



Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана

Сборник заданий

**Сборник заданий для курсового
проектирования по курсу**

«ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН»

Издательство МГТУ имени Н.Э. Баумана

СБОРНИК ЗАДАНИЙ
ДЛЯ КУРСОВОГО
ПРОЕКТИРОВАНИЯ
ПО КУРСУ
«ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ
МАШИН»

*Рекомендовано редсоветом МГТУ им. Н.Э. Баумана
в качестве учебного пособия*

Под редакцией проф. И.В. Леонова

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
2002

Рецензенты: В.С. Кулешов, П.К. Попов

С23 Сборник заданий для курсового проектирования по курсу “Основы проектирования машин”: Учеб пособие / Егоров О.Д., Костиков Ю.В., Кузенков В.В. и др.; Под ред. Леонова И.В. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 64 с.

Описаны общие методы проектирования и исследования манипуляционных механизмов. Изложен общий подход к созданию математических моделей механизмов, приведены задания на проектирование.

Для студентов роботомеханических специальностей

Ил. 38. Табл. 15. Библиогр. 13 назв.

ББК 34.42

Редакция заказной литературы

Егоров О.Д., Костиков Ю.В., Кузенков В.В., Леонов Д.И., Леонов И.В.,
Никаноров В.А., Плужников Б.И., Попов С.А., Самойлова М.В.,
Синицын В.В., Тарабарин В.Б., Тарабарина З.И., Умнов Д.Н.,
Чернышева И.Н.

**Сборник заданий по курсовому проектированию по курсу
“Основы проектирования машин”**

Редактор Е.К. Кошелева
Корректор Л.И. Милюткина

© МГТУ им. Н.Э. Баумана 2002

Подписано в печать 04.06.97. Формат 60х84/16. Бумага тип № 2.
Печ. л. 4,0. Усл. печ. л. 3,72. Уч.-изд. л. 3,67. Тираж 150 экз. Изд. № 32.
Заказ №

Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана,
типография МГТУ им. Н.Э. Баумана
105005, Москва, 2-я Бауманская, 5

Введение

Механизация и автоматизация производства являются серьезным вкладом в развитие производства новых машин и механизмов в едином комплексе с управляющими устройствами. В связи с этим возникает необходимость развития общей теории и конкретных методов проектирования мехатронных устройств – автоматических машин, механические характеристики которых неразрывно связаны с характеристиками управляющих устройств. Типичными такими устройствами являются роботы и манипуляторы, в которых осуществляется тесное взаимодействие механических процессов и процессов автоматизации на основе достижений теории управления, кибернетики и применения электронно-вычислительной техники.

Авторы учебного пособия имеют целью познакомить студентов с принципами работы и основами проектирования мехатронных устройств в процессе выполнения ими курсового проекта. Пособие состоит из двух частей. В первой представлены задания на курсовой проект по курсу “Основы проектирования машин” для студентов факультета “Машиностроение” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Предполагается, что студенты знакомы с основными терминами и методами теории механизмов и машин. В пособии содержатся также краткие пояснения к выполнению проекта, причем некоторые расчетные выражения приведены без подробных выводов. При освещении материалов основное внимание уделено вопросам, не представленным в теоретическом курсе основ проектирования мехатронных устройств.

Содержание курса “Основы проектирования машин” составляет базу методического обеспечения системы автоматизированного проектирования машин: теорию, методы проектирования и математические модели машин. ЭВМ в составе САПР являются, если можно выразиться, неодолеваемыми предметами, неспособными дать ответ на поставленный вопрос. Этот ответ может быть получен только при использовании программного обеспечения, базирующегося на математических методах. Под термином “математическая модель машины” понимают идеализированное отображение механической системы, используемое при расчетах. При этом предполагается, что это отображение имеет необходимое для проведения инженерных расчетов математическое выражение в виде уравнений, т.е. является математической моделью. В зависимости от цели исследования могут использоваться разные модели. Фрагментарная, правдоподобная при решении определенного ограниченного круга задач модель будет корректной, если она удовлетворяет следующим условиям:

а) достаточно полно отображает интересующие свойства реальной машины;

б) не перегружена несущественными свойствами, влияние которых на изучаемый процесс незначительно

Использование ЭВМ для инженерных расчетов позволяет перейти к достаточно точным математическим моделям. Однако имеются серьезные сомнения в необходимости создания универсальной модели машины, так как чем точнее модель, тем точнее должны быть исходные данные для расчета. В то же время на ранних стадиях проектирования конструктор редко располагает достаточно точными исходными данными. Поэтому создание математической модели с точностью выше разброса характеристик машин не имеет смысла. Практика показывает, что при проектировании машин целесообразно иметь набор различных математических моделей, отличающихся назначением, различной степенью детализации точности, и последовательно, по мере необходимости, применять для расчета все более точные расчетные схемы.

В практике проектирования используются различные типы моделей, описывающих разные свойства механизмов машин.

1. ПОНЯТИЕ О МОДЕЛЯХ МЕХАНИЗМОВ

Структурные модели связывают число степеней свободы механизма W с числом звеньев n и кинематических пар. Например, формула Чебышева для плоского механизма имеет вид

$$W = 3n - 2p_H, \quad (1.1)$$

где p_H — число низших пар.

Кинематические модели связывают перемещения и скорости входных и выходных звеньев. Например, $\varphi_{\text{ВЫХ}} = \prod (\varphi_{\text{ВХ}}, l_1, \dots, l_i)$ — функция положения выходного звена $\varphi_{\text{ВЫХ}}$ механизма с $W = 1$ зависит от координат входного звена $\varphi_{\text{ВХ}}$ и ряда геометрических размеров l_i механизма (рис. 1.1).

Аналогично и для кинематической передаточной функции, являющейся производной от функции положения,

$$u = \frac{d\varphi_{\text{ВЫХ}}}{d\varphi_{\text{ВХ}}} = \frac{\varphi'_{\text{ВЫХ}}}{\varphi'_{\text{ВХ}}} = F(\varphi_{\text{ВХ}}, l_1, \dots, l_i). \quad (1.2)$$

В механизме с $W = 1$ существует однозначная зависимость между входным и выходным воздействиями. В механизмах с несколькими степенями свободы такая однозначность, как правило, отсутствует. Например, в плоском дифференциальном механизме привода манипулятора скорость выходного звена зависит от скоростей двух входных звеньев:

$$\varphi'_{\text{ВЫХ}} = \frac{d\varphi_{\text{ВЫХ}}}{dt} = u_1^{(2)}\varphi'_{\text{ВХ}1} + u_2^{(1)}\varphi'_{\text{ВХ}2}, \quad (1.3)$$

где u_1 и u_2 — частные производные функции по воздействию на входное звено при постоянном воздействии на другое звено, являющиеся частными производными по воздействию на соответствующее входное звено 1 или 2 механизма:

$$u_1^{(2)} = \left(\frac{\partial \varphi_{\text{ВЫХ}}}{\partial \varphi_{\text{ВХ } 1}} \right)_{\varphi_{\text{ВХ } 2} = \text{const}}, \quad u_2^{(1)} = \left(\frac{\partial \varphi_{\text{ВЫХ}}}{\partial \varphi_{\text{ВХ } 2}} \right)_{\varphi_{\text{ВХ } 1} = \text{const}}. \quad (1.4)$$

Графическое представление кинематической модели механизма плоского манипулятора с $W = 2$, представляющей зависимость двух координат X и Y выходного звена, показано на рис. 1.2, где

$$Y_{\text{ВЫХ}} = \prod_1 (\varphi_{\text{ВХ } 1}, \varphi_{\text{ВХ } 2}, l_1, \dots, l_i), \quad (1.5)$$

$$X_{\text{ВЫХ}} = \prod_2 (\varphi_{\text{ВХ } 1}, \varphi_{\text{ВХ } 2}, l_1, \dots, l_i)$$

— две сложные функции положения от координат входных звеньев.

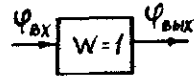


Рис. 1.1

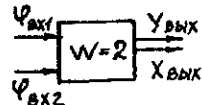


Рис. 1.2

В общем случае каждая из двух выходных координат схвата Y и X зависит от координат обоих входных звеньев $\varphi_{\text{ВХ } 1}$ и $\varphi_{\text{ВХ } 2}$. Для ручного управления манипулятором зависимость каждой из выходной координаты сразу от нескольких входных может представлять непреодолимую трудность. Это усложняет и систему

автоматического управления роботом. Поэтому в целях упрощения системы управления роботом часто идут на усложнение механической системы манипулятора, обеспечивая автономность (независимость) управления по разным координатам, т.е. однозначные зависимости выходных координат от входных выбором структурной или кинематической схемы манипулятора

$$Y_{\text{ВЫХ}} = \prod_1 (\varphi_{\text{ВХ } 1}, l_1, \dots, l_i),$$

$$X_{\text{ВЫХ}} = \prod_2 (\varphi_{\text{ВХ } 2}, l_1, \dots, l_i), \quad (1.6)$$

$$Z_{\text{ВЫХ}} = \prod_3 (\varphi_{\text{ВХ } 3}, l_1, \dots, l_i).$$

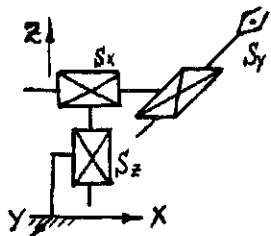


Рис. 1.3

Структурная схема пространственного робота-манипулятора с числом степеней свободы $W = 3$, работающая в декартовой системе координат, показана на рис. 1.3. Изменение выходных координат X , Y , Z схвата реализуется с помощью автономного (независимого) от других приво-

да, воздействующего на поступательную кинематическую пару. Поэтому движение по прямолинейным траекториям ($Y = \text{const}$, $X = \text{const}$ или $Z = \text{const}$) реализуется с помощью управления одним из приводов.

Прямые, по которым осуществляется движение схвата, перпендикулярны одна другой, поэтому работа в любом из приводов на перемещениях, осуществляемых в другом приводе, равна нулю. Вот почему возможна и одновременная работа нескольких приводов для воспроизведения сложных траекторий движения схвата без взаимного влияния приводов.

На рис. 1.4 показана структурная схема трехподвижного робота-манипулятора, работающего в цилиндрической системе координат Z, φ, r . Движение схвата манипулятора по прямолинейным траекториям ($X = \text{const}$ или $Y = \text{const}$) требует одновременного управления двумя движениями: во вращательной кинематической паре φ и поступательной кинематической паре, служащей для выдвижения руки по радиусу r . Таким образом, указанные приводы управления схватом в декартовой системе координат неавтономны, так как каждая из выходных координат одновременно является функцией двух неза-

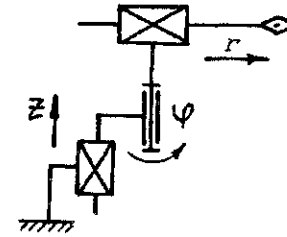


Рис. 1.4

$$Y_{\text{ВЫХ}} = \prod_1 (\varphi, r, l_1, \dots, l_i),$$

$$X_{\text{ВЫХ}} = \prod_2 (\varphi, r, l_1, \dots, l_i). \quad (1.7)$$

Взаимовлияние двух приводов (угла поворота φ и выдвижения руки r) становится особенно неприятным при работе в динамическом режиме и возникновении ускорений. При вращении стола манипулятора возникающие ускорения и силы инерции, приложенные к руке, вызывают нагружение привода поступательного движения, и наоборот, выдвижение руки вызывает изменение момента инерции масс относительно оси вращения и появление дополнительной нагрузки в приводе поворота. Поэтому одновременная работа приводов поступательного движения руки r и поворота φ часто вызывает перегрузку одного и разгрузку другого за счет "перекачки" работы из одного привода на привод масс в другом. При некоторых условиях возможно даже неконтролируемое торможение одного привода другим.

Итак, простейшие примеры, рассмотренные нами, указывают на связь структурных и кинематических схем манипуляторов с требованиями к системам управления. То есть качество роботов и манипуляторов определяется одновременно структурными и геометрическими параметрами механической системы и качествами системы управления. Поэтому при проектировании системы очень важной задачей является расчет необходимых для осуществления заданного движения управляющих воздействий со стороны приводов. Эту задачу решают составлением динамической модели манипулятора как системы с несколькими степенями свободы. Частным случаем динамической модели является статическая модель, часто служащая для уравнивания статических нагрузок и снижения, тем самым, необходимой мощности приводов.

Чтобы исключить переходы энергии из привода одного звена на другой привод, часто идут на упрощение системы управления и разделение движений схвата по отдельным координатам во времени. Например, осуществляют последовательное управление приводами по различным координатам (см. циклограмму на рис. 1.5):

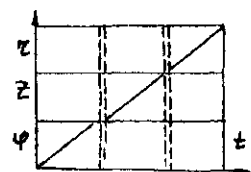


Рис. 1.5

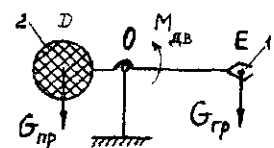


Рис. 1.6

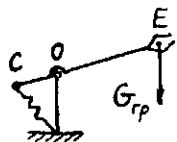


Рис. 1.7

их динамические свойства.

Управление автоматическими пневматическими уравнивающими устройствами нередко осуществляют с помощью кулачковых

первое движение – поворот стола φ ;
второе движение – подъем стола Z ;
третье движение – выдвижение руки r .

Классическим примером статического уравнивания механической системы и снижения нагрузок на привод является конструкция грузоподъемных устройств (рис. 1.6, где 1 – поднимаемый груз, 2 – противовес. Здесь $G_{ГР}$ и $G_{ПР}$ – силы тяжести). Необходимый движущий момент $M_{ДВ}$ на приводе механизма (см. рис. 1.6)

$$M_{ДВ} \geq G_{ГР} \cdot l_{OE} - G_{ПР} \cdot l_{OD} \quad (1.8)$$

уменьшается на величину $G_{ПР} \cdot l_{OD}$. Снижение статической нагрузки на привод и уравнивание манипулятора часто производят с помощью не только противовесов, но и пружинных разгрузителей (рис. 1.7) или специальных автоматических пневматических устройств. Уравнивание манипулятора снижает мощность и стоимость приводных устройств, а также часто улучшает

механизмов, вот почему студентам предлагается освоить методику их проектирования.

Естественно, что механический и гидравлический приводы манипуляторов также находят применение. Выбор оптимальных параметров механического привода дает возможность без увеличения мощности двигателей улучшить динамические качества мехатронных устройств. На примерах мехатронных устройств студенты имеют возможность познакомиться с выбором оптимальных параметров зубчатых механизмов, применяемых в механических приводах манипуляторов. Таким образом, задачи, которые ставятся при выполнении курсового проекта по курсу “Основы проектирования машин” могут быть решены в такой последовательности:

1. Провести структурный и геометрический параметрический синтез исполнительного манипуляционного механизма и механизмов приводов с устранением избыточных связей в замкнутых контурах, учитывая ограничения на углы давления в кинематических парах. Построить зону обслуживания и по согласованию с преподавателем выбрать траекторию перемещения схвата (рекомендуется выбрать прямую или окружность в зависимости от системы координат, в которой работает манипулятор).

2. По заданному программному движению схвата с грузом по его траектории движения и по заданным ограничениям на скорость ($V_{\max}$) и ускорение ($a_{\max}$) схвата построить диаграммы перемещений, скоростей и ускорений захватного устройства в функции времени.

3. По заданному программному движению схвата решить обратную задачу кинематики и найти значения входных обобщенных координат механизма манипулятора и их производных.

4. По заданным или выбранным геометрическим размерам основного механизма построить кинематические диаграммы и найти передаточные функции скоростей точек приложения нагрузок, указанных на схеме точек механизма:

$$S_i = \prod (\varphi_{ВХ} \dots),$$

$$\frac{\partial S_i}{\partial \varphi_{ВХ}},$$

$$\frac{\partial^2 S_i}{\partial \varphi_{ВХ}^2}.$$

5. Составить кинематические схемы приводов и выбрать оптимальные передаточные отношения по критерию быстрого действия.

6. По заданной диаграмме работы привода поворота определить момент переключения двигателя из режима разгона в режим торможения. Определить условия для безударного останова и построить диаграмму работ, скоростей и времени движения.

