

Министерство образования Российской Федерации
Владимирский государственный университет
Кафедра теоретической и прикладной механики

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ
МАШИННОГО АГРЕГАТА
ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЗАДАННЫХ СИЛ
Методические указания для выполнения курсового
проекта по разделу «Динамический анализ механиз-
мов»

Составители:
В.А. Фирсов

Владимир 2005

УДК

Рецензент

Кандидат технических наук доцент кафедры
теоретической и прикладной механики
Владимирского государственного университета
Б.Б. Гоголев

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Владимирского государственного университета

Исследование движения машинного агрегата под действием заданных сил: Метод. указания для выполнения курсового проекта по разделу «Динамический анализ механизмов», /Владим. гос. ун-т; Сост.: В.А. Фирсов, Б.К. Попов. Владимир, 2000. 26 с.

Методические указания содержат сведения о задачах и методах исследования движения механизмов с жесткими звеньями в установившемся режиме, дополнительный анализ действующих сил в механизме, законы изменения и рассмотрение их влияния на характер работы исследуемого механизма. Рассмотрен анализ динамики механизма с помощью одномассовой динамической модели и параметры, характеризующие ее, показан метод определения маховых масс с помощью диаграммы энергомасс с подробными объяснениями и указаниями по организации расчетов, графоаналитический метод анализа механизма, предложенный Виттенбауэром.

Предназначены для студентов заочной формы обучения

ВВЕДЕНИЕ

Современный уровень развития техники предусматривает более глубокое исследование работы механизмов, в частности его динамических характеристик, т.е. исследование законов движения механизма под действием заданных сил.

Данные методические указания посвящены рассмотрению общих подходов к решению указанной задачи в объеме курса «Теория машин и механизмов для заочного обучения».

1. ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

В ходе исследования движения

Определяют законы изменения перемещений, скоростей и ускорений звеньев в зависимости от времени или от обобщенных координат, а также время перемещения механизма из одного положения в другое. Все эти характеристики необходимо определить при проектировании и расчетах механизмов для разработки норм и правил их эксплуатации.

Характеристики сил

Согласно законам механики движение тел происходит в результате их взаимодействия с другими телами. Эти взаимодействия называют силами. Например, механизмы двигателя внутреннего сгорания испытывают давление газов на поршни, сопротивление вращению коленчатого вала, действие сил трения и некоторых других сил. Одновременно действие всех этих сил определяет характер движения механизмов двигателя.

Данные для исследования движения

Должны быть известны основные размеры кинематической схемы механизма, массы звеньев, распределение масс в звеньях (координаты центров масс, моменты инерции), а также характеристики действующих сил, то есть их зависимость от обобщенных координат, от скорости или от времени.

Движущие силы

Рис.1. Механические характеристики некоторых двигателей:

- а) зависимость M_D от ω для электродвигателя постоянного тока;
- б) то же для асинхронного электродвигателя переменного тока;
- в) зависимость силы давления газов на поршень в четырехтактном ДВС

Движущими считаются силы, совершающие положительную работу. Основная движущая сила прикладывается к ведущему звену с целью привести механизм в движение. Характеристики некоторых движущих сил (механические характеристики двигателей) показаны на рис.1.

Силы сопротивления

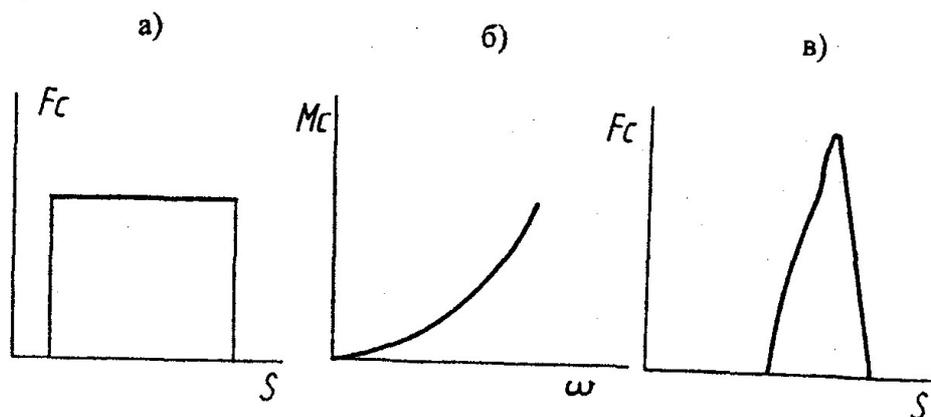


Рис. 2. Характеристики сил полезного сопротивления некоторых машин:
 а) зависимость силы резания от перемещения резца (строгальный станок);
 б) зависимость усилия деформации от перемещения пуансона (ковочная машина);
 в) зависимость момента сопротивления от скорости при смещении жидких и сыпучих материалов (роторные смесители)

Силами сопротивления считаются силы, совершающие отрицательную работу. Различают силы полезных сопротивлений и силы вредных сопротивлений. Полезное сопротивление возникает на ведомом звене механизма как реакция со стороны обрабатываемых или перемещаемых тел. Вредные сопротивления – это силы трения и силы сопротивления среды (воздуха, жидкости и др.).

На рис. 2 показаны характеристики сил полезного сопротивления некоторых машин.

2. ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН. ПРИВЕДЕНИЕ СИЛ И МАСС

Динамическая модель механизма (машины)

В любом механизме перемещения, скорости и ускорения звеньев зависят от законов изменения его обобщенных координат и их производных. Поэтому достаточно вначале изучить движение лишь тех звеньев механизма, перемещения которых могут быть приняты за обобщенные координаты. Это приводит к идее, что для исследования движения механизма можно рассмотреть более простую систему тел по сравнению с самим механизмом. Упрощенная система тел, составленная по определенным правилам, называется динамической моделью механизма (машины). Замена ме-

ханизма динамической моделью упрощает запись и решение уравнений, с помощью которых исследуется движение.

Одномассовая динамическая модель

Рассмотрим какой-либо механизм, имеющий степень свободы $W = 1$, т.е. одну обобщенную координату (рис.3). Движение его звеньев будет определяться законом движения одного звена, например 1-го. Следовательно, достаточно изучить движение только одного звена 1, чтобы по передаточным функциям найти законы движения всех звеньев данного механизма. С этой целью нужно:

а) отсоединить (можно мысленно) звено 1 вместе со стойкой от механизма;

б) заменить истинную массу звена условной массой, сосредоточенной в какой-либо точке (рис.4);

в) приложить к звену условную силу F_{Π} , заменяющую действие всех сил, приложенных к механизму, которое называется звено приведения.

Полученная система называется одномассовой динамической моделью, так как имеет одно подвижное звено. Массу m_{Π} называют приведенной массой, силу F_{Π} – приведенной силой, а звено – i -м звеном приведения. Обычно приведенную силу представляют в виде суммы сил приведенной движущей силы $F_{\Pi д}$ (она заменяет действие всех движущих сил) и приведенной силы сопротивления $F_{\Pi с}$ (заменяет действие всех сил сопротивления): $F_{\Pi} = F_{\Pi д} + F_{\Pi с}$

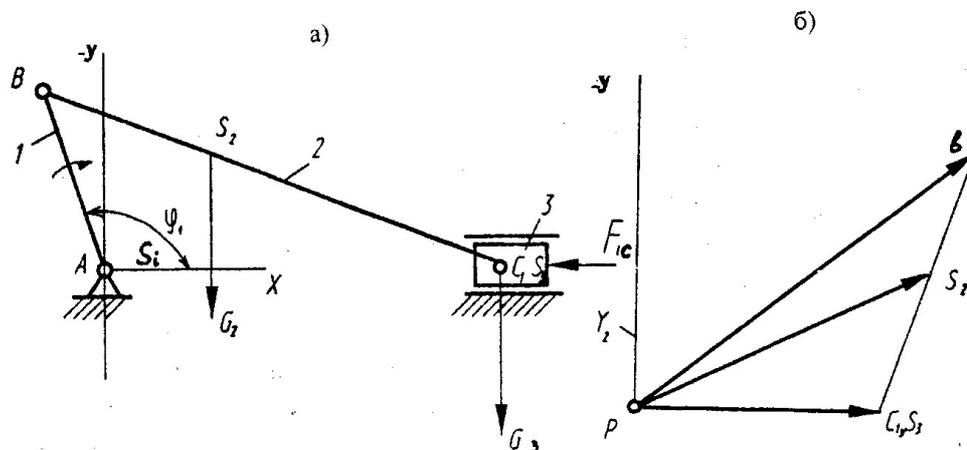
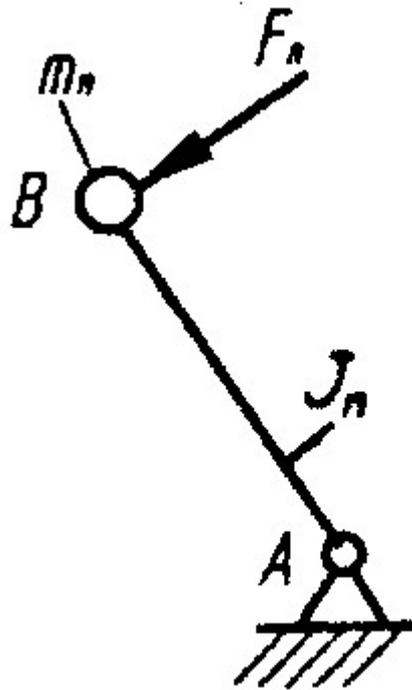


Рис. 3. Кривошипно-ползунный механизм.



Определение приведенной силы и приведенной массы

Рис. 4. Одномассовая динамическая модель

2.1. Вычисление приведенной силы и приведенной массы

Данную замену нужно делать так, чтобы движение отдельно взятого звена приведения с массой m_{Π} под действием силы F_{Π} не отличалось от движения соответствующего звена в механизме. Для выполнения этого требования необходимо соблюдение двух условий:

1) Мощность условной приведенной силы F_{Π} должна быть равна в каждом положении механизма, т.е. в каждый момент времени, суммарной мощности реальных сил, действующих на механизм:

$$P_{\Pi} \cdot V = \sum F_i V_i \cos \left(\hat{F}_i V_i \right) + \Sigma; \quad (1)$$

2) Кинетическая энергия приведенной массы m_{Π} должна быть равна в каждом положении механизма кинетической энергии всех его звеньев:

$$\frac{m_{\Pi} V^2}{2} = \sum_{i=1}^n \left(\frac{J_{si} \omega_i^2}{2} + \frac{m_i V_i^2}{2} \right), \quad (2)$$

где J_{si} - момент инерции относительно центра масс i -го звена; ω_i - угловая скорость, i -ого звена, m_i - масса.

В случаях, когда звено приведения совершает вращательное движение приведенная сила F_{Π} заменяется понятием приведенный момент M_{Π} , а приведенная масса m_{Π} - на приведенный момент инерции J_{Π} .

Вычисление приведенной силы

Рассмотрим для примера механизм на рис.3. На ползун 3 действует сила полезного сопротивления F_c . Учтем также, что звенья 2 и 3 находятся под действием сил тяжести G_2 и G_3 соответственно.

Возьмем звено 1 в качестве звена приведения и заменим действие сил F_{ic} , G_2 и G_3 приведенной силой сопротивления F_c , которую приложим в точке В перпендикулярно АВ (см. рис.4). Согласно условию 1 в п.2.1, запишем равенство мощностей сил

$$N F_{\text{пс}} = N F_{ic} + N G_2 + N G_3$$

или $F_{\text{пс}} V_{\text{в}} = -F_c V_{\text{с}} + G_2 V_{s_{2y}} + G_3 V_{s_{3y}}$, (2.1)

где $V_{\text{в}}$ и $V_{\text{с}}$ - скорости точек В и С; $V_{s_{2y}}$, $V_{s_{3y}}$ - проекции скоростей центров масс s_{2y} и s_{3y} на направление сил тяжести (направление оси у).

Из выражения (2.1) получим $F_{\text{пс}} = -F_c \frac{V_{\text{с}}}{V_{\text{в}}} + G_2 \frac{V_{s_{2y}}}{V_{\text{в}}} + G_3 \frac{V_{s_{3y}}}{V_{\text{в}}}$, (2.2)

где $V_{s_{2y}}$ и $V_{s_{3y}}$ - составляющие скоростей центров масс звеньев 2 и 3 на вертикальной оси Y.

