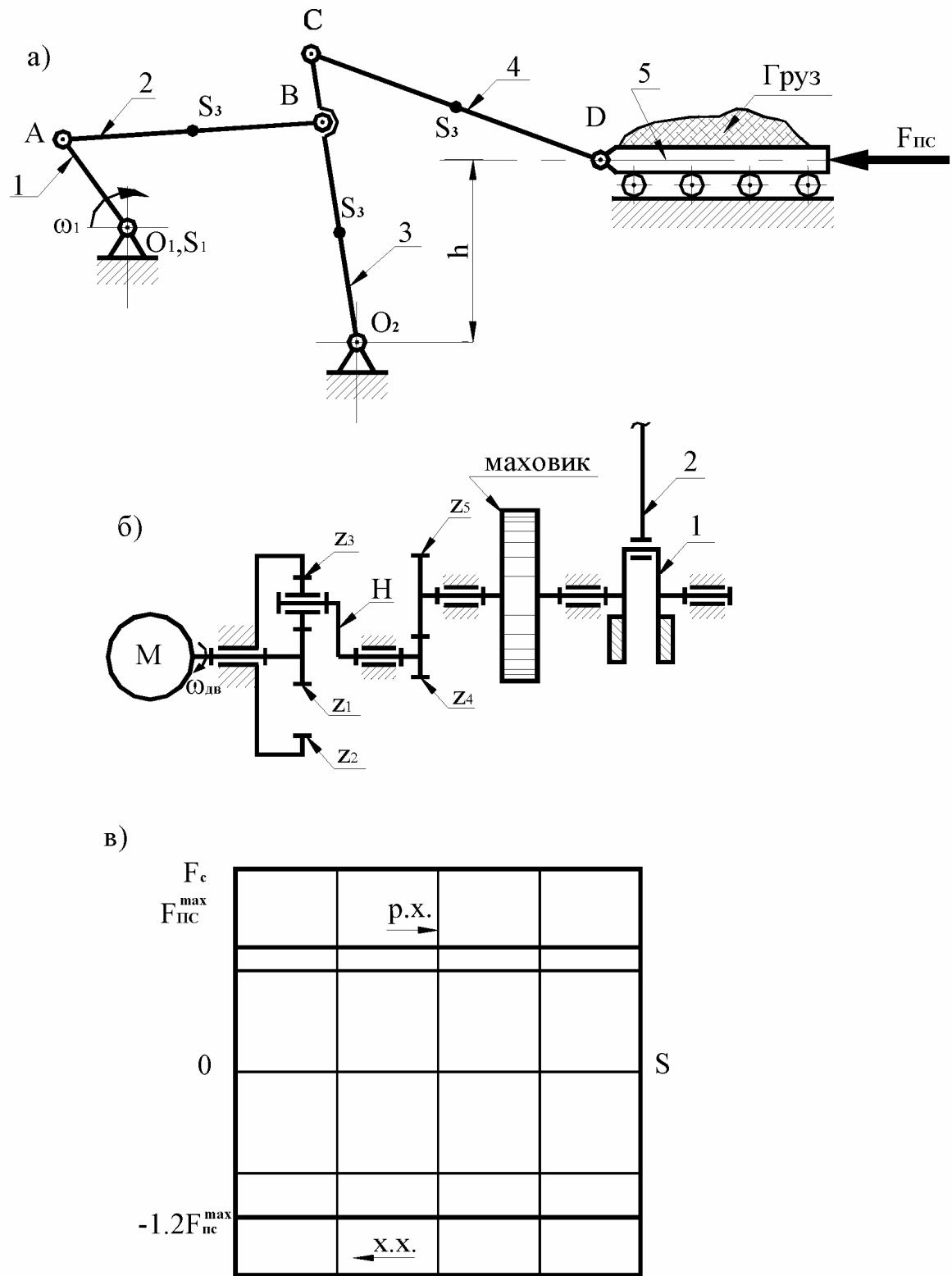


Рис.9

Таблица 8

**Исходные данные для проектирования и исследования
механизма инерционного конвейера**

Обозначение параметра	Значения параметров для вариантов							
	0	1	2	3	4	5	6	7
Ход лотка S_m	0,4	0,44	0,48	0,52	0,56	0,64	0,60	0,42
Коэффиц. и зменения ср. скорости лотка K_v	1,15	1,18	1,24	1,12	1,16	1,22	1,20	1,14
Расстояние от оси O_2 до оси лотка h_m	0,6	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95
Макс. сила полезно-Го сопротивления F_{nc}^{max} , кН	1,3	1,5	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8
Масса лотка m_5 , кг	200	220	240	260	260	300	320	340
Масса груза m_r , кг	400	500	600	700	800	900	1000	1100
Макс. угол давления v_{max} , град	42	45	43	44	42	45	43	42
Коэффициент неравномерности движения мех-ма δ	0,10	0,12	0,10	0,14	0,15	0,16	0,18	0,14
Частота вращения кривошипа O_1A n_1 , min^{-1}	60	65	55	62	70	72	65	60

Задание 7. Проектирование и исследование механизма шагового транспортера

Шаговый транспортер предназначен для прерывистого перемещения материалов (смесь каменной крошки с солью и др.) и применяется в разбрасывателях для посыпания дорожного покрытия при гололеде.