7. По заданным или рассчитанным значениям масс и геометрических размеров произвести статическое уравнивание механизма с целью снизить нагрузки на привод подъема груза в нижнем его положении.

8. Выполнить силовой расчет манипуляционного механизма (определить усилия в кинематических парах) при движении в заданной плоскости или повороте манипулятора вокруг вертикальной оси при заданной программе движения или заданном положении для расчета.

9. Рассчитать требуемую мощность привода манипулятора и построить диаграммы движущих сил, необходимых для осуществления заданного программного движения.

10. Выполнить расчет зубчатых цилиндрических передач и планетарного редуктора привода манипулятора. Произвести расчет на прочность, выбрать коэффициенты смещения и оптимальный вариант зубчатой передачи. Методом обращенного движения провести профилирование зуба и вычертить схему зацепления. Для планетарного механизма провести подбор чисел зубьев по передаточному отношению и кинематический анализ.

11. Выполнить проектирование кулачкового механизма по заданному рабочему ходу и диаграмме движений с учетом ограничения на допустимый угол давления в высшей кинематической паре. Построить профиль кулачка и диаграмму углов давления в функции угла поворота кулачка.

12. Выполнить проверочный расчет подшипников и валов механизма привода, используя данные динамического исследования и результаты расчетов реакции в кинематических парах.

13. Разработать общий вид манипулятора с разрезами, различными видами и сочетаниями, позволяющими получить общее представление о конструкции.

14. Вычертить рабочие чертежи деталей привода манипулятора.

15. Оформить расчет в виде расчетно-пояснительной записки объемом 30 – 50 страниц.

2. ЗАДАНИЯ ДЛЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Задание № 143. Исследование и проектирование манипуляционного механизма и приводов промышленного робота с тремя степенями свободы*

Структурная схема механизмов промышленного робота (ПР) представлена на рис. 2.1. Исполнительный трехзвенный манипулятор содержит звенья 1, 2 и 3, обеспечивающие движение захватного устройства 9 в цилиндрической области обслуживания. Обобщенными координатами звеньев исполнительного механизма являются углы: угол поворота φ_{16} звена 1 относительно стойки 6, угловая координата φ_{21} при повороте звена 2 относительно звена 1 и угловая координата φ_{32} при повороте звена 3 относительно звена 2.

Поворот манипулятора относительно вертикальной оси $Ay(1)$ осуществляется электродвигателем M_1 , вращение ротора которого передается через планетарный редуктор $ПР_1$ и зубчатую передачу $ЗП$. Относительное вращение звеньев 2 и 3 двухзвенного манипуляционного механизма $АСЕ$ осуществляется с помощью гидро- или пневмоприводов. Линейный привод со звеньями 4 и 5 установлен на сферических кинематических парах B и D между звеньями 2 и 3 и обеспечивает программное изменение обобщенной координаты φ_{23} . Поворотный привод условно обозначен цифрами 7 и 8. Элементы 7 и 8 жестко связаны со звеньями соответственно 1 и 2 и обеспечивают программное изменение обобщенной координаты φ_{21} .

При выполнении курсового проекта манипуляционный механизм следует рассмотреть на двух режимах: 1) перенос заготовки от накопителя в позицию E_1 (X_{E1} и Y_{E1} заданы) по плоской траектории в локальной системе отсчета $X^{(1)} Ay^{(1)}$, связанной со звеном 1; 2) перенос заготовки в позицию E_2 (X_{E2} , Y_{E2}), определяемую заданным расстоянием $H_E = E_1E_2/\mu_1$ и углом β_E наклона прямой траектории точки E оси $Ax^{(1)}$ подвижной системы отсчета.

Подача заготовок из накопителя в позицию E_1 захватного устройства 9 осуществляется ползуном 10, относительно стойки 6 с помощью кулачкового механизма $КМ$, планетарного редуктора $ПР_2$ и электродвигателя M_2 .

Нумерация заданий в настоящем сборнике продолжает нумерацию в сборниках, изданных ранее.

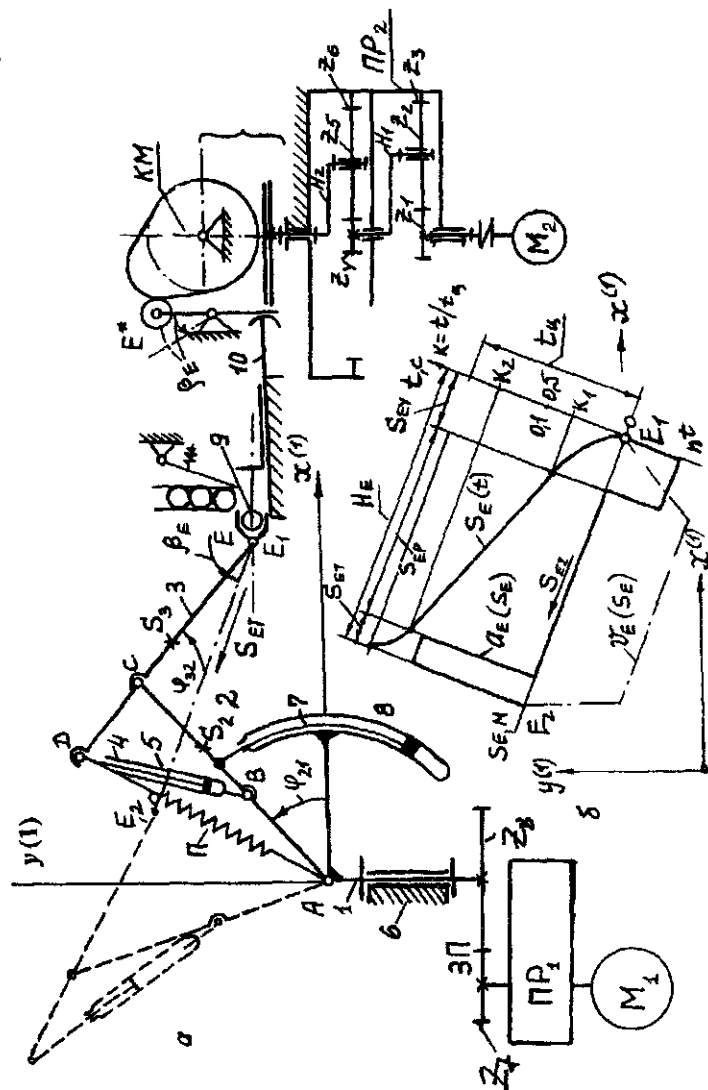


Рис. 2.1

Захватное устройство 9 манипулятора при движении по заданной проекции совершает разгон до максимального ускорения $a_{E_{\max}}$, движение с постоянной скоростью $V_{E_{\max}}$ и торможение с безударной остановкой в позиции E_2 .

В исходных данных задан вариант изменения ускорения захватного устройства по траектории в безразмерных координатах $f''(k)$, где $f_K = S_E/H_E$ — безразмерное перемещение в функции безразмерного времени $K = t/t_{\Pi}$ движения ($0 \leq K \leq 1$).

Участки разгона и торможения заданы интервалами $0 - K_1$, и $K_2 - 1$. На участке $K_1 - K_2$ — движение захвата происходит с постоянной скоростью.

При проектировании необходимо выполнить следующие этапы:

1. Структурный и кинематический синтез исполнительного манипуляционного механизма и механизмов приводов с устранением избыточных связей в замкнутых контурах.

2. По заданному программному движению захватного устройства по траектории в системе отсчета $Ax^{(1)}y^{(1)}$ и заданному ограничению по ускорению схвата $a_{E_{\max}}$ при ходе H_E построить графики перемещения, скорости и ускорения захватного устройства.

3. По заданному программному движению захвата решить обратную задачу кинематики и найти значения обобщенных координат механизма манипулятора φ_{21} , φ_{32} и их производные φ'_{21} , φ'_{32} и φ''_{21} , φ''_{32} .

4. Выполнить силовой расчет манипуляционного механизма при движении звеньев в заданной плоскости $Ax^{(1)}y^{(1)}$ и повороте манипулятора вокруг оси $Ay^{(1)}$ на заданные углы поворота φ_{16} относительно вертикальной оси.

5. Выполнить расчет зубчатой цилиндрической передачи и планетарного редуктора привода поворота манипулятора вокруг вертикальной оси.

6. Выполнить проектирование кулачкового механизма для подачи заготовок из накопителя в позицию E_1 захватного устройства.

Варианты заданий (А-Д) представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения				
			А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8
Грузоподъемность	G	кг	10	25	20	15	5
Длина звена:							
2	L_1	м	0,65	0,65	0,65	1,00	1,10

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8
3	l_3	м	0,45	0,55	0,55	0,70	0,70
Относительные размеры							
AB/AC		—	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
AS/AC		—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
CD/CE		—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
SE/SD		—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Линейная плотность звеньев							
2	ρ_2	кг/м	50	70	60	55	50
3	ρ_3	кг/м	30	35	35	30	25
4	ρ_4	кг/м	5	5	5	5	5
5	ρ_5	кг/м	20	25	20	20	20
Координаты опорной точки захвата в системе	Y	м	0,80	0,95	0,82	1,20	1,25
	X	м	0,16	0,16	0,0	0,20	0,20
Угловая координата траектории точки E	φ	град	160	165	145	150	155
Ход перемещения захвата E по заданной траектории	H_E	м	0,70	0,72	0,65	1,05	1,00
Максимальное ускорение захвата	$a_{E\max}$	м/с ²	30	20	25	20	30
Максимальная угловая скорость при повороте вокруг оси Y	$\omega_{\max}$	рад/с	2,0	1,8	1,9	2,0	2,5
Вариант изменения ускорения* захвата при движении по заданной траектории	k_1		3	4	7	10	14
	k_2		0,4	0,4	0,4	0,3	0,3
			0,6	0,8	0,6	0,7	0,7
Момент инерции манипуляционного механизма при повороте относительно оси $A_y^{(1)}$	$J_{Ay^{(1)}}$	$\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{град}}$	120	150	140	130	120
Мощность и частота вращения двигателя	P	кВт 1/мин	0,18 2800	0,55 2740	0,37 2750	0,25 2770	0,18 2800

Окончание табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8
Передачное отношение планетарного редуктора $ПР_1$	u	—	51	55	96	99	115
Цилиндрическая зубчатая передача	Z_7	—	16	15	15	16	15
	Z_8	—	18	18	19	20	20
	m	мм	3	8	4	4	2,5
Параметры кулачкового механизма*	β_E	град	20	25	27	20	30
	φ_y	град	90	80	95	85	100
	φ_d	град	50	60	45	55	40
	φ_c	град	60	55	60	55	70
	h_E	м	0,040	0,045	0,050	0,035	0,042
	v	град	25	20	24	22	27

* См. Сборник заданий для курсового проектирования по дисциплине ОПМ / Под ред. С.А. Попова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1993. С. 100–106.

Задание № 144. Проектирование механизмов трехподвижного уравновешенного манипулятора

Сбалансированный манипулятор используется как грузоподъемная машина для подъема и горизонтального перемещения изделий. Он содержит систему уравновешивания рабочего органа при перемещении в пределах зоны обслуживания. Такие манипуляторы позволяют легко перемещать изделия по желаемой траектории, регулируя при этом изменение скорости перемещения. Система уравновешивания содержит автоматические пневматические устройства с кулачковым механизмом, не допускает произвольное смещение груза и предотвращает свободное падение груза при аварийных ситуациях в системе управления.

Сбалансированный манипулятор имеет приводы вертикального и горизонтального перемещений и поворота вокруг вертикальной оси. Управление приводами осуществляется вручную с помощью рукоятки управления или устройствами задания программного движения с разделением движений по различным подвижностям во времени.

Структурная схема манипуляционного механизма приведена на рис. 2.2 в виде пантографа с тремя степенями свободы. Ее можно рассматривать как схему базового плоского механизма с двумя степенями свободы ($W = 2$), устанавливаемого на поворотной платформе 5, приводящейся в движение от электрического двигателя

1 с помощью рядовой зубчатой передачи 2 и планетарного редуктора 3. Торможение осуществляется тормозом 4. Оси звеньев механизма пантографа 7* и 5*, так же как и звеньев 6* и 4, параллельны.

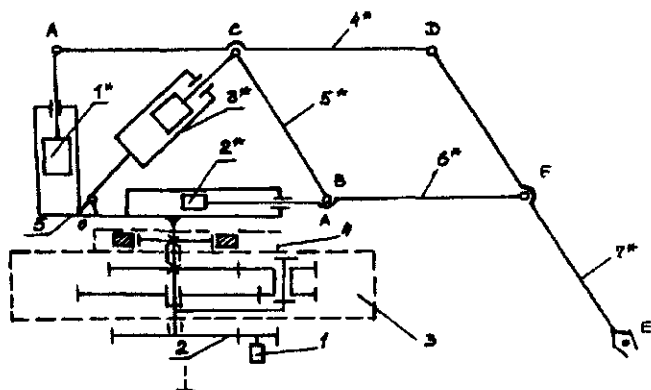


Рис. 2.2

При движении груза по вертикали рабочая точка B горизонтального привода 2* остается неподвижной, а точка A изменяет положение с помощью привода вертикального перемещения 1*. При движении точки E схвата в горизонтальной плоскости неподвижной является точка A , а положение точки B меняется с помощью привода горизонтального перемещения. При движении схвата по другим траекториям могут работать оба привода одновременно.

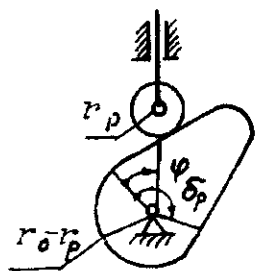


Рис. 2.3

Уравновешивание манипулятора осуществляется с помощью пневматического привода 3*, давление в котором поддерживается при работе с помощью автоматического устройства на основе кулачкового механизма (рис. 2.3).

Управление подъемом груза начинается с уравновешивания манипулятора путем увеличения давления в пневматическом цилиндре уравновешивающего устройства вплоть до отрыва груза. После этого давление в пневмосистеме поддерживается постоянным и в действие последовательно вступают приводы вертикального и горизонтального перемещения или поворота. Торможение осуществляется автоматически после перевода системы управления в соответствующий режим. Уравно-

вешивание груза при этом не нарушается. Система уравновешивания выключается после остановки манипулятора.

Законы движения точки E схвата при вертикальном перемещении и толкателя кулачкового механизма показаны на рис. 2.4. Исходные данные для проектирования приведены в табл. 2.2, варианты структурных схем показаны на рис. 2.5.

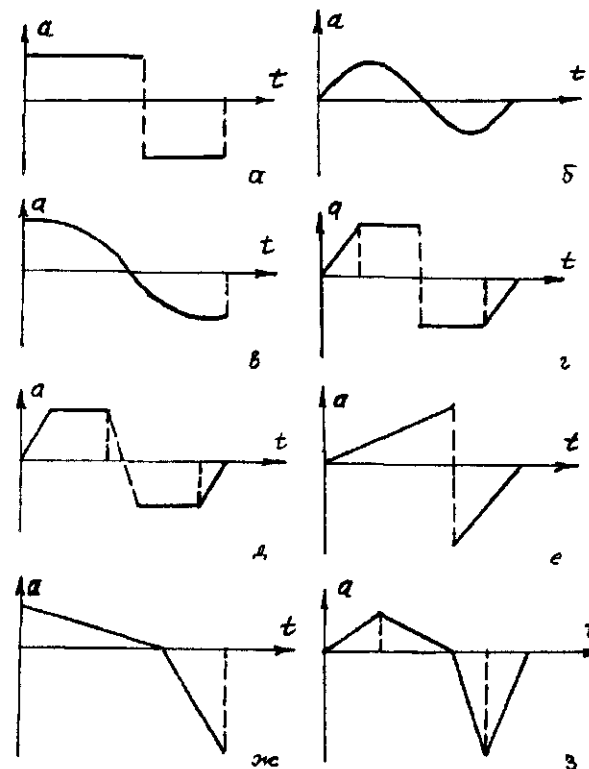


Рис. 2.4

При выполнении проекта требуется следующее:

1. Спроектировать кинематическую схему и определить размеры звеньев.
2. Решить прямую задачу кинематики механизма манипулятора, определить передаточные отношения, положения, скорости и ускорения точек по соответствующим обобщенным координатам.
3. Уравновесить манипулятор в нижнем положении. Определить реакции в кинематических парах основного механизма при максимальных ускорениях груза.

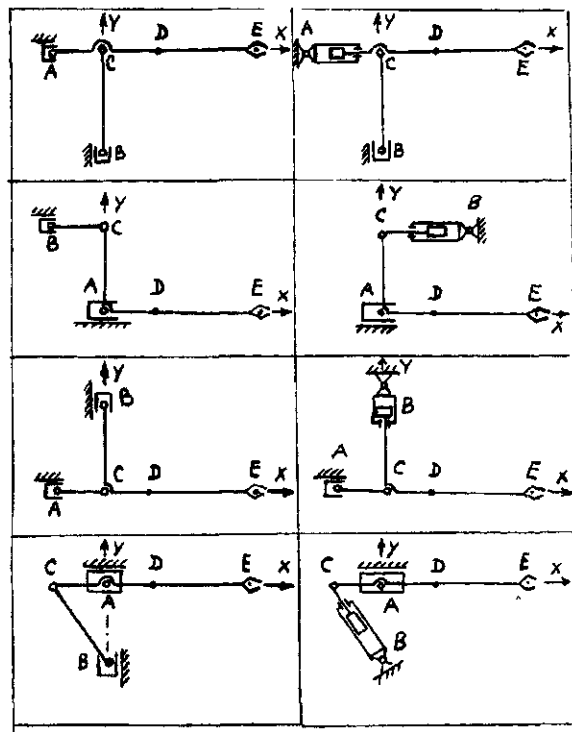


Рис. 2.5

4. Провести динамическое исследование, чтобы определить зависимость от времени необходимой движущей силы для воспроизведения заданного закона подъема груза.
 5. Определить момент отключения двигателя и перехода в режим торможения при повороте, закон движения и оптимального передаточного отношения планетарного редуктора по критерию быстрогодействия.
 6. Рассчитать рядовую зубчатую передачу и планетарный механизм.
 7. Спроектировать кулачковый механизм.
- Основные результаты расчета следует привести в записке, графическую информацию – представить на четырех листах формата А1:
- 1) уравнивание манипулятора;
 - 2) динамическое исследование;
 - 3) зубчатые передачи;
 - 4) кулачковый механизм.

Примечание к расчету

Взаимосвязь вертикального и горизонтального перемещений схвата манипулятора основана на свойстве пантиграфа, по которому три его точки A , B , E всегда находятся на одной прямой. Для упрощения динамического расчета вспомогательные звенья, служащие для уравнивания, не рассматриваются. В качестве примера выберем пантиграф (см. рис. 2.2). Передаточным отношением пантиграфа u является отношение скоростей схвата и точки начального звена. Например, для вертикального движения

$$u_{EA} = \frac{V_E}{V_A} = \frac{\partial S_E}{\partial S_A}. \quad (2.1)$$

Из подобия треугольников ADE и BFE следует

$$u = \frac{DE}{DF} = \frac{AE}{AB} = K, \quad (2.2)$$

поэтому передаточное отношение механизма u постоянно.

Аналогичные явления происходят при постоянном положении точки A и перемещении точки B другого начального звена по горизонтали. Часто при проектировании принимают $u = 5 \dots 10$, а длину DF – половине максимального перемещения схвата.

Т а б л и ц а 2.2

Величина	Обозначение	Численное значение
Мощность двигателя привода поворота платформы при $n = 1500$ об/мин	P	2,5 кВт
Грузоподъемность	m	270 кг
Линейная плотность по длине звеньев	m^*	2,40 кг/м
Максимальная высота подъема груза, угол поворота	H_E φ	1100 мм 180 град
Максимальная скорость подъема груза	$[V]$	3,3 м/с
Максимальное ускорение груза	$[a]$	10 м/с ²
Отношение тормозного момента к движущему	K_M	2
Передаточное отношение прямозубой рядовой зубчатой передачи	u	1,5
Модуль зубчатых колес	m	4 мм
Максимальный допустимый угол давления	ν	30 град
Ход толкателя кулачкового механизма	H	0,01 м
Рабочий угол профиля кулачка	φ	180 град

Задание № 145. Проектирование и исследование механизмов промышленного робота для дуговой сварки

Промышленный робот предназначен для выполнения технологических операций при дуговой сварке деталей. Он должен обеспечивать удержание электрода и движение конца электрода по заданной траектории (линии сварного шва) с требуемой ориентацией. Механизм сварочной головки обеспечивает непрерывную подачу электрода в процессе сварки, (т.е. размер DM (рис. 2.6) не изменяется).

Манипулятор состоит из руки, звенья 0–1–2–3 которой образуют пространственный механизм со сферической системой координат; кисти (звенья 4–5) и схвата. Рука предназначена для изменения линейных координат электрода, кисть – для изменения его ориентации, хват – для захвата и удержания. Все подвижные звенья манипулятора снабжены электроприводами, тормозными устройствами и датчиками обратной связи по положению. Механизм привода поворота руки робота состоит из электродвигателя постоянного тока 18, цилиндрической зубчатой передачи 7 с промежуточным колесом и волнового зубчатого редуктора 1–6–7–0. Датчик 12 обратной связи по положению соединяется с выходным валом 1 редуктора зубчатой передачей 1–10. Управление концевыми выключателями 14 осуществляется толкателем кулачкового механизма 13, кулачок 11 которого установлен на одном валу с зубчатым колесом 10. Электромагнитный тормоз 9 расположен на валу электродвигателя и обеспечивает его торможение при отсутствии питания двигателя.

При проектировании требуется выполнить следующее.

1. Кинематический синтез манипулятора. По заданным линейным и угловым размерам с учетом ограничений определить размеры звеньев манипулятора и построить зону обслуживания. По согласованию с преподавателем задать в пределах зоны обслуживания конфигурацию сварного шва (рекомендуется выбирать прямую с произвольной ориентацией) и ориентацию электрода относительно шва.

2. По заданной постоянной скорости движения конца электрода V_M определить относительные перемещения, скорости и ускорения выходных звеньев приводов руки манипулятора. Построить диаграммы относительных перемещений, скоростей и ускорений в функции перемещения S точки M схвата манипулятора S_M .

3. При заданных массах и моментах инерции звеньев манипулятора определить управляющие силовые воздействия выходных звеньев приводов. Для заданного положения манипулятора рас-

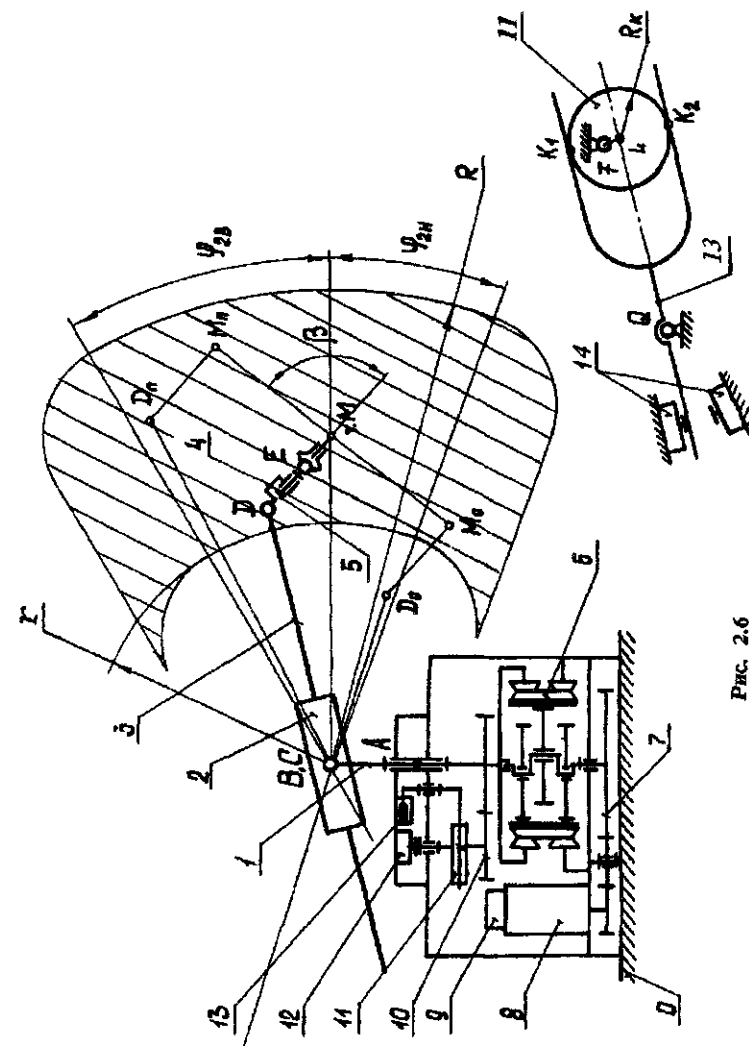


Рис. 2.6

считать реакции в кинематических парах руки. Построить диаграммы управляющих силовых воздействий в функции перемещения конца схвата манипулятора S_M .

4. Рассчитать требуемую мощность привода поворота манипулятора и подобрать по каталогу электродвигатель, определить общее передаточное отношение редуктора привода, передаточные отношения для зубчатой передачи и волнового редуктора, провести геометрический расчет зубчатой передачи или волнового редуктора на ЭВМ и выбрать оптимальный вариант. Методом обращенного движения провести профилирование зуба для одного из зубчатых колес, вычертить схему зацепления и провести кинематический анализ для зубчатой или волновой передачи.

5. Провести проектирование кулачкового механизма системы управления концевыми выключателями, считая профиль кулачка заданным: окружность радиуса R_K , центр окружности смещен от оси вращения на величину эксцентриситета $l_{ГЛ}$. По заданному рабочему ходу концевой выключателя h_K определить размеры звеньев кулачкового механизма с учетом допустимых углов давления, провести кинематическое исследование механизма, построить диаграмму $V_{qK} = f(\varphi_{11})$ и диаграмму $v = f(\varphi_{11})$.

Исходные данные для проектирования приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения				
			А	Б	В	Г	Д
Радиус зоны обслуживания	R	м	1,2	2,0	1,8	1,9	1,8
максимальный	r	м	2,2	1,0	0,9	0,9	0,9
минимальный							
Угол наклона руки от горизонтали	$\varphi_{2В}$	град	50	30	50	45	40
вверх							
вниз	$\varphi_{2Н}$	град	20	20	20	15	20
Высота от пола до оси шарнира В	l_B	м	1,4	1,2	1,1	1,2	1,1
до центра шарнира А	l_A	м	1,0	0,8	0,7	0,8	0,7
Угол поворота руки	φ_{10}	град	220	180	150	200	180
кисти	φ_{43}	град	180	180	120	120	150

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения				
			А	Б	В	Г	Д
Расстояние от оси шарнира D до конца электрода	l_{DM}	м	0,4	0,4	0,3	0,3	0,3
Массы звеньев							
1	m_1	кг	30	25	20	20	20
2	m_2	кг	120	120	100	100	100
3	m_3	кг	50	40	40	35	35
Суммарная масса звеньев 4 и 5	m_c	кг	20	20	15	15	10
Межосевое расстояние в кулачковом механизме	l_{OF}	м	0,15	0,15	0,12	0,1	0,1
Рабочий ход концевой выключателя	h_K	м	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
Скорость электрода	V_M	м	0,02	0,015	0,015	0,01	0,01
Угол ориентации схвата (электрода) относительно шва	β	град	85	80	80	85	80

Примечания к расчету

1. Центры масс звеньев считают расположенными по середине их длины.

2. Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центр масс, приближенно рассчитывают по формуле

$$I_{Si} = 0,1 \cdot m_i \cdot l_i^2.$$

3. Силами взаимодействия между деталью и электродом пренебрегают.

4. Для силового расчета руки манипулятора выбирают точку с максимальными нагрузками.

5. При проектировании принимают допустимые углы давления во вращательных парах $[\nu] = 35$ град, в высших и поступательных парах $[\nu] = 25$ град.

6. Угол ориентации схвата β задан как угол между проекцией сварного шва $M_O M_N$ и проекцией кисти DM на базовую плоскость манипулятора. Базовой называется плоскость, проходящая через центры кинематических пар руки (точки A, B, C, D).

Задание № 146. Проектирование и исследование механизмов промышленного робота

Промышленный робот предназначен для перемещения деталей в процессе выполнения технологических операций. Он должен обеспечивать удержание детали и ее перемещение из начального положения M_0 в конечное M_N по произвольной или заданной траектории. Структурные схемы манипулятора и механизмов приводов робота приведены на рис.2.7. Манипулятор состоит из руки, звенья 0-1-6-7 которой образуют пространственный механизм со сферической ангулярной (угловой) системой координат, и схвата. Рука предназначена для изменения линейных координат детали, схват – для захвата и удержания. Все подвижные звенья манипулятора снабжены электроприводами, тормозными устройствами и датчиками обратной связи по положению. Механизм привода поворота руки робота состоит из электродвигателя постоянного тока 10, двухрядного планетарного механизма 12, цилиндрических зубчатых передач 13-1 внешнего и внутреннего зацеплений. Управление концевыми выключателями 16 осуществляется толкателем кулачкового механизма (звенья 14-15), кулачок 14 которого установлен на звене 1. Электромагнитный тормоз 11 расположен на валу электродвигателя и обеспечивает его торможение при отсутствии питания двигателя. Рычажный механизм привода перемещения “по вертикали” включает звенья 1-2-3-4-5-7, а рычажный механизм привода “по горизонтали” – звенья 1-9-8-7. Механизмы двух этих приводов аналогичны и включают электродвигатель, тормоз, волновой зубчатый редуктор, шариковинтовой механизм и механизм управления концевыми выключателями (механизмы приводов на схеме не показаны). Механизмы приводов размещены между звеньями 2-3 и 9-8 рычажного механизма.

При проектировании необходимо выполнить следующие этапы.

1. Кинематический синтез манипулятора. По заданным линейным и угловым размерам с учетом ограничений на относительные движения определить размеры звеньев манипулятора и построить зону обслуживания. По согласованию с преподавателем задать в пределах зоны обслуживания траекторию перемещения детали (рекомендуется выбрать прямую с произвольной ориентацией).

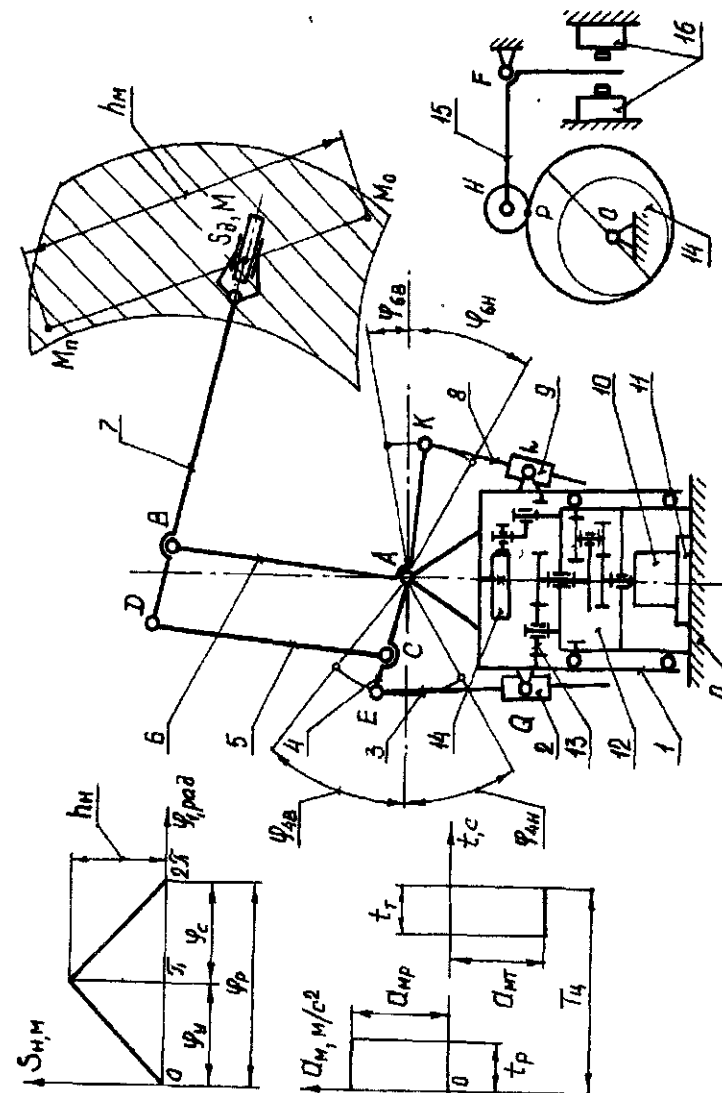


Рис. 2.7

Таблица 2.4

2. По заданному закону изменения ускорения точки M схвата определить закон изменения ее скорости и перемещения. Построить диаграммы относительных перемещений, скоростей и ускорений в функции перемещения конца схвата манипулятора S_M .

3. При заданных массах и моментах инерции звеньев манипулятора определить управляющие силовые воздействия на выходных звеньях приводов. Для заданного положения манипулятора рассчитать реакции в кинематических парах руки. Построить диаграммы управляющих сил в функции перемещения конца схвата манипулятора S_M .

4. Рассчитать требуемую мощность привода поворота манипулятора и подобрать по каталогу электродвигатель. определить общее передаточное отношение редуктора привода, передаточные отношения зубчатых передач и планетарного редуктора, провести геометрический расчет одной из зубчатых передач на ЭВМ и выбрать оптимальный вариант. Методом обращенного движения провести профилирование зуба для одного из зубчатых колес, вычертить схему зацепления. Для планетарного механизма провести подбор чисел зубьев колес и кинематический анализ.

5. Спроектировать кулачковый механизм системы управления концевыми выключателями. По заданному рабочему ходу h_H и диаграмме $S_H = f(\varphi_1)$ провести кинематическое исследование механизма, определить размеры звеньев кулачкового механизма с учетом допустимых углов давления, построить диаграмму $v = f(\varphi_1)$.

Примечания к расчету

1. Центры масс звеньев считают расположенными на середине их длины (для звена 6 – на середине отрезка AB).

2. Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центр масс, приближенно рассчитывают по формуле $I_{Si} = 0,1 \cdot m_i \cdot l_i^2$.

3. Для силового расчета руки манипулятора выбирают точку с максимальными нагрузками.

4. При проектировании принимают допустимые углы давления во вращательных парах $[\nu] = 35$ град, в высших и поступательных парах $[\nu] = 25$ град.

5. Размеры $l_{AC} = l_{DB}$ и $l_{AB} = l_{DC}$.

Исходные данные для проектирования указаны в табл. 2.4.

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения				
			А	Б	В	Г	Д
Максимальный радиус зоны обслуживания	R	м	1,9	1,7	1,5	1,0	0,8
Отношение длин звеньев l_{BM}/l_{AB}	λ_{76}	—	1,2	1,2	1,0	1,0	1,1
Угол наклона руки от горизонтали: вверх вниз	φ_{4B}	град	30	30	30	30	30
	φ_{4H}	град	40	40	40	40	40
Высота от пола: до оси шарнира А	l_A	м	1,4	1,2	1,1	1,2	1,1
до центра шарниров Q и L	l_Q	м	1,0	0,7	0,7	0,8	0,7
Угол поворота звена: 1 6 вверх 6 вниз	φ_{10}	град	330	300	270	270	280
	φ_{6B}	град	25	25	25	25	25
	φ_{6H}	град	30	30	30	30	30
Высота зоны обслуживания: максимальная минимальная	l_{max}	м	3,0	2,8	2,5	2,0	1,5
	l_{min}	м	1,2	1,4	1,2	1,0	0,9
Рабочий ход шариковинтового механизма	$h_{ШВ}$	м	0,6	0,5	0,45	0,4	0,4
Массы звеньев: 1 5 6 7	m_1	кг	180	150	120	100	80
	m_5	кг	30	20	20	15	15
	m_6	кг	70	60	50	50	40
	m_7	кг	40	30	30	25	20
Масса детали	m_d	кг	20	20	15	15	10
Длина толкателя	l_{HF}	м	0,15	0,15	0,12	0,1	0,1
Рабочий ход точки H толкателя	h_H	м	0,03	0,02	0,015	0,01	0,01
Ускорение точки M при разгоне и торможении	a_M	м	0,02	1,0	0,015	0,01	0,01
Время разгона и торможения	t	с	0,6	0,5	0,4	0,4	0,3

Задание № 147. Проектирование промышленного робота типа ПР5-2 с пневмоприводом

Промышленные роботы типа ПР5-2 относятся к встраиваемым универсальным многоцелевым манипуляционным устройствам модульного типа. Назначение роботов ПР5-2 – выполнение в составе робототехнического комплекса основных и вспомогательных технологических операций. На рис. 2.8 изображена одна из возможных компоновок робота (модель 13.4.3). Манипулятор робота состоит из четырех звеньев: одного неподвижного (или стойки 0) и трех подвижных – 1, 2 и 3. Звенья 1/0 образуют вращательную кинематическую пару (КП), а звенья 2/1 и 3/2 – поступательные КП. Привод всех подвижных звеньев – пневматический. Позиционирование схвата в требуемых положениях производится передвижными упорами. Безударный останов звеньев в их относительном движении осуществляется регулируемыми пневматическими демпферами. Задание требуемой последовательности движений звеньев

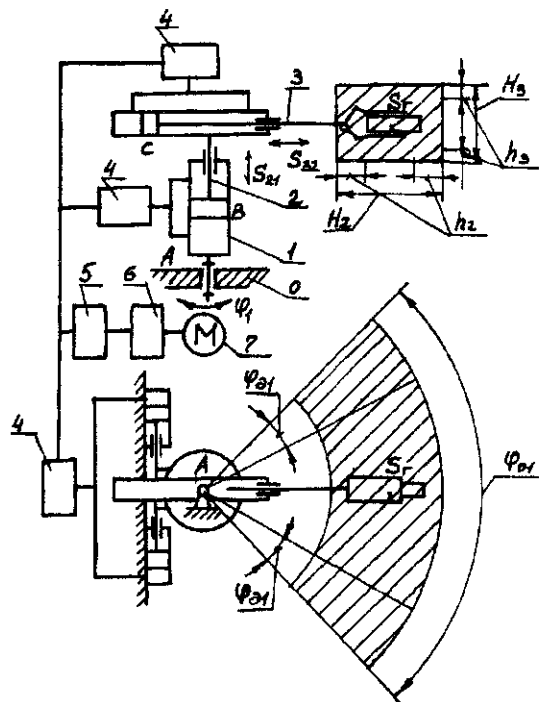


Рис. 2.8

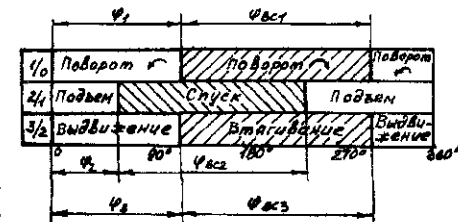
ев (или циклограммы работы) ПР осуществляется кулачковым командоаппаратом, который состоит из электродвигателя, пары сменных цилиндрических колес 6, с помощью которых изменяется время цикла, и планетарного редуктора 5. Выходной вал регулятора является распределительным валом командоаппарата, на нем установлены кулачки. Толкатели кулачкового механизма воздействуют на золотники, распределяющие подачу воздуха в правую или левую (верхнюю или нижнюю) полость пневмоцилиндров.

Условно считаем, что в момент включения привода (подача воздуха в цилиндр) давление изменяется скачком и все время движения остается постоянным, равным $F_{дл}$. Силами трения в КП пренебрегаем. Включение демпферов осуществляется на 1/4 части относительного перемещения звеньев. Сила сопротивления демпфера изменяется по линейному закону от некоторого максимального значения $F_{дmax}$ в момент включения демпфера до нуля.

При проектировании необходимо выполнить следующие этапы.

1. Кинематический синтез манипулятора. По заданным линейным и угловым размерам с учетом ограничений определить размеры звеньев манипулятора и построить зону обслуживания.

2. По заданной циклограмме работы ПР (рис.2.9) определить относительные перемещения, скорости и ускорения на выходных звеньях приводов руки манипулятора. Построить диаграммы относительных перемещений, скорости и ускорений в функции перемещения конца схвата манипулятора.



3. При заданных массах и моментах инерции звеньев манипулятора определить управляющие силовые воздействия на выходных звеньях приводов. Для заданного положения манипулятора рассчитать реакции в кинематических парах руки. Построить диаграммы управляющих силовых воздействий в функции перемещения конца схвата манипулятора.

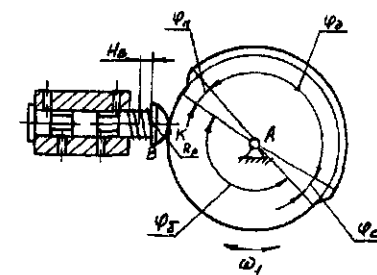


Рис. 2.9

4. Определить общее передаточное отношение редуктора привода, передаточные

отношения для зубчатой передачи и планетарного редуктора, провести геометрический расчет зубчатой передачи, структурный и кинематический анализ планетарного редуктора.

5. Спроектировать кулачковый механизм системы командоуправления по заданному закону движения и допустимому углу давления.

Исходные данные для проектирования приведены в табл. 2.5.

Т а б л и ц а 2.5

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения величин				
			А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8
Относительные перемещения звеньев манипулятора	H_2	м	0,1	0,08	0,1	0,05	0,1
	H_3	м	0,05	0,04	0,03	0,05	0,05
	φ_{01}	град	180	150	120	180	120
Длины звеньев и долей относительных перемещений	K_2	—	2,0	2,5	3,0	2,0	2,0
	K_3	—	3,0	3,5	3,0	6,0	3,0
Массы звеньев манипулятора	m_1	кг	1,6	1,8	1,4	1,5	1,5
	m_2	кг	1,0	1,2	0,8	1,0	1,0
	m_3	кг	0,3	0,5	0,2	0,4	0,3
Масса груза	m_{Γ}	кг	0,15	0,3	0,2	0,3	0,2
Моменты инерции звеньев	I_{ZS1}	кг·м	0,005	0,007	0,004	0,0045	0,0045
	I_{ZS2}	кг·м	0,0025	0,004	0,002	0,0025	0,0025
	I_{ZS3}	кг·м	0,0012	0,002	0,001	0,0015	0,0012
Силы и моменты в приводах манипулятора	$F_{д3}$	Н	2	4	1,5	2	2
	$F_{д2}$	Н	10	12	8	10	10
	$M_{д1}$	Н·м	0,5	0,75	0,4	0,5	0,4
Фазовые угловые координаты циклограммы робота ($\varphi_{ВВ1} = \varphi_{ВВ2} = \varphi_{ВВ3}$, $\varphi_{П} = \varphi_{С}$)	$\varphi_{ВВ1}$	град	120	150	180	120	150
	$\varphi_{П}$	град	60	40	40	40	60
	$\Delta\varphi_{12}$	град	60	70	100	60	40
	$\Delta\varphi_{33}$	град	60	70	100	60	40
Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,006	0,005	0,004	0,006	0,005
Частота вращения вала электродвигателя командоаппарата	$n_{д}$	1/с	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5

Окончание табл. 2.5

1	2	3	4	5	6	7	8
Числа зубьев колес зубчатой передачи	z_1/z_2	—	13/18	11/25	11/30	13/20	13/18
Модуль зубчатых колес	m	мм	2,0	1,75	1,5	2,0	2,0
Частота вращения распределительного вала командоаппарата	$n_{рв}$	1/с	1/3	1/5	1/6	1/4	1/3
Относительные перемещения звеньев для силового расчета	h_3	м	0,3	0,15	0,6	1,0	0,4
	h_2	м	0,5	0,8	0,3	0,1	0,4
	φ_{10}^*	град	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Допустимый угол давления в кулачковом механизме	$[\nu]$	град	30	30	30	30	30

Задание № 148. Проектирование и исследование механизма опорного устройства

Опорное устройство служит для установки изделия. Гидравлические связи опор обеспечивают синхронность их функционирования при установке изделия.

Одна опора (рис. 2.10) представляет собой плоский двухкоромысловый четырехшарнирный механизм, размеры которого определяются соотношениями: $l_{AD} = 0,5 l_{AB}$; $l_{AK} = 0,2 l_{AB}$; $l_{KN} = l_{AB}$; $l_{AM} = 1,2 l_{AB}$. Механизм опоры фиксируется под нагрузкой замком 4 таким образом, чтобы обеспечить условие параллельности звеньев AD и BC . При сходе изделия замок 4 освобождается, отвод опоры осуществляется под воздействием противовеса $П$, укрепленного на звене 1. В конце рабочего хода механизма (при $\varphi_1 = \varphi_{кон}$) положение противовеса должно определяться условием $\varphi_{кон} = 0$.

Воздействие изделия на опору определяется силой F_c , изменяющейся в зависимости от величины угла φ_1 по закону, представленному на рис. 2.10.

Торможение опоры осуществляется гидробуфером 5, начиная с момента, когда $\varphi_1 = \varphi_{нач} + 20^\circ$, при этом обеспечивается ее безударный останов.

При установке опоры в исходное положение используется зубчатый механизм, состоящий из планетарного редуктора с числами зубьев колес z_1, z_2, z_3, z_4 (см. рис. 2.10), передаточное отношение которого u_{1H} , и зубчатой передачи с числами зубьев колес z_5 и z_6 . Общее передаточное отношение зубчатого механизма u_{16} .

Смазка подвижных соединений опор осуществляется с помощью масляного насоса кулачкового типа (рис. 2.11), состоящего из дискового кулачка 7, закрепленного на валу звена 1 ($\dot{\omega}_k = \dot{\omega}_1$), и

Таблица 2.6

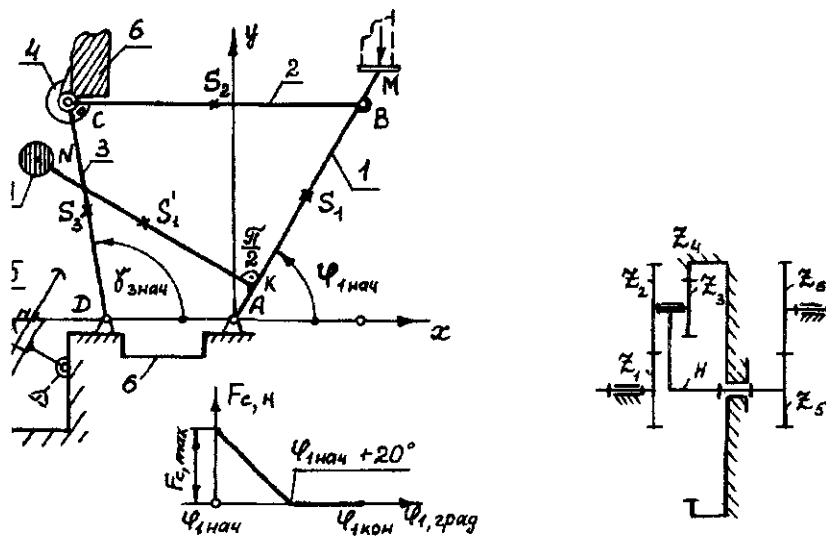


Рис. 2.10

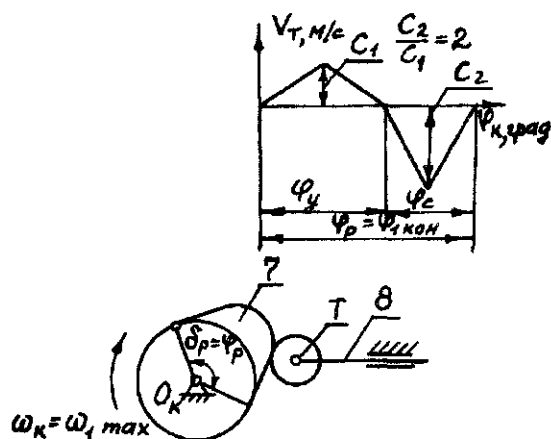


Рис. 2.11

плунжера (толкателя) 8. Закон изменения скорости толкателя представлен на рис. 2.11.

Исходные данные для проектирования приведены в табл. 2.6.

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения				
			А	Б	В	Г	Д
Длина звена	l_{AB}	м	3,0	3,1	2,9	2,8	3,2
Угловая координата звена 1 в начальном положении опоры $\varphi_{1нач}$	φ_1	град	60	60	60	60	60
Угловая координата звена 3 в начальном положении опоры $\gamma_{3нач}$	γ_3	град	100	100	100	100	100
Максимальное значение силы $F_{с max}$	F_c	Н	$2 \cdot 10^5$	$2,2 \cdot 10^5$	$1,8 \cdot 10^5$	$1,6 \cdot 10^5$	$2,4 \cdot 10^5$
Масса противовеса	$m_{п}$	кг	$2 \cdot 10^4$	$2,3 \cdot 10^4$	$1,9 \cdot 10^4$	$1,7 \cdot 10^4$	$2,6 \cdot 10^4$
Линейная плотность звеньев	q	кг/м	$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$
Угловая координата звена 1 для силового расчета	φ_1	град	70	65	75	85	80
Передаточное отношение зубчатого механизма	u_{16}	—	12	14	10	8	15
Число сателлитов планетарного редуктора	k	—	3	3	3	3	3
Числа зубьев колес 5/6	z_5/z_6	—	12/18	14/21	10/15	8/12	12/18
Модуль колес z_5, z_6	m	мм	8	9	7	9	10
Угол наклона линии зуба	β	град	0	0	0	0	0
Ход толкателя кулачкового механизма	h	м	0,01	0,015	0,008	0,01	0,013

Примечания к расчету

1. Центры масс звеньев рычажного механизма расположены посередине длин звеньев. Массу противовеса $m_{п}$ считать сосредоточенной в точке N. Массы звеньев определять по соотношению $m_i = q_i \cdot l_i$.

2. Приведенный момент от силы сопротивления гидробуфера $M_{с пр}$ принять постоянным в течение всего периода работы гидробуфера.

3. Моменты инерции звеньев относительно осей, проходящих через центры масс звеньев, рассчитывать по формуле $I_{Si} = \frac{m_i \cdot l_i^2}{12}$.

4. При определении закона движения механизма расчеты производить с интервалом изменения угловой координаты звена I $\Delta\varphi_1 = 5^\circ$. Конечное значение угловой координаты $\varphi_{1\text{кон}}$ необходимо вычислить.

5. При проектировании зубчатого редуктора модуль зубчатых колес редуктора принять одинаковым.

6. При проектировании рабочего профиля кулачка угловую скорость кулачка принять равной максимальному значению угловой скорости звена I $\omega_{1\text{кул}} = \omega_{1\text{max}}$. Угол рабочего профиля кулачка $\delta_p = \varphi_{1\text{кон}}$, допустимый угол давления $[\nu] = 30^\circ$.

Задание № 149. Проектирование и исследование механизмов автомобиля с гидромеханической трансмиссией

Легковой автомобиль среднего класса оснащен четырехтактным четырехцилиндровым бензиновым двигателем 1 (рис. 2.12) и гидромеханической передачей (ГМП), которая состоит из гидродинамического трансформатора (ГДТ) крутящего момента 2 и планетарной коробки передач (ПКП) 3 . Крутящий момент от ГМП к колесам передается с помощью карданного вала 4 через главную передачу 5 и дифференциал 6 . Основной механизм двигателя состоит из четырех одинаковых кривошипно-ползунных механизмов, расположенных под углом 20° к вертикали на одном коленчатом валу со сдвигом в 180° . Рабочий цикл в каждом цилиндре

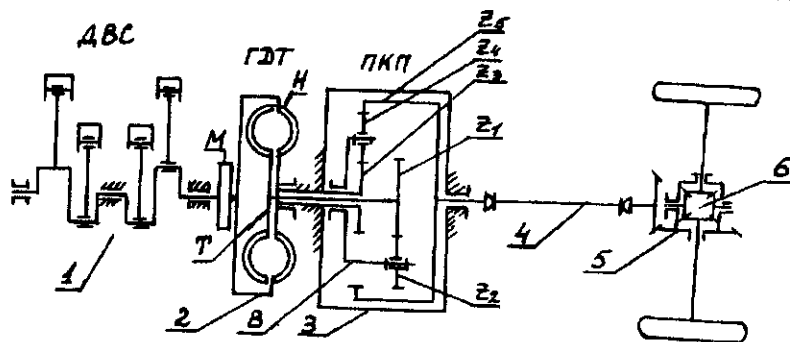


Рис. 2.12

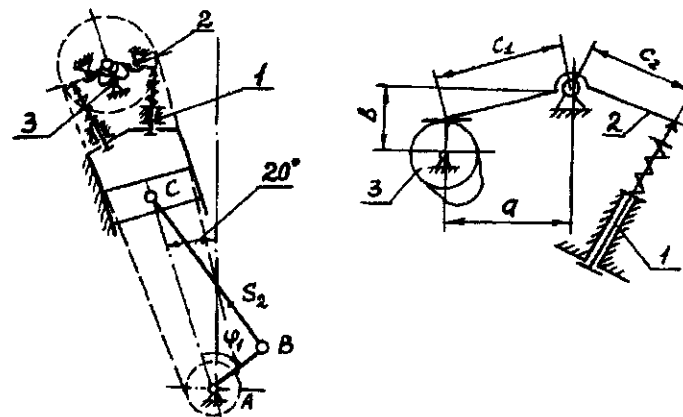


Рис. 2.13

двигателя совершается за два оборота коленчатого вала и характеризуется индикаторной диаграммой, данные для построения которой приведены в табл. 2.7. Порядок чередования процессов в цилиндрах двигателя представлен в табл. 2.8. Управление процессом газораспределения осуществляется клапанами, приводимыми в движение кулачками на распределительном валу, кинематически связанном с коленчатым валом через цепную передачу (рис. 2.13). Движение от кулачка на клапан передается посредством качающегося толкателя (коромысла). Закону изменения ускорения клапана соответствует график на рис. 2.14. Система смазки двигателя - принудительная. Давление в ней создается с помощью шестеренчатого насоса, приводимого от коленчатого вала. Гидродинамический трансформатор состоит из насосного колеса H , жестко соединенного с маховиком двигателя M , и турбинного колеса T , закрепленного на входном валу планетарной коробки передач. Полость гидротрансформатора заполнена специальной жидкостью, которая разгоняется лопатками насосного колеса и направляется на лопатки турбинного колеса. При этом происходит увеличение крутящего момента, которое отображается безразмерной характеристикой коэффициента трансформации $K = M_T/M_H$ в зависимости от передаточного отношения $U_{ГТД} = \omega_T/\omega_H$ (рис. 2.15).

При проектировании следует считать известными параметры, приведенные в табл. 2.9.

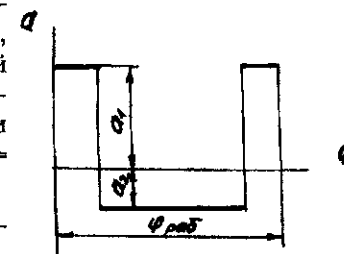


Рис. 2.14

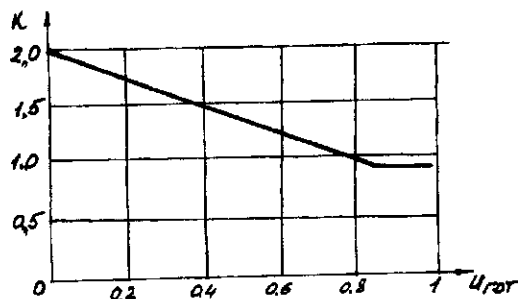


Рис. 2.15

Т а б л и ц а 27

Положение поршня	$\frac{S}{H}$	0	0,025	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
Расширение	P	0,69	1,0		0,59	0,328	0,214	0,148
Выпуск	$-$	0,013						
Всасывание	$P_{\max}$	-0,013						
Сжатие	P	0,626		0,36	0,26	0,13	0,061	0,024
Положение поршня	$\frac{S}{H}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
Расширение	P	0,1	0,079	0,069	0,062	0,043	0,04	
Выпуск	$-$	0,013						
Всасывание	$P_{\max}$	-0,013						
Сжатие	P	0,013	0,009	-0,002	-0,008	-0,01	-0,013	

При проектировании необходимо выполнить следующие этапы.

1. Определить скорость автомобиля на установившемся режиме при постоянном сопротивлении движению.
2. Провести силовой анализ кривошипно-ползунного механизма двигателя за цикл.
3. Спроектировать зубчатую пару масляного насоса двигателя и подобрать числа зубьев z_3, z_4, z_5 планетарного ряда в ПКП ($U_{H5}^{(3)} = 0,75 U_{ПКП}$, модуль колес принять $m = 1$ мм).
4. Спроектировать кулачковый механизм привода клапанов двигателя при условии получения минимальных габаритов.

Примечания к расчету

1. Наличие в трансмиссии ГДТ, в котором передача крутящего момента осуществляется посредством жидкости, не позволяет использовать одномассную модель.
2. Крутящий момент на насосном колесе за цикл работы двигателя можно считать постоянным.

Т а б л и ц а 28

Угол поворота коленчатого вала, град	Цилиндры			
	1	2	3	4
0-180	Расширение	Сжатие	Выпуск	Всасывание
180-360	Выпуск	Расширение	Всасывание	Сжатие
360-540	Всасывание	Выпуск	Сжатие	Расширение
540-720	Сжатие	Всасывание	Расширение	Выпуск

Т а б л и ц а 29

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения				
			А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8
Средняя скорость поршня	$V_{C_{cp}}$	м/с	8,5	8,0	9,0	9,5	9,5
Отношение длины шатуна к длине кривошипа	$\frac{l_{BC}}{l_{AB}}$	-	3,8	4,2	3,6	3,2	4,5
Отношение расстояния от точки В до центра масс шатуна к длине шатуна	$\frac{l_{Bc2}}{l_{BC}}$	-	0,26	0,3	0,3	0,3	0,3
Диаметр цилиндра	d	м	0,082	0,082	0,082	0,082	0,082
Частота вращения коленчатого вала при номинальной нагрузке	ω_1	1/с	607	600	550	620	650
Максимальное давление в цилиндре на заданном режиме движения	$P_{\max}$	МПа	1,15	0,88	1,0	1,15	0,9
Масса шатуна	m_2	кг	0,8	0,85	0,85	0,75	0,95
Масса поршня	m_3	кг	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
Момент инерции коленчатого вала, маховика и насосного колеса с частью жидкости	J_{10}	кг·м ²	0,127	0,127	0,127	0,127	0,127
Момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр масс шатуна	J_{2c}	кг·м ²	0,0075	0,008	0,0075	0,007	0,008

1	2	3	4	5	6	7	8
Передаточное отношение ПКП	$u_{ПКП}$	—	2,5	3,0	3,2	3,5	4,0
Передаточное отношение главной передачи	$u_{ГП}$	—	4,22	4,22	4,22	4,22	4,22
Радиус колеса автомобиля	r_k	м	0,293	0,293	0,293	0,293	0,293
Суммарная сила сопротивления движению автомобиля, приложенная к ведущим колесам	P_c	Н	2000	2500	2000	2500	2000
Коэффициент неравномерности вращения коленчатого вала на заданном режиме движения	δ	—	0,002	0,0025	0,002	0,0025	0,002
Угловая координата кривошипа для силового расчета	φ_1	град	30	60	120	240	330
Высота подъема клапана	h	м	0,009	0,01	0,008	0,009	0,009
Координаты взаимного расположения распределительного вала и коромысел клапанов	a	м	0,036	0,036	0,036	0,036	0,036
	b	м	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025
Отношение длин плеч коромысла c_1/c_2		—	1	1	0,7	1,5	2
Максимально допустимый угол давления в кулачковом механизме	$\gamma_{доп}$	град	30	30	30	30	30
Соотношение между ускорениями толкателя	γ	—	3,0	3,5	3,2	3,0	3,5
Передаточное отношение колес масляного насоса	u	—	1	1	1	1	1
Число зубьев и модуль колес масляного насоса	Z	—	8	10	12	8	10
	m	мм	3,0	3,0	3,0	5,0	5,0

1	2	3	4	5	6	7	8
Рабочий угол профиля кулачка	$\delta_{раб}$	град	120	140	110	120	120
Радиус сферической части коромысла клапана	R	м	0,01	0,015	0,01	0,015	0,01
Число сателлитов в планетарной коробке передач	K	—	3	3	3	3	3

Задание № 150. Проектирование и исследование подъемно-уравновешивающего механизма

Подъемно-уравновешивающий механизм (рис. 2.16а) предназначен для поворота платформы 1 в вертикальной плоскости на заданный угол α_{max} и удержания ее в этом положении.

В исходном положении платформа горизонтальна. Поворот платформы осуществляется подачей рабочей жидкости от гидронасоса

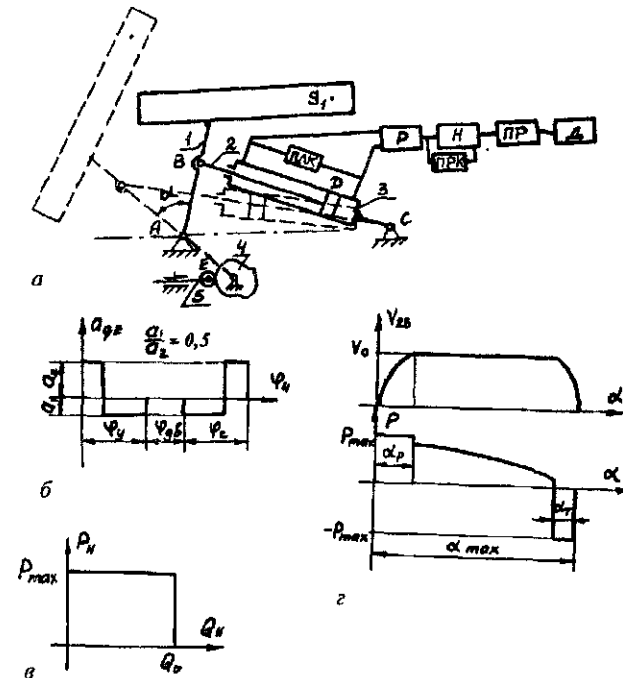


Рис. 2.16

H шестеренчатого типа в соответствующую полость гидроцилиндра 3 через золотниковый распределитель *P*. Гидронасос приводится в движение от двигателя *D*, имеющего постоянную частоту вращения ω , через планетарный редуктор *ПР*. Механическая характеристика гидронасоса, т.е. зависимость давления, развиваемого насосом, от расхода рабочей жидкости, с учетом предохранительного клапана *ПРК* приведена на рис. 2.16в.

Останов платформы в заданном положении осуществляется с помощью кулачкового механизма, состоящего из кулачка 4, кинематически связанного с коромыслом 1, и поступательно-движущегося роликового толкателя 5, возвращающего золотниковый распределитель *P* в нейтральное положение, при котором обе полости гидроцилиндра заперты.

Допустимый угол давления в кулачковом механизме $|\theta| = 30^\circ$. Закон изменения аналога ускорения толкателя в зависимости от угла поворота кулачка показан на рис. 2.16б. Фазовый угол дальнего выстоя в кулачковом механизме $\varphi_d = 90^\circ$.

Предохранительный *ПРК* и переливной *ПЛК* клапаны предназначены для ограничения давления рабочей жидкости в гидросистеме. Клапаны настроены на максимальное давление в гидросистеме $P_{\max}$.

На рис. 2.16г приведены качественные графики изменения перепада давлений в полостях гидроцилиндра и относительной скорости поршня при подъеме центра масс платформы в зависимости от угла ее поворота. В начале подъема движение поршня ускоренное, а перепад давлений в полостях гидроцилиндра определяется предохранительным клапаном *ПРК*. После достижения поршнем скорости V_0 , при которой расход рабочей жидкости равен производительности Q_0 гидронасоса, движение поршня становится равномерным, а перепад давлений в полостях гидроцилиндра определяется силами, действующими на платформу, и ее инерционностью.

После возвращения золотникового распределителя *P* в нейтральное положение движение поршня становится замедленным, а перепад давлений в полостях гидроцилиндра определяется переливным клапаном *ПЛК*.

При проектировании необходимо выполнить следующее.

1. Определить геометрические размеры звеньев рычажного механизма, обеспечивающие поворот платформы 1 на угол $\alpha_{\max}$.
2. Определить закон движения механизма и время t_n поворота платформы на угол $\alpha_{\max}$ при подъеме центра масс платформы.
3. Провести силовой расчет рычажного механизма.
4. Провести синтез планетарного редуктора привода гидронасоса.

5. Спроектировать зубчатую пару масляного насоса.
6. Провести синтез кулачкового механизма.

Примечания к расчету

1. При синтезе рычажного механизма угол давления в шарнире *B* в начале подъема обеспечивают равным нулю.

2. При исследовании движения рычажного механизма вследствие относительной малости углов разгона α_r и торможения α_t по сравнению с $\alpha_{\max}$ соответствующие участки графиков изображают отдельно с увеличенным масштабом по оси абсцисс.

3. Площадь поршня гидроцилиндра рассчитывают из условия гарантированного 10 %-ного превышения движущей силы над приведенной силой сопротивления в любой момент времени.

4. При синтезе кулачкового механизма учитывают, что рабочей является только половина профиля кулачка.

Исходные данные для расчета приведены в табл. 2.10.

Т а б л и ц а 2.10

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения				
			А	Б	В	Г	Д
Максимальное давление в гидросистеме	$P_{\max}$	МПа	16	12	8	12	16
Угол поворота платформы	$\alpha_{\max}$	град	60	50	40	60	70
Масса платформы	m_1	кг	10000	8000	5000	6000	8000
Момент инерции платформы	J_1	кг·м	60000	50000	30000	40000	40000
Координаты центра масс платформы в опущенном положении	X	м	4,0	5,0	6,0	3,0	3,0
	Y	м	2,0	2,5	3,0	1,5	1,0
Удельная производительность гидронасоса	Q_n	см³/об	32	32	16	16	32
Частота вращения гидронасоса	n_n	об/мин	2000	1400	1400	2000	2000
Ход толкателя кулачкового механизма	h	мм	5	6	8	10	8
Частота вращения вала двигателя	n_d	об/мин	5000	4000	3000	4000	5000

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения				
			А	Б	В	Г	Д
Ход поршня	H	м	0,6	0,5	0,4	0,8	0,6
Минимальная длина гидроцилиндра	$l_{\text{мл}}$	м	0,8	0,6	0,5	1,0	0,8
Фазовые углы удаления и сближения в кулачковом механизме	φ_y φ_c	град	10	15	20	30	20

Задание № 151. Проектирование и исследование механизмов движения уравновешенного манипулятора

Манипулятор предназначен для перемещения грузов по заданной траектории на операциях загрузки и разгрузки технологического оборудования, складских грузов (рис. 2.17а). Конструкция механической части содержит систему уравновешивающего органа, компенсирующего изменение потенциальной энергии при перемещении груза. Это предотвращает свободное падение груза при аварийных ситуациях в системе управления. Манипулятор содержит поршень 1, имеющий возможность поворота в вертикальной плоскости вокруг точки А вместе с цилиндром 2, жестко скрепленного с захватом Е. В случае необходимости оба звена имеют возможность поворота вокруг вертикальной оси у на угол $\gamma = 200^\circ$ за счет поворота зубчатых колес 6 и 7, получающих движение через планетарный редуктор (колеса 9, 10, 11, 12) от электродвигателя 16. От него же получает движение через зубчатую передачу 13–14 шестеренчатый насос 15. Давление от насоса, подаваемое через регулятор давления 17, обеспечивает управление перемещением поршня 4, что дает возможность подъема звена 2 посредством звена 3. Регулятор давления 17 получает движение от кулачкового механизма 18–19–20, кулачок которого закреплен на оси звена 1, а движение толкателя 20 происходит по закону, указанному на рис. 2.17б. Размеры звеньев коромысло-ползуночного механизма определяют по трем положениям звена 4 (по известным перемещениям точки С: S_1, S_2, S_3) (рис. 2.17б), эксцентриситету e , углам отклонения $(\beta_2 - \beta_1)$ и $(\beta_3 - \beta_1)$ звена 1 от его начального положения (линия AE_1).

При проектировании следует определить длины звеньев l_{AB} , l_{BC} и угол β_1 , исходя из условия, что при повороте звеньев 1 и 2 расстояние АВ не изменяется. Перемещение звеньев 1 и 2 из

положения AE_1 в AE_3 осуществляется за счет давления в цилиндрах 5 и 2. Характер изменения силы давления в цилиндре 5 представлен на рис. 2.17в. Останов манипулятора в положении захвата E_3 происходит без удара.

При проектировании и исследовании механизмов движения манипуляторов следует использовать данные табл. 2.11.

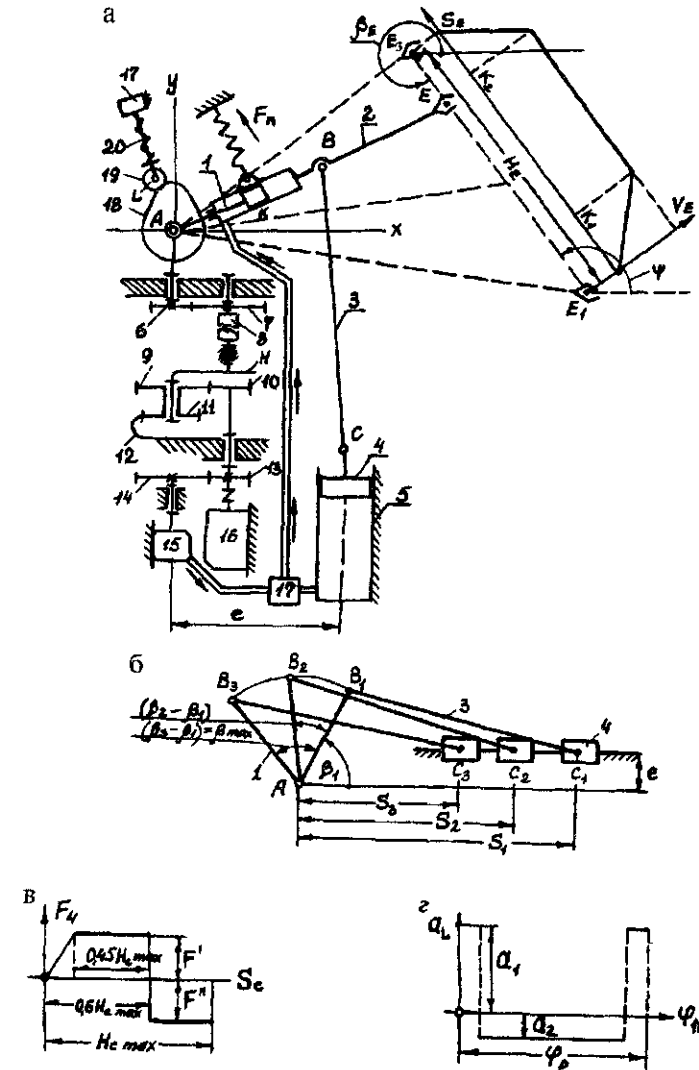


Рис. 2.17

Т а б л и ц а 2.11

Окончание табл 2.11

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения				
			А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8
Перемещения точки С звена 4	S_1	м	0,78	0,76	0,79	0,74	0,78
	S_2	м	0,66	0,65	0,67	0,62	0,65
	S_3	м	0,54	0,53	0,55	0,51	0,54
Углы поворота ведомого коромысла АВ	$\beta_2 - \beta_1$	град	50	50	49	48	47
	$\beta_3 - \beta_1$	град	22	23	21	20	20
Эксцентриситет	e	м	0,44	0,45	0,44	0,43	0,46
Масса звена 1	m_1	кг	3,5	3,6	3,4	3,3	3,5
Масса звена 4 (поршень)	m_4	кг	2,6	2,7	2,5	2,6	2,7
Линейная плотность звеньев 2 и 3	q	кг/м	30	29	28	27	30
Моменты инерции звеньев 1, 2 и 3 относительно осей, проходящих через их центры масс	J_{s1}	кг·м ²	0,06	0,07	0,05	0,05	0,06
	J_{s2}	кг·м ²	0,06	0,065	0,06	0,058	0,057
	J_{s3}	кг·м ²	0,04	0,045	0,043	0,041	0,04
Расстояние ВЕ звена 2	l_{BE}	м	0,36	0,37	0,37	0,35	0,36
Масса груза в схвате (точка Е)	m_E	кг	25	28	27	26	25
Сила от 0 до 0,6 Н в цилиндре 5 на участке хода поршня	F_1	Н	5,0	5,2	4,8	4,78	5,0
Угловая координата звеньев 1 и 2 для силового расчета	β_E	град	38	40	42	44	46
Числа зубьев колес 13 и 14	z_{13}	—	14	15	16	13	12
	z_{14}	—	20	20	20	21	22
Модуль колес 13 и 14	m	мм	3,0	3,5	3,75	3,0	3,0
Передаточное отношение планетарного редуктора 9-10-11-12-Н	u_{10-H}	—	12	15	13	15	16
Число сателлитов планетарного редуктора	k	—	3	3	3	3	3
Параметры исходного производящего контура инструмента	α	град	20	20	20	20	20
	h_a^*	—	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
	c^*	—	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
Угол наклона линии зуба	β	град	25	24	23	22	21

1	2	3	4	5	6	7	8
Угол рабочего профиля кулачка	φ_p	град	120	124	126	130	160
Соотношение ускорений толкателя	$\frac{a_1}{a_2}$	—	3,0	2,5	2,6	2,8	3,0
Ход толкателя кулачка	h	м	0,03	0,04	0,05	0,06	0,03
Максимальный угол давления кулачкового механизма	ν_{max}	град	22	24	20	18	21
Координаты начального положения точки Е	x_{E1}	м	1,07	1,06	1,07	1,08	1,09
	y_{E1}	м	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
Угол наклона траектории точки E_1 к оси x	ψ	град	126	128	130	128	125

При проектировании требуется выполнить следующие этапы.

1. Спроектировать кинематическую схему рычажного механизма и определить его размеры по заданным условиям.
2. Произвести уравнивание механизма манипулятора в нижнем положении, используя пружину.
3. Определить время подъема груза в вертикальной плоскости для заданного закона подъема груза.
4. Определить реакции в кинематических парах основного механизма манипулятора при максимальном ускорении груза.
5. Рассчитать рядовую зубчатую передачу 13-14 и найти числа зубьев планетарного механизма 9-10-11-Н.
6. Спроектировать кулачковый механизм по заданному закону движения толкателя.

Примечание к расчету

1. При исследовании основного механизма угол максимального поворота β_{1max} ведомого коромысла АВ следует разделить на шесть равных интервалов.
2. Центры масс звеньев 1-2 и 3-4 совпадают с точками А и С.
3. Силу сжатия пружины F_n для уравнивания груза определяют из условия статического уравнивания.

4. При исследовании перемещения груза из точки E_1 в точку E зубчатую передачу 6-7 отключают муфтой 8.

Основные результаты следует привести в расчетно-пояснительной записке (до 35 рукописных листов), а графическую информацию представить на четырех листах формата А1: 1) динамическое исследование; 2) определение усилий; 3) расчет эвольвентной зубчатой передачи и планетарного редуктора; 4) определение основных размеров кулачкового механизма.

Задание № 152. Проектирование и исследование механизмов транспортного средства с двигателем внутреннего сгорания

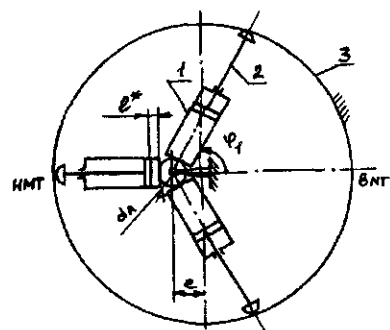


Рис. 2.18

Двухтактный трехцилиндровый двигатель внутреннего сгорания (ДВС) используется в качестве силовой установки малой мощности транспортных средств. Кинематическая схема (рис. 2.18) ДВС с преобразованием поступательного движения ведущего звена во вращательное движение ведомого с помощью механизма кулачкового типа состоит из цилиндра 1, установленного на валу А с эксцентриситетом e относительно оси неподвижной планшайбы 3, и поршня 2.

Цикл движения поршня включает такты расширения и такты сжатия (рис. 2.19). При подходе поршня 2 к верхней мертвой точке (см. рис. 2.18) открываются продувочные окна в цилиндре и выпускные клапаны, продукты сгорания удаляются и в цилиндр поступает чистый воздух. После перекрытия продувочных окон и закрытия клапанов (см. рис. 2.19, фаза $a-e$) происходит сжатие воздуха, впрыскивание топлива (фаза $b-c$) и в положении нижней мертвой точки (см. рис. 2.18) производится воспламенение рабочей смеси (фаза $c-d$), расширение продуктов сгорания (фаза $d-a$) завершает рабочий цикл ДВС. Циклограмма работы механизмов ДВС приведена в табл. 2.12. Индикаторная диаграмма задана в табл. 2.13.

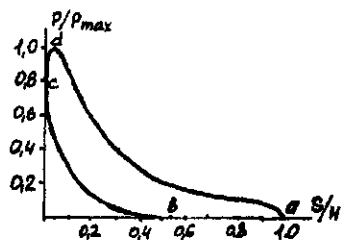


Рис. 2.19

Таблица 2.12

Угол поворота φ , град	0	180	360
Такты работы ДВС	Сжатие		Расширение
Фазы движения толкателя	Сближение	Ближнее стояние	Удаление
			Дальнее стояние

Таблица 2.13

Перемещение S/H	0	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Давление газа P/P_{max} :												
сжатие	0,8	0,4	0,28	0,14	0,07	0,04	0,02	0,01	0	0	0	0
расширение	0,8	1,0	0,9	0,62	0,42	0,28	0,21	0,17	0,15	0,13	0,1	0

На главном валу машинного агрегата (вал А, рис. 2.20) установлен кулачок 2, тарельчатый толкатель 1 которого соединен с диафрагмой топливного насоса. Закон движения толкателя показан на рис. 2.21. Передача движения на ведущее колесо 9 транспортного средства (рис. 2.22) осуществляется через коробку передач 5, которая содержит пять ступеней эвольвентных цилиндрических передач z_1^i/z_2^i , однорядный планетарный редуктор 6, карданный вал 7 и коническую передачу 8.

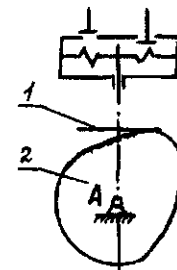


Рис. 2.20

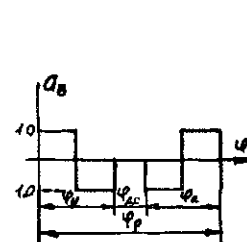


Рис. 2.21

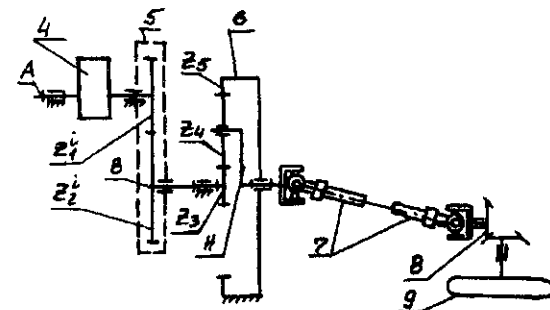


Рис. 2.22

Примечание к расчету

При определении размеров основного механизма ДВС следует принять диаметр ступицы вала А равным $d_A = 1,2 d$, расстояние

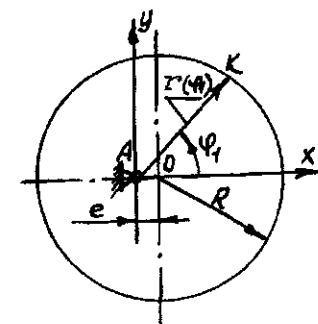


Рис. 2.23

$l^* = 0,2 H$. Центры масс цилиндра и поршня находятся на середине их длин. Исходные данные технического задания на проектирование приведены в табл. 2.14.

Для определения параметров одно-массовой динамической модели при исследовании закона движения главного вала машинного агрегата можно воспользоваться упрощенной расчетной схемой (рис. 2.23) и следующими зависимостями:

текущий радиус-вектор точки контакта поршня с планшайбой

$$r(\varphi_1) = \sqrt{x^2 + y^2},$$

где

$$x = \frac{\pm e + \sqrt{e^2 - (1 + \lg^2(\varphi_1)) \cdot (e^2 - R^2)}}{1 + \lg(\varphi_1)}$$

(в формуле при $90^\circ < \varphi_1 < 270^\circ$ используется знак минус, при $\varphi < 90^\circ$ и $\varphi_1 > 270^\circ$ — знак плюс);

$$y = x \cdot \operatorname{tg}(\varphi_1).$$

Движущий момент

$$M_{\text{дв}} = F^T r(\varphi_1),$$

где

$$F^T = F \operatorname{tg}(\alpha) = 0,25\pi d^2 p(\varphi_1) \operatorname{tg}(\alpha)$$

(здесь

$$\alpha = \arccos \frac{r^2(\varphi_1) + R^2 - e^2}{2R \cdot r(\varphi_1)}).$$

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения				
			А	Б	В	Г	Д
1	2	3	4	5	6	7	8
Ход поршня	H	м	0,02	0,035	0,04	0,055	0,06
Диаметр цилиндра	d/h	—	1,1	1,15	1,2	1,25	1,25
Относительная длина поршня $\lambda_2 = l_2/h$	λ_2	—	1,65	1,7	1,8	1,82	1,85
Максимальное давление в цилиндре двигателя	P_{max}	МПа	2,8	3,1	3,4	3,8	3,9
Массы звеньев: цилиндра	m_1	кг	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7
поршня	m_2	кг	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3
Момент инерции: зубчатого колеса Z_1'	$J_{z1'}$	кг·м ²	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005
зубчатого колеса Z_2'	$J_{z2'}$	кг·м ²	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007
Приведенный к валу В момент инерции вращающихся звеньев планетарной передачи	$J_n^{\text{пр}}$	кг·м ²	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07
Приведенный момент инерции звеньев кулачкового механизма	$J_k^{\text{пр}}$	кг·м ²	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008
Частота вращения вала А	n_k	1/с	40	45	42	50	
Передаточное отношение между валом А и карданным валом	$u_{\text{общ}}$	—	14	9	15	12	7
Числа зубьев колес Z_1', Z_2'	z_1/z_2	—	18/30	11/24	21/34	16/28	9/26
Модуль зубчатых колес Z_1', Z_2'	m	мм	2,0	3,5	2,5	3,0	4,0
Максимальный ход толкателя кулачкового механизма	h	мм	6	8	9	10	12
Фазовые углы кулачкового механизма:							
угол удаления	φ_y	град	104	115	120	130	140
угол дальнего состояния	$\varphi_{\text{дс}}$	град	56	40	45	30	15
угол сближения	$\varphi_{\text{с}}$	град	130	125	115	110	105
Угловая координата вала А для силового расчета	φ_1	град	190	200	210	220	230

Задание № 153. Проектирование и исследование механизмов исполнительного устройства робота типа ПР-10И

Робот ПР-10И представляет собой комплекс, состоящий из трех-ступенного (без учета степеней подвижности рабочего органа – схвата) исполнительного устройства (ИУ) и устройства управления.

Исполнительное устройство включает в себя трехзвенный рычажный исполнительный механизм (ИМ) $ABCD$, имеющий одну вращательную A и две поступательные B и C кинематические пары и три привода. На рис. 2.24 показан только электромеханический привод $П$ поворота ИУ вокруг продольной оси звена 1, состоящий из электродвигателя $М$ и многоступенчатого передаточного механизма $ПМ$. Выходным (последним) $ПМ$ привода является двухрядный планетарный механизм $ПлМ$, состоящий из солнечного колеса Z_1 , сдвоенных сателлитов Z_2 и Z_3 , корончатого колеса Z_4 и водила H (выходного вала привода), которое соединено со звеном 1 ИМ муфтой 8. Вращательное движение вала электродвигателя через $ПМ$ передается звену 1 ИУ.

Для статического уравнивания звеньев 2 и 3 (без учета массы m объекта манипулирования $ОМ$) служат два уравнивающих механизма, каждый из которых состоит из блок-кулачка 4, имеющего цилиндрическую поверхность и профильную, выполненную по спирали Архимеда, троса 5, закрепленного одним концом на профильной части блок-кулачка, а другим концом – на подвижном звене 2 ИМ, а также троса 6, закрепленного одним концом на цилиндрической части блок-кулачка, а другим концом прикрепленного к пружине растяжения 7, которая, в свою очередь, закреплена на звене 1.

При проектировании необходимо выполнить следующее.

1. Провести кинематический анализ ИМ: по заданным законам изменения обобщенных координат определить законы изменения их скоростей и ускорений, проекций радиус-вектора характеристической рабочей точки D на оси базовой системы координат и их скоростей и ускорений, а также истинного значения радиус-вектора, его скоростей и ускорений.

2. Провести силовой анализ ИМ: определить законы изменения реактивных сил и моментов в кинематических парах.

3. Синтезировать планетарный механизм: определить модуль зубьев, их число, делительные диаметры зубчатых колес, законы изменения окружных и радиальных сил в зацеплениях колес, а также законы изменения моментов на звеньях $ПлМ$.

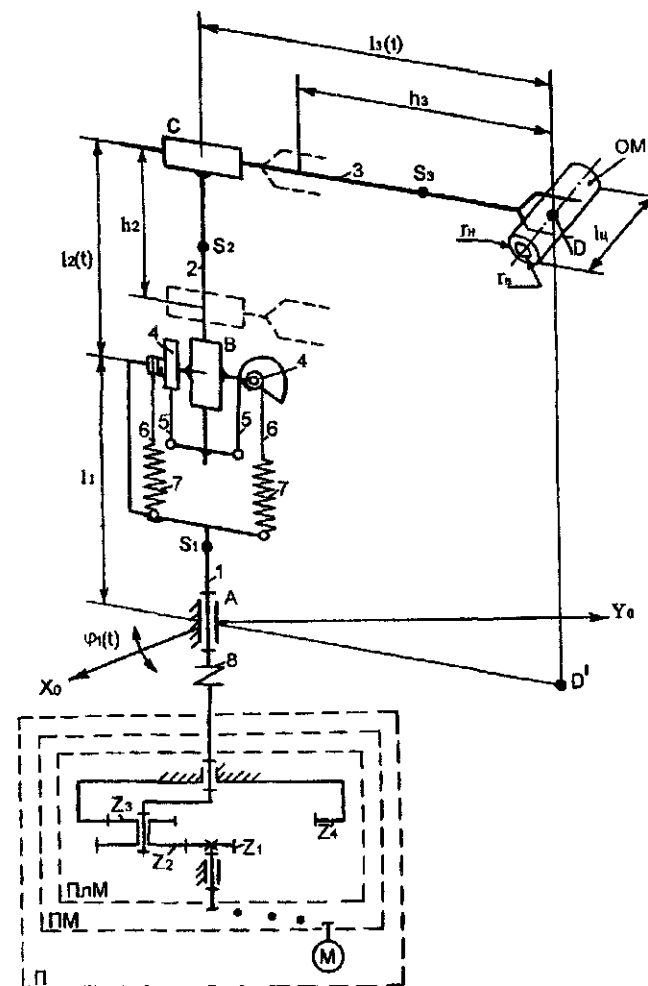


Рис. 2.24

4. Спроектировать уравнивающий механизм: определить радиус цилиндрической части блок-кулачка, спрофилировать кулачок, рассчитать пружину.

По результатам кинематического и силового анализа ИМ, а также синтеза $ПлМ$ построить графики изменения полученных параметров в функции времени.

Исходные данные для расчета приведены в табл. 2.15.

Таблица 2.15

Величина	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения					
			A	B	B	Г	Д	Е
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Длина звена l	l_1	м	0,4	0,4	0,5	0,4	0,4	0,3
Максимальный ход звена:								
1	γ_1	рад	π	π	π	π	π	π
2	h_2	м	0,4	0,5	0,3	0,5	0,3	0,5
3	h_3	м	0,7	0,6	0,8	0,7	0,6	0,5
Время движения звена t	t_1	с	4	4	4	4	4	4
Закон изменения обобщенной координаты:								
первой	$\varphi_1(t)$	рад	$\frac{\gamma_1}{2}(1 - \cos kt)$	$\frac{\gamma_1}{2}(1 - \sin kt)$	$\frac{\gamma_1}{2} \cos kt$	$\frac{\gamma_1}{2} \sin kt$	$\frac{\gamma_1}{2} \cos kt$	$\frac{\gamma_1}{2}(1 - \cos kt)$
второй	$l_2(t)$	м	$\frac{h_2}{2}(a_2 + \sin kt)$	$\frac{h_2}{2}(a_2 - \cos kt)$	$\frac{h_2}{2}(a_2 + \cos kt)$	$\frac{h_2}{2}(a_2 - \sin kt)$	$\frac{h_2}{2}(a_2 - \sin kt)$	$\frac{h_2}{2}(a_2 - \cos kt)$
третьей	$l_3(t)$	м	$\frac{h_3}{2}(a_3 + \cos kt)$	$\frac{h_3}{2}(a_3 - \sin kt)$	$\frac{h_3}{2}(a_3 + \sin kt)$	$\frac{h_3}{2}(a_3 - \cos kt)$	$\frac{h_3}{2}(a_3 + \cos kt)$	$\frac{h_3}{2}(a_3 + \sin kt)$
Круговая частота	K	рад/с	$2\pi/t_1$					
Коэффициент ограничения перемещения звена:								
2	a_2	-	1,50	1,40	1,65	1,30	1,65	1,40

Окончание табл. 2.15

Оконание табл. 2.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	a_3	-	1,50	1,60	1,40	1,50	1,60	1,70
Длина звена:								
2	l_2	м						
3	l_3	м						
					$a_2 h_2$			
					$a_3 h_3$			
Масса объекта манипулирования (ОМ)	m	кг	3	4	2	3	4	4
Радиус наружный ОМ (сфера)	$r_{сн}$	м	0,046	0,050	0,040	0,046	0,050	0,050
Радиус внутренний ОМ (сфера)	$r_{св}$	м	0	0,030	0	0	0,030	0,030
Радиус наружный ОМ (цилиндра)	$r_{нн}$	м	0,046	0,050	0,040	0,046	0,050	0,050
Радиус внутренний ОМ (цилиндра)	$r_{вн}$	м	0,026	0	0,026	0,026	0	0
Длина ОМ (цилиндра)	l_1	м	0,30	0,40	0,20	0,35	0,40	0,35
Масса звена:								
1	m_1	кг						2,5 м
2	m_2	кг						2,0 м
3	m_3	кг						1,8 м
Координата центра масс звена 3	$l_{св3}$	м						0,3 м
Перелаточное отношение планетарного механизма	u_H	-	7	8	9	10	11	12
Число сателлитов	C	-	3	3	3	3	3	3

3. ДИНАМИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМОВ МАНИПУЛЯТОРОВ

Кинематическая модель механизма с несколькими степенями свободы определяет взаимосвязь выходных координат звеньев и их производных со входными, независимо от действующих в механической системе сил, т.е. без учета их действия. Такая идеализация не позволяет решить очень важную для практики задачу, связанную с выбором мощности приводов для осуществления заданных движений. Кинематическая модель не поможет решить и обратную ей задачу определения закона движения звеньев под действием известных приложенных сил.

Таким образом, модель механической системы, предназначенная для решения обеих рассмотренных задач, связывает действующие в системе силы F_K с движением звеньев. Условное изображение

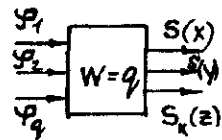


Рис. 3.1

этой модели показано на рис. 3.1. Следует отметить, что действующие в системе силы могут быть как внешними, приложенными со стороны независимых приводов, так и внутренними (например, уравнивающие силы уравнивающих устройств или силы инерции). Модель станет действительно динамической, когда в ней будут учтены зависимости действующих сил, например, от скоростей движения звеньев.

На практике часто используют более простые модели, например, "статическую" модель, в которой пренебрегают действием сил инерции. Ее часто применяют для расчета уравнивающих сил, необходимых для обеспечения статического равновесия системы. Такая модель может быть построена на различных принципах. Например, запись уравнений статического равновесия звеньев механизма и решение системы этих уравнений позволяет решить задачу. Но решение в этом случае более длинно, чем при применении принципа возможных перемещений, отражающего золотое правило механики: выигрыш в силе

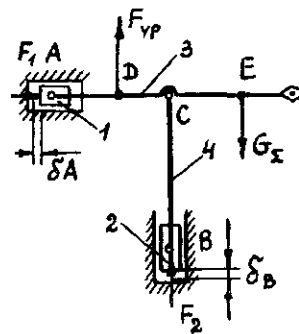


Рис. 3.2

сопровождается проигрышем в скорости.

Остановимся на последнем пути решения и выберем в качестве примера плоский механизм манипулятора (рис. 3.2). Механизм

имеет четыре подвижных звена $n = 4$ и пять одноподвижных кинематических пар $P_h = 5$. Число степеней свободы

$$W = 3n - 2P_h = 2.$$

При $W = 2$ механизм имеет два начальных звена 1 и 2, являющихся, соответственно, приводами горизонтального и вертикального перемещений схвата. Рассматривая точку E как центр масс механической системы, к которой приложена суммарная сила тяжести механизма G , попробуем рассчитать значение уравнивающей силы F_{yp} , прикладываемой в точке D. Для равновесия механизма необходимо приложить "движущие" силы F_1 и F_2 к начальным звеньям и уравнивающую силу F_{yp} , которая может развиваться дополнительным грузом, пружиной или пневматическим устройством. Направление уравнивающей силы может быть различным, выбирая ее величины и направления, можно разгрузить полностью оба привода.

Можно минимизировать значение уравнивающей силы, принимая ее направление совпадающим с направлением возможного перемещения точки ее приложения.

Для определения силы, уравнивающей вертикальный привод ($F_2 = 0$), зафиксируем координату привода горизонтального перемещения схвата $\delta_A = 0$, а координате перемещения вертикального движения сообщим бесконечно малые перемещения δ_B . Тем самым мы преобразовали исходный механизм с числом степеней свободы $W = 2$ в новый механизм с $W = 1$ (рис. 3.3).

Поскольку работа всех сил на возможных перемещениях точек их приложения к механизму равна нулю, получаем уравнение

$$F_2 \delta_B \cos \nu_2 + G \delta_E \cos \nu_E + F_{yp} \delta_D \cos \nu_D = 0, \quad (3.1)$$

где ν_2 , ν_E , ν_D — углы между направлениями сил и возможными перемещениями точек их приложения.

Если мы приняли за условие статического уравнивания груза разгрузку привода вертикального движения ($F_2 = 0$), то выражение для уравнивающей силы принимает вид

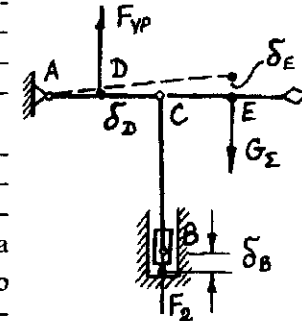


Рис. 3.3

$$F_{yp} = G \frac{\delta_E \cos \nu_E}{\delta_D \cos \nu_D} \quad (3.2)$$

Поскольку

$$\delta_E = \left(\frac{\partial S_E}{\partial S_B} \right)_{\delta S_A} \cdot \delta_B, \quad (3.3)$$

$$\delta_D = \left(\frac{\partial S_D}{\partial S_B} \right)_{\delta S_A} \cdot \delta_B, \quad (3.4)$$

значение уравнивающей силы может быть получено при знании частных производных по обобщенной координате S_B . Для их получения можно воспользоваться графическим методом планов скоростей или их аналогов, поэтому

$$F_{yp} = G \left(\frac{V_E}{V_D} \right) \cdot \frac{\cos \nu_E}{\cos \nu_D}, \quad (3.5)$$

где V_E/V_D — отношение скоростей точек приложения сил.

Мы уже упоминали, что минимальное значение уравнивающей силы соответствует углу ее действия по отношению к возможному перемещению точки ее приложения ($\nu_D = 0$). Поскольку для рассматриваемого положения механизма (см. рис. 3.3) принято $F_2 = 0$, то

$$F_{yp} = G \left(\frac{V_E}{V_D} \right) \cdot \cos \nu_E. \quad (3.6)$$

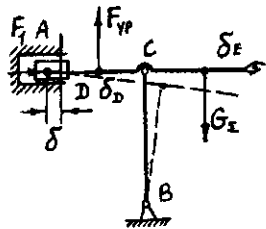


Рис. 3.4

Значение необходимой для обеспечения статического равновесия механизма силы, приложенной к приводу звена 1 (рис. 3.4), может быть получено аналогично. Фиксируя привод звена 2 механизма с $W = 2$, рассматриваем новый механизм. Из уравнения работ на возможных перемещениях получаем уравнение, соответствующее $\delta_B^* = 0$:

$$F_1 \delta_A^* \cos \nu_A^* + G \delta_E^* \cos \nu_E^* + F_{yp} \delta_D^* \cos \nu_D^* = 0, \quad (3.7)$$

а затем путем подстановок, аналогичных произведенным в (3.3) и (3.4),

$$\delta_E^* = \left(\frac{\partial S_E}{\partial S_A} \right)_{\delta S_B} \cdot \delta_A^* = \left(\frac{V_E}{V_A} \right) \cdot \delta_A^*,$$

$$\delta_D^* = \left(\frac{\partial S_D}{\partial S_A} \right)_{\delta S_B} \cdot \delta_A^* = \left(\frac{V_D}{V_A} \right) \cdot \delta_A^*,$$

получаем расчетное необходимое значение силы на приводе горизонтального перемещения схвата:

$$F_1 = \frac{F_{yp} \cdot \left(\frac{V_D}{V_A} \right) \cdot \cos \nu_D^* + G \left(\frac{V_E}{V_A} \right) \cdot \cos \nu_E^*}{\cos \nu_A^*}. \quad (3.8)$$

Отметим, что частные производные в уравнениях (3.7) и (3.4) взяты по различным параметрам, поэтому значения возможных скоростей в уравнениях (3.8) и (3.5) соответствуют различным углам ν и механизмам (см. рис. 3.3 и 3.4).

Анализ уравнения (3.8) показывает, что уравнивание в целях разгрузки вертикального привода в рассматриваемом положении механизма может сопровождаться как разгрузкой, так и дополнительным нагружением привода горизонтального движения в зависимости от выбора направления уравнивающей силы. Нами был рассмотрен пример статического уравнивания механизма манипулятора (а правильнее было бы сказать — “разгрузки”) привода движения манипулятора в одном частном положении. “Частным” его можно назвать потому, что в этом положении звеньев $AC \perp BC$ выполняется условие автономности — см. выражение (1.6), т.е.

$$\left(\frac{\partial Y_E}{\partial S_A} \right)_{\delta S_B} = 0, \quad \left(\frac{\partial X_E}{\partial S_B} \right)_{\delta S_A} = 0,$$

при

$$\left(\frac{\partial Y_E}{\partial S_B}\right)_{\delta S_A} \neq 0, \quad \left(\frac{\partial X_E}{\partial S_A}\right)_{\delta S_B} \neq 0, \quad (3.9)$$

и управление приводами звеньев 1 или 2 (см. рис. 3.2) приводит, соответственно, к горизонтальному или вертикальному движению схвата. В другом положении рассмотренного механизма это условие не выполняется и перемещение начальных звеньев 1 или 2 приводит к одновременному вертикальному и горизонтальному перемещению схвата.

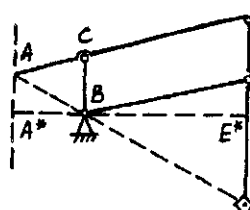


Рис. 3.5

Поэтому в данном примере названия приводов горизонтального и вертикального движения имеют смысл только для автономных систем, в которых условия (1.6) или (3.9) выполняются для всех положений механизма. Таким механизмом с автономным управлением горизонтального или вертикального движения схвата является механизм пантографа (рис. 3.5), в котором точки A, B и E располагаются на одной прямой. Поэтому задание траекторий точек A и B механизма по вертикальным или горизонтальным прямым приводит к перемещению схвата по горизонтали или вертикали. Такой механизм показан на рис. 2.2 и в нем значения частных производных

$$\left(\frac{\partial Y_E}{\partial S_A}\right)_{\delta S_B} = \left(\frac{\partial X_E}{\partial S_B}\right)_{\delta S_A} = K \quad (3.10)$$

являются постоянными, поэтому их принято называть коэффициентами усиления K . Для такого механизма расчеты по уравниванию упрощаются и проще обеспечить уравнишенность механизма в нескольких положениях. В этом преимущество механизма пантографа. Рассмотренный пример и анализ механизма (см. рис. 3.2) показывают, что переход механизма в новое положение вызывает изменение углов давления и частных производных (или соотношения скоростей точек) и невозможность равновесного положения механизма при тех же нагрузках. На практике добиваются уравнишенности манипулятора в одном, например нижнем, положении схвата и обеспечивают такую неуровненность в других положениях, чтобы отключение энергии приводов приводило к возвращению механизма в это уравнишенное состояние. Тем самым обеспечивают устойчивость равновесия в уравнишенном состоянии.

Аналогичный подход часто используют и для определения необходимых движущих сил, действующих со стороны приводов для обеспечения выбранного закона движения. Применение принципа возможных перемещений позволяет определить каждую из сил независимо от остальных как в случае разделения движений последовательно по отдельным приводам, так и при движении схвата по сложной траектории при одновременной работе нескольких приводов. Последний случай встречается реже, поэтому мы разберем пример определения силы, приложенной к приводу, по заданному закону движения.

Закон движения может быть задан в виде перемещений S , скоростей V , или ускорений a любой точки механизма, например, начального звена или схвата (исполнительного звена) в функции времени или координат положения. Если задана только одна из диаграмм, например ускорений $a(t)$, то остальные могут быть получены методом интегрирования. При использовании метода графического интегрирования масштабы диаграмм связаны с отрезками интегрирования K , как показано на рис. 3.6 соотношениями

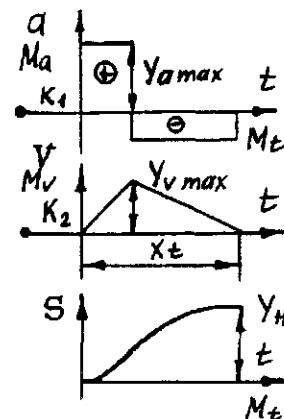


Рис. 3.6

$$\mu_V = \mu_a \mu_t / K_1, \quad \mu_S = \mu_V \mu_t / K_2. \quad (3.11)$$

Учитывая максимально допустимые значения ускорений и скоростей движения $[V_{\max}]$ и $[a_{\max}]$ и обозначая на диаграммах $YV_{\max}$ и $Ya_{\max}$, получают масштабы диаграмм:

$$\mu_a = Ya_{\max} / [a_{\max}], \quad \mu_V = YV_{\max} / [V_{\max}] \quad (3.12)$$

Сравнивая выражения (3.12) и (3.11) определяют масштаб времени μ_t , а затем и перемещений μ_S :

$$\mu_t = \mu_V \cdot K_1 / \mu_a, \quad (3.13)$$

По масштабам определяют время движения $\tau_{\text{дв}}$ и соответствующие перемещения схвата H_E

$$\tau_{\text{дв}} = X_t / \mu_t, \quad H_E = Y_H / \mu_S. \quad (3.14)$$

Полученные диаграммы движения $S(t)$, $V(t)$, $a(t)$ служат для определения необходимых движущих или тормозящих сил, приложенных со стороны привода соответствующего движения. Например, если на рис. 3.6 представлена диаграмма вертикального движения точки E механизма, показанного на рис. 3.2, то анализ динамического равновесия механизма приводит к выражению для необходимой силы, приложенной со стороны вертикального привода звена 2:

$$F_2 = \Phi_B + G \cdot \left(\frac{V_E}{V_B} \right) \cdot \cos \nu_E + \Phi_E \cdot \left(\frac{V_E}{V_B} \right) \cdot \cos \nu_E + F_{ур} \cdot \frac{V_D}{V_B} \cos \nu_D, \quad (3.15)$$

где Φ_B – сила инерции привода ($\Phi_B = m_B \cdot a_B$; здесь m_B – приведенная масса привода, a_B – скорость и ускорение звена привода); G – сила тяжести груза; V_E – вертикальная скорость подъема груза в точке E ; V_B – скорость звена привода; $\Phi_E = -m_E a_E$ – сила инерции груза; ν_E – угол давления в точке E .

Если при перемещении звеньев можно пренебречь возникающей неуровновешенностью, то, учитывая условие уравнивания (3.5), выражение (3.15) можно упростить:

$$F_2 = - (m_B a_B + m_E a_E u_{EB} \cos \nu_E), \quad (3.16)$$

где $u_{EB} = V_E/V_B$ – передаточная функция,

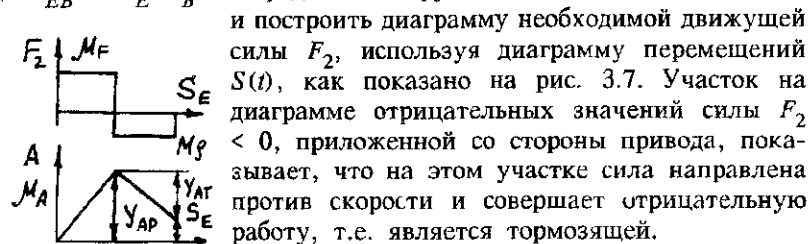


Рис. 3.7

и построить диаграмму необходимой движущей силы F_2 , используя диаграмму перемещений $S(t)$, как показано на рис. 3.7. Участок на диаграмме отрицательных значений силы $F_2 < 0$, приложенной со стороны привода, показывает, что на этом участке сила направлена против скорости и совершает отрицательную работу, т.е. является тормозящей.

Диаграмма необходимой работы привода может быть получена интегрированием диаграммы силы F на перемещении S :

$$A = \int F \cdot dS. \quad (3.17)$$

При графическом интегрировании масштабы работ μ_A и сил μ_F связаны соотношением

$$\mu_A = \mu_F \mu_S / K, \quad (3.18)$$

где μ_S – масштаб перемещений; K – длина отрезка интегрирования, мм.

Анализируя диаграммы сил и работ, можно сделать вывод, что в полностью уравновешенной механической системе манипулятора положительные и отрицательные площади диаграммы сил, выражающие собой работы на участке разгона и торможения, равны, поэтому работа по подъему уравновешенного груза равна нулю:

$$A_{под} = Y_A / \mu_A = 0, \quad (3.19)$$

а мощность привода затрачивается на создание положительного и отрицательного ускорений и может быть сколь угодно малой.

Положительная площадь на диаграмме сил представляет работу, затраченную на участке разгона при подъеме груза; на диаграмме работ это ордината Y_{AP} . Эта затраченная работа переходит в запас кинетической энергии и принципиально может быть использована полезно в процессе торможения при рекуперации энергии. На практике это трудно осуществить, поэтому кинетическая энергия системы обычно рассеивается в процессе торможения и теряется безвозвратно. В уравновешенной механической системе при пренебрежении потерями энергии на трение работы при разгоне и торможении будут равны:

$$A_p^{ур} = |A_t^{ур}|. \quad (3.20)$$

В неуровновешенной системе разность работ при разгоне и торможении при прежних допущениях будет равна работе по подъему груза:

$$A_p^{неур} - |A_t^{неур}| = A_{под} = G \cdot Y_E, \quad (3.21)$$

где G , Y_E – вес груза и его вертикальное перемещение.

Работа в процессе торможения реализуется тормозными устройствами или двигателем, переключаемым в режим торможения. Оценка затраченной работы и мощности, развиваемых приводными устройствами в каждый момент времени, может быть произведена по диаграмме сил (см. рис. 3.7) и диаграмме скоростей начального звена $V_{нач}$:

$$P = F \cdot V_{\text{нач}} \quad (3.22)$$

где P – текущая мощность.

Возникает закономерный вопрос: каким образом можно снизить затраты мощности в приводе. Совершенно ясно, что проведение расчетов по приведенным выше моделям при выборе различных законов движения даст конкретные цифры энергетических затрат, по которым можно судить о мощности, затраченной в приводе, а также о параметрах, характеризующих динамические свойства механизма манипулятора, таких как время разгона и механические перегрузки. Однако анализ приведенных динамических моделей может дать ответ и без проведения конкретных расчетов. Так, известен факт значительного влияния передаточной функции (передаточного отношения привода) механизма на его динамические свойства. Поэтому выбор оптимальных передаточных отношений позволяет улучшать динамические свойства машин и без увеличения установленной мощности приводного двигателя [6].

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Теория механизмов и машин /Под ред К В Фролова М Высш шк , 1987
- 2 Попов С А Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин М Высш шк , 1986
- 3 Попов С А , Никоноров В А . Самойлова М В Кинематические и силовые характеристики рычажных механизмов М Изд во МГТУ им Н Э Баумана, 1995
- 4 Леонов И В , Скворцов А И , Хучуа В Р Учебное пособие по выполнению курсовой научно-исследовательской работы с применением ЭВМ по разделу “Динамика” курса “Теория механизмов и машин” М МВТУ им Н Э Баумана, 1988
- 5 Попов П К Промышленные роботы Конспекты лекций по курсу “Средства автоматизации подъемно-транспортных операций” Ч 2 М МВТУ им Н Э Баумана, 1986
- 6 Леонов И В Динамика машинного агрегата при неустановившихся режимах движения М Изд-во МГТУ им Н Э Баумана, 1992
- 7 Попов П К , Иванов А Ц Промышленные роботы Учеб пособие по проектированию средств автоматизации подъемно-транспортных операций М МВТУ им Н Э Баумана, 1983
- 8 Козырев Ю Г Промышленные роботы Справ М Машиностроение, 1983
- 9 Попов Е П , Верещагин А Ф , Зинкевич С П Манипуляционные роботы, динамика и алгоритмы М Наука, 1978
- 10 Корендасев А И , Саламандра Б П , Тывес Л И Особенности построения кинематических схем манипуляторов М Станки и инструмент, 1984
- 11 Попов Е П Робототехника и гибкие производственные системы М Наука, 1987
- 12 Комплекс программ для автоматизации проектирования систем управления манипуляционных роботов Учеб пособие по курсу “Автоматизированное проектирование” САУ /Н А Лакота, А И Максимов, А В Наконечный, Л М Скворцов, Под ред Н А Лакоты М МВТУ им Н Э Баумана, 1986
- 13 Коловский М З Теория механизмов и машин Силовой расчет Динамические характеристики механизмов СПб Изд-во Гос ун та, 1994

ОГЛАВЛЕНИЕ

	3
1 Понятие о моделях механизмов (Леонов Д И , Умнов Д Н)	5
2 Задания для курсового проекта	11
№143 Исследование и проектирование манипуляционного механизма и приводов промышленного робота с тремя степенями свободы (Попов С А)	11
№144 Проектирование механизмов трехподвижного уравновешенного манипулятора (Леонов И В , Леонов Д И)	15
№145 Проектирование и исследование механизмов промышленного робота для дуговой сварки (Тарабарин В Б)	20
№146 Проектирование и исследование механизмов промышленного робота (Тарабарина З И , Тарабарин В Б)	24
№147 Проектирование промышленного робота типа ПР5 2 с пневмоприводом (Самойлова М В , Тарабарин В Б)	28
№148 Проектирование и исследование механизма опорного устройства (Чернышева И Н)	31
№149 Проектирование и исследование механизмов автомобиля с гидромеханической трансмиссией (Плужников Б И , Синицин В В , Кузенков В В)	34
№150 Проектирование и исследование подъемно-уравновешивающего механизма Кузенков В В , Синицин В В , Плужников Б И)	39
№151 Проектирование и исследование механизмов движения уравновешенного манипулятора (Никаноров В А)	42
№152 Проектирование и исследование механизмов транспортного средства с двигателем внутреннего сгорания (Костиков Ю В)	46
№153 Проектирование и исследование механизмов исполнительного устройства робота типа ПР-10И (Егоров О Д)	50
3 Динамические модели механизмов манипуляторов (Леонов И В)	54
Список рекомендуемой литературы	63