Для определения аналогов скоростей можно построить план скоростей в неограниченном масштабе (рис.3), тогда

$$\frac{V_{\text{с}}}{V_{\text{в}}} = \frac{pc}{pb}; \quad \frac{V_{s_{2y}}}{V_{\text{в}}} = -\frac{y_2}{p_{\text{в}}}; \quad \frac{V_{s_{3y}}}{V_{\text{в}}} = 0 \quad \text{и} \quad \text{следовательно}$$

$$F_{\text{пс}} = \frac{-F_c pc}{p_{\text{в}}} - \frac{G_2 y_2}{p_{\text{в}}}.$$

Точно также можно определить приведенную движущую силу, если будут известны движущие силы, действующие на механизмы. При этом не

нужно учитывать силы тяжести, так как они уже учтены при определении $F_{\text{пс}}$.

Вычисление приведенной массы

Снова рассмотрим механизм на рис.3. Массы звеньев 2 и 3 обозначим соответственно m_2 , m_3 , моменты инерции звеньев 1 и 2-го - J_{S_1} , J_{S_2} . Напишем уравнение кинетической энергии для каждого звена:

$$\text{Звено 1 (вращательное движение) } T_1 = \frac{1}{2} J_{S_1} \omega_1^2.$$

$$\text{Звено 2 (плоскопараллельное движение) } T_2 = \frac{1}{2} m_2 V_{S_2}^2 + \frac{1}{2} J_{S_2} \omega_2^2.$$

$$\text{Звено 3 (поступательное движение) } T_3 = \frac{1}{2} m_3 V_{S_3}^2.$$

Кинетическая энергия звена приведения, т.е. приведенной массы, сосредоточенной в точке В, $T_{\text{п}} = \frac{1}{2} m_{\text{п}} V_{\text{в}}^2$.

Согласно условию 2, указанного в пункте 2.1, запишем равенство кинетических энергий $T_{\text{п}} = T_1 + T_2 + T_3$ или

$$\frac{1}{2} m_{\text{п}} V_{\text{в}}^2 = \frac{1}{2} J_{A1} \omega_1^2 + \frac{1}{2} m_2 V_{S_2}^2 + \frac{1}{2} J_{S_2} \omega_2^2 + \frac{1}{2} m_3 V_{S_3}^2.$$

Аналоги скоростей определяем с помощью плана скоростей, построенного в неопределенном масштабе (см. рис. 3),

$$\frac{\omega_1}{V_{\text{в}}} = \frac{V_{\text{в}}}{V_{\text{в}} l_{AB}} = \frac{1}{l_{AB}}; \quad \frac{V_{S_2}}{V_{\text{в}}} = \frac{p_{S_2}}{p_{\text{в}}}; \quad \frac{\omega_2}{V_{\text{в}}} = \frac{V_{c\text{в}}}{l_{c\text{в}} V_{\text{в}}} = \frac{c\text{в}}{l_{c\text{в}} p_{\text{в}}}; \quad \frac{V_{S_3}}{V_{\text{в}}} = \frac{p_{S_3}}{p_{\text{в}}}.$$

2.2. Приведенный момент инерции

В тех случаях, когда звено приведения совершает вращательное движение, удобно вместо $m_{\text{п}}$ и $F_{\text{п}}$ использовать величины $J_{\text{п}}$ и $M_{\text{п}}$.

Момент инерции $J_{\text{п}}$ относительно оси вращения звена приведения (см. рис.4) равен:

$$J_{\text{п}} = m_{\text{п}} l_{AB}^2 \quad (2.2.1)$$

Приведенный момент сил M_{Π} это момент приведенной силы относительно оси вращения звена приведения. Согласно рис.4.

$$M_{\Pi} = F_{\Pi} l_{AB} \quad (2.2.2)$$

Их можно вычислять по формулам (1) и (2), записав в левой части формулы (1) мощность момента $M_{\Pi} w_1$ вместо мощности силы $F_{\Pi} V_{\Pi}$, и в левой части формулы (2) – кинетическую энергию $\frac{1}{2} J_{\Pi} \omega_1^2$ вместо

$$\frac{1}{2} m_{\Pi} V^2. \text{ Тогда получим} \quad M_m = -F_c \frac{V_c}{w_1} + G_2 \frac{V_{S_2y}}{w_1} + G_3 \frac{V_{S_3y}}{w_1} \quad (2.3)$$

$$J_{\Pi} = J_{S_1} + m_2 \left(\frac{V_{S_2}}{w_1} \right) + J_{S_2} \left(\frac{w_2}{w_1} \right) + m_3 \left(\frac{V_{S_3}}{w_1} \right)^2 \quad (2.4)$$

Отличие одномассовой динамической модели механизма от звена, которое принимается за звено приведения

Общие характеристики

Основное отличие состоит в том, что момент инерции динамической модели не равен собственному моменту инерции J_{A_1} звена приведения. Более того, J_{A_1} – постоянная величина, а J_{Π} – в общем случае переменная величина, зависящая от положения звена приведения, т.е. от его угла поворота φ_1 . В этом легко убедиться, учитывая, что аналоги скоростей в выражении (2.4) изменяются в зависимости от φ_1 . Кроме того, приведенный момент M_{Π} также равен моменту реальных сил, действующих на звено приведения.

Общее между динамической моделью и звеном приведения то, что законы их движения одинаковы или почти одинаковы. Небольшие отличия законов движения могут быть из-за неточного учета сил и масс, а также из-за упругих деформаций звеньев механизма, которые не учтены при составлении динамической модели.

Случаи, в которых необходимо учитывать деформации звеньев механизмов при составлении динамических моделей

Можно не учитывать деформации для механизмов с очень жесткими звеньями. Однако во многих современных машинах, особенно в быстроходных, упругие деформации звеньев могут вызвать опасные колебания, значительно искажающие закон движения и увеличивающие напряжения в

звеньях сверх допустимых. В этих случаях нужно составлять динамические модели с учетом упругости звеньев. Одна из таких моделей показана на рис. 5. Она состоит из двух вращающихся масс, соединенных между собой упругим валом. В результате упругих деформаций вала законы движения вращающихся масс отличаются друг от друга.

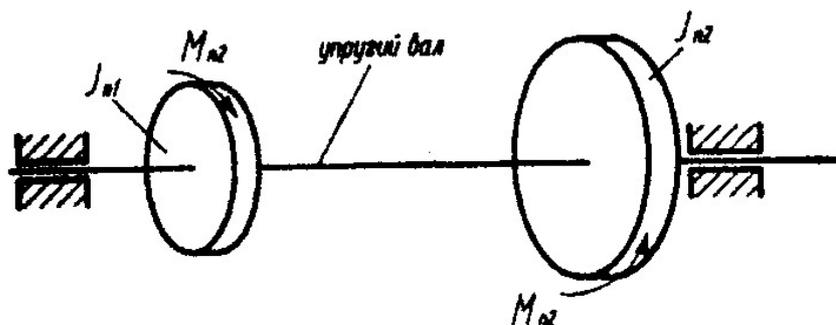


Рис .5. Двухмассовая динамическая модель

2.3. Уравнения движения масс динамической модели.

Уравнение движения одномассовой динамической модели

В дальнейшем будем рассматривать случаи, когда звено привода совершает вращательное движение, т.е. вместо приведенной массы удобнее использовать приведенный момент инерции, а вместо приведенной силы – приведенный момент сил M_{Π} .

Уравнение движения мгновения – в дифференциальной форме:

$$J_{\Pi} \varepsilon + \frac{w^2}{2} \cdot \frac{dJ_{\Pi}}{d\varphi} = M_{\text{пд}} + M_{\text{пс}}. \quad (2.5)$$

Для конечного интервала времени в интегральной форме (на основании теоремы об изменении кинетической энергии)

$$\frac{1}{2} J_{\Pi} w^2 - \frac{1}{2} J_{\Pi 0} w_0^2 = \Delta T = \int_{\varphi_0}^{\varphi} (M_{\text{пд}} + M_{\text{пс}}) d\varphi \quad (2.6)$$

где ΔT - изменение кинетической энергии механизма или работа всех сил на перемещение $\varphi = \varphi_0$: $\Delta T = \sum_{i=1}^n A_i$.

В этих уравнениях J_{Π} , ε , w , φ - текущие значения приведенного момента инерции, ускорения, скорости и угла поворота звена привода; $J_{\Pi 0}$, w_0 , φ_0 - значения приведенного момента инерции, скорости и угла по-

ворота в начале рассматриваемого интервала времени; $M_{\text{пд}}$, $M_{\text{пс}}$ - приведенные моменты движущих сил сопротивления, которые в общем случае могут зависеть от перемещения (φ), скорости (ω) или времени (t), а в частном случае могут быть постоянными величинами.

Иногда уравнения (2.5) и (2.6) называют уравнениями движения механизма с жесткими звеньями.

Уравнения движения для многомассовых динамических моделей

В принципе используются те же уравнения (2.5) и (2.6), но тогда каждое уравнение описывает движение только одной массы в динамической модели. Кроме того, если массы соединены друг с другом с помощью условного упругого вала, то дополнительно учитываются силы упругости, возникающие от закручивания вала.

Ситуации, при которых применяют различные решения уравнений движения

Уравнения (2.5) и (2.6) равнозначны. Какое из них используется и каким способом оно решается, зависит от характеристик $J_{\text{п}} M_{\text{пд}}$ и $M_{\text{пс}}$, а также от исследуемого режима движения машины.

Режимы движения машины

Для большинства машин характерны три режима движения: разбег, установившееся движение и выбег. График изменения скорости звена приведения во всех трех режимах показан на рис. 6.

При разбеге скорость возрастает от $\omega_0 = 0$ до $\omega = \omega_y$ согласно уравнению (2.6) для такого изменения скорости необходимо, чтобы работа всех сил была положительной ($A > 0$). При установившемся движении скорость ω_y за цикл $T_{\text{ц}}$ должна оставаться постоянной, следовательно работа всех сил должна равняться нулю ($A = 0$). Выбег характерен уменьшением скорости от ω_y до 0; для этого необходимо, чтобы работа всех сил была отрицательной ($A < 0$).

Отдельные механизмы машины, а иногда и сама машина могут работать в режиме «разбег - выбег», т.е. без установившегося движения. Уста-

новившееся движение называют также стационарным режимом, а разбег и выбег – нестационарными (или неустановившимися) режимами.

Скорость звена привода при стационарном режиме.

В большинстве машин скорость установившегося движения изменяется периодически, при этом остается постоянным лишь среднее ее значение ω_{cp} (рис.7). Поэтому установившимся называют движение, когда скорость либо постоянна, либо есть периодическая функция времени. В последнем случае период изменения скорости звена привода называют иногда кинематическим циклом.

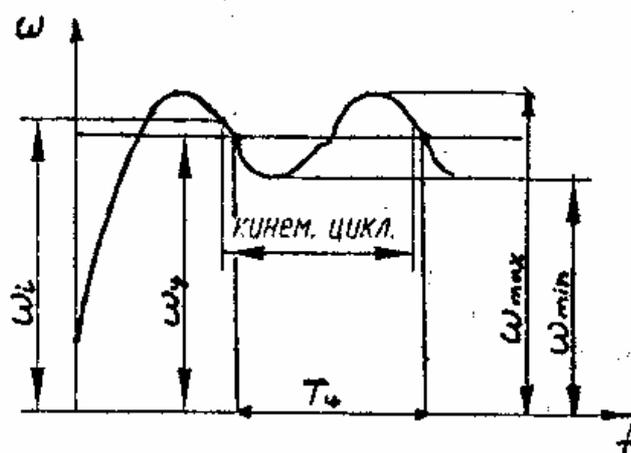


Рис. 6. Периодическое изменение скорости звена привода при стационарном режиме движения

Факторы, влияющие на скорость звена при установившемся движении

Анализируя уравнение (2.6) замечаем, что изменение скорости ω на некотором перемещении от φ_0 до φ зависит от того, как изменяются приведенный момент инерции $J_{п}$, приведенный момент движущих сил $M_{пд}$ и приведенный момент сил сопротивления $M_{пс}$. У большинства машин $J_{п}$, $M_{пд}$ либо $M_{пс}$ зависят от перемещения (от обобщенной координаты φ):

$$J_{п} = J_{п}(\varphi); M_{пд} = M_{пд}(\varphi); M_{пс} = M_{пс}(\varphi), \quad (2.7)$$

причем функции (2.7) называют возмущающими факторами.

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ РОТОРНОГО ТИПА БЕЗ УЧЕТА УПРУГОСТИ ЗВЕНЬЕВ С ПОМОЩЬЮ ОДНОМАССОВОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Машины роторного типа

Это машины, у которых все звенья совершают вращательные движения. Например, турбогенератор. Он состоит из паровой турбины и генератора электрического тока. Получающего вращение от этой турбины. Другой пример – токарный, фрезерный или сверлильный станок, где все агрегаты – электродвигатель, передаточные механизмы, шпиндель – находится во вращательном движении. Для роторных машин типичны характеристики: $J = \text{const}$; $M_{n\partial} = M_{n\partial}(\omega)$; $M_{nc} = M_{nc}(\omega)$.

В некоторых случаях M_{nc} - постоянный.

Особенность движения машин роторного типа

Основная особенность состоит в том, что отсутствуют возмущающие факторы, то есть периодическая зависимость J_{Π} , $M_{\Pi\partial}$ и $M_{\Pi c}$ от ω . Поэтому такие машины имеют почти идеально постоянную скорость установившегося движения. Задачи исследования движения в этом случае:

- 1) определение зависимостей перемещения $\varphi(t)$, скорости $\omega(t)$ и ускорения $\varepsilon(t)$ при разбеге и выбеге;
- 2) определение скорости установившегося движения ω_y ;
- 3) определение времени, необходимого для разбега или выбега.

Определение скорости звена приведения при установившемся движении

Для этого удобно использовать уравнение движения в дифференциальной форме (2.5), в которое подставим $dJ_{\Pi}/d\varphi=0$ (так как $J_{\Pi} = \text{const}$) и $\varepsilon = d\omega/dt$. Получим

$$J_n \frac{d\omega}{dt} = M_{пд}(\omega) + M_{пс}(\omega). \quad (3.1)$$

После того как машина выйдет на стационарный режим, ее скорость перестанет изменяться, поэтому $d\omega/dt = 0$. Уравнение (3.1) принимает вид

$$M_{пд}(\omega) = -M_{пс}(\omega), \quad (3.2)$$

откуда можно найти скорость установившегося движения.

Как правило функции $M_{пд}(\omega)$ и $M_{пс}(\omega)$ не могут быть описаны достаточно простыми уравнениями, ввиду чего решение уравнения (3.2) выполняют графически. Для этого достаточно построить графики $M_{пд}(\omega)$ и $M_{пс}(\omega)$ в некоторых масштабах μ_ω и μ_M (рис. 8). Тогда $\omega_y = x_y \mu_\omega$.

Определение зависимости $\omega(t)$ при разбеге и выбеге

Из уравнения (3.1) находим для режима разбега

$$t = \int_0^{\omega_y} \frac{J_n d\omega}{M_{пд}(\omega) + M_{пс}(\omega)}.$$

Интеграл также приходится вычислять графическим или численным методом.

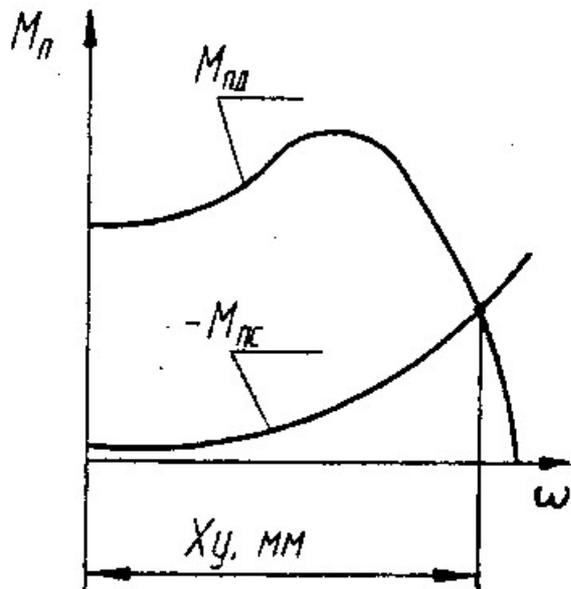


Рис. 7. Определение скорости установившегося движения ω_y

Рассмотрим графический метод.

1. Изменяя ω от 0 до $0,95 \omega_y$, определяем ряд значений $M_{пд}$, $M_{пс}$, а затем подынтегральной функции $\Phi = \frac{J_n d\omega}{M_{пд}(\omega) + M_{пс}(\omega)}$.

2. Строим график функции $\Phi(\omega)$ в некоторых масштабах μ_ω и μ_Φ .

3. Графическим интегрированием функции $\Phi(\omega)$ получаем зависимость $t(\omega)$, которую можно рассматривать как $\omega(t)$ (рис. 9, б). Масштаб времени на интегральном графике $\mu_t = \mu_\Phi \mu_\omega H \left(\frac{c}{мм} \right)$. Аналогично решается вопрос для режима выбега.

Определение времени разбега машины

Временем разбега считается отрезок времени t_0 по истечении которого скорость достигает величины $0,95 \omega_y$. Это время получаем на графике $\omega(t)$.

Зависимость перемещения $\varphi(t)$ и ускорения $\varepsilon(t)$ звена приведения определим из следующих соображений:

Так как $\varphi = \int \omega dt$ и $\varepsilon = d\omega/dt$, то интегрированием графика $\omega(t)$

получим зависимость $\varphi(t)$, а дифференцированием зависимость $\varepsilon(t)$.

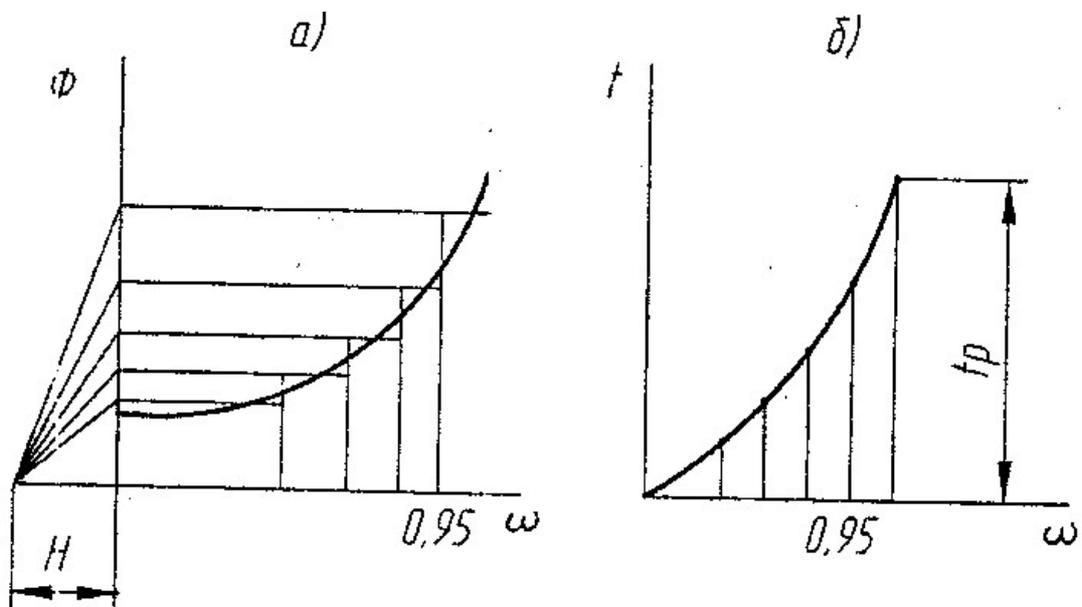


Рис. 8. Определение зависимости $\omega(t)$

4. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИН, НАГРУЖЕННЫХ СИЛАМИ, ЗАВИСЯЩИМИ ТОЛЬКО ОТ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА

Особенности движения машин, нагруженных силами, зависящими только от положения механизма

Такие машины имеют следующие характеристики:

$J_n = J_n(\varphi)$; $M_{nc} = M_{nc}(\varphi)$; $M_{nd} = M_{nd}(\varphi)$ или $M_{nd} = \text{const}$, причем все эти функции периодические, т. е. являются возмущающими факторами. Ввиду этого стационарный режим движения происходит с периодическими колебаниями скорости относительно среднего значения $\omega_y = \omega_{\text{ср}}$. Разность между истинной и средней скоростями $\Delta\omega = \omega - \omega_{\text{ср}}$ называется динамической ошибкой скорости.

К задачам исследования движения, кроме указанных в п. 3, добавляется определение динамических ошибок при стационарном режиме.

Рассмотрим исследуемые в этом варианте машины

К этому случаю можно отнести механизмы с пружинными двигателями, машины с приводом от поршневого двигателя внутреннего сгорания (у них $M_{\text{пд}} = M_{\text{пд}}(\varphi)$), а также технологические машины, приводимые в движение от электродвигателей с мягкой характеристикой, когда можно считать, что при стационарном режиме $M_{\text{пд}}$ приблизительно равен const .

Скорость звена приведения при установившемся движении

В принципе скорость установившегося движения ω_y можно определить в данном случае только в результате исследования режима разбега от $\omega_0 = 0$ до $\omega = \omega_y$.

Определение скорости звена приведения при разбеге

Скорость следует вычислять дискретно для конечных интервалов движения. Для этого удобно использовать уравнение движения в интегральной форме (2.6), в которое подставим $\omega_0 = 0$, после чего найдем

$$\omega = \sqrt{\frac{2}{J_n} \int_{\varphi_0}^{\varphi} [M_{nd}(\varphi) + M_{nc}(\varphi)] d\varphi} \quad (4.1)$$

Функции $M_{nd}(\varphi)$ и $M_{nc}(\varphi)$ обычно невозможно описать достаточно простыми уравнениями и поэтому интеграл вычисляют численными или графическими методами. Этот интеграл равен работе всех сил на интервале перемещения $\varphi - \varphi_0$. На рис. 9, а показаны графики моментов $M_{nd}(\varphi)$ и $M_{nc}(\varphi)$, а на рис. 9, б - интегральные графики работ движущих сил $A_d(\varphi)$ и сил сопротивления - $A_c(\varphi)$. По графикам работ найдем для любого i -го положения механизма значение интеграла в формуле 4.1.

Можно также вычислить этот интеграл методом площадей с учетом масштабов графика моментов (рис. 9, а):

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi_1} [M_{nd}(\varphi) + M_{nc}(\varphi)] d\varphi = [S_d + (-S_c)] \mu_M \mu_\varphi \quad (4.2)$$

Вычислив ряд значений ω , можно построить график $\omega(\varphi)$ (рис.11).

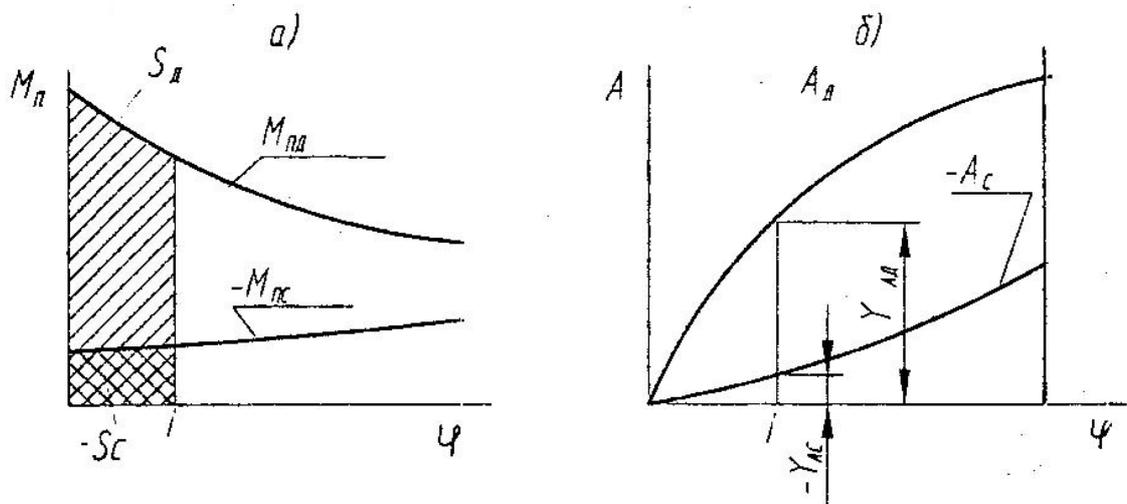


Рис. 9. К вычислению работ движущих сил и сил сопротивления:

- а - графики моментов $M_{пд}(\varphi)$ и $M_{пс}(\varphi)$;
 б - интегральные графики работ движущихся сил $A_d(\varphi)$ и силы сопротивления $A_c(\varphi)$

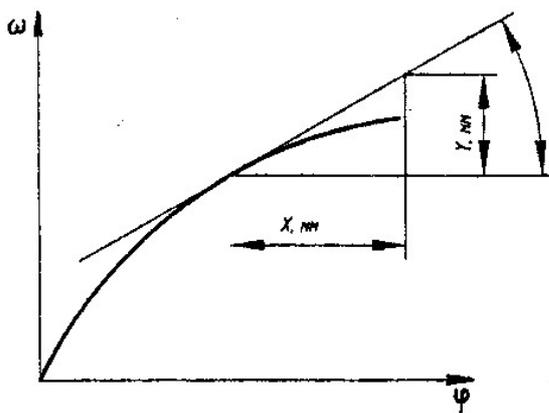


Рис. 10. К определению $\partial\omega/\partial\varphi$

Определение динамической ошибки скорости при стационарном режиме

Решение этой задачи в принципе не отличается от случая, рассмотренного в предыдущем пункте, если известна скорость ω_0 в начале кинематического цикла (рис.6). Для вычисления значения скорости находим из уравнения (2.6)

$$\omega = \sqrt{\frac{2}{J_n} \int_{\varphi_0}^{\varphi} [M_{пд}(\varphi) + M_{пс}(\varphi)] d\varphi + \frac{J_{но}\omega_0^2}{J_n}} \quad (4.3)$$

Величина интеграла определяется так же, как в предыдущем пункте. Вычислив ряд значений ω , можно определить среднюю скорость $\omega_{ср}$, если она не задана, а затем и динамическую ошибку скорости $\Delta\omega = \omega - \omega_{ср}$.

Определение ω по уравнению (4.3), когда скорость ω_0 неизвестна

Часто бывает необходимо исследовать стационарный режим движения, не имея данных для изучения режима разбега. В таких случаях ско-

рость ω_0 не известна ни в одном положении механизма, и второе слагаемое под радикалом в выражении (4.3) не может быть вычислено точно. Имеется несколько способов приближенного определения величины $J_{\text{по}} \omega_0^2$. Один из них состоит в том, что принимают $\omega_0 \approx \omega_{\text{ср}} = \pi n / 30$, где n - частота вращения звена приведения (об/мин).

Уменьшение периодических изменений скорости звена приведения при стационарном режиме

При стационарном режиме наибольшее изменение скорости звена приведения равно разности между ее максимальным и минимальным значениями. Одна и та же величина разности $\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}$ при различной величине средней скорости $\omega_{\text{ср}}$ будет по-разному характеризовать степень неравномерности движения. Поэтому для оценки периодических изменений скорости используют отношение

$$\delta = \frac{\omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}}}{\omega_{\text{ср}}} \quad (4.4)$$

Это отношение называют коэффициентом неравномерности установившегося движения. В механизмах с абсолютно жесткими звеньями величина δ одинакова для всех частей, вращающихся с постоянной средней скоростью, в том числе и для главного (ведущего) вала машины. Чем меньше величина δ , тем равномернее вращается главный вал. При $\delta = 0$ движение абсолютно равномерное.

Уменьшение колебаний скорости

Колебания скорости главного вала ухудшают рабочий процесс машины. Кроме того, они вызывают дополнительные динамические нагрузки, из-за чего может снизиться долговечность и надежность машины. Ввиду чего наилучшее условие для работы машины в стационарном режиме - это абсолютно равномерное вращение ее главного вала ($\delta = 0$). Однако на практике для большинства машин этого добиться не удастся. Можно лишь уменьшить колебания скорости вращения вала.

Равномерное вращение главного вала машины

В пункте 2.3 указаны причины периодических изменений скорости (возмущающие факторы). Для многих машин эти причины полностью устранить нельзя, поэтому невозможно обеспечить абсолютно равномерное вращение главного вала машины. Допустимые значения коэффициентов колеблются в довольно широких пределах - $\delta = 0,2 \dots 0,002$.

Наибольшие допустимые значения δ

Допустимые значения коэффициента неравномерности движений δ для машин различных типов установлены практикой, путем наблюдения за работой машин. Например, машины ударного действия (молоты, штампы) работают нормально, если δ меньше или равно 0,2 для поршневых двигателей внутреннего сгорания, устанавливаемых на автомобили, для тракторов $\delta \leq 0,05$, а для электрических генераторов $\delta \leq 0,01$ и т.д.

Определение зависимости между экстремальными значениями скорости и коэффициентом неравномерности движения

Примем с достаточной степенью приближения $\omega_{cp} \approx \frac{1}{2}(\omega_{max} + \omega_{min})$, отсюда

$$\omega_{max} + \omega_{min} = 2\omega_{cp} \quad (4.5)$$

Из выражения (4.5) находим

$$\omega_{max} - \omega_{min} = \delta\omega_{cp} \quad (4.6)$$

Решим (4.5) и (4.6) совместно, получим $\omega_{max} = \omega_{cp}(1 + \delta/2)$; $\omega_{min} = \omega_{cp}(1 - \delta/2)$. Вместо этих формул удобно пользоваться их квадра-

тами. Учитывая, что величиной $\frac{\delta^2}{4}$ можно пренебречь, имеем:

$$\omega_{max}^2 = \omega_{cp}^2(1 + \delta/2)^2 \approx \omega_{cp}^2(1 + \delta) \quad (4.7)$$

$$\omega_{min}^2 = \omega_{cp}^2(1 - \delta/2)^2 \approx \omega_{cp}^2(1 - \delta) \quad (4.8)$$

Уменьшение колебания скорости вращения главного вала машины (уменьшение δ)

Чтобы решить этот вопрос проведем небольшой анализ. Напишем уравнение движения для интервала времени, в течение которого скорость

изменяется от ω_{\min} до ω_{\max} . Изменение приведенного момента инерции за этот отрезок времени обозначим ΔJ_{Π} . Работу всех сил за это же время назовем избыточной работой и обозначим ее $A_{\text{изб}}$. Тогда уравнение движения запишется так :

$$\frac{1}{2} J_{\Pi} \omega_{\max}^2 - \frac{1}{2} (J_{\Pi} + \Delta J_{\Pi}) \omega_{\min}^2 = A_{\text{изб}}$$

Подставим в полученное выражение ω_{\max}^2 и ω_{\min}^2 по формулам (4.7) и (4.8). После несложных преобразований получим

$$\delta = \frac{2A_{\text{изб}} / \omega_{\text{ср}}^2 + \Delta J_{\Pi}}{2J_{\Pi} + \Delta J_{\Pi}} \quad (4.9)$$

Для конкретной машины $A_{\text{изб}}$, $\omega_{\text{ср}}$, ΔJ_{Π} имеют определенные значения, их практически нельзя изменить. Отсюда следует вывод: уменьшить колебания скорости главного вала машины при стационарном режиме, т. е. уменьшить величину δ , можно путем увеличения приведенного момента инерции J_{Π} механизма.

Увеличение приведенного момента инерции механизма на практике

Для этого на каком-нибудь валу механизма устанавливают специальное массивное колесо-маховик (рис.11). В некоторых случаях можно увеличить J_{Π} за счет подбора размеров и массы вращающихся звеньев без установки маховика. В принципе важно добиться, чтобы моменты инерции всех вращающихся частей машины, включая маховик, были достаточны для получения нужной величины предельного момента инерции.

Определение величины приведенного момента инерции механизма, необходимой для обеспечения заданного значения δ

Постоянная часть приведенного момента инерции J_{Π} значительно больше его максимальной переменной части $\Delta J_{\Pi \max}$. Тогда в формуле (4.9) принимают $\Delta J_{\Pi} = 0$ и из нее находят необходимый приведенный момент инерции

$$J_{\Pi} = A_{\text{изб}} / \delta \omega_{\text{ср}} \quad (4.10)$$

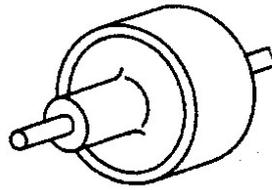


Рис. 11. Маховик

Если после вычисления J_{Π} больше или равно $5 \Delta J_{\Pi \max}$, то можно считать точность достаточной.

Нахождение данных для определения J_{Π} по формуле (4.10)

Величина допускаемого коэффициента неравномерности δ задается в задании на проектирование механизма машины. Средняя скорость звена приведения определяется по заданной частоте вращения n (мин^{-1}): $\omega_{\text{ср}} = \pi n / 30$. Для определения избыточной работы $A_{\text{изб}}$ достаточно иметь графики приведенных моментов сил сопротивления $M_{\text{пс}}(\varphi)$ (рис.12), с помощью которых находим работу методом площадей. Можно также проинтегрировать эти графики, т. е. построить графики работ (рис. 13), и взять наибольшую по модулю алгебраическую сумму работ $A_{\text{д}} + A_{\text{с}} = A_{\text{изб}}$. Наибольшая величина $\Delta J_{\Pi \max}$, необходимая для сравнения с J_{Π} , равна $J_{\Pi \max} - J_{\Pi \min}$ и легко определяется после вычисления значений приведенного момента инерции механизма и построения графика $J_{\Pi}(\varphi)$.

Производимые, вычисления, если величина J_{Π} , определенная по формуле (4.10), оказалась недостаточной, т. е. меньше $5 \Delta J_{\Pi \max}$

В этом случае ошибка, вызванная допущением $\Delta J_{\Pi} = 0$, может оказаться слишком большой. Поэтому нужно отказаться от приближенного метода и перейти к точному, например к методу Виттенбауэра. С этим методом можно ознакомиться в Приложении или в учебниках по теории машин и механизмов.

Момент инерции маховика

Найденная по формуле (4.10) величина J_{Π} обеспечивается массами всех подвижных звеньев механизма и приведенной массой маховика, т. е. равна сумме $J_{\Pi} = \bar{J}_{\text{ПЗВ}} + J_{\text{ПМ}}$, откуда

$$J_{\text{ПМ}} = J_{\Pi} - \bar{J}_{\text{ПЗВ}}, \quad (4.11)$$

где через $\bar{J}_{\text{ПЗВ}}$ обозначена постоянная часть приведенного момента инерции звеньев без маховика.

Если маховик будет устанавливаться на вал звена приведения, то его момент инерции должен быть равен $J_{\text{М}} = J_{\text{ПМ}}$. Если же на другой вал, то делается перерасчет из равенства кинетических энергий, что дает $J_{\text{М}} = J_{\text{ПМ}} (\omega / \omega_{\text{М}})^2$, где $\omega, \omega_{\text{М}}$ - скорость звена приведения и скорость вращения маховика.

Уменьшение момента инерции маховика, не изменяя коэффициента неравномерности δ и скорости $\omega_{\text{ср}}$

Реально это возможно, если для привода машины использовать двигатель с большой крутизной характеристики. Крутизна характеристики двигателя $M_{\text{д}}(\omega)$ в данной ее точке есть производная $dM_{\text{д}}/d\omega$. Графически она представляется тангенсом угла наклона касательной к кривой $M_{\text{д}}(\omega)$ в рассматриваемой точке (рис.12). Характеристика с малой крутизной называется мягкой, а с большой крутизной – жесткой.

Изменение движущего момента в двигателях с различными типами характеристик при колебаниях скорости

Из рис. 12 видно, что в двигателях с мягкой характеристикой колебания скорости в некоторых пределах ω_i до ω_{i+1} вызывают незначительные изменения момента $M_{\text{д}}$. В двигателях с жесткой характеристикой те же колебания скорости приводят к резким изменениям $M_{\text{д}}$.

Требования к машинам с приводом от двигателя с жесткой характеристикой

Рассмотрим рис. 13, а, 13, б, на которых показаны одинаковые графики приведенного момента сил сопротивления и разные графики приведенного момента движущих сил. В первом случае характеристика двигателя мягкая, колебания движущего момента невелики и графики $M_{\text{д}}(\varphi)$ и

$M_c(\varphi)$ сильно отличаются друг от друга. Во втором случае характеристика двигателя жесткая, колебания движущего момента почти повторяют колебания момента сопротивления. Соответственно избыточная работа $A_{изб}$ во втором случае получается значительно меньшей, чем в первом, поэтому, согласно формулам (4.9) и (4.10), потребуются меньшие J_{Π} и $J_{\Pi\text{м}}$.

Если получится отрицательный J_{Π} , то это означает, что маховик в машине не нужен, так как величина $\bar{J}_{\text{пзв}}$ обеспечивает вращение главного вала машины более плавное, чем требуется.

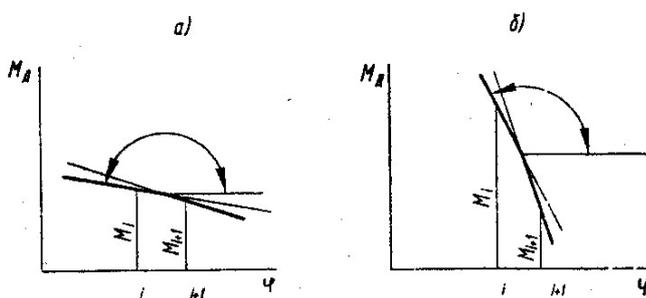


Рис. 12. Типы характеристик двигателей:
 а - с малой крутизной («мягкая»);
 б - с большой крутизой («жесткая»)

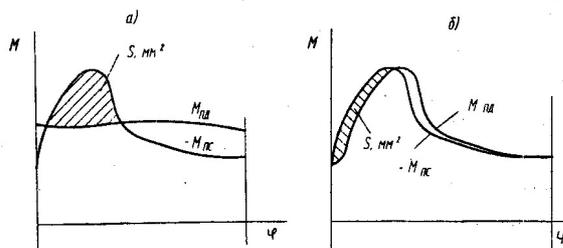


Рис. 13. Избыточная работа сил $A_{изб} = S\mu_m\mu_\varphi$:
 а) при мягкой характеристике двигателя;
 б) при жесткой характеристике двигателя

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Графоаналитический метод решения уравнения движения при силах, зависящих от положений звеньев в установившемся режиме работы

Характеристики сил, действующих на звенья механизма, как правило известны лишь приближенно и задаются в графическом виде. Поэтому наряду с численными методами интегрирования уравнений движения применяют также графические или графоаналитические методы.

Из этих методов рассмотрим метод Виттенбауэра, отличающийся простотой и наглядностью. Для использования этого метода необходимо сначала построить график зависимости кинетической энергии механизма и его приведенного момента инерции от обобщенной координаты φ по известным формулам.

Для определения приведенного момента инерции J_{Π} воспользуемся формулой

$$J_{\Pi_i} = \frac{1}{\omega^2} \sum_{i=1}^n T_i = \frac{1}{\omega^2} \sum_{i=1}^n \left(\frac{J S_i \omega_i^2}{2} + \frac{m_i V S_i^2}{2} \right).$$

Полную кинетическую энергию внутри цикла при установившемся движении найдем как

$$T_i = \Delta T_i + T_0,$$

где T_0 – средняя кинетическая энергия за цикл, которая равна

$$T_0 = \frac{J_{\Pi_0} \omega_0^2}{2}.$$

Величину J_{Π_0} – среднее значение приведенного момента инерции за цикл для данного примера можно найти как среднее арифметическое J_{Π_i} :

$$J_{\Pi_0} = \frac{1}{8} \sum_{i=1}^{n=8} J_{\Pi_i}.$$

ΔT_i – изменение кинетической энергии, равное

$$\Delta T_i = A_{\Pi_i} - A_{\Pi_c}; \quad A_{\Pi_c} = \int M_{\Pi_c} d\varphi; \quad A_{\Pi_g} = \int M_{\Pi_g} d\varphi.$$

График приведенной работы сил сопротивления построим путем графического интегрирования зависимости $M_{\Pi_c} = M_{\Pi_c}(\varphi)$, которая задается или определяется по формуле (2.2.2) с учетом формулы (1.1).

Пусть зависимость $M_{\Pi_c} = M_{\Pi_c}(\varphi)$ имеет вид (см. рис.1, а).

Будем считать, что цикл работы механизма, соответствующий полному обороту звена приведения, разбит на 8 равных интервалов, причем 0- и 8-я точки совпадают.

Графическое интегрирование зависимости $M_{пс}(\varphi)$ выполним в следующем порядке.

1. Через середины каждого интервала (точки a, b, c, \dots) восстановим перпендикуляры к оси абсцисс до пересечения с графиком $M_{пс}(\varphi)$ (см. рис.1, а).

2. Точки пересечения перпендикуляров с графиком вынесем на ось ординат.

3. Выбираем произвольную точку H на продолжении оси φ и соединим вынесенные точки a', b', c' с точкой H . Получим пучок наклонных лучей (рис. 1, а).

4. Выбираем новую систему координат $A = A(\varphi)$ ниже графика $M(\varphi)$ (рис. 1, б).

Сохраняя прежние интервалы, в каждом из них проведем линии, параллельные своим наклонным лучам (в интервале 0-1 - линию, параллельно Ha' ; из конца этого отрезка в интервале 1-2 - линию, параллельно Hb' и т.д.). Полученная ломаная линия будет графиком $A_{пс} = A_{пс}(\varphi)$.

Теперь построим график приведенной работы движущих сил $АП_g$. Для этого (помня что дан цикл $A_g = A_c$ и $M_{пг} = const$) соединим начало и конец графика $АП_c(\varphi)$ прямой линией (рис. 1, б).

Для построения графика изменения кинетической энергии $\Delta T(\varphi)$ произведем сложение ординат двух графиков $Ап_c$ и $Ап_g$, считая ординаты последнего положительными (рис. 1, в).

Имея график $\Delta T(\varphi)$ и зная значение средней кинетической энергии T_0 , можно построить график изменения полной кинетической энергии за цикл $T_i = T(\varphi)$. Масштаб построенных графиков $A(\varphi)$ и $T(\varphi)$ определим как:

$$\mu_A = \mu_T = \mu_{Mп} \mu_\varphi H, \quad (1.П)$$

где $\mu_{Mп}$ - масштаб графика $M_{п}(\varphi)$; μ_φ - масштаб угла, равный $\mu_\varphi = 2\pi$ (рад); H - расстояние от т. H до оси ординат в мм.

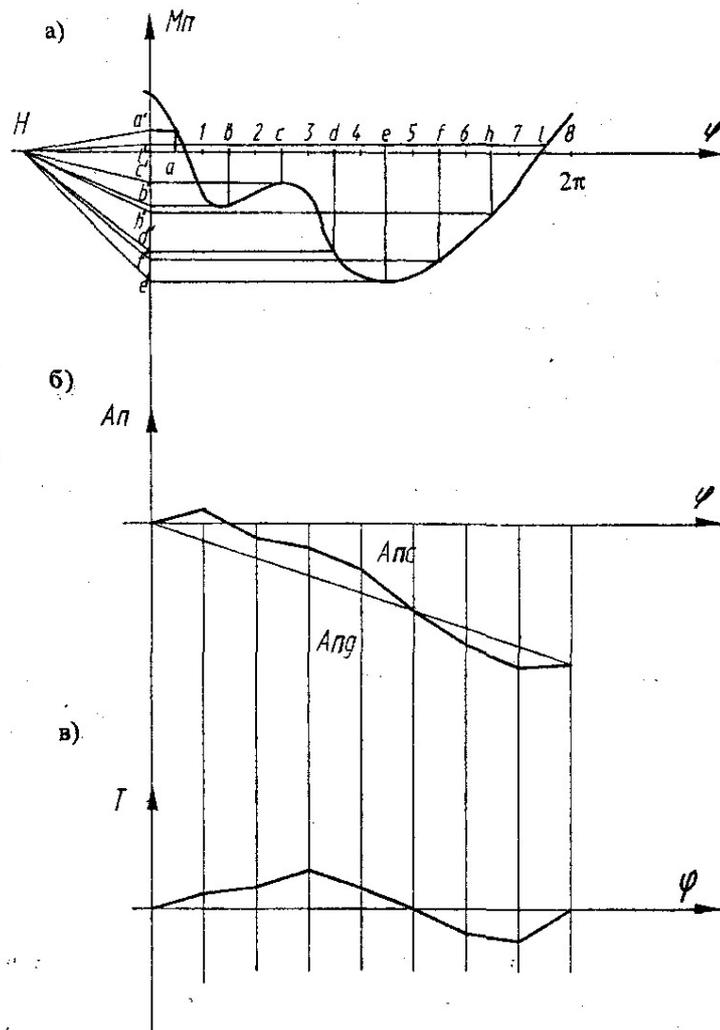


Рис. 1П

Расположим графики $J_{\pi} = J_{\pi}(\varphi)$ и $T = T(\varphi)$ как показано на рис. 2, и, исключая аргумент φ , построим диаграмму зависимости $T = T(J_{\pi})$. Это диаграмма Виттенбауэра. Напишем уравнение движения звена приведения в следующем виде:

$$\int_{\varphi_0}^{\omega} M_{\pi} d\varphi + \frac{J_{\pi 0} \omega^2}{2} = \frac{J_{\pi} \omega_i^2}{2} \quad \text{или} \quad \Delta T + T_0 = T = \frac{J_{\pi} \omega_i^2}{2}. \quad (2.П)$$

$$\text{Отсюда } \omega = \sqrt{\frac{T_{\pi} + \Delta T}{J_{\pi}}}. \quad (3.П)$$

Для произвольной точки i по диаграмме Виттенбауэра найдем

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2T_i}{J_{\Pi_i}}} = \sqrt{\frac{2y_i\mu_{Ti}}{X_i\mu_j}} = \sqrt{\frac{2\mu_T}{\mu_J}} \sqrt{\frac{y_i}{X_i}} = \sqrt{\frac{2\mu_T}{\mu_{J_n}}} \sqrt{\frac{y_0 \pm \Delta y_i}{x_i}}, \quad (4.П)$$

где - $y_0 = \frac{T_0}{\mu_T}$; $T_0 = \frac{Y_{\Pi_0} \omega_0^2}{2}$ где T_0 - средняя кинетическая энергия

для установившегося движения; $Y_{\Pi_0} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y_{\Pi_i}$ где Y_{Π_i} - текущее значение

приведенного момента инерции.

По полученной формуле можно вычислить обобщенную скорость для любого числа положений механизма (значений φ) и построить график искомой функции $\omega = \omega(\varphi)$.

Отметим полезное свойство диаграммы Виттенбауэра. Так как $y_i/x_i = \operatorname{tg}\psi_i$, то

$$\omega_i = \sqrt{\frac{2\mu_T}{\mu_J}} \sqrt{\operatorname{tg}\psi_i}. \quad (5.П)$$

Угловая скорость звена приведения пропорциональна корню квадратному из тангенса угла наклона луча, проведенного из начала координат диаграммы в рассматриваемую точку. Это свойство позволяет легко проследить за характером изменения скорости в различных положениях механизма. В частности, легко определяются положения, в которых скорость установившегося движения получает максимальное и минимальное значения. Эти положения определяются точками касания лучей, проведенных из начала касательно к замкнутой петле диаграммы (эта петля соответствует установившемуся движению). В положении m имеет максимум скорости, в положении n – минимум.

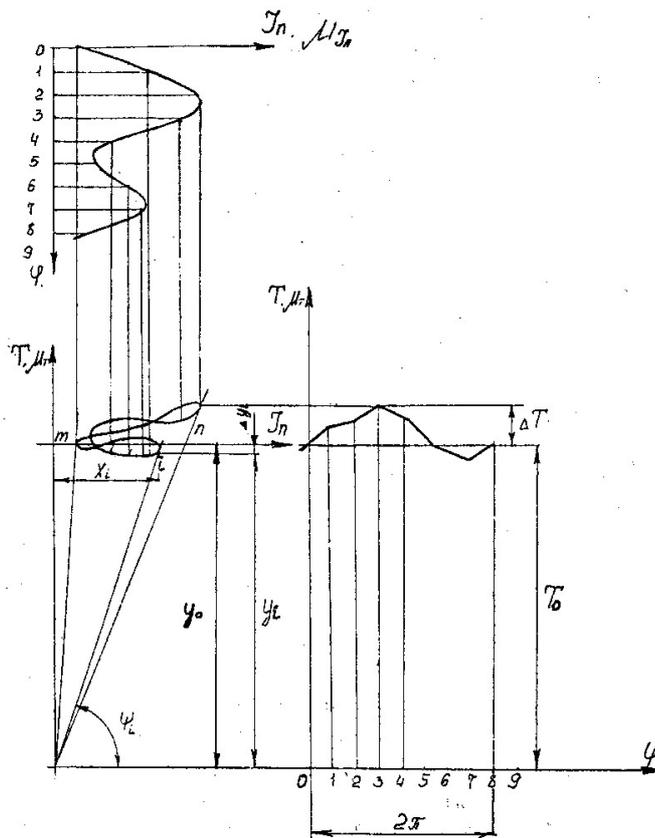


Рис. 2П

Определение момента инерции маховика с помощью диаграммы Виттенбауэра (диаграммы энергомасс)

Пусть имеем построенную диаграмму энергомасс для установившегося движения (рис. 3). По заданной величине коэффициента неравномерности δ определим допустимую максимальную и минимальную обобщенную скорость.

Из уравнений (4.5) и (4.6):

$$\delta \omega_{\text{cp}} = \omega_{\text{max}} - \omega_{\text{min}},$$

$$2\omega_{\text{cp}} = \omega_{\text{max}} + \omega_{\text{min}}.$$

Складывая и вычитая эти равенства, получаем

$$\omega_{\text{min}} = \omega_{\text{cp}} \left(1 - \frac{\delta}{2} \right) \quad \omega_{\text{max}} = \omega_{\text{cp}} \left(1 + \frac{\delta}{2} \right)$$

или, пренебрегая малой величиной $\delta^2/4$,

$$\omega_{\min} = \omega_{\text{cp}} \left(1 - \frac{\delta}{2} \right) \quad \omega_{\max} = \omega_{\text{cp}} \left(1 + \frac{\delta}{2} \right).$$

Используя формулу (5.П), найдем тангенсы углов наклона касательных к диаграмме Виттенбауэра :

$$\text{tg}\psi_{\max} = \frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{\max}^2; \quad \text{tg}\psi_{\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_T} \omega_{\min}^2.$$

Проведя эти касательные под углом ψ_{\max} и ψ_{\min} к диаграмме энергомасс (рис. 16), получаем точку их пересечения O'_M , которая будет началом координат новой диаграммы, соответствующей заданной допустимой величине коэффициента δ . Измерив отрезок $O'_M C$ и умножив его на масштаб, получаем необходимый момент инерции маховика

$$J_M = (O'_M C) \mu_j.$$

Если точка O_M выходит за пределы чертежа, то находим отрезок ab , отсекаемый касательными на пересечении с прежней осью ординат, и, рассматривая $\Delta O_M ca$ и $\Delta O_M cb$, получаем:

$$ab = (O'_M C) (\text{tg}\psi_{\max} - \text{tg}\psi_{\min}).$$

Из этого соотношения с учетом значений $\text{tg}\psi_{\max}$, $\text{tg}\psi_{\min}$, имеем

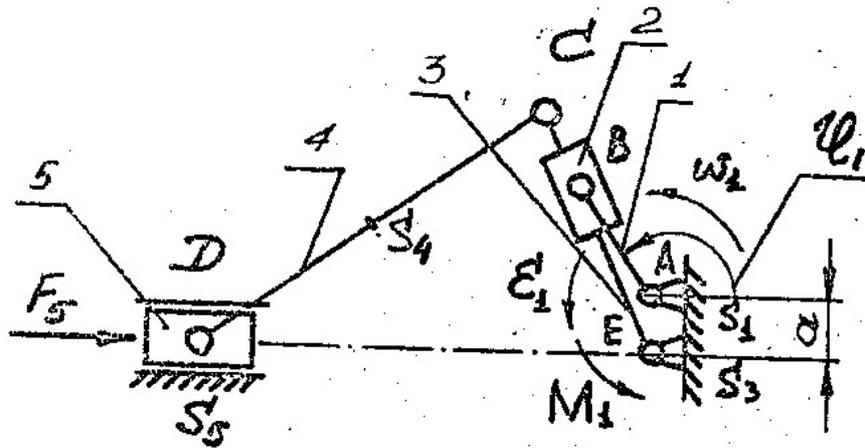
$$J_M = \frac{(ab)\mu_T}{\delta\omega_{\text{cp}}^2}.$$

При углах ψ_{\max} и ψ_{\min} , близких к 90° , касательные могут не пересекать ось ординат в пределах чертежа. Тогда отрезок ab определяется из соотношения:

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

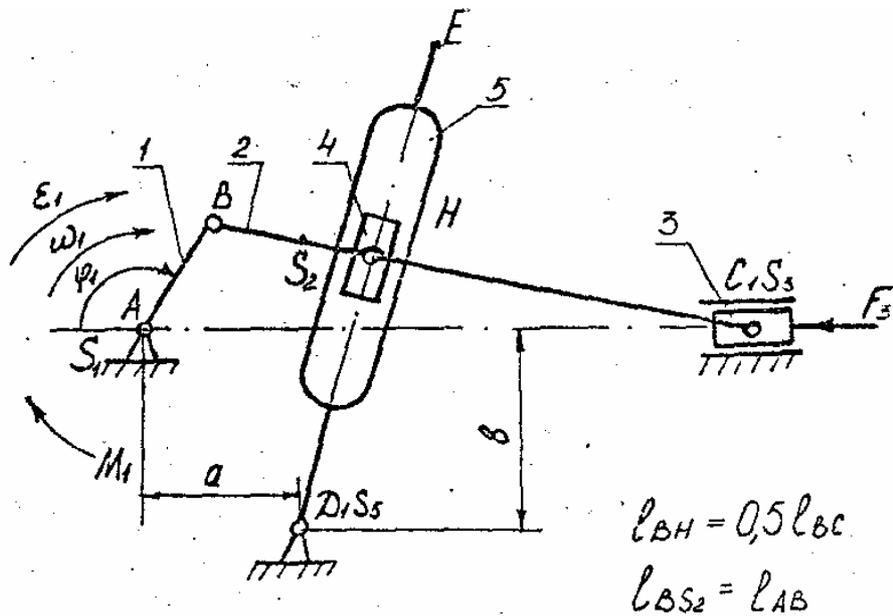
В приложении 2 приведены варианты заданий для курсового проекта по разделу “Динамический анализ механизмов”. Шифр задания определяет преподаватель.

Задание 1



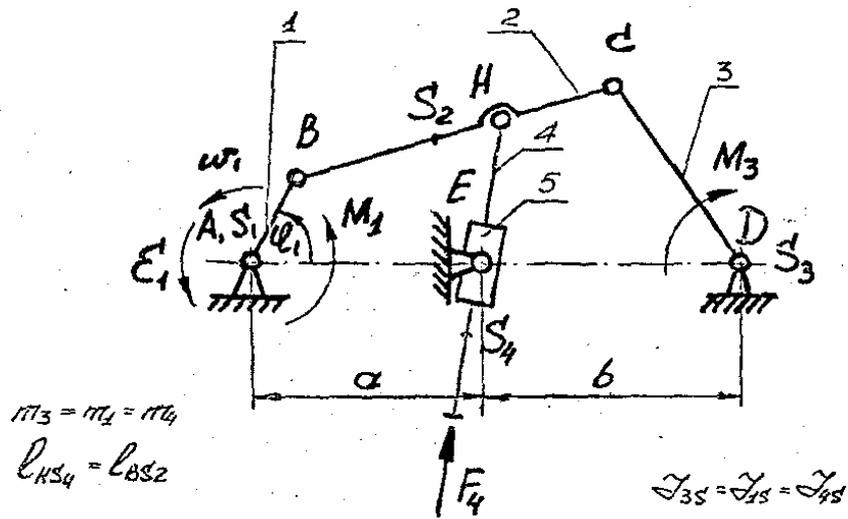
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	60	45	75	90	60
l_{AB}	м	0,05	0,06	0,08	0,1	0,12
l_{BC}	м	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6
l_{CE}	м	0,2	0,24	0,32	0,4	0,48
a	м	0,13	0,15	0,2	0,25	0,3
b	м	0,05	0,06	0,08	0,1	0,12
c	м	0,1	0,12	0,16	0,2	0,24
ω_1	рад·с ⁻¹	25	28	30	34	32
ε_1	рад·с ⁻²	70	85	100	120	110
m_1	кг	20	19	15	12	18
m_2	кг	18	16	14	10	16
m_4	кг	15	14	12	9	14
m_5	кг	50	45	40	35	40
Y_{1s}	кг·м ²	0,4	0,5	0,6	0,5	0,6
Y_{2s}	кг·м ²	0,8	1	1,2	1	1,2
Y_{4s}	кг·м ²	0,6	0,8	0,9	0,8	0,9
F_5	Н	5000	4500	4000	3500	4000

Задание 2



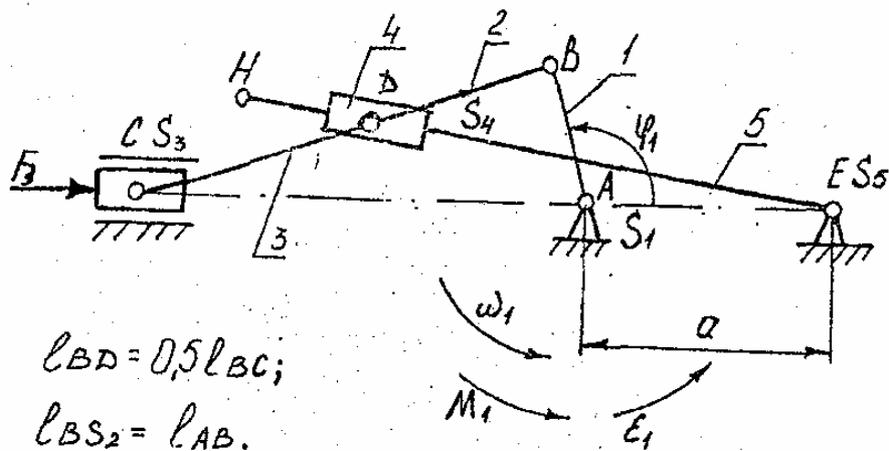
Обозначение	Единица измерения.	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	45	60	120	150	135
l_{AB}	м	0,25	0,4	0,25	0,2	0,3
l_{BC}	м	0,75	1,2	0,75	0,6	0,9
l_{DE}	м	1	1,6	1	0,8	1,2
a	м	0,38	0,6	0,38	0,3	0,45
b	м	0,5	0,8	0,5	0,4	0,6
ω_1	рад·с ⁻¹	40	42	44	46	50
ε_1	рад·с ⁻²	175	190	125	230	250
m_1	кг	10	17	15	10	13
m_2	кг	15	20	22	15	18
m_3	кг	20	35	30	20	25
m_5	кг	18	23	25	18	22
Y_{1s}	кг·м ²	0,46	0,42	0,66	0,35	0,33
K^{S_2}	кг·м ²	0,23	0,22	0,33	0,18	0,17
Y_{5s}	кг·м ²	0,26	0,25	0,36	0,22	0,21
F_3	Н	3000	3000	3500	2500	2000

Задание 3



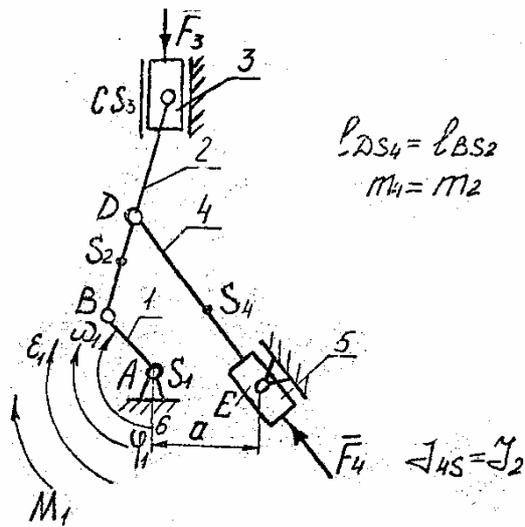
Обозначения	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	60	120	135	30	45
l_{AB}	м	0,12	0,13	0,15	0,17	0,18
l_{BC}	м	0,45	0,5	0,52	0,64	0,7
l_{BH}	м	0,3	0,32	0,38	0,42	0,45
l_{CD}	м	0,3	0,33	0,37	0,41	0,45
l_{BS2}	м	0,23	0,25	0,29	0,32	0,35
a	м	0,39	0,38	0,44	0,49	0,52
b	м	0,4	0,43	0,5	0,56	0,6
ω_1	рад·с ⁻¹	15	16	18	20	25
ε_1	рад·с ⁻²	24	26	30	40	60
m_1	кг	30	35	38	42	45
m_2	кг	70	80	85	90	100
Y_{1s}	кг·м ²	0,8	0,9	1	1,2	1,4
Y_{2s}	кг·м ²	1	1,1	1,2	1,3	1,5
F_4	Н	200	220	250	300	350
M_3	Нм	400	450	400	450	500

Задание 4



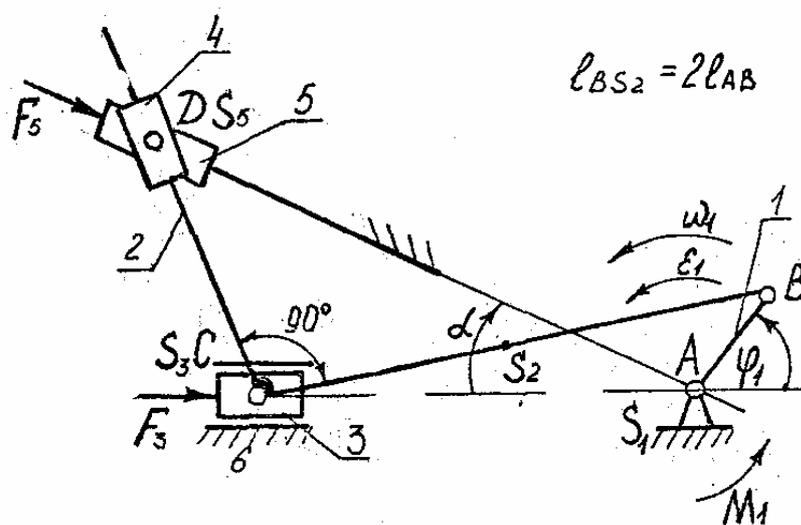
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	60	45	60	120	135
l_{AB}	м	0,08	0,1	0,12	0,09	0,14
l_{BC}	м	0,24	0,3	0,36	0,27	0,42
l_{EH}	м	0,4	0,5	0,6	0,45	0,7
a	м	0,12	0,15	0,18	0,14	0,21
ω_1	рад·с ⁻¹	22	24	26	28	31
ε_1	рад·с ⁻²	55	65	75	85	100
m_1	кг	12	10	9	10	9
m_2	кг	25	20	17	15	17
m_3	кг	55	45	35	30	35
m_5	кг	30	25	24	20	23
Y_{1s}	кг·м ²	2	2,2	2,3	2,2	2,1
Y_{2s}	кг·м ²	0,23	0,24	0,22	0,23	0,22
Y_{5s}	кг·м ²	1	1,8	0,9	0,7	0,6
F_3	Н	6000	5000	4000	3500	4000

Задание 5



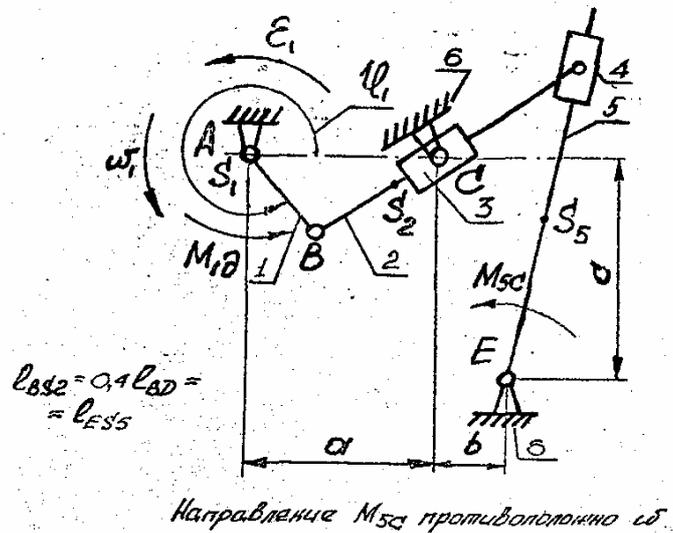
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	45	120	30	60	120
l_{AB}	м	0,24	0,26	0,2	0,3	0,22
l_{DC}	м	1,2	1,3	1	1,5	1,2
$l_{BS\Omega}$	м	0,24	0,26	0,2	0,3	0,22
l_{BD}	м	0,6	0,65	0,5	0,75	0,6
a	м	0,24	0,26	0,2	0,3	0,22
ω_1	рад·с ⁻¹	25	30	35	25	20
ε_1	рад·с ⁻¹	60	90	120	65	50
m_1	кг	30	25	20	25	20
m_2	кг	50	40	45	55	35
m_3	кг	90	80	70	100	65
Y_{1s}	кг·м ²	0,5	0,7	0,6	0,4	0,5
Y_{2s}	кг·м ²	0,5	0,4	0,45	0,5	0,7
F_4	Н	600	500	450	700	500
M_1	Нм	230	250	260	270	250

Задание 6



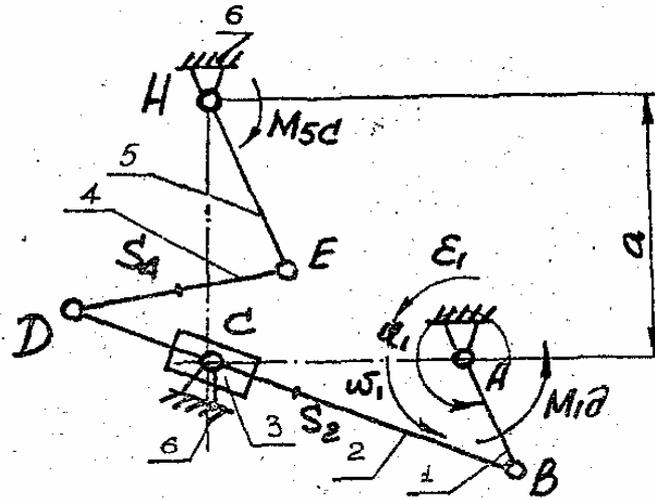
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	30	60	45	30	120
α	град	30	35	30	35	30
l_{AB}	м	0,1	0,11	0,12	0,14	0,16
l_{BC}	м	0,30	0,33	0,36	0,42	0,48
ω_1	рад·с ⁻¹	25	28	30	33	36
ϵ_1	рад·с ⁻¹	45	85	100	110	120
m_1	кг	21	22	25	24	26
m_2	кг	20	21	23	22	24
m_3	кг	45	50	60	55	65
m_5	кг	35	40	45	42	50
Y_{1s}	кг·м ²	3,0	3,2	3,3	3,4	3,6
Y_{3s}	кг·м ²	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
F_3	Н	4500	6000	5500	6000	6500
F_5	Н	4000	4000	3500	3700	4500

Задание 7



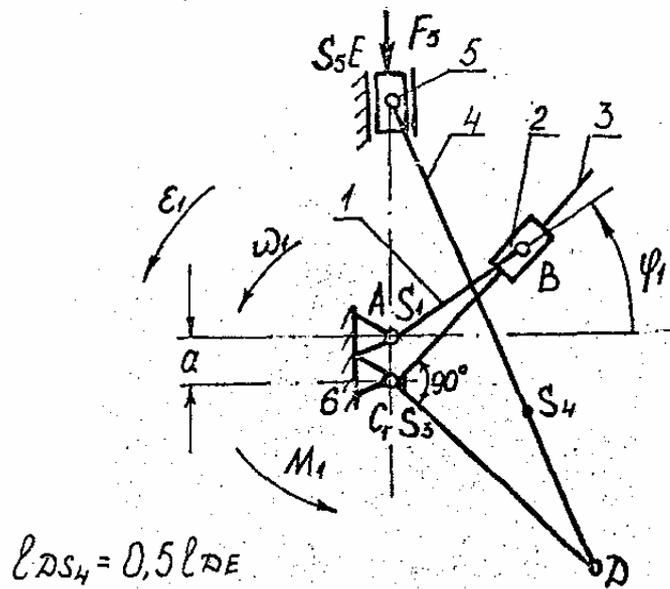
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	30	90	120	240	270
l_{AB}	м	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18
l_{BD}	м	0,28	0,54	0,6	0,7	0,8
a	м	0,18	0,25	0,3	0,35	0,4
b	м	0,08	0,15	0,18	0,22	0,2
c	м	0,18	0,22	0,25	0,28	0,32
ω_1	рад·с ⁻¹	15	20	25	30	32
ε_1	рад·с ⁻²	10	15	20	35	45
m_1	кг	50	60	70	80	90
m_2	кг	30	40	50	60	70
m_5	кг	40	50	60	70	80
Y_{1s}	кг·м ²	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
Y_{2s}	кг·м ²	0,7	0,8	1	1,2	1,4
Y_{5s}	кг·м ²	0,8	1	1,2	1,4	1,6
M_{5s}	кНм	2	4	5	6	8

Задание 8



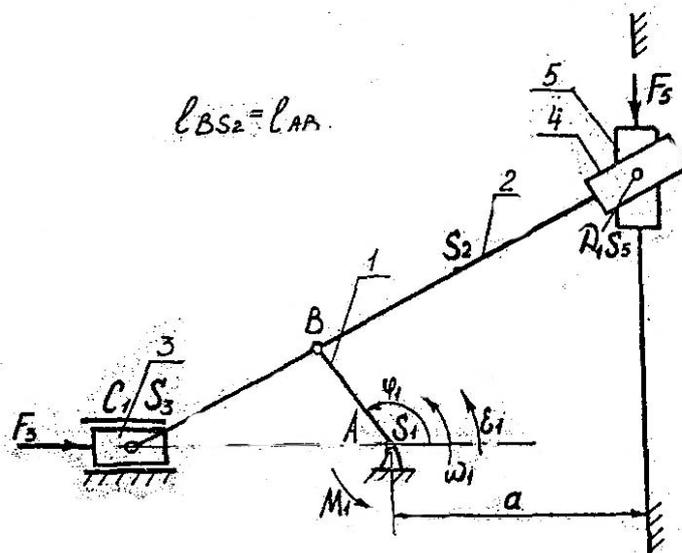
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	60	90	150	210	270
l_{AB}	м	0,1	0,12	0,14	0,16	0,17
l_{BD}	м	0,4	0,5	0,55	0,65	0,7
l_{DE}	м	0,24	0,32	0,42	0,48	0,48
l_{EH}	м	0,18	0,22	0,25	0,28	0,32
a	м	0,26	0,32	0,36	0,42	0,46
ω_1	рад·с ⁻¹	8	10	6	8	10
ϵ_1	рад·с ⁻¹	4	6	3,5	4	6
m_1	кг	60	70	80	90	100
m_2	кг	30	40	50	60	80
m_4	кг	20	30	40	50	60
Y_{1s}	кг·м ²	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4
Y_{2s}	кг·м ²	1	1,2	1,4	1,6	1,8
Y_{4s}	кг·м ²	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6
Y_{5s}	кг·м ²	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
M_{5s}	Нм	200	400	500	600	800

Задание 9



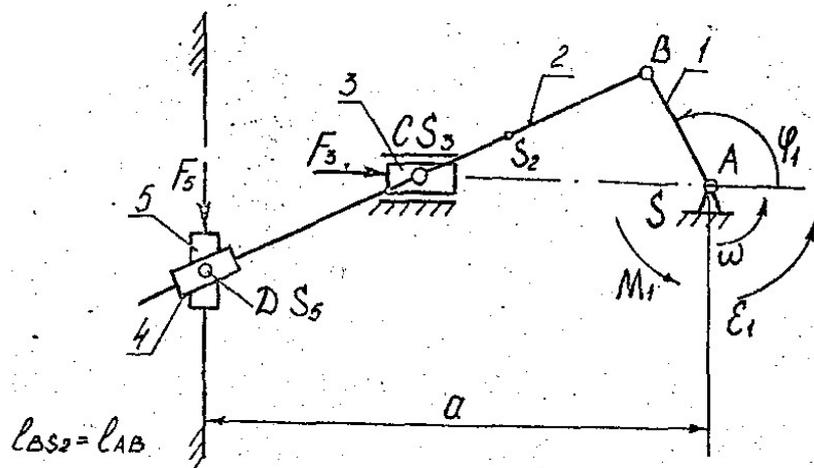
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	30	45	135	60	120
l_{AB}	м	0,1	0,12	0,14	0,15	0,12
l_{CD}	м	0,15	0,18	0,21	0,22	0,18
l_{DE}	м	0,4	0,48	0,56	0,6	0,48
a	м	0,05	0,06	0,07	0,08	0,06
ω_1	рад·с ⁻¹	28	30	33	35	37
ε_1	рад·с ⁻¹	85	105	120	130	150
m_1	кг	30	25	20	30	25
m_3	кг	35	30	25	35	30
m_4	кг	20	15	12	18	15
m_5	кг	50	45	40	50	45
Y_{1s}	кг·м ²	0,2	0,22	0,25	0,26	0,27
Y_{3s}	кг·м ²	0,3	0,32	0,37	0,38	0,42
Y_{4s}	кг·м ²	0,15	0,16	0,18	0,2	0,21
M_1	Нм	250	280	300	320	340

Задание 10



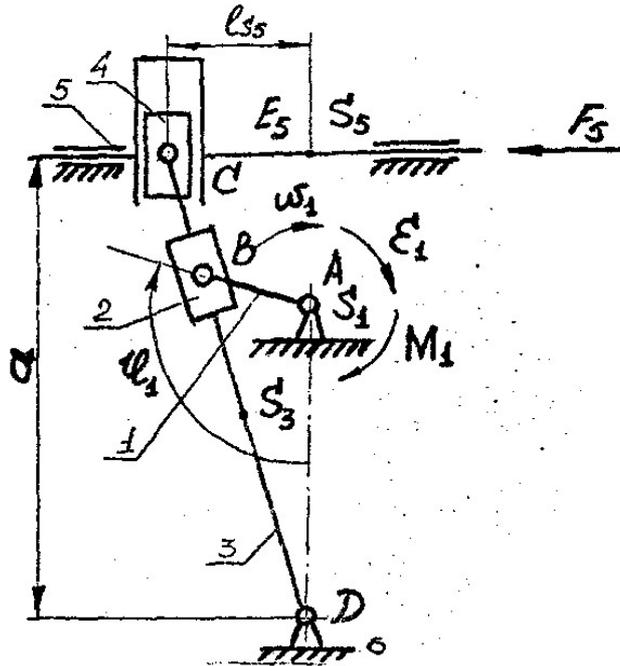
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	30	45	120	135	150
l_{AB}	м	0,10	0,12	0,15	0,18	0,20
l_{BC}	м	0,30	0,36	0,45	0,54	0,60
a	м	0,20	0,24	0,30	0,36	0,40
ω_1	рад · с ⁻¹	20	25	30	25	28
ε_1	рад · с ⁻²	45	70	100	70	85
m_1	кг	15	20	17	13	12
m_2	кг	30	25	34	26	24
m_3	кг	50	40	50	40	35
m_5	кг	80	90	100	70	65
J_{1s}	кг · м ²	1,8	1,9	1,7	1,6	1,5
J_{2s}	кг · м ²	2,5	2,2	2,0	1,8	1,7
F_3	Н	8000	7000	7500	6000	5000
F_5	Н	4000	3500	4000	3000	25000

Задание 11



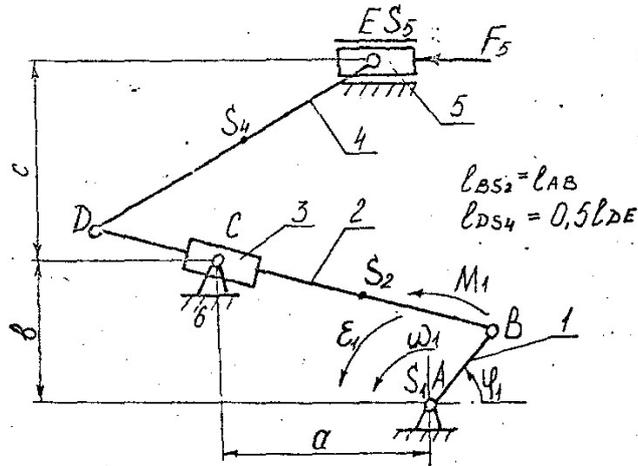
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	45	60	135	120	30
l_{AB}	м	0,10	0,12	0,15	0,18	0,20
l_{BC}	м	0,25	0,30	0,37	0,46	0,50
a	м	0,40	0,48	0,60	0,72	0,80
ω_1	рад \cdot с ⁻¹	30	31	32	33	34
ϵ_1	рад \cdot с ⁻²	100	105	110	120	125
m_1	кг	32	28	26	24	22
m_2	кг	28	25	22	20	18
m_3	кг	55	50	45	40	35
m_5	кг	25	24	22	20	18
J_{1s}	кг \cdot м ²	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2
J_{2s}	кг \cdot м ²	1,0	0,9	0,8	1,0	0,9
F_3	Н	7000	6500	6000	5500	5000
F_5	Н	3500	3700	3000	2800	2500

Задание 12



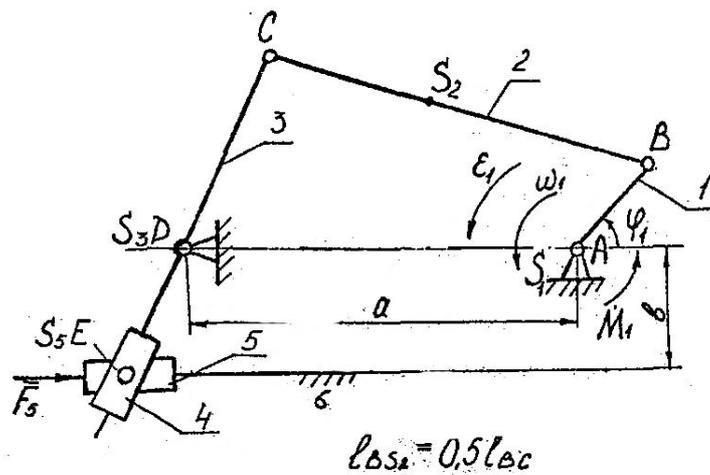
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	120	150	210	240	150
l_{AB}	м	0,16	0,11	0,13	0,1	0,12
l_{CD}	м	0,6	0,76	0,72	0,7	0,72
l_{AD}	м	0,3	0,38	0,36	0,35	0,34
l_{DS3}	м	0,34	0,38	0,36	0,35	0,38
l_{DS5}	м	0,14	0,15	0,16	0,18	0,19
a	м	0,6	0,71	0,61	0,66	0,71
ω_1	рад · с ⁻¹	18	12	16	15	17
ϵ_1	рад · с ⁻²	32	15	25	22	30
m_1	кг	20	18	21	19	17
m_3	кг	26	20	23	22	19
m_5	кг	70	72	65	76	68
Y_{1s}	кг · м ²	1,8	1,1	1,2	1,3	1,0
Y_{3s}	кг · м ²	2,5	1,1	0,9	1,2	0,8
F_5	Н	2000	1800	1700	2000	1900

Задание 13



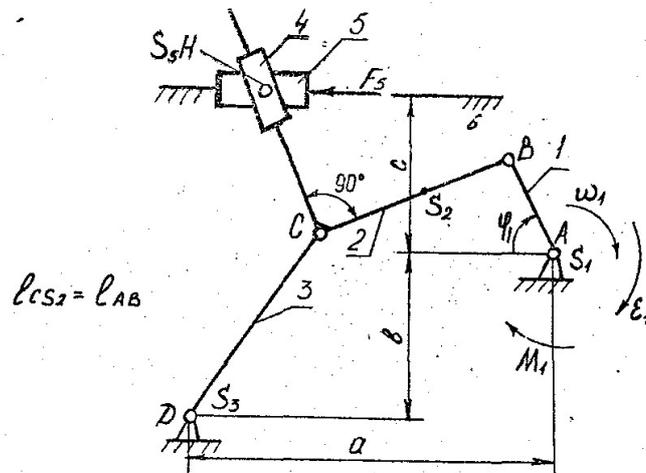
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	Град	45	60	90	120	135
l_{AB}	М	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18
l_{BD}	М	0,50	0,6	0,7	0,80	0,90
l_{DE}	М	0,25	0,3	0,35	0,40	0,45
a	М	0,35	0,42	0,49	0,56	0,6
b=c	м	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27
ω_1	рад · с ⁻¹	30	32	34	36	38
S_1	рад · с ⁻²	100	110	125	130	135
m_1	кг	18	20	22	24	26
m_2	кг	20	22	24	26	28
m_4	кг	10	11	12	13	14
m_5	кг	25	30	35	38	40
Y_{1s}	кг · М ²	0,6	0,7	0,8	0,9	0,8
Y_{2s}	кг · М ²	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7
Y_{3s}	кг · М ²	0,2	0,35	0,4	0,45	0,50
F_5	Н	3000	3500	3800	3500	4000

Задание 14



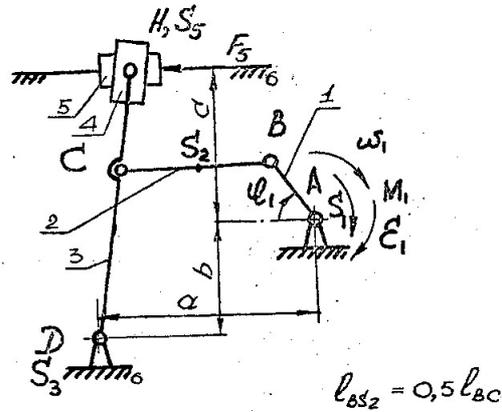
Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	30	45	60	90	45
l_{AB}	м	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18
l_{BC}	м	0,35	0,42	0,49	0,56	0,65
l_{CD}	м	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27
a	м	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
b	м	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27
ω_1	рад · с ⁻¹	25	27	30	35	32
ε_1	рад · с ⁻²	45	60	75	85	105
m_1	кг	15	17	18	20	22
m_2	кг	20	22	23	24	25
m_3	кг	16	18	20	22	23
m_5	кг	30	35	40	45	48
Y_{1s}	кг · м ²	0,8	1,0	0,8	1,0	1,1
Y_{2s}	кг · м ²	0,4	0,5	0,4	0,5	0,6
Y_{3s}	кг · м ²	0,3	0,4	0,3	0,4	0,5
F_5	Н	4500	4700	5500	3800	4000

Задание 15



Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	90	105	1200	135	150
l_{AB}	м	0,15	0,20	0,18	0,22	0,25
l_{BC}	м	0,52	0,70	0,63	0,77	0,88
l_{CD}	м	0,45	0,6	0,54	0,66	0,75
$a=c$	м	0,30	0,4	0,36	0,44	0,50
b	м	0,45	0,6	0,54	0,66	0,75
ω_1	рад \cdot с ⁻¹	25	30	35	33	28
ε_1	рад \cdot с ⁻²	70	100	102	125	90
m_1	кг	20	25	24	18	27
m_2	кг	10	13	12	9	13
m_3	кг	9	11	10	7	10
m_5	кг	40	45	48	38	55
Y_{1s}	кг \cdot м ²	2,5	2,8	2,3	2,4	2,1
Y_{2s}	кг \cdot м ²	1,0	1,2	0,9	1,0	1,1
Y_{3s}	кг \cdot м ²	0,3	0,2	0,3	0,4	0,2
F_5	Н	4500	5000	4800	4000	3800

Задание 16



Обозначение	Единица измерения	Вариант				
		А	Б	В	Г	Д
φ_1	град	30	45	60	70	90
l_{AB}	м	0,1	0,15	0,2	0,22	0,25
l_{BC}	м	0,2	0,3	0,4	0,44	0,5
l_{CD}	м	0,2	0,3	0,4	0,44	0,5
a	м	0,3	0,45	0,6	0,66	0,75
b	м	0,1	0,15	0,2	0,22	0,25
c	м	0,1	0,22	0,3	0,33	0,38
ω_1	рад · с ⁻¹	20	23	26	28	31
ε_1	рад · с ⁻²	45	60	75	85	105
m_1	кг	22	21	20	19	18
m_2	кг	25	23	22	21	23
m_3	кг	24	25	21	22	24
m_5	кг	30	35	40	45	50
Y_{1s}	кг · м ²	0,3	0,28	0,26	0,27	0,29
Y_{2s}	кг · м ²	0,22	0,24	0,26	0,28	0,3
Y_{3s}	кг · м ²	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
F_5	Н	6500	6000	5500	5000	4000

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	3
2. ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН.	
ПРИВЕДЕНИЕ СИЛ И МАСС.....	6
2.1. Вычисление приведенной силы и приведенной массы.....	8
2.2. Приведенный момент инерции.....	10
2.3. Уравнения движения масс динамической модели. Уравнение движения одномассовой динамической модели.....	12
3. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ РОТОРНОГО ТИПА БЕЗ УЧЕТА УПРУГОСТИ ЗВЕНЬЕВ С ПОМОЩЬЮ ОДНОМАССОВОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ.....	15
4. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИН, НАГРУЖЕННЫХ СИЛАМИ ЗАВИСЯЩИМИ ТОЛЬКО ОТ ПОЛОЖЕНИЯ МЕХАНИЗМА.....	18
ПРИЛОЖЕНИЯ 1.....	27
ПРИЛОЖЕНИЕ 2.....	34

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИННОГО АГРЕГАТА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЗАДАННЫХ СИЛ

Методические указания для выполнения курсового проекта
По разделу “Динамический анализ механизмов”

Составители

ФИРСОВ Владимир Анатольевич

ПОПОВ Борис Константинович

Ответственный за выпуск – зав. Кафедрой В.В. Козырев

Редактор Е.А. Амирсейидова

Корректор О.В. Чезганова

ЛР № 020275 от 13.11.96. Подписано в печать 20.02.01.

Формат 60x84/16. Бумага для множит. техники. Гарнитура Таймс.

Печать офсетная. Усл. печ. л.3,02 .Уч. изд. л. 3,75 Тираж экз.

Заказ

Владимирский государственный университет.

Подразделение оперативной полиграфии

Владимирского государственного университета.

Адрес университета и подразделения оперативной полиграфии:

600000, Владимир, ул. Горького, 87.