Механизм привода конвейера представляет собой шарнирный четырехзвенник с храповым механизмом (рис.10а). Передача

движения на транспортер состоит в следующем. Кривошип 1 по-средством шатуна 2 передает движение коромыслу 3. На коромысле закреплена собачка 5 храпового механизма, которая прижимается пружиной к зубьям храпового колеса 4. Храповое колесо закреплено на ведущем валу транспортера. При рабочем движении собачка упирается в зуб колеса и поворачивает его вместе с ведущим валом транспортера. От обратного вращения храповое колесо удерживается собачкой 6. Кожух 7 позволяет регулировать подачу. Привод механизма осуществляется от вала отбора мощности (ВОМ) через коническо-цилиндрический редуктор

(рис.10б). Передаточное отношение привода $u = \frac{n_{дв}}{n_1}$. Сила

сопротивления в данном механизме изменяется по графику, представленному на рис.10в. Исходные данные взять из табл. 9.

Для всех вариантов принять:

а) синхронную частоту вращения электродвигателя

$$n_{дв}=1000 \text{ мин}^{-1};$$

б) приведенный момент движущих сил величина постоянная.

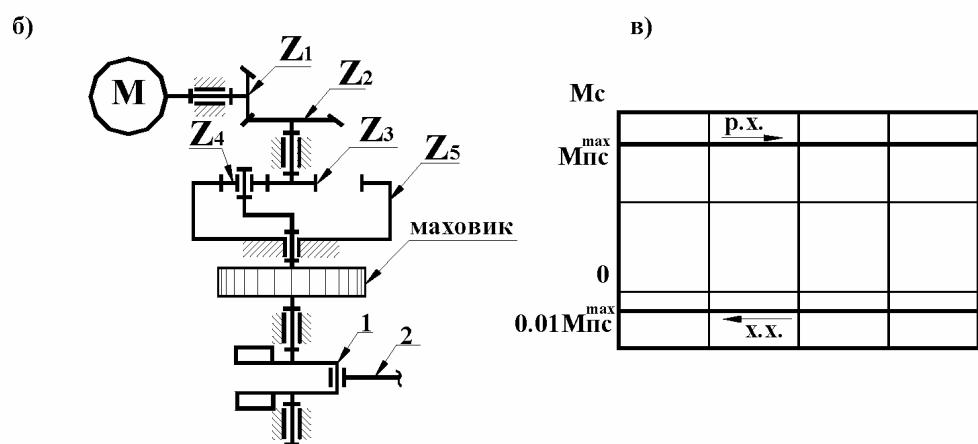
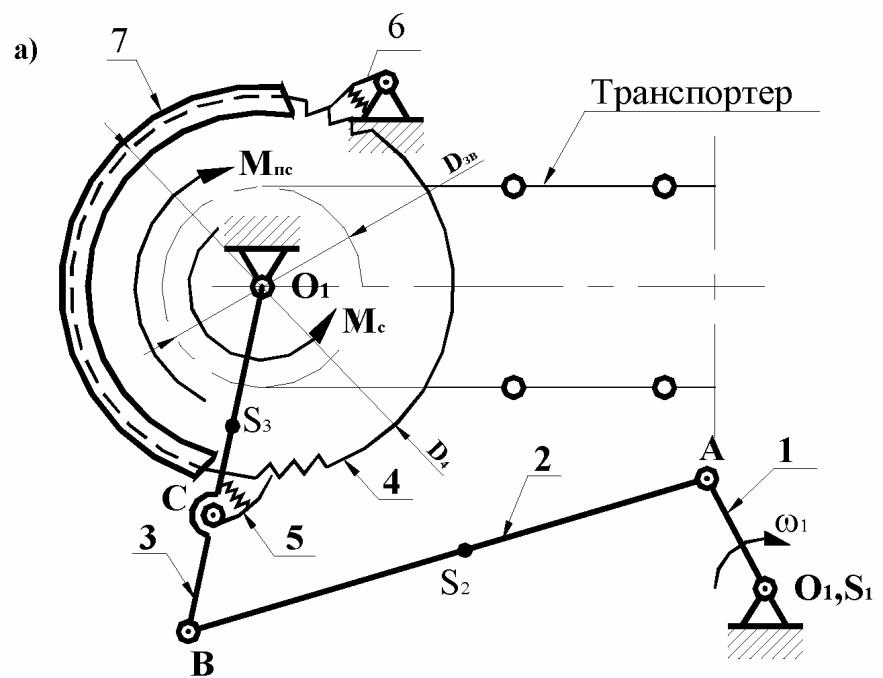


Рис.10

Таблица 9

Исходные данные для проектирования и исследования
механизма шагового транспортера

Обозначение параметра	Значения параметров для вариантов							
	0	1	2	3	4	5	6	7
Шаг транспортера S , м	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18
Диаметр храпового колеса D_4 , мм	400	420	460	500	520	540	560	480
Диаметр звездочки трансп-ра D_{3B} , мм	120	140	180	210	240	280	360	380
Длина коромысла l_3 , мм	500	540	560	620	700	640	660	650
Коэффиц. изменения средней скорости коромысла K_ω	1,15	1,18	1,10	1,12	1,14	1,16	1,22	1,20
Максим. момент сопротивления на храповом колесе M_{nc}^{max} , кНм	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	1,9	1,7
Максим. угол давления ν_{max} , град	42	45	43	44	42	45	43	42
Коэффиц. неравномерности хода δ	0,26	0,22	0,24	0,25	0,16	0,18	0,14	0,20
Частота вращения кривошипа $n_1, \text{мин}^{-1}$	60	62	64	68	70	72	74	76

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др. Теория механизмов и машин. М.: Высшая школа, 1998.
- Попов С.А., Тимофеев Г.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин: Уч. пос. для втузов / Под ред. К.В. Фролова. М.: Высшая школа, 1999.
- Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. Гл. ред. физ. - мат. лит., 1988.
- Дьяконов В.П. MathCAD 2000: Учебный курс. СПб.: Питер, 2000.
- Симонович С.В. и др. Информатика. Базовый курс. СПб.: Питер, 2000.