

И. А. ШАРАПИН

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

***УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ
КОНТРОЛЬНОЙ И КУРСОВОЙ РАБОТ
ЧАСТИ 1 И 2***

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ТЕХНОЛОГИИ И ДИЗАЙНА»

Кафедра «Теоретическая и прикладная механика»

И. А. Шарапин

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

*УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ
КОНТРОЛЬНОЙ И КУРСОВОЙ РАБОТ
ЧАСТИ 1 И 2*

Издание 2-е, переработанное и дополненное

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
2013

УДК 531.8 (076)
ББК 30.12я73
Ш 25

Рецензенты:
доцент кафедры машиноведения
Санкт-Петербургского государственного университета технологии и дизайна
Н.В. Рокотов
доцент кафедры теоретической и прикладной механики
Санкт-Петербургского государственного университета технологии и дизайна
Ю.В. Кротов

Шарапин, И. А.

Ш 25 Теория механизмов и машин. учеб. метод. пособие для выполнения контрольной и курсовой работ. Ч. 1 и 2: / И. А. Шарапин – 2-е изд., испр. и доп. – СПб.: ФГБОУВПО «СПГУТД», 2013. – 129 с.

В пособие включены методические указания по некоторым основным разделам программы: структуре пространственных рычажных механизмов и кинематическому анализу сложных зубчатых механизмов. Задания для выполнения контрольной и курсовой работ включают по десять вариантов схем и к каждой схеме по десять вариантов числовых данных.

Предназначено в первую очередь для студентов специальностей 151000.62 и 261100.62.

Табл. 25. Ил. 74. Библиогр. 14 назв.

УДК 531.8 (076)
ББК 30.12я73

© ФГБОУВПО «СПГУТД», 2013
© Шарапин И.А., 2013

ЧАСТЬ 1

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ

Контрольная работа состоит из двух заданий, в первом из которых проводится структурный анализ схемы пространственного механизма манипулятора или промышленного робота, а во втором задании выполняется кинематический анализ сложного зубчатого механизма.

Выбор варианта задания

Шифром, по которому выбирается тот или иной вариант контрольной работы, является номер Вашей зачетной книжки (студенческого билета). **Схему задания (вариант) следует выбирать по последней цифре шифра, вариант числовых значений определяется из таблицы данных по предпоследней цифре шифра.** Цифра «0» в шифре соответствует цифре «10» варианта работы.

Оформление работы

1. Контрольная работа выполняется в ученической тетради.
2. На обложке тетради четко указывают номер контрольной работы и название дисциплины, фамилия и инициалы студента, его шифр и почтовый адрес.
3. На первой странице тетради указывают шифр с выделением двух последних цифр и полное наименование литературных источников, их авторов, года издания, по которым выполнялась контрольная работа. Все страницы тетради должны быть пронумерованы.
4. Решение каждого задания начинается на новой странице. Условие задания полностью переносится в тетрадь вместе с полученным рисунком и числовыми данными из таблицы. Далее пишется заголовок «Решение задания» и ниже выполняется все, что требуется по его решению.
5. Для записи возможных замечаний по работе с левой стороны листа следует оставлять поле шириной не менее 25 – 30 мм.
6. В конце работы указывается дата ее выполнения и подпись исполнителя.

Исправление ошибок в контрольной работе после рецензирования производится в той же тетради на оставшихся свободных листах. При этом следует представить подробные пояснения по всем замечаниям, сделанным рецензентом.

На защите контрольной работы, проводимой до сдачи зачета (экзамена), студент должен показать хорошие знания по выполненной работе и умение самостоятельно решать аналогичные задачи.

При составлении данного сборника заданий за основу были взяты «Методические указания и задания для контрольных работ и курсового проекта» по дисциплине «Теория механизмов и машин» для студентов–заочников высших

учебных заведений инженерно-технических специальностей, выпущенные издательством «Высшая школа» в 1980 г.

Манипулятор – как правило, открытая кинематическая цепь, соответствующая руке человека.

Одними из основных этапов проектирования манипуляторов являются структурный анализ и синтез его кинематической цепи, в результате которого выбирается рациональная схема механизма и задаются определенные его кинематические свойства.

Предлагаемое задание дает возможность усвоить и практически закрепить понятия и термины, положенные в основу структурного анализа (синтеза) механизмов манипуляторов.

Указания к выполнению задания 1

Дана схема манипулятора.

Следует определить количество степеней подвижности руки (схвата) манипулятора (W), а также пространственную (m) и базовую (m_6) маневренности схвата.

Количество степеней подвижности (свобод движения) руки манипулятора определяется формулой Сомова-Малышева:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - 1p_1, \quad (1)$$

где n – количество подвижных звеньев пространственной кинематической цепи,

p_5, p_4, p_3, p_2, p_1 – количество кинематических пар пятого (одноподвижных), четвертого (двухподвижных), третьего (трехподвижных), второго (четыреподвижных) и первого (пятиподвижных) классов (*приложение А*).

Общее число степеней подвижности манипулятора складывается из числа степеней подвижности устройства для позиционирования и устройства ориентации детали.

Менее шести степеней подвижности достаточно при симметрии перемещаемой детали, например, при захвате предмета, являющегося телом вращения.

Для работы с объектами, произвольно ориентированными в пространстве, манипулятору достаточно *шести степеней* подвижности. В этом случае возможно произвольное позиционирование детали в некотором объеме трехмерного пространства и ее ориентация.

Механическая рука, обладающая семью степенями подвижности, в сочетании с движением схватывания становится механизмом, способным во многих случаях выполнять функции руки человека (*приложение Б, рис. Б.4*).

С целью упрощения управления в отдельных случаях удобно применять раздельное управление каждым движением (приводом). Однако при работе с предметами, образующими кинематическую связь с неподвижным объектом,

шести степеней подвижности при раздельном управлении может оказаться недостаточно. Например: требуется болт K вставить в отверстие и завернуть его (рис. 1.1).

В таких случаях для выполнения заданной ориентации предмета и выполнения всей операции необходимо использовать сложную комбинацию из шести движений или оснастить манипулятор дополнительными подвижными звеньями с приводом (дополнительное вращение – ротацию, звенья переменной длины и т. д. (рис. 1.2)). Эти приводы будут включаться только в случае необходимости, в связи с чем вводится понятие *маневренности* манипулятора.

Маневренность манипулятора определяется таким количеством свобод движения, которое дает возможность манипулировать звеньями при жестком соединении губок схвата с неподвижным предметом.

Различают *пространственную* (общую) m и *базовую* m_6 маневренности, определяемые по формулам, предложенным проф. О.Г. Озолом

$$m = \sum f_{\text{кп}} - 6, \quad (2)$$

$$m_6 = \sum f_6 - 3, \quad (3)$$

где $\sum f_{\text{кп}}$ – сумма свобод движения всех кинематических пар, обеспечивающих пространственную ориентацию схвата (общее число степеней свобод W);

$\sum f_6$ – сумма свобод движения кинематических пар, обеспечивающих движение звеньев в базовой плоскости (например, в плоскости YO_1X) при неподвижном схвате.

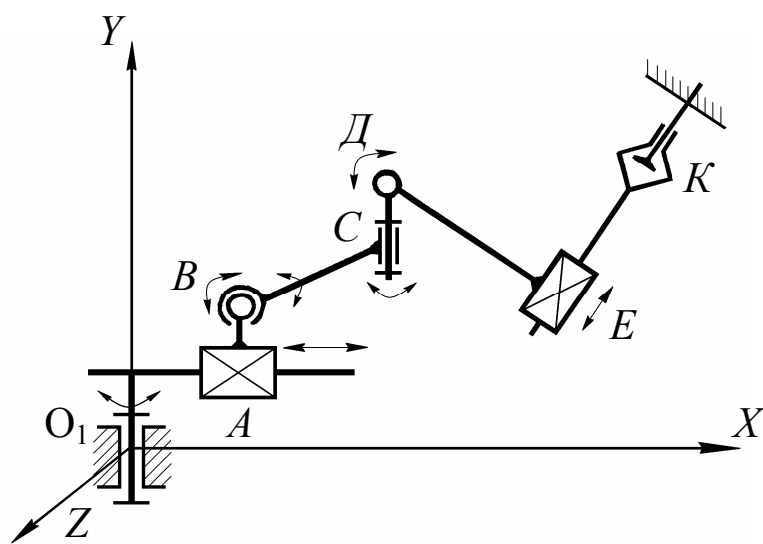


Рис. 1.1 Схема пространственной кинематической цепи манипулятора

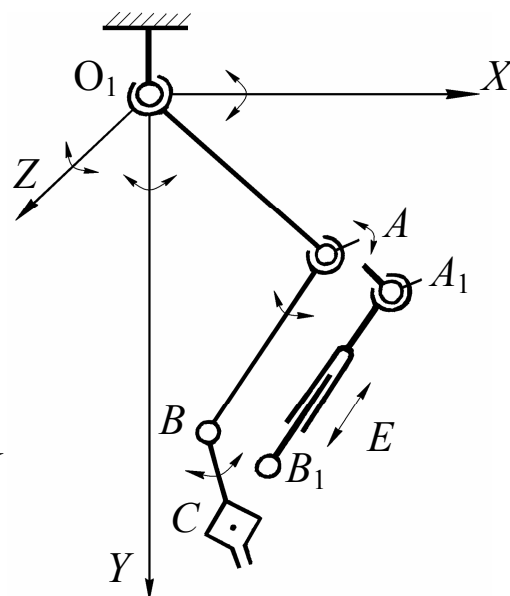


Рис. 1.2. Манипулятор с дополнительными подвижными звеньями

Маневренность манипулятора (базовая) определяется таким количеством свобод движения, которое дает возможность манипулировать звеньями в базовой плоскости (например, в плоскости YOX) при жестком соединении губок схвата с неподвижным предметом.

Если $m > 0$ и $m_6 > 0$, причем $m = m_6$ – манипулятор обладает маневренностью только в базовой плоскости и способен на произвольную ориентацию схвата в пространстве в пределах конструктивных параметров схемы.

Если $m > 0$ и $m_6 > 0$, причем $m < m_6$ – манипулятор обладает маневренностью в базовой плоскости, но имеет ограниченную общую маневренность и не способен обеспечить ряд положений схвата в пространстве. В этом случае необходимо изменить ориентацию носителя – основания манипулятора (подвижного и неподвижного).

Если $m > 0$ и $m_6 > 0$, причем $m > m_6$ – манипулятор наиболее универсален, он обладает маневренностью как в базовой плоскости, так и в пространстве и способен работать при неподвижном схвате.

В случае $m \leq 0$ и $m_6 \leq 0$ манипулятор способен выполнить ограниченные перемещения как в плоскости, так и в пространстве, но не способен работать с объектами, кинематически связанными с неподвижной базой, так как схема манипулятора в этом случае теряет всякую подвижность и превращается в жесткую ферму.

Повышенная маневренность увеличивает возможности для выполнения сложных операций с объектом манипулирования наиболее рациональным путем при наличии препятствий в рабочей зоне, однако усложняет задачу управления таким манипулятором, поскольку приводит к неоднозначному решению задачи движения схвата.

Примечание.

Выбор вида и комбинаций кинематических пар привода механической руки является компромиссным решением между различными требованиями, предъявляемыми к манипулятору.

Прямоугольная система координат (рабочая зона – параллелепипед) в устройствах позиционирования применяется в схемах специализированных роботов, выполняющих технологические операции, в частности, сборочные. Здесь существенное значение имеет простота полного движения, представленного его составляющими по координатам.

Наибольшее распространение среди промышленных роботов, созданных для целей транспортировки, получили конструкции в цилиндрических координатных осях (рабочая зона – цилиндрический сегмент).

Сферическая система позиционирования (рабочая зона – сферический сегмент) позволяет сочетать компактность и повышенную жесткость, допускающую высокие динамические нагрузки.

Пример 1. На *рис.1.1* приведена кинематическая схема манипулятора, содержащая шесть подвижных звеньев, образующих пять кинематических пар пятого класса (три вращательные – O_1 , C , D и две поступательные – A и E) и одну сферическую трехподвижную пару B .

1. Для рассматриваемой схемы имеем $n = 6$, $p_5 = 5$ и $p_3 = 1$. В этом случае количество свобод движения манипулятора составит

$$W = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 5 - 3 \cdot 1 = 8.$$

2. Маневренность манипулятора в пространстве при неподвижном схвате (количество подвижных звеньев примем равным $n - 1$)

$$m = \sum f_{\text{кп}} - 6 = (6 \cdot 6 - 5 \cdot 5 - 3 \cdot 1) - 6 = 2.$$

3. Маневренность манипулятора в базовой плоскости (например, в плоскости YOX) при неподвижном схвате будет обеспечиваться подвижностью кинематических пар A , D , E и одним из трех вращений сферической пары B .

$$m_6 = \sum f_6 - 3 = 4 - 3 = 1.$$

4. Исследование структуры манипулятора дает основание сделать вывод о том, что при $m = 2$ и $m_6 = 1$ манипулятор обладает маневренностью в пространстве и способен работать при неподвижном схвате.

Пример 2. Для трехзвенной цепи манипулятора, приведенной на *рис. 1.2*, звенья которого соединены парами третьего (O_1), четвертого (A) и пятого (B) классов, выполним следующие вычисления

$$\begin{aligned} W &= 6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 6, \\ m &= 6 \cdot 3 - 5 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 - 6 = 0, \\ m_6 &= 3 - 3 = 0. \end{aligned}$$

Таким образом, данный манипулятор способен ориентировать схват C в рабочем объеме, но не способен работать с предметами, кинематически связанными с неподвижными объектами.

Введение в цепь звена A_1B_1 переменной длины (дополнительная кинематическая пара E – телескопический разъем со своим приводом) дает возможность повысить маневренность манипулятора, выполнять более сложные движения в ограниченном рабочем объеме, уменьшить энергозатраты при перемещении объекта из одной точки в другую при наличии препятствий в зоне обслуживания.

$$\begin{aligned} \text{В этом случае} \quad W &= 6 \cdot 4 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 = 7, \\ m &= 6 \cdot 4 - 5 \cdot 2 - 4 \cdot 1 - 3 \cdot 1 - 6 = 1, \\ m_6 &= 4 - 3 = 1. \end{aligned}$$

Указания к выполнению задания 2

Для представленной схемы зубчатого механизма следует определить его общую степень подвижности, неизвестное число зубьев какого-либо колеса, передаточное отношение от входа до выхода механизма и частоты вращения отдельных его звеньев. Для каждой схемы перечень неизвестных параметров содержится в конце варианта задания *таблицы 1.1*.

При определении неизвестных чисел зубьев в зубчатом механизме необходимо учесть условие соосности дифференциальной части механизма, а также то, что модули всех колес для упрощения расчетов приняты одинаковыми.

Решение задачи по определению кинематических параметров сложного зубчатого механизма следует начать с выяснения структуры этого механизма. В нем необходимо выделить дифференциальную часть и зубчатые ряды, а затем составить выражения для передаточных отношений каждой из этих выделенных частей.

На *рис. 1.3* представлена схема зубчатого механизма. В качестве примера выполним его кинематический анализ. Этот механизм можно отнести к плоским механизмам и определить степень его подвижности по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4, \quad (4)$$

где n – количество подвижных звеньев плоской кинематической цепи;

p_5 – количество кинематических пар пятого класса (одноподвижных);

p_4 – количество кинематических пар четвертого класса (двухподвижных).

Физический смысл числа, полученного из выражения (4), трактуется как количество *одновременно* входных (ведущих) звеньев зубчатого механизма.

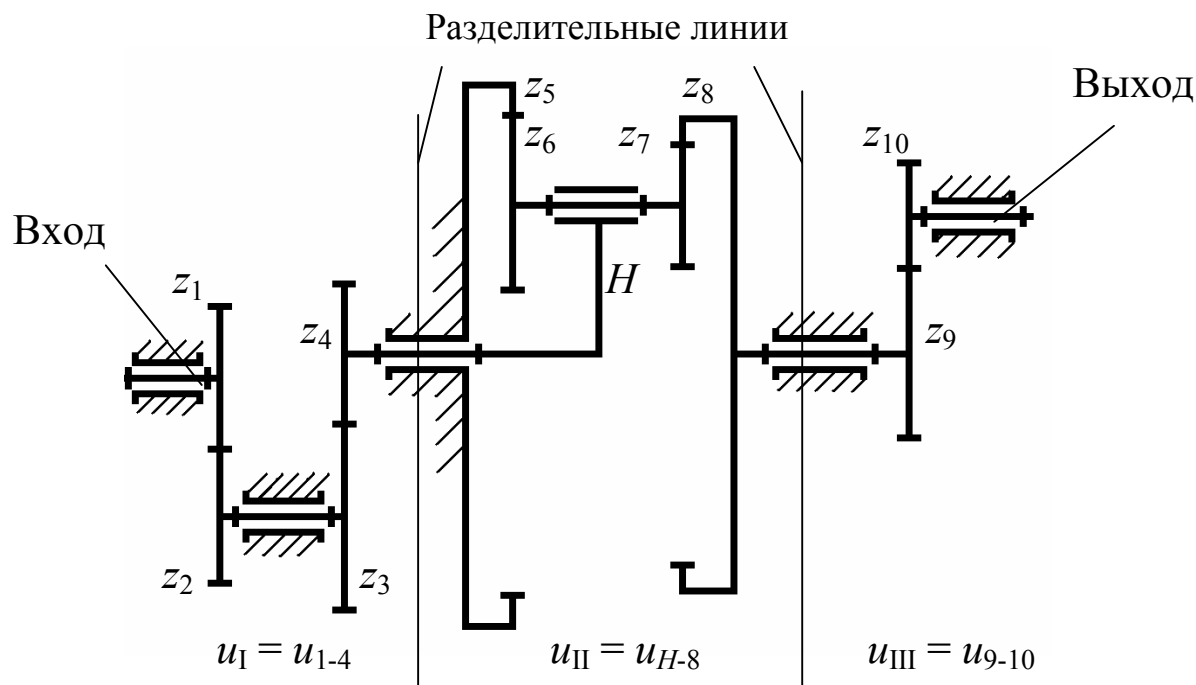


Рис. 1.3. Открытый сложный зубчатый механизм

Для расчетной схемы

$$n = 6; \quad p_5 = 6; \quad p_4 = 5; \quad W = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 6 - 1 \cdot 5 = 1.$$

Здесь, напомним, зубчатое колесо любой передачи с меньшим числом зубьев принято называть *шестерней*, а с большим числом – *колесом* (зубчатым колесом). При одинаковом числе зубьев колес передачи шестерней называют ведущее колесо, а колесом – ведомое.

Передаточное отношение является основной кинематической характеристикой зубчатого механизма. Передаточным отношением механизма, передающего вращательное движение, принято называть отношение угловой скорости входного (ведущего) звена ω_1 к угловой скорости выходного (ведомого) звена ω_2 и обозначать через u_{1-2} , т. е.

$$u_{1-2} = \omega_1 / \omega_2.$$

Отношение числа зубьев колеса z_2 к числу зубьев шестерни z_1 принято называть передаточным числом (u_{1-2}) зубчатой передачи. Если ведущим зубчатым колесом является шестерня, то для такой передачи передаточное отношение (i_{1-2}) и передаточное число (u_{1-2}) представляют собой одну и ту же величину [3]. Передаточное отношение – более общее понятие механики.

В общем случае для цилиндрических зубчатых передач запишем

$$|i_{1-2}| = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = r_{w2} / r_{w1} = z_2 / z_1 = |u_{1-2}|.$$

где n_1 и n_2 – частоты вращения колес, r_{w1} и r_{w2} – радиусы начальных окружностей колес, z_1 и z_2 – числа зубьев колес.

Расчетная схема механизма (рис. 1.3) состоит из двух простых зубчатых рядов и дифференциальной части. Первый зубчатый ряд включает зубчатые колеса 1 – 4. Дифференциальный ряд состоит из зубчатых колес 5 – 8 и водила H (рычага, удерживающего сателлит в зацеплении). Второй зубчатый ряд состоит из колес 9 – 10.

Из кинематической цепи механизма выделим его дифференциальную часть. Это деление на отдельные части на рис. 1.3 показано вертикальными линиями, проводимыми по неподвижным опорам – стойкам. Весь механизм, таким образом, представим в виде трех фрагментов, имеющих свои передаточные отношения (передаточные числа)

$$u_{\text{вход-выход}} = u_{1-10} = u_I u_{II} u_{III} = u_{1-4} u_{H-8} u_{9-10} = \frac{n_1}{n_{10}}. \quad (5)$$

Передаточное отношение первой части – зубчатого ряда – определяется отношением чисел зубьев колес, входящих в этот ряд

$$u_{1-4} = (-1)^q \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = \frac{n_1}{n_4},$$

где q – число *внешних* зацеплений в зубчатом ряду (здесь $q = 2$),
 n_1 и n_4 – частоты вращения колес 1 и 4, с^{-1} .

Множитель $(-1)^q$ в зубчатых механизмах с параллельными осями вращения звеньев определяет знак передаточного отношения. Если q – четное число или 0 – передаточное отношение положительно, входное (звено 1) и выходное (звено 4) звенья данного участка цепи вращаются в одну и ту же сторону. Если q – нечетное число – передаточное отношение отрицательно, входное и выходное звенья данного участка кинематической цепи будут вращаться в разные стороны.

Для определения передаточного отношения второй части – дифференциального ряда следует при остановленном водиле (метод Виллиса) составить выражение передаточного отношения от крайнего левого до крайнего правого зубчатых колес дифференциала

$$u_{5-8}^H = (-1)^0 \frac{z_6 z_8}{z_5 z_7} = \frac{n_5 - n_H}{n_8 - n_H} = \frac{-n_H}{n_8 - n_H}. \quad (6)$$

Разделив числитель и знаменатель правой части выражения (6) на n_8 , получим

$$u_{5-8}^H = \frac{-n_H / n_8}{1 - n_H / n_8}, \text{ где } \frac{n_H}{n_8} = u_{H-8}.$$

Теперь после преобразований имеем

$$u_{H-8} = \frac{u_{5-8}^H}{u_{5-8}^H - 1}.$$

Передаточное отношение третьей части – зубчатого ряда – определяется отношением чисел зубьев колес 9 и 10, входящих в этот ряд

$$u_{9-10} = (-1)^1 \frac{z_{10}}{z_9} = \frac{n_9}{n_{10}}.$$

При определении числа оборотов сателлита (колес 6 и 7) следует в дифференциальном ряду исключить все колеса до сателлита (с любой его стороны) – сделать сателлит конечным колесом дифференциала (рис. 1.4).

Для представленной схемы при решении этой задачи ($n_6 = n_7 = ?$) должны быть заданы числа зубьев всех колес и частота вращения водила.

Запишем передаточное отношение от 5 к 6 звену при остановленном водиле H

$$u_{5-6}^H = (-1)^0 \frac{z_6}{z_5} = \frac{n_5 - n_H}{n_6 - n_H} = \frac{-n_H}{n_6 - n_H}. \quad (7)$$

Численное значение n_H здесь определяется из выражений

$$n_H = n_4, \quad u_{1-4} = \frac{n_1}{n_4}, \quad n_4 = \frac{n_1}{u_{1-4}}$$

и полученное n_H подставляется в формулу (7) для вычисления $n_6 = n_7$.

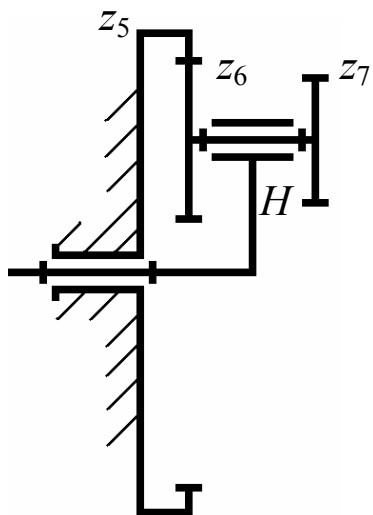


Рис. 1.4. К определению числа оборотов спутника

Пример кинематического расчета замкнутого дифференциального зубчатого механизма

Схема этого механизма представлена на *рис. 1.5*. Здесь нам заданы числа зубьев колес $1 - 2$ и $4 - 6$. Определению подлежит величина передаточного отношения от входного вала к корпусу барабана u_{1-3} и количество зубьев, нарезанных на торцевой части перегородки корпуса барабана (z_3).

Данный механизм – замкнутый дифференциальный редуктор грузоподъемного устройства. Зубчатые колеса $1-3$ и водило H представляют собой дифференциальную часть, а колеса $4-6$ – простой зубчатый ряд.

Степень подвижности этого механизма определим из выражения

$$W = 3.5 - 2.5 - 1.4 = 1.$$

Неизвестное число зубьев колеса z определим из условия соосности дифференциальной части, т. е.

$$R_3 = R_1 + 2R_2,$$

где $R_{1,2,3}$ – радиусы делительных окружностей колес $1-3$.

Эти радиусы далее следует заменить известным соотношением

$$R = mz/2,$$

где m – модуль зубчатого зацепления; z – число зубьев колеса.

При равенстве модулей всех колес конечный результат представим в виде

$$z_3 = z_1 + 2z_2.$$

Передаточное отношение дифференциальной части определим из выражения

$$u_{1-3}^H = (-1)^1 \frac{z_3}{z_1} = \frac{n_1 - n_H}{n_3 - n_H}. \quad (8)$$

Здесь $n_3 = n_6$, $n_H = n_4$.

Искомое соотношение u_{1-3} можно записать в виде

$$u_{1-3} = \frac{n_1}{n_3}.$$

Разделим правую часть равенства (8) на n_3 и получим

$$u_{1-3}^H = -\frac{z_3}{z_1} = \frac{\frac{n_1}{n_3} - \frac{n_H}{n_3}}{1 - \frac{n_H}{n_3}} = \frac{u_{1-3} - u_{4-6}}{1 - u_{4-6}}. \quad (9)$$

Из (9) искомая величина будет равна

$$u_{1-3} = u_{1-3}^H (1 - u_{4-6}) + u_{4-6}.$$

Неизвестная на данный момент величина u_{4-6} – передаточное отношение зубчатого ряда – определится из выражения

$$u_{4-6} = (-1)^1 \frac{z_5 z_6}{z_4 z_5} = -\frac{z_6}{z_4}.$$

и затем подставляется в (9). Полученное уравнение решается относительно одного оставшегося неизвестного – u_{1-3} .

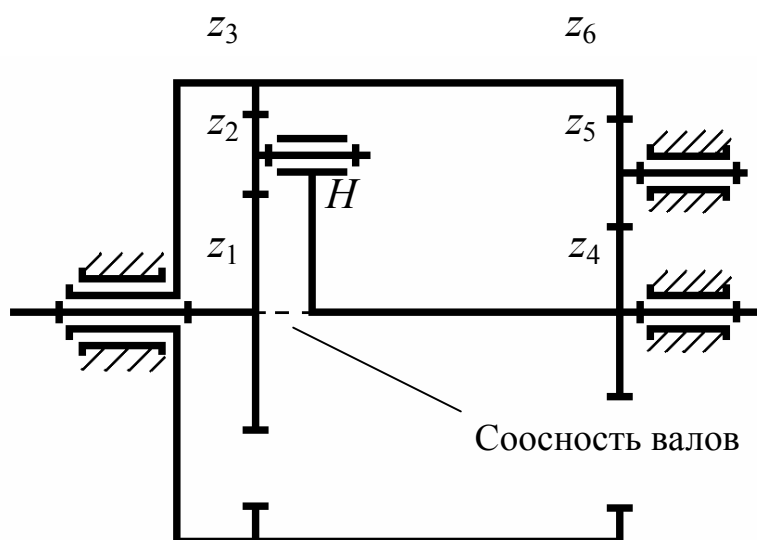


Рис. 1.5. Замкнутый сложный зубчатый механизм

Далее представлены варианты заданий для выполнения контрольной работы.

Пример выбора исходных данных (Приложение Г).

Шифр студента заканчивается цифрами **03**.

В этом случае следует брать:

- вариант схемы манипулятора – **3** (Вариант **3** на стр.16 – задача 1);
- вариант схемы планетарного зубчатого механизма – **3** (Вариант **3** на стр. 18 – задача 2);
- вариант числовых значений исходных данных для решения задачи по кинематическому анализу зубчатых механизмов – **10** (для задания **3**, табл. 1.1 на стр. 20-21).

Вариант 1

Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (*рис. 1.6*, вариант 1) определить количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых сделать выводы о работоспособности предлагаемой схемы и, если это необходимо, предложить способы ее усовершенствования.

Задача 2. В планетарном зубчатом механизме (*рис. 1.7*, вариант 1) определить неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в *табл. 1.1*.

Вариант 2

Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (*рис. 1.6*, вариант 2) определить количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых сделать выводы о работоспособности предлагаемой схемы и, если это необходимо, предложить способы ее усовершенствования.

Задача 2. В планетарном зубчатом механизме (*рис. 1.7*, вариант 2) определить неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в *табл. 1.1*.

Вариант 3

Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (*рис. 1.6*, вариант 3) определить количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых сделать выводы о работоспособности предлагаемой схемы и, если это необходимо, предложить способы ее усовершенствования.

Задача 2. В планетарном зубчатом механизме (*рис. 1.7*, вариант 3) определить неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в *табл. 1.1*.

Вариант 4

Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (*рис. 1.6*, вариант 4) определить количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых сделать выводы о работоспособности предлагаемой схемы и, если это необходимо, предложить способы ее усовершенствования.

Задача 2. В планетарном зубчатом механизме (*рис. 1.7*, вариант 4) определить неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в *табл. 1.1*.

Вариант 5

Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (*рис. 1.6*, вариант 5) определить количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых сделать выводы о работоспособности предлагаемой схемы и, если это необходимо, предложить способы ее усовершенствования.

Задача 2. В планетарном зубчатом механизме (*рис. 1.7*, вариант 5) определить неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в *табл. 1.1*.

Вариант 6

Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (*рис. 1.6*, вариант 6) определить количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых сделать выводы о работоспособности предлагаемой схемы и, если это необходимо, предложить способы ее усовершенствования.

Задача 2. В планетарном зубчатом механизме (*рис. 1.7*, вариант 6) определить неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в *табл. 1.1*.

Вариант 7

Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (*рис. 1.6*, вариант 7) определить количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых сделать выводы о работоспособности предлагаемой схемы и, если это необходимо, предложить способы ее усовершенствования.

Задача 2. В планетарном зубчатом механизме (*рис. 1.7*, вариант 7) определить неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в *табл. 1.1*.

Вариант 8

Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (*рис. 1.6*, вариант 8) определить количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых сделать выводы о работоспо-

способности предлагаемой схемы и, если это необходимо, предложить способы ее усовершенствования.

Задача 2. В планетарном зубчатом механизме (*рис. 1.7*, вариант 8) определить неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в *табл. 1.1*.

Вариант 9

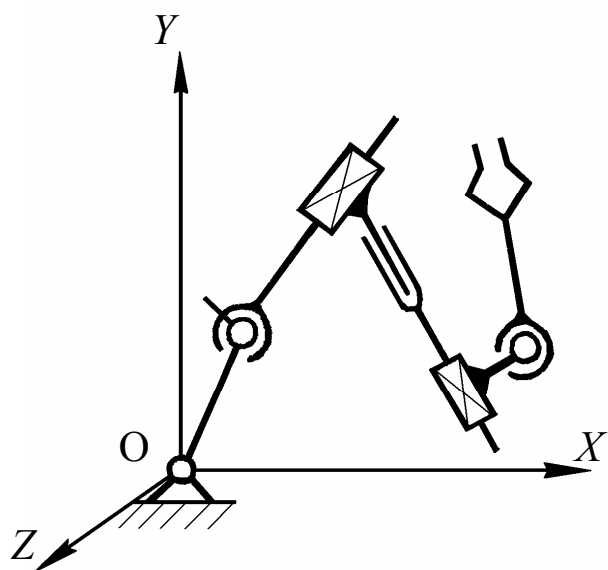
Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (*рис. 1.6*, вариант 9) определить количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых сделать выводы о работоспособности предлагаемой схемы и, если это необходимо, предложить способы ее усовершенствования.

Задача 2. В планетарном зубчатом механизме (*рис. 1.7*, вариант 9) определить неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в *табл. 1.1*.

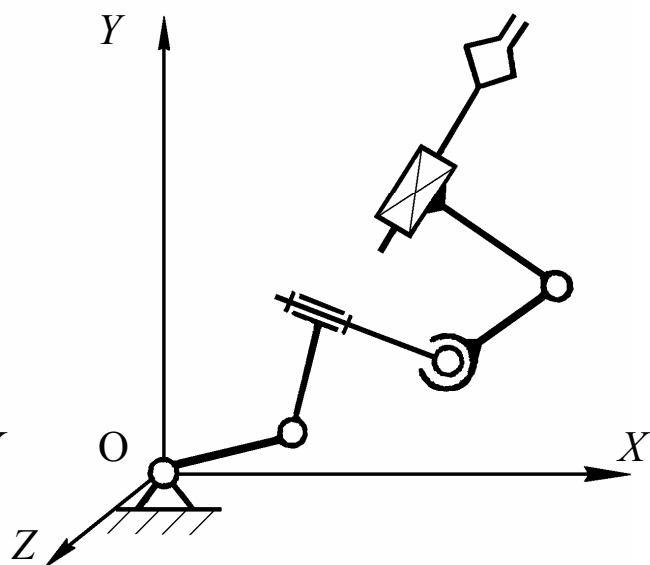
Вариант 10

Задача 1. Для заданной кинематической цепи манипулятора (*рис. 1.6*, вариант 10) определить количество свобод движения, пространственную (общую) и базовую маневренность, на основании которых сделать выводы о работоспособности предлагаемой схемы и, если это необходимо, предложить способы ее усовершенствования.

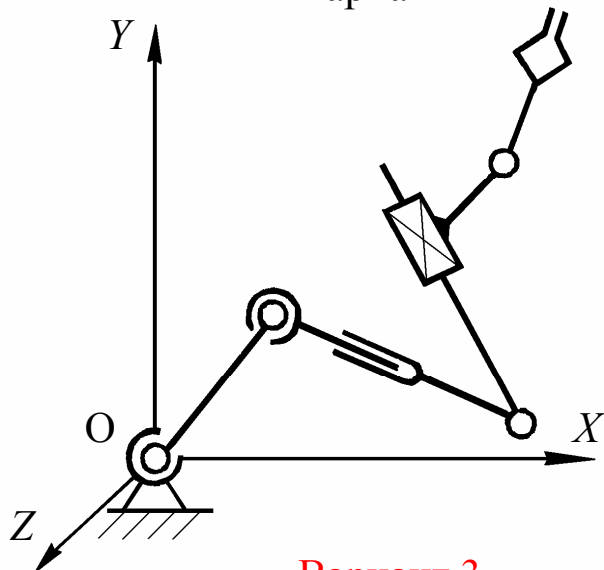
Задача 2. В планетарном зубчатом механизме (*рис. 1.7*, вариант 10) определить неизвестные кинематические параметры в соответствии с исходными данными, представленными в *табл. 1.1*.



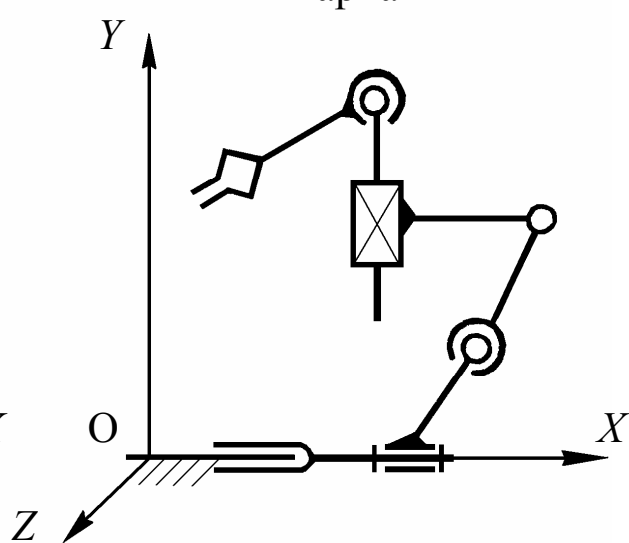
Вариант 1



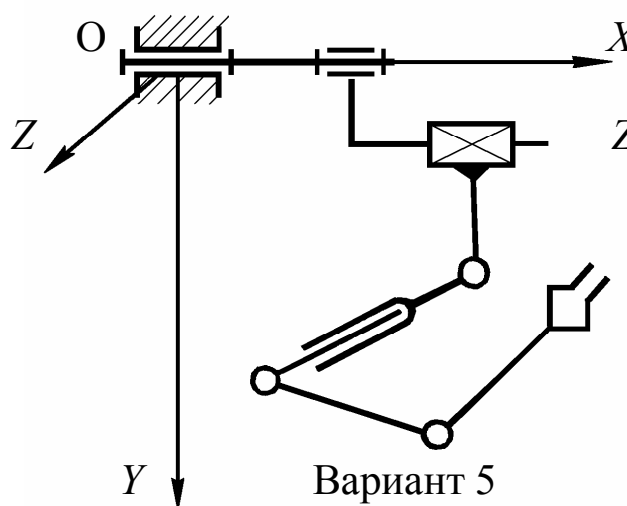
Вариант 2



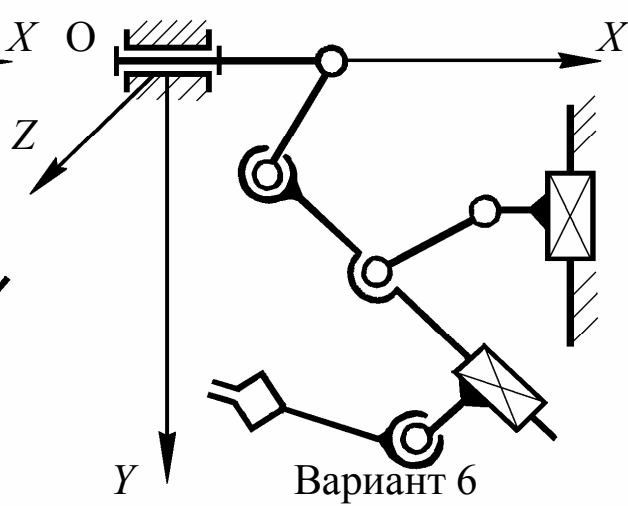
Вариант 3



Вариант 4



Вариант 5



Вариант 6

Рис. 1.6. Схемы манипуляторов

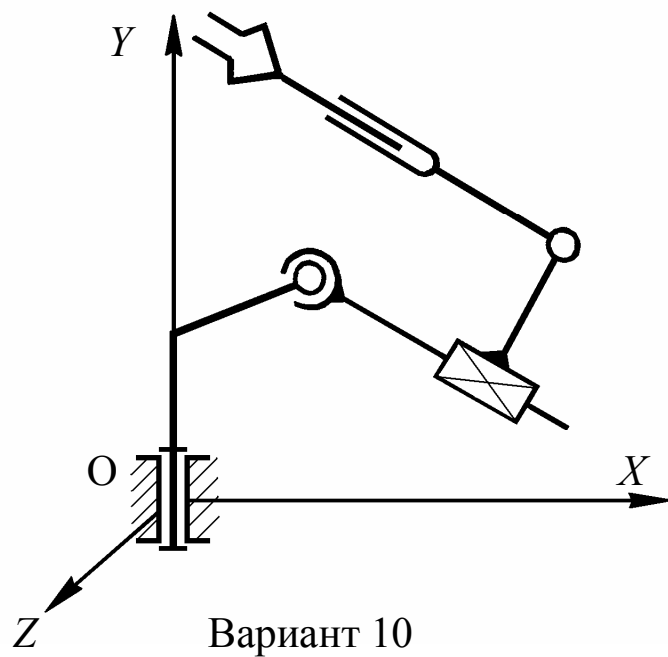
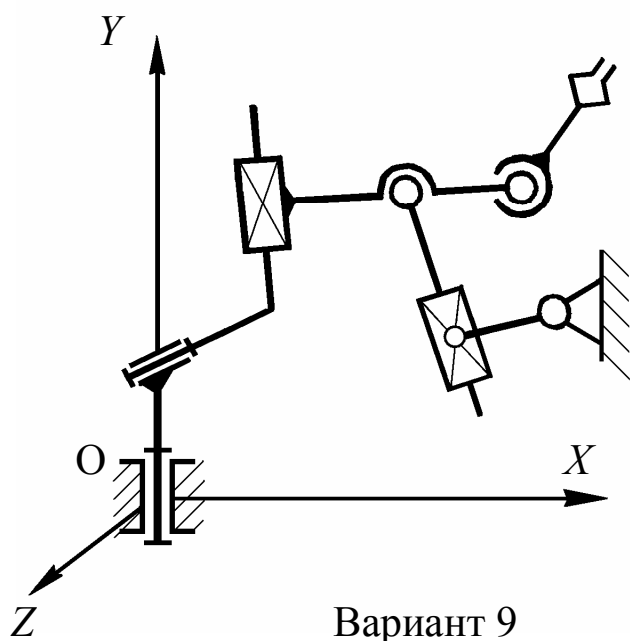
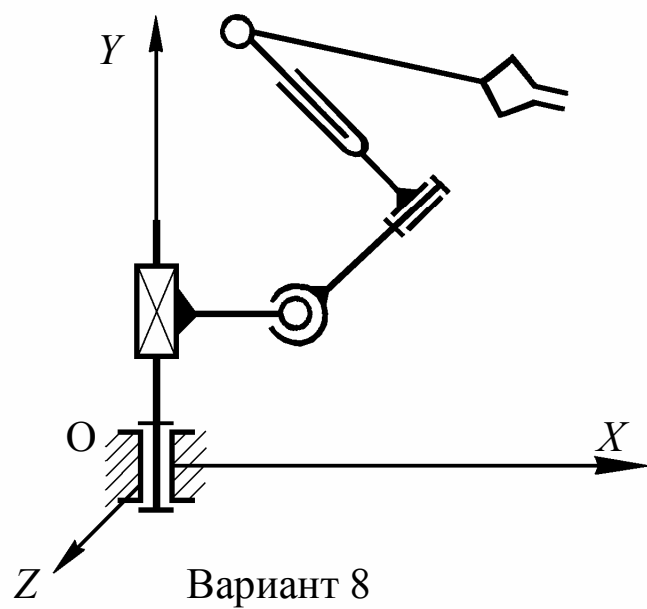
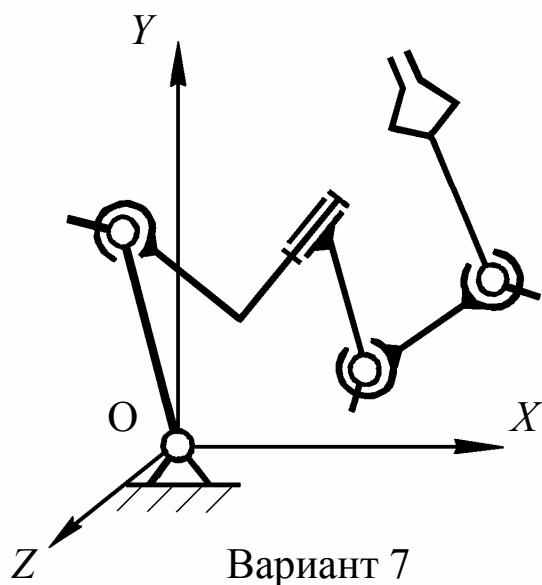


Рис. 1.6. Окончание (начало на с. 16)

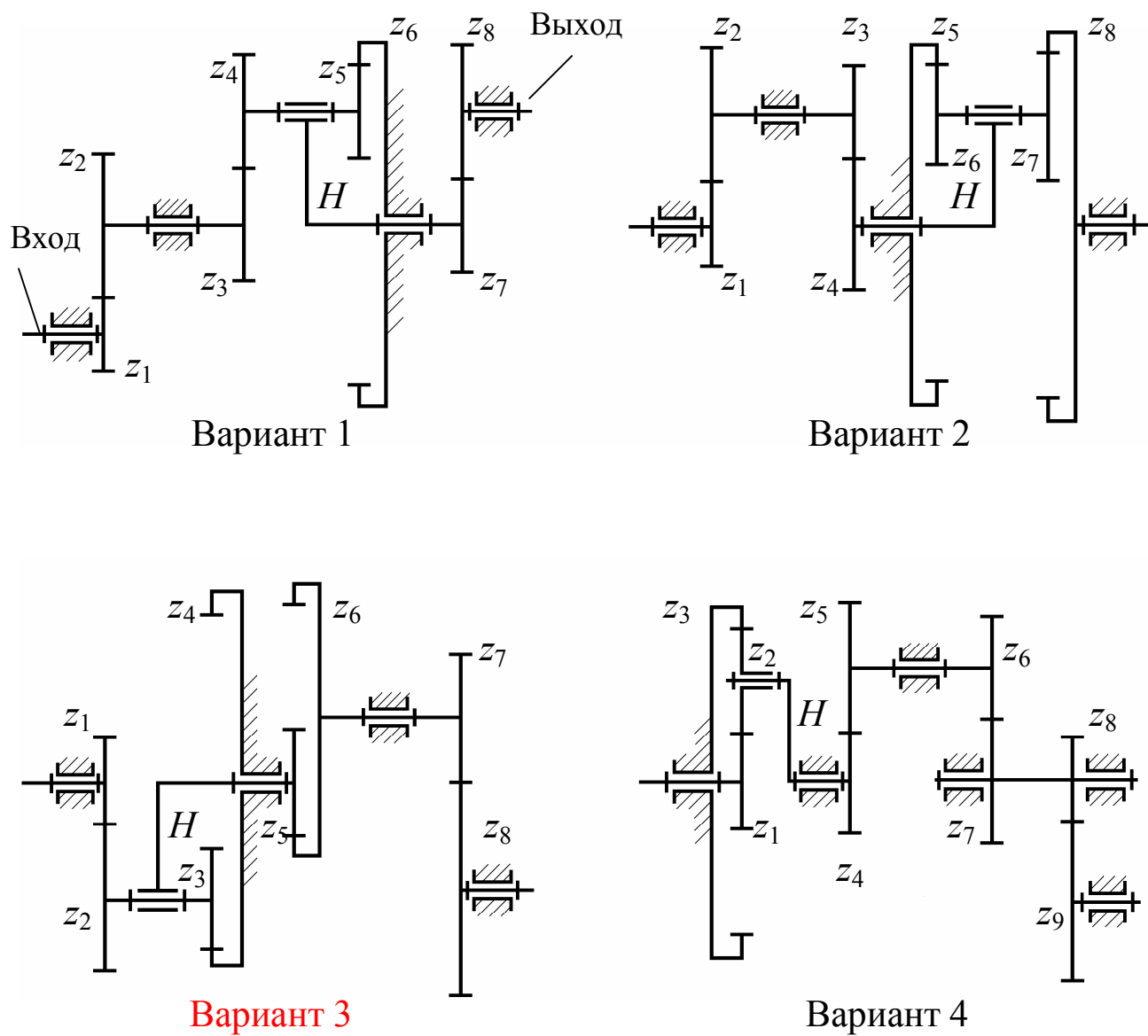
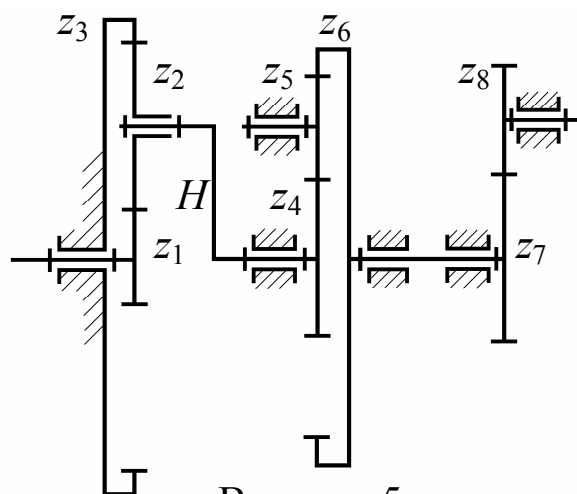
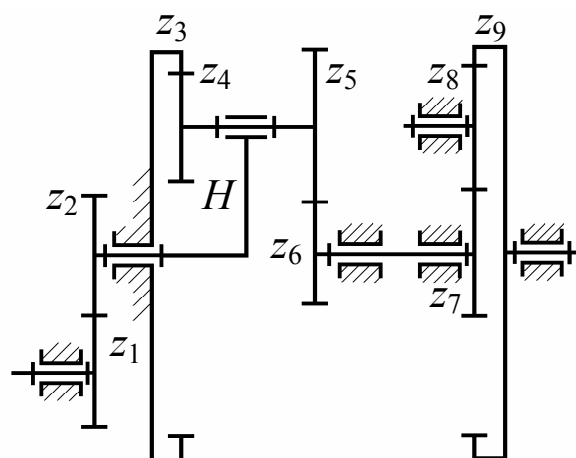


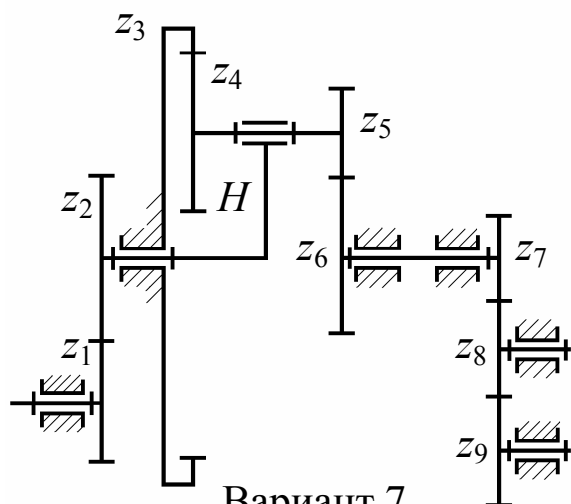
Рис. 1.7. Схемы планетарных зубчатых механизмов



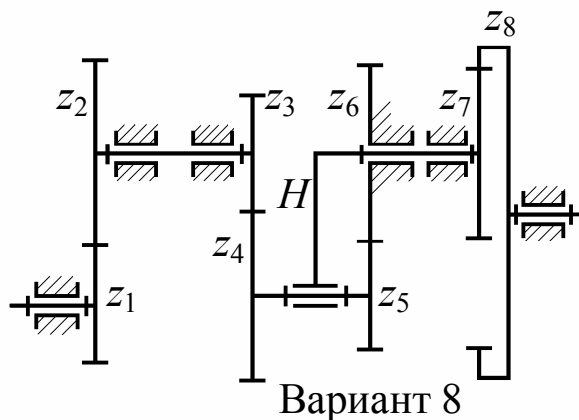
Вариант 5



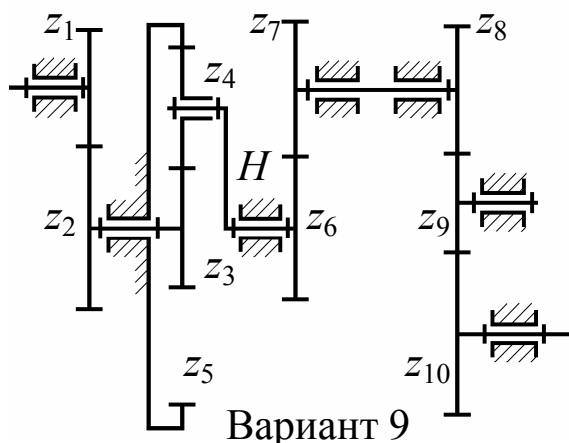
Вариант 6



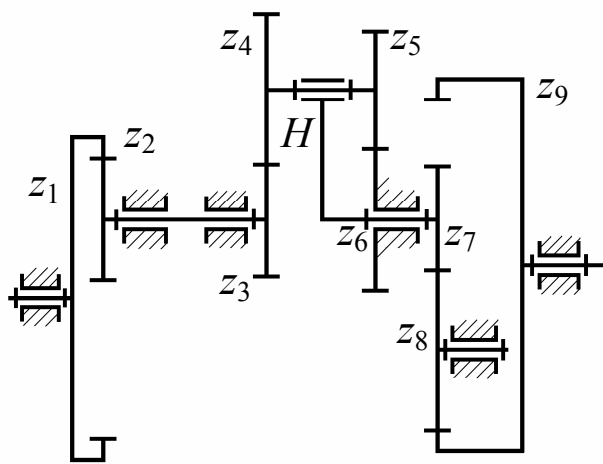
Вариант 7



Вариант 8



Вариант 9



Вариант 10

Рис. 1.7. Окончание (начало на с. 18)

Т а б л и ц а 1.1. Исходные данные для решения задачи по кинематике зубчатых механизмов

Вариант задания	Вариант числовых значений	Частота вращения $n_1, \text{с}^{-1}$	Числа зубьев колес									
			z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}
1	1	8	50	60	40	60	40	?	35	50	—	—
	2	11	40	60	45	50	40	?	40	45	—	—
	3	9	35	50	40	45	40	?	35	40	—	—
	4	6	38	57	45	50	25	?	30	45	—	—
	5	4	35	45	50	75	35	?	25	40	—	—
	6	7	18	24	32	36	18	?	21	32	—	—
	7	8	19	27	20	32	21	?	18	38	—	—
	8	10	21	29	23	27	19	?	24	35	—	—
	9	5	23	42	31	25	22	?	21	43	—	—
	10	7	24	39	31	29	26	?	23	34	—	—
В варианте 1 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-8} , n_H , n_4 , n_8 .												
2	1	11	40	60	50	60	100	40	?	110	—	—
	2	14	45	50	40	60	90	45	?	100	—	—
	3	10	40	45	35	50	120	40	?	140	—	—
	4	9	45	50	38	57	140	35	?	155	—	—
	5	8	50	75	35	45	120	40	?	125	—	—
	6	5	19	31	24	27	95	25	?	100	—	—
	7	4	21	27	24	36	97	26	?	90	—	—
	8	12	22	34	21	33	102	22	?	98	—	—
	9	17	24	37	32	41	94	24	?	93	—	—
	10	13	20	28	18	37	106	26	?	104	—	—
В варианте 2 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-8} , n_H , n_6 , n_8 .												
3	1	14	19	24	?	64	21	97	23	34	—	—
	2	15	22	29	?	69	23	68	24	29	—	—
	3	9	18	27	?	68	25	71	22	31	—	—
	4	11	24	31	?	82	19	44	25	33	—	—
	5	12	27	34	?	88	25	72	27	40	—	—
	6	8	35	50	?	125	30	120	32	48	—	—
	7	11	40	60	?	135	35	105	35	50	—	—
	8	13	20	45	?	100	40	140	38	57	—	—
	9	7	45	35	?	120	45	120	42	49	—	—
	10	6	30	55	?	115	50	120	45	55	—	—

Вариант задания	Вариант числовых значений	Частота вращения $n_1, \text{с}^{-1}$	Числа зубьев колес									
			z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}
В варианте 3 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-8} , n_H , n_3 , n_8 .												
4	1	7	30	?	110	50	60	40	60	45	49	—
	2	9	20	?	110	40	60	45	50	47	53	—
	3	11	40	?	140	35	50	40	45	42	48	—
	4	10	30	?	120	38	57	45	50	40	46	—
	5	13	35	?	115	35	45	50	75	50	62	—
	6	12	19	?	73	23	49	26	34	31	52	—
	7	17	22	?	78	21	34	26	41	23	38	—
	8	16	24	?	88	25	29	21	38	25	36	—
	9	11	27	?	99	24	32	27	35	31	39	—
	10	9	18	?	70	21	29	24	31	24	38	—
В варианте 4 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-9} , n_H , n_2 , n_9 .												
5	1	6	?	24	67	22	32	83	23	36	—	—
	2	7	?	27	75	20	23	64	27	35	—	—
	3	5	?	29	81	19	25	63	21	36	—	—
	4	9	?	32	82	18	25	65	24	29	—	—
	5	11	?	37	98	22	25	71	26	31	—	—
	6	12	?	30	85	30	50	120	32	48	—	—
	7	13	?	35	90	32	45	112	36	45	—	—
	8	9	?	35	104	40	48	126	38	57	—	—
	9	14	?	40	110	35	42	109	42	49	—	—
	10	15	?	45	130	25	39	98	45	50	—	—
В варианте 5 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-8} , n_H , n_2 , n_8 .												
6	1	11	18	24	72	19	?	29	21	24	66	—
	2	12	19	31	74	21	?	28	19	23	63	—
	3	9	21	27	82	23	?	32	22	27	72	—
	4	8	24	29	73	22	?	27	25	29	81	—
	5	7	18	26	76	18	?	32	20	27	71	—
	6	8	32	48	120	30	?	50	25	40	135	—
	7	11	36	45	125	25	?	60	35	45	135	—
	8	12	38	57	120	40	?	50	40	50	140	—
	9	9	42	49	115	35	?	50	50	45	145	—
	10	10	45	50	110	30	?	45	55	40	150	—
В варианте 6 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-9} , n_H , n_4 , n_9 .												

Вариант задания	Вариант числовых значений	Частота вращения $n_1, \text{с}^{-1}$	Числа зубьев колес									
			z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}
7	1	11	21	27	73	21	24	?	21	25	32	—
	2	12	22	32	88	24	29	?	23	27	34	—
	3	13	24	29	75	19	25	?	19	26	34	—
	4	7	19	27	81	22	27	?	23	34	39	—
	5	14	25	33	90	25	28	?	18	29	37	—
	6	12	32	41	115	35	32	?	32	42	60	—
	7	13	42	49	125	35	36	?	36	37	60	—
	8	9	37	63	130	25	42	?	38	32	50	—
	9	8	43	54	125	30	38	?	42	30	49	—
	10	5	51	62	115	25	40	?	40	36	63	—
В варианте 7 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-9} , n_H , n_5 , n_9 .												
8	1	7	19	25	?	27	21	24	23	72	—	—
	2	9	20	27	?	31	18	33	24	58	—	—
	3	11	21	28	?	28	20	30	21	65	—	—
	4	12	22	24	?	31	19	37	24	72	—	—
	5	13	23	33	?	32	18	35	25	69	—	—
	6	15	20	32	?	40	34	36	32	81	—	—
	7	12	40	55	?	50	40	55	36	78	—	—
	8	16	35	50	?	45	31	54	45	94	—	—
	9	14	38	57	?	50	42	53	54	96	—	—
	10	17	35	45	?	35	19	40	63	102	—	—
В варианте 8 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-8} , n_H , n_5 , n_8 .												
9	1	11	25	40	25	?	75	30	40	30	42	46
	2	14	30	40	22	?	72	25	35	25	40	44
	3	12	27	36	28	?	78	32	40	28	42	50
	4	5	35	40	30	?	90	40	50	40	52	56
	5	7	32	40	32	?	92	30	44	25	29	36
	6	8	18	26	17	?	57	21	24	19	26	39
	7	9	19	23	18	?	62	22	27	21	25	36
	8	5	21	25	21	?	71	23	29	20	27	31
	9	7	22	26	22	?	76	24	27	22	28	32
	10	8	24	29	23	?	81	23	32	21	26	29
В варианте 9 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-10} , n_H , n_4 , n_{10} .												

Вариант задания	Вариант числовых значений	Частота вращения $n_1, \text{с}^{-1}$	Числа зубьев колес									
			z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}
10	1	9	65	20	35	?	30	55	25	60	170	—
	2	11	73	30	32	?	40	40	22	50	175	—
	3	7	66	23	40	?	35	65	28	75	180	—
	4	5	70	20	38	?	40	55	30	60	180	—
	5	4	58	30	42	?	44	46	32	60	180	—
	6	11	43	21	20	?	22	22	17	50	130	—
	7	8	56	18	23	?	20	30	19	23	63	—
	8	12	70	24	17	?	19	31	18	22	60	—
	9	13	64	21	19	?	23	30	22	28	78	—
	10	14	71	23	23	?	18	32	19	27	71	—
В варианте 10 определить: W , неизвестное число зубьев, u_{1-9} , n_H , n_5 , n_9 .												

ЧАСТЬ 2

КУРСОВАЯ РАБОТА

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ И СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ

Курсовая работа состоит из заданий, в первом из которых проводится кинематический анализ рычажного механизма, во втором – синтез рабочего профиля кулачка в кулачковом механизме. Объем работы может корректироваться преподавателем, проводящим аудиторные занятия.

Выбор варианта задания

Шифром, по которому выбирается тот или иной вариант курсовой работы, является номер Вашей зачетной книжки или студенческого билета. Вариант задания (**схемы**) следует выбирать по **последней цифре шифра**, вариант **числовых значений** определяется **предпоследней цифрой шифра**. Цифра «**0**» в шифре соответствует цифре «**10**» варианта работы.

Оформление работы

Графическая часть каждого из двух заданий выполняется на отдельных листах формата А1 (594 x 841 мм). Оформление графической части должно соответствовать требованиям ЕСКД.

Расчетная часть в виде пояснительной записки выполняется в свободной форме на одной стороне листов бумаги формата А4.

Содержание работы

Лист 1 – *кинематический анализ рычажного механизма* – содержит:

- 6 совмещенных планов положений исходного механизма, изображенных относительно неподвижных опор;
- 6 планов скоростей для механизма, изображенных из общего полюса P_v ;
- 3 плана ускорений для механизма, изображенных из общего полюса P_a .

Лист 2 – *синтез профиля кулачка* – содержит:

- графики функции положения и двух передаточных функций ведомого звена кулачкового механизма;
- построение рабочего (теоретического и практического) профиля кулачка в кулачковом механизме;
- построение на теоретическом профиле кулачка (на рабочем и холостом ходах) углов давления в точках, соответствующих максимальному значению первой передаточной функции.

Пояснительная записка на проверку сдается в оформленном и сшитом виде. На первом – титульном листе – указывается название учебного заведения, кафедры и дисциплины, тема курсовой работы, шифр, группа и фамилия студента, дата выполнения работы и подпись автора. Второй лист – двухсторонний бланк задания для исполнителя (копии схем рычажного и кулачкового ме-

ханизмов) с вписанными в пустые клетки таблиц недостающими исходными данными по всем разделам курсовой работы. На последующих листах с комментариями излагается расчетная часть всей работы. В конце работы формулируются выводы и дается список использованной литературы. Все страницы пояснительной записки должны иметь сквозную нумерацию.

Во время защиты курсовой работы студент должен показать хорошие знания по выполненной работе и умение самостоятельно решать аналогичные задачи.

При составлении данного сборника заданий за основу были взяты «Контрольные задания» по теории механизмов и машин и прикладной механике для студентов высших учебных заведений инженерно-технических специальностей всех форм обучения, выпущенные на кафедре ТПМ СПГУТД в 2007 г.

Указания к выполнению листа 1

1. За исходное положение рычажного механизма следует принять положение, при котором его кривошип относительно стойки O_1 расположен горизонтально справа, т. е. угол поворота кривошипа $\varphi_1 = 0$. Поворот кривошипа от исходного положения на каждые 60° дает 6 положений ведомой части рычажного механизма.

2. Вращение входного звена следует принимать от исходного положения против часовой стрелки.

Указания к выполнению листа 2

1. На одной половине листе с учетом полученного варианта числовых данных изобразить следующие кинематические зависимости:

- функцию положения ведомого звена кулачкового механизма $\beta_{\text{толк}} = \Pi(\varphi_K)$;
- первую геометрическую передаточную функцию $\beta'_{\text{толк}} = \Pi'(\varphi_K)$;
- вторую геометрическую передаточную функцию $\beta''_{\text{толк}} = \Pi''(\varphi_K)$.

На второй половине этого же листа в соответствии с выбранным вариантом построить профиль самого кулачка. При построении профиля использовать метод обращенного движения (*приложение В*).

2. Выполнение профиля кулачка начать с исходного положения механизма. В качестве исходного (стартового) принять положение, при котором ведомое звено – толкатель начинает перемещение при сколь угодно малом повороте ведущего звена – кулачка.

3. Направление вращения кулачка задается вращением кривошипа рычажного механизма и наличием в кинематической цепи одной ступени внешнего цилиндрического зацепления.

4. На полученном теоретическом профиле в пределах участков с максимальным значением первой передаточной функции (на рабочем и холостом ходах) построением определить величины углов давления. Значения полученных углов сравнить с их предельными значениями для данного типа кулачко-

вых механизмов и сделать выводы о работоспособности конструкции. По виду графиков первой и второй геометрических передаточных функций сделать выводы о динамической активности механизма по наличию жестких и мягких ударных нагрузок.

Пример выбора исходных данных (Приложение Г).

Шифр студента заканчивается, например, цифрами **03**.

В этом случае следует брать:

- вариант задания (схемы) рычажного механизма для кинематического анализа – **3** (ЗАДАНИЕ **3** на стр. 29), которое копируется на формат А4;
- вариант числовых значений исходных данных для выполнения кинематического расчета – **10** (для схемы **3** – см. *табл. 2.11* на стр. 37); эти данные вписываются в *табл. 2.3* скопированного бланка своего задания;
- вариант схемы кулачкового механизма – **3** (Вариант **3** на стр. 40);
- вариант параметров кулачкового механизма для задания **3** (тип механизма – **10** (*табл. 2.13* на стр. 40); эти данные вписываются в *табл. 2.12* скопированной оборотной стороны бланка своего задания;
- вариант данных для построения профиля кулачка – **3** (ВАРИАНТ **3**, см. *табл. 2.16* на стр. 47); исходные данные, взятые отсюда, также следует вписать в *табл. 2.12* бланка своего задания.

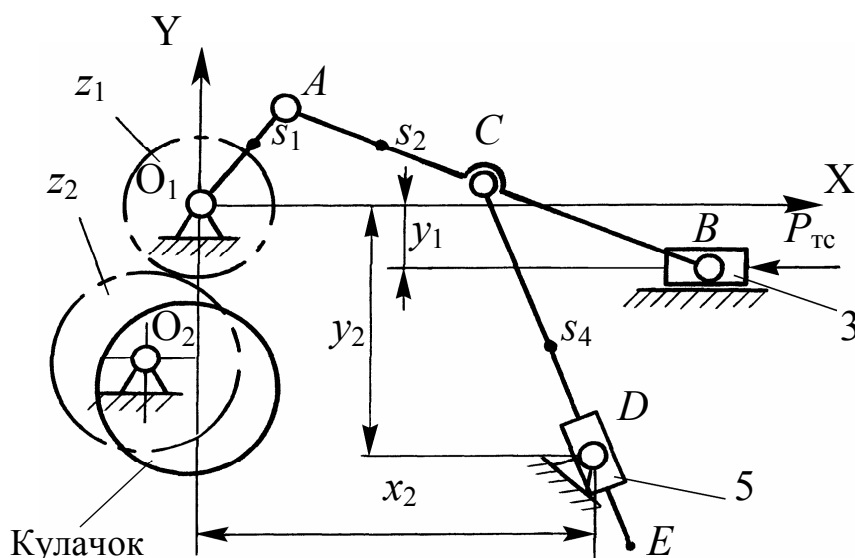
Студент _____

Преподаватель _____

Группа _____

Дата выдачи работы _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ 1



Частота вращения
входного звена
 $n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1}$.

Сила технологического
сопротивления
 $P_{\text{тс}} = \text{_____} \text{ Н}$.

Сила $P_{\text{тс}}$ направлена в
сторону, *противопо-*
ложную скорости точки
ее приложения.

Содержание работы:

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ рычажного механизма (Выполн. по указ. преподав.)

Лист 3. Синтез кулачкового механизма.

Т а б л и ц а 2.1. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AB	AC	CE	x_2	y_1	y_2	O_1S_1	AS_2	CS_4
	0,18	0,1	0,17	0,1	0,02	0,1	0,02	0,12	0,04

Окончание табл. 2.1

Массы звеньев, кг					Моменты инерции (динамические моменты инерции), кг·м ²				
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	Js_1	Js_2	Js_3	Js_4	Js_5

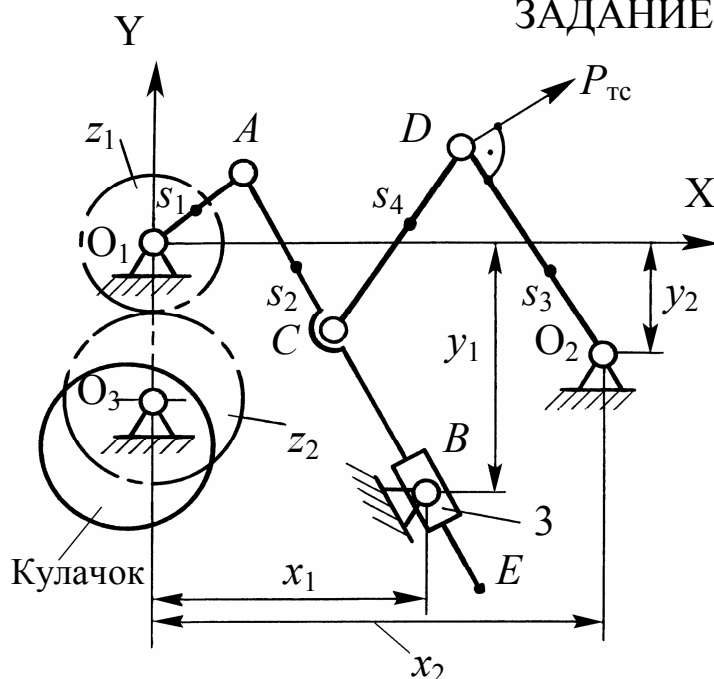
Студент _____

Преподаватель _____

Группа _____

Дата выдачи работы _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ 2



Частота вращения входного звена

$$n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1}.$$

Сила технологического сопротивления

$$P_{\text{тс}} = \text{_____} \text{ Н.}$$

Сила $P_{\text{тс}}$ направлена в сторону, противоположную скорости точки ее приложения.

Содержание работы

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ рычажного механизма (Выполн. по указ. преподав.)

Лист 3. Синтез кулачкового механизма.

Т а б л и ц а 2.2 Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AE	AC	CD	DO_2	x_1	x_2	y_1	y_2	O_1s_1	As_2	Cs_4	O_2s_5
	0,27	0,08	0,16	0,12	0,15	0,23	0,1	0,02	0,02	0,1	0,07	0,08

Окончание табл. 2.2

Массы звеньев, кг					Моменты инерции (динамические моменты инерции), кг·м ²				
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	Js_1	Js_2	Js_3	Js_4	Js_5

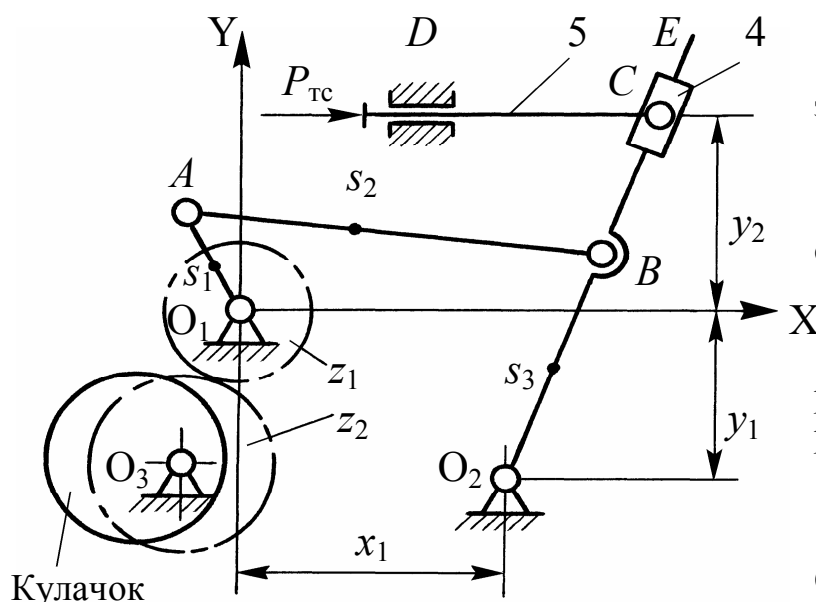
Студент _____

Преподаватель _____

Группа _____

Дата выдачи работы _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ 3



Частота вращения входного звена

$$n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1}.$$

Сила технологического сопротивления

$$P_{\text{тс}} = \text{_____} \text{ Н}.$$

Сила $P_{\text{тс}}$ направлена в сторону, противоположную скорости точки ее приложения.

Содержание работы:

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ рычажного механизма (Выполн. по указ. преподав.)

Лист 3. Синтез кулачкового механизма.

Т а б л и ц а 2.3. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AB	BO_2	EO_2	x_1	y_1	y_2	O_1s_1	As_2	O_2s_3
	0,2	0,18	0,3	0,2	0,11	0,14	0,03	0,08	0,12

Окончание табл. 2.3

Массы звеньев, кг					Моменты инерции (динамические моменты инерции), кг·м ²				
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	Js_1	Js_2	Js_3	Js_4	Js_5

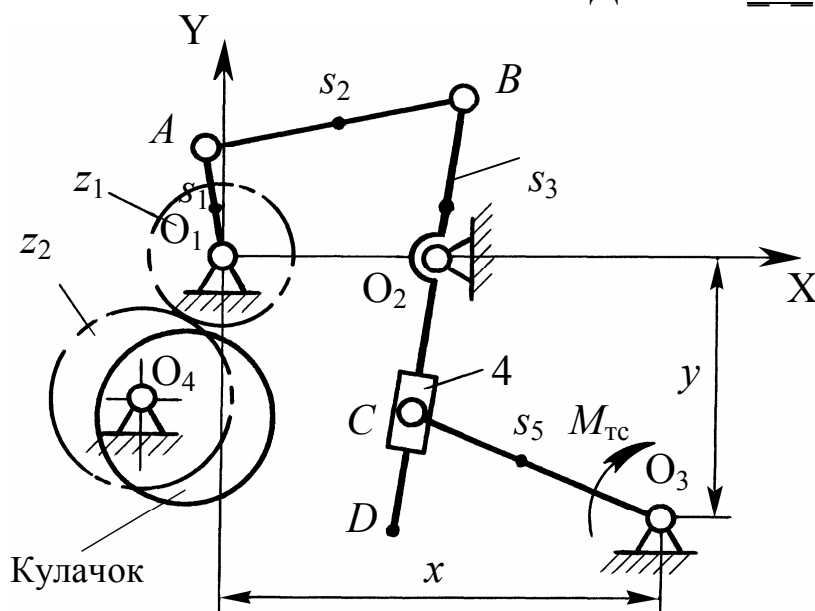
Студент _____

Преподаватель _____

Группа _____

Дата выдачи работы _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ 4



Частота вращения входного звена

$$n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1}.$$

Момент технологического сопротивления

$$M_{\text{тс}} = \text{_____} \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент $M_{\text{тс}}$ направлен в сторону, *противоположную* угловой скорости звена, к которому он приложен.

Содержание работы:

Лист 1. Кинематический

анализ рычажного механизма.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ рычажного механизма (Выполн. по указ. преподав.)

Лист 3. Синтез кулачкового механизма.

Т а б л и ц а 2.4. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AB	BO_2	DO_2	CO_3	O_1O_2	x	y	O_1s_1	As_2	O_2s_3	O_3s_5
	0,12	0,09	0,05	0,09	0,11	0,16	0,1	0,02	0,07	0,03	0,04

Окончание табл. 2.4

Массы звеньев, кг					Моменты инерции (динамические моменты инерции), кг·м ²				
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	Js_1	Js_2	Js_3	Js_4	Js_5

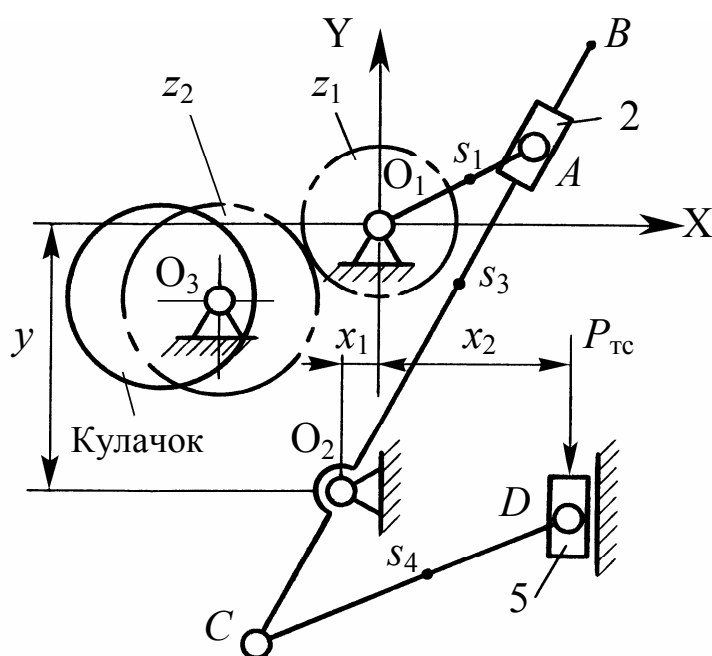
Студент _____

Преподаватель _____

Группа _____

Дата выдачи работы _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ 5



Частота вращения входного звена

$$n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1}.$$

Сила технологического сопротивления

$$P_{\text{тс}} = \text{_____} \text{ Н.}$$

Сила $P_{\text{тс}}$ направлена в сторону, *противоположную* скорости точки ее приложения.

Содержание работы:

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ рычажного механизма (Выполн. по указ. преподав.)

Лист 3. Синтез кулачкового механизма.

Т а б л и ц а 2.5. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	BO_2	CO_2	CD	x_1	x_2	y	O_1s_1	O_2s_3	Cs_4
	0,18	0,09	0,13	0,01	0,06	0,12	0,015	0,07	0,08

Окончание табл. 2.5

Массы звеньев, кг					Моменты инерции (динамические моменты инерции), кг·м ²				
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	Js_1	Js_2	Js_3	Js_4	Js_5

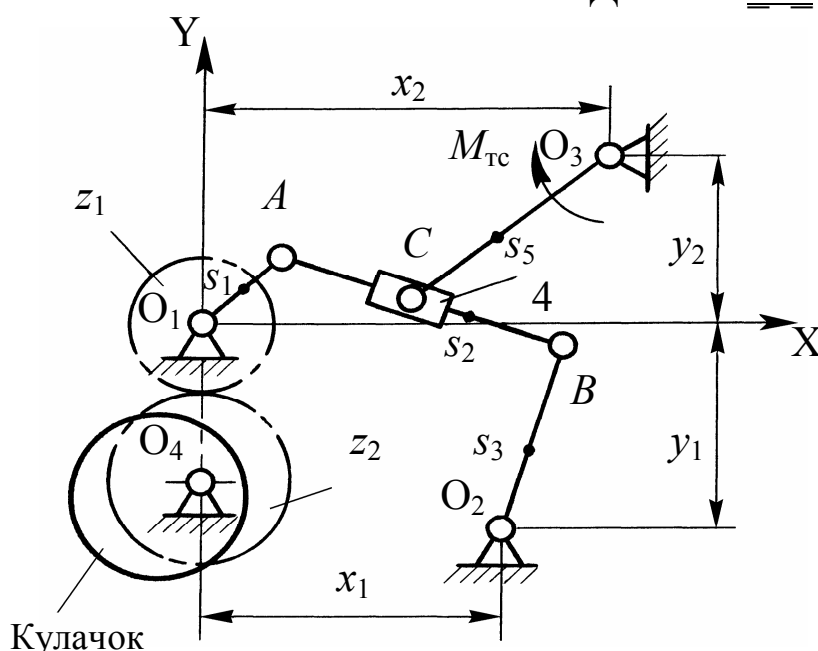
Студент _____

Преподаватель _____

Группа _____

Дата выдачи работы _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ 6



Частота вращения входного звена

$$n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1}.$$

Момент технологического сопротивления

$$M_{\text{тс}} = \text{_____} \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент $M_{\text{тс}}$ направлен в сторону, *противоположную* угловой скорости звена, к которому он приложен.

Содержание работы:

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ рычажного механизма (Выполн. по указ. преподав.)

Лист 3. Синтез кулачкового механизма.

Т а б л и ц а 2.6. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AB	BO_2	CO_3	x_1	x_2	y_1	y_2	O_1s_1	As_2	O_2s_3	O_3s_5
	0,3	0,3	0,22	0,3	0,26	0,19	0,23	0,02	0,25	0,12	0,1

Окончание табл. 2.6

Массы звеньев, кг					Моменты инерции (динамические моменты инерции), кг·м ²				
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	Js_1	Js_2	Js_3	Js_4	Js_5

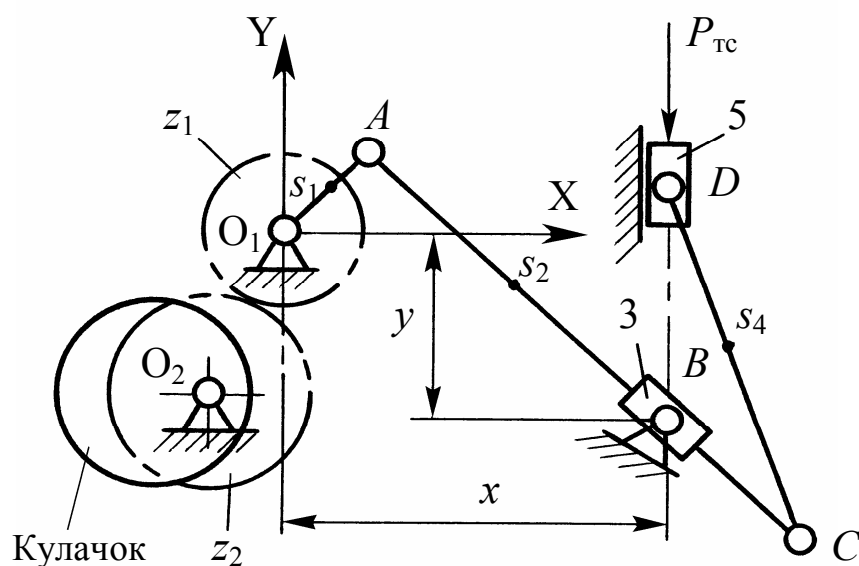
Студент _____

Преподаватель _____

Группа _____

Дата выдачи работы _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ 7



Частота вращения
 входного звена
 $n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1}$.

Сила технологического
 сопротивления
 $P_{\text{тс}} = \text{_____} \text{ Н}$.

Сила $P_{\text{тс}}$ направлена в
 сторону, *противополож-*
ную скорости точки ее
приложения.

Содержание
 работы:

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ рычажного механизма (Выполн. по указ. преподав.)

Лист 3. Синтез кулачкового механизма.

Т а б л и ц а 2.7. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AC	CD	x	y	O_1s_1	As_2	Cs_4
	0,32	0,22	0,2	0,08	0,02	0,12	0,09

Окончание табл. 2.7

Массы звеньев, кг					Моменты инерции (динамические моменты инерции), кг·м ²				
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	Js_1	Js_2	Js_3	Js_4	Js_5

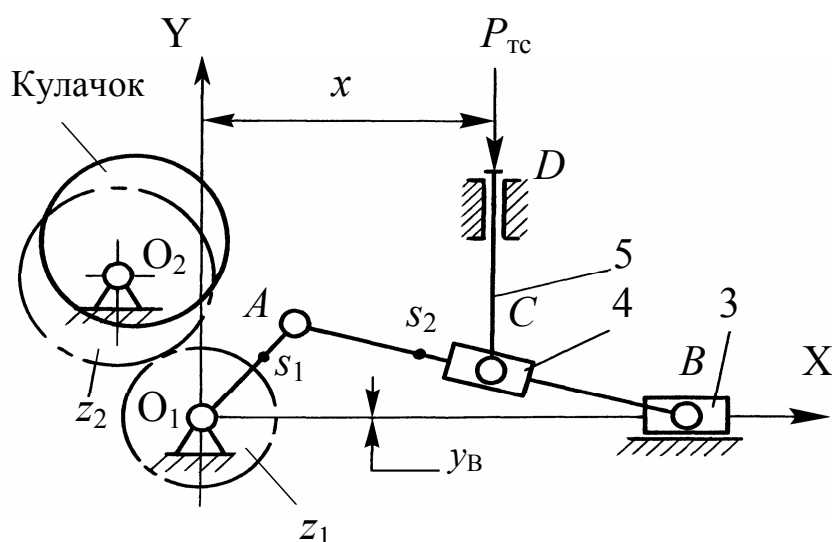
Студент _____

Преподаватель _____

Группа _____

Дата выдачи работы _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ 8



Частота вращения
 входного звена
 $n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1}$.

Сила технологического
 сопротивления
 $P_{\text{тс}} = \text{_____} \text{ Н}$.

Сила $P_{\text{тс}}$ направлена в
 сторону, противоположную
 скорости точки ее
 приложения.

Содержание работы:

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ рычажного механизма (Выполн. по указ. преподав.)

Лист 3. Синтез кулачкового механизма.

Т а б л и ц а 2.8. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AB	x	y_B^*	O_1S_1	AS_2
	0,15	0,07	$\pm 0,04$	0,015	0,12

Знак y_B^* – на усмотрение исполнителя.

Окончание табл. 2.8

Массы звеньев, кг					Моменты инерции (динамические моменты инерции), $\text{кг} \cdot \text{м}^2$				
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	Js_1	Js_2	Js_3	Js_4	Js_5

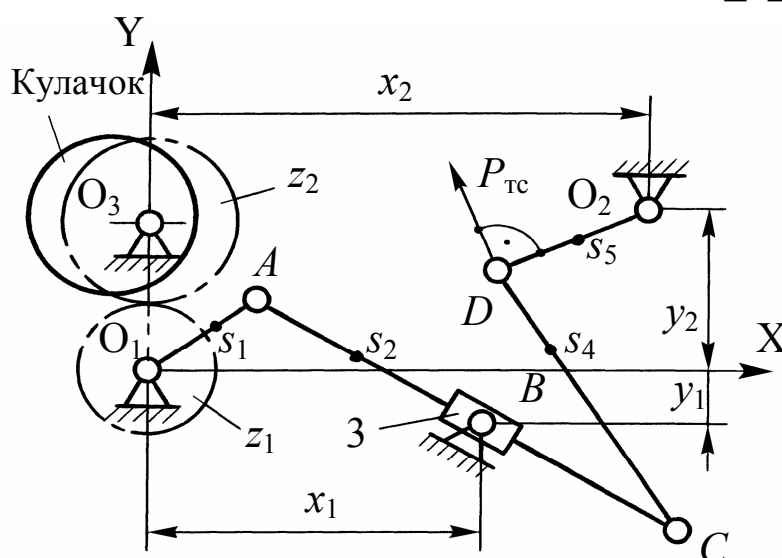
Студент _____

Преподаватель _____

Группа _____

Дата выдачи работы _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ 9



Частота вращения входного звена
 $n_1 = \text{_____} \text{ с}^{-1}$.

Сила технологического сопротивления
 $P_{\text{тс}} = \text{_____} \text{ Н}$.

Сила $P_{\text{тс}}$ направлена в сторону, противоположную скорости точки ее приложения.

Содержание работы:

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ рычажного механизма (Выполн. по указ. преподав.)

Лист 3. Синтез кулачкового механизма.

Т а б л и ц а 2.9. Параметры рычажного механизма, м

O_1A	AC	CD	DO_2	x_1	x_2	y_1	y_2	O_1s_1	As_2	Cs_4	O_2s_5
	0,32	0,2	0,11	0,2	0,34	0,08	0,09	0,02	0,12	0,15	0,04

Окончание табл. 2.9

Массы звеньев, кг					Моменты инерции (динамические моменты инерции), кг·м ²				
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	Js_1	Js_2	Js_3	Js_4	Js_5

Т а б л и ц а 2.11. Исходные данные для выполнения кинематического и силового расчетов рычажного механизма

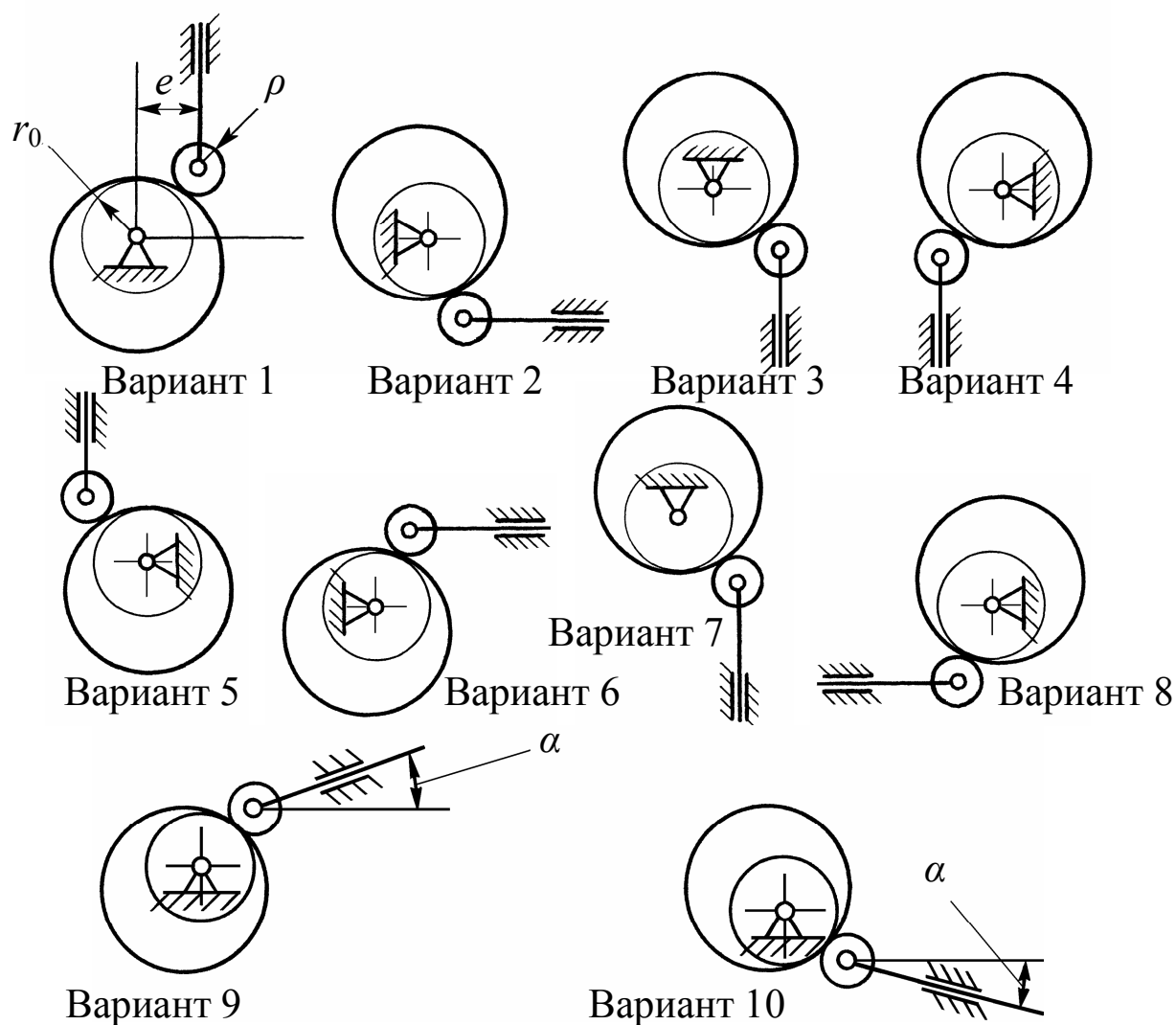
Схема	Вариант	Длина кривошипа O_1A , м	Частота вращения n_1 , с ⁻¹	Схема	Вариант	Длина кривошипа O_1A , м	Частота вращения n_1 , с ⁻¹
1	1	0,032	7,5	2	1	0,033	6,8
	2		7,3		2		6,5
	3	0,04	7,1		3	0,04	6,2
	4		6,6		4		5,7
	5	0,05	6,5		5	0,045	5,3
	6		6,2		6		4,1
	7	0,05	6		7	0,054	4
	8		5,4		8		3,7
	9	0,06	5,2		9	0,06	3,4
	10		4,1		10		3,2
3	1	0,05	7,7	4	1	0,03	6
	2		7,6		2		6,2
	3	0,06	7,4		3	0,032	6,4
	4		6,9		4		5,8
	5	0,07	6,6		5	0,034	5,5
	6		6,3		6		4,3
	7	0,08	6		7	0,036	4,1
	8		5,7		8		3,3
	9	0,09	5,5		9	0,04	3,5
	10		4,7		10		3,2
5	1	0,022	7,3	6	1	0,05	6
	2		7,1		2		6,2
	3	0,03	7		3	0,055	6,4
	4		6,8		4		5,8
	5	0,035	6,5		5	0,06	5,5
	6		6,2		6		4,3
	7	0,045	6		7	0,07	4,1
	8		5,8		8		3,3
	9	0,05	5,5		9	0,08	3,5
	10		4,6		10		3,2

Схема	Вариант	Длина кривошипа O_1A , м	Частота вращения n_1 , с ⁻¹	Схема	Вариант	Длина кривошипа O_1A , м	Частота вращения n_1 , с ⁻¹
7	1	0,04	7,5	8	1	0,02	6
	2		7,3		2		6,2
	3	0,05	7		3	0,025	6,4
	4		6,7		4		5,8
	5	0,06	6,5		5	0,03	5,5
	6		6,2		6		4,3
	7	0,07	6		7	0,04	4,1
	8		5,7		8		3,3
	9	0,08	5,5		9	0,05	3,5
	10		4,9		10		3,2
9	1	0,03	7,6	10	1	0,04	6,8
	2		7,2		2		6,2
	3	0,04	7		3	0,045	6,4
	4		6,6		4		5,8
	5	0,05	6,3		5	0,05	5,5
	6		6		6		4,3
	7	0,06	6,1		7	0,06	4,1
	8		5,7		8		3,3
	9	0,07	5,2		9	0,07	3,5
	10		4		10		3,1

Т а б л и ц а 2.12. Схемы кулачкового механизма

Номер варианта	Тип механизма	Размеры кулачкового механизма, мм				Углы поворота кулачка в градусах					
		r_0	ρ	e	S_{max} ($\beta_{ш}$)	Рабочий ход, $\varphi_{РХ}$	Дальний выстой, $\varphi_{ДВ}$	Холостой ход, $\varphi_{ХХ}$			
Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		$\lambda_{РХ}$	$\delta\beta_{РХ}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{ХХ}$	$\delta\beta_{ХХ}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		

Варианты схем кулачковых механизмов



Т а б л и ц а 2.13. Параметры кулачкового механизма

Номер варианта	Тип механизма	Размеры кулачкового механизма, мм				Углы поворота кулачка в градусах		
		r_0	ρ	e	S_{max} ($\beta_{ш}$)	Рабочий ход, $\varphi_{РХ}$	Дальний выстой, $\varphi_{ДВ}$	Холостой ход, $\varphi_{ХХ}$
1	1	120	12	60	70	150	20	120
	2	122	10					
	3	124	8					
	4	126	6					
	5	108	24					
	6	116	16					
	7	118	14					
	8	114	18					
	9	112	20					
	10	110	22					
2	1	70	12	20	60	160	0	180
	2	72	10					
	3	74	8					
	4	76	6					
	5	78	4					
	6	68	14					
	7	66	16					
	8	64	18					
	9	62	20					
	10	60	22					
3	1	60	14	15	60	120	120	120
	2	70	4					
	3	68	6					
	4	66	8					
	5	64	10					
	6	62	12					
	7	58	16					
	8	56	18					
	9	54	20					
	10	62	21					

Номер варианта	Тип механизма	Размеры кулачкового механизма, мм				Углы поворота кулачка в градусах		
		r_0	ρ	e	S_{max} ($\beta_{ш}$)	Рабочий ход, $\varphi_{РХ}$	Дальний выстой, $\varphi_{ДВ}$	Холостой ход, $\varphi_{ХХ}$
4	1	62	12	20	72	150	60	150
	2	64	10					
	3	66	8					
	4	68	6					
	5	70	4					
	6	60	14					
	7	58	16					
	8	56	18					
	9	54	20					
	10	52	22					
5	1	140	10	60	70	210	40	100
	2	138	12					
	3	136	14					
	4	134	16					
	5	132	18					
	6	130	20					
	7	128	22					
	8	126	24					
	9	124	26					
	10	122	28					
6	1	138	12	70	75	180	20	120
	2	140	10					
	3	142	8					
	4	136	14					
	5	134	16					
	6	132	18					
	7	130	20					
	8	128	22					
	9	126	24					
	10	124	26					

Номер варианта	Тип механизма	Размеры кулачкового механизма, мм				Углы поворота кулачка в градусах		
		r_0	ρ	e	S_{max} ($\beta_{ш}$)	Рабочий ход, $\varphi_{РХ}$	Дальний выстой, $\varphi_{ДВ}$	Холостой ход, $\varphi_{ХХ}$
7	1	80	10	30	72	120	60	180
	2	82	8					
	3	84	6					
	4	86	4					
	5	78	12					
	6	76	14					
	7	74	16					
	8	72	18					
	9	70	20					
	10	68	22					
8	1	87	9	36	90	180	0	180
	2	83	13					
	3	85	11					
	4	81	15					
	5	90	6					
	6	79	17					
	7	77	19					
	8	91	5					
	9	89	7					
	10	92	4					
9	1	110	20	60 $\alpha = 20^0$	65	180	20	100
	2	115	15					
	3	120	10					
	4	125	5					
	5	100	30					
	6	115	15	60 $\alpha = 30^0$				
	7	110	20					
	8	105	25					
	9	100	30					
	10	95	35					

Номер варианта	Тип механизма	Размеры кулачкового механизма, мм				Углы поворота кулачка в градусах		
		r_0	ρ	e	S_{max} ($\beta_{ш}$)	Рабочий ход, $\varphi_{РХ}$	Дальний выстой, $\varphi_{ДВ}$	Холостой ход, $\varphi_{ХХ}$
10	1	124	8	60 $\alpha = 15^0$	70	180	20	100
	2	120	12					
	3	118	14					
	4	116	16					
	5	122	10					
	6	114	18	60 $\alpha = 25^0$				
	7	112	20					
	8	110	22					
	9	108	24					
	10	106	26					

Т а б л и ц а 2.14. Варианты исходных данных для построения профиля кулачка

ВАРИАНТ 1

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		$\lambda_{РХ}$	$\delta\beta_{РХ}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{ХХ}$	$\delta\beta_{ХХ}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
0,4	0,3	0,2	0,2	1,7	0,35	1	0	0,4	0,6	1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{кул} град$		$\beta_{толк} мм$		$\beta'_{толк} мм$		$\beta''_{толк} мм$					
0		0		0		0					
4,77		0,0323		1,16		27,5					
9,54		0,253		4,46		50,7					
14,32		0,820		9,39		66,3					
19,09		1,84		15,2		71,7					
23,86		3,36		21,2		71,7					
28,63		5,37		27,2		71,7					
33,40		7,88		33,1		71,7					
38,18		10,9		38,9		62,1					
42,95		14,3		43		35,9					
47,72		18		44,6		0					

Рабочий ход толкателя			
Участок постоянной скорости			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
47,72	18	44,6	0
50,87	20,4		
54,02	22,9		
57,17	25,3		
60,32	27,8		
63,47	30,2		
66,62	32,7		
69,77	35,1		
72,92	37,6		
76,07	40		
79,22	42,5		
Участок выбега			
79,22	42,5	44,6	0
86,3	47,9	42,6	– 29,8
93,38	52,9	37,9	– 42,2
100,46	57,3	32,7	– 42,2
107,53	61	27,5	– 42,2
114,61	64	22,3	– 42,2
121,69	66,5	17,1	– 42,2
128,77	68,3	11,9	– 42,2
135,84	69,4	6,64	– 42,2
142,92	69,9	1,94	– 29,8
150	70	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
170	70	0	0
176	70	– 0,924	– 17,6
182	69,7	– 3,67	– 34,8
188	69,1	– 8,18	– 51,1
194	68	– 14,3	– 66,2
200	66,1	– 22	– 79,6
206	63,3	– 30,9	– 91,1
212	59,6	– 41	– 100
218	54,7	– 51,9	– 107
224	48,7	– 63,3	– 111
230	41,4	– 75	– 113

Холостой ход толкателя			
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
230	41,4	– 75	0
236	33,6	– 73,5	29,1
242	26,1	– 69	56,3
248	19,3	– 61,9	79,6
254	13,3	– 52,5	97,5
260	8,33	– 41,7	109
266	4,57	– 30	113
272	2,04	– 18,5	104
278	0,627	– 8,79	79,6
284	0,0802	– 2,29	43,1
290	0	0	0

Т а б л и ц а 2.15.

ВАРИАНТ 2

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		λ_{PX}	$\delta\beta_{PX}$	Разбег		Выбег		λ_{XX}	$\delta\beta_{XX}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
0,5	0,5	0,1	0,1	1,25	0,15	0	1	0,15	0	1	0,15
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$					$\beta'_{толк} мм$					$\beta''_{толк} мм$
0	0					0					0
7,91	0,0449					0,973					14
15,83	0,354					3,8					26,6
23,74	1,17					8,19					36,6
31,65	2,67					13,7					43
39,56	4,99					19,9					45,2
47,48	8,16					26					43
55,39	12,1					31,6					36,6
63,3	16,8					36					26,6
71,21	22					38,8					14
79,13	27,4					39,7					0

Рабочий ход толкателя			
Участок постоянной скорости			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
79,13	27,4	39,7	0
80,42	28,3		
81,72	29,2		
83,02	30,1		
84,32	31		
85,61	31,9		
86,91	32,8		
88,21	33,7		
89,5	34,6		
90,8	35,5		
92,1	36,4		
Участок выбега			
92,1	36,4	39,7	0
98,89	41,0	37,0	– 36,2
105,68	45,2	32,7	– 36,2
112,47	48,8	28,4	– 36,2
119,26	51,9	24,2	– 36,2
126,05	54,5	19,9	– 36,2
132,84	56,6	15,6	– 36,2
139,63	58,2	11,3	– 36,2
146,42	59,3	7,02	– 36,2
153,21	59,9	2,73	– 36,2
160	60	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
160	60	0	– 28
170,76	59,5	– 5,23	– 27,6
181,51	58	– 10,3	– 26,6
192,27	55,6	– 15,2	– 24,9
203,03	52,4	– 19,7	– 22,6
213,79	48,3	– 23,7	– 19,8
224,54	43,5	– 27,1	– 16,5
235,3	38,2	– 29,8	– 12,7
246,06	32,4	– 31,8	– 8,65
256,81	26,3	– 33	– 4,38
267,57	20	– 33,5	0

Холостой ход толкателя			
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
$\varphi_{кул}$ град	$\beta_{толк}$ мм	$\beta'_{толк}$ мм	$\beta''_{толк}$ мм
267,57	20	– 33,5	28
274,81	16	– 29,9	28
282,06	12,5	– 26,4	28
289,3	9,35	– 22,8	28
296,54	6,68	– 19,3	28
303,79	4,47	– 15,8	28
311,03	2,7	– 12,2	28
318,27	1,38	– 8,69	28
325,51	0,502	– 5,15	28
332,76	0,0739	– 1,69	24,2
340	0	0	0

Т а б л и ц а 2.16.

ВАРИАНТ 3

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		λ_{PX}	$\delta\beta_{PX}$	Разбег		Выбег		λ_{XX}	$\delta\beta_{XX}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
0	0,1	1	0	1,2	0,2	0,1	0	0,5	0,5	1	0,2
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{кул}$ град	$\beta_{толк}$ мм					$\beta'_{толк}$ мм					$\beta''_{толк}$ мм
0	0					0					93,3
3,86	0,211					6,28					93,3
7,71	0,846					12,6					93,3
11,57	1,9					18,8					93,3
15,43	3,38					25,1					93,3
19,29	5,29					31,4					93,3
23,14	7,61					37,7					93,3
27	10,4					44,0					93,3
30,86	13,5					50,2					93,3
34,72	17,1					56,5					93,3
38,57	21,1					60,5					0

Рабочий ход толкателя			
Участок постоянной скорости			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
38,57	21,1	60,5	0
39,71	22,3		
40,85	23,5		
41,98	24,7		
43,12	25,9		
44,25	27,1		
45,39	28,3		
46,52	29,5		
47,66	30,7		
48,8	31,9		
49,93	33,1		
Участок выбега			
49,93	33,1	60,5	– 77,7
56,94	39,9	51,1	– 76,8
63,95	45,6	41,8	– 73,9
70,95	50,2	33	– 69,3
77,96	53,7	25	– 62,9
84,97	56,3	17,7	– 55
91,97	58,1	11,6	– 45,7
98,98	59,2	6,6	– 35,3
105,99	59,8	2,96	– 24
112,99	60	0,745	– 12,2
120	60	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
240	60	0	0
244,77	59,9	– 3,84	– 72,4
249,55	59,3	– 9,87	– 72,4
254,32	58,2	– 15,9	– 72,4
259,1	56,7	– 21,9	– 72,4
263,87	54,6	– 28	– 72,4
268,64	52	– 34	– 72,4
273,42	48,9	– 40	– 72,4
278,19	45,3	– 46,1	– 72,4
282,96	41,2	– 52,1	– 72,4
287,74	36,7	– 58,1	– 72,4

Холостой ход толкателя			
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
287,74	36,7	– 58,1	0
294,96	29,4	– 56,7	22,4
302,19	22,5	– 52,6	42,5
309,42	16,2	– 46,1	58,6
316,64	10,9	– 38	68,8
323,87	6,66	– 29,1	72,4
331,1	3,57	– 20,1	68,8
338,32	1,56	– 12	58,6
345,55	0,473	– 5,55	42,5
352,77	0,06	– 1,42	22,4
360	0	0	0

Таблица 2.17.

ВАРИАНТ 4

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		λ_{PX}	$\delta\beta_{PX}$	Разбег		Выбег		λ_{XX}	$\delta\beta_{XX}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
0,25	0,25	0,1	0	1,15	0,12	0	1	0,5	0,5	1	0,12
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$					$\beta'_{толк} мм$					$\beta''_{толк} мм$
0	0					0					0
7,11	0,0819					1,95					30,4
14,23	0,617					7,07					49,2
21,34	1,89					13,4					51,8
28,45	3,95					19,9					51,8
35,56	6,82					26,3					51,8
42,68	10,5					32,7					51,8
49,79	14,9					39,1					51,8
56,9	20,2					45,5					49,2
64,01	26,2					50,6					30,4
71,13	32,6					52,6					0

Рабочий ход толкателя			
Участок постоянной скорости			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
71,13	32,6	52,6	0
72,07	33,5		
73,01	34,4		
73,95	35,2		
74,89	36,1		
75,83	37		
76,78	37,8		
77,72	38,7		
78,66	39,5		
79,6	40,4		
80,54	41,3		
Участок выбега			
80,54	41,3	52,6	– 45
87,49	47,3	47,1	– 45
94,43	52,7	41,7	– 45
101,38	57,4	36,2	– 45
108,33	61,5	30,8	– 45
115,27	64,9	25,3	– 45
122,22	67,6	19,8	– 45
129,16	69,7	14,4	– 45
136,11	71,1	8,93	– 45
143,05	71,8	3,47	– 45
150	72	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
210	72	0	– 58,1
217,5	71,5	– 7,57	– 57,4
225	70	– 15	– 55,2
232,5	67,6	– 22	– 51,7
240	64,3	– 28,4	– 47
247,5	60,2	– 34,2	– 41,1
255	55,4	– 39,2	– 34,1
262,5	50	– 43,1	– 26,4
270	44,1	– 46	– 17,9
277,5	38	– 47,8	– 9,08
285	31,7	– 48,4	0

Холостой ход толкателя			
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
$\varphi_{кул}$ град	$\beta_{толк}$ мм	$\beta'_{толк}$ мм	$\beta''_{толк}$ мм
285	31,7	– 48,4	0
292,5	25,4	– 47,2	17,9
300	19,4	– 43,8	34,1
307,5	14	– 38,4	47
315	9,42	– 31,7	55,2
322,5	5,75	– 24,2	58,1
330	3,08	– 16,7	55,2
337,5	1,35	– 9,97	47
345	0,409	– 4,62	34,1
352,5	0,0518	– 1,18	17,9
360	0	0	0

Т а б л и ц а 2.18.

ВАРИАНТ 5

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		λ_{PX}	$\delta\beta_{PX}$	Разбег		Выбег		λ_{XX}	$\delta\beta_{XX}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
0,2	0,3	1	0	1,7	0,25	0,5	0,5	0,4	0,2	1,2	0,25
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{кул}$ град	$\beta_{толк}$ мм					$\beta'_{толк}$ мм					$\beta''_{толк}$ мм
0	0					0					0
5,8	0,0621					1,8					33,8
11,6	0,453					6,16					47,8
17,39	1,32					11					47,8
23,19	2,68					15,8					47,8
28,99	4,53					20,7					47,8
34,79	6,86					25,5					47,8
40,59	9,69					30,4					47,8
46,38	13					35					41,4
52,18	16,7					38,4					23,9
57,98	20,7					39,6					0

Рабочий ход толкателя			
Участок постоянной скорости			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
57,98	20,7	39,6	0
60,51	22,4		
63,04	24,2		
65,58	25,9		
68,11	27,7		
70,64	29,4		
73,17	31,2		
75,71	32,9		
78,24	34,7		
80,77	36,4		
83,31	38,2		
Участок выбега			
83,31	38,2	39,6	– 28,1
95,97	46,3	33,4	– 27,8
108,64	53	27,4	– 26,7
121,31	58,4	21,6	– 25,1
133,98	62,6	16,3	– 22,8
146,65	65,6	11,6	– 19,9
159,32	67,7	7,56	– 16,5
171,99	69	4,32	– 12,8
184,66	69,7	1,94	– 8,69
197,33	70	0,487	– 4,4
210	70	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
250	70	0	0
255,06	69,9	– 2,03	– 45,5
260,12	69,5	– 7,91	– 86,6
265,17	68,4	– 17,1	– 119
270,23	66,4	– 28,6	– 140
275,29	63,4	– 41,4	– 147
280,35	59,1	– 54,2	– 140
285,41	53,8	– 65,8	– 119
290,47	47,6	– 74,9	– 86,6
295,52	40,7	– 80,8	– 45,5
300,58	33,4	– 82,8	0

Холостой ход толкателя			
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
300,58	33,4	– 82,8	0
305,52	26,4	– 78,9	86,8
310,47	20	– 69,3	123
315,41	14,5	– 58,7	123
320,35	9,86	– 48,2	123
325,29	6,16	– 37,6	123
330,23	3,38	– 27	123
335,17	1,51	– 16,7	113
340,12	0,464	– 7,9	86,8
345,06	0,0593	– 2,05	47
350	0	0	0

Т а б л и ц а 2.19.

ВАРИАНТ 6

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		λ_{PX}	$\delta\beta_{PX}$	Разбег		Выбег		λ_{XX}	$\delta\beta_{XX}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
0,2	0,4	0	1	1,5	0,25	0,5	0,5	1	0	1,2	0,25
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$					$\beta'_{толк} мм$					$\beta''_{толк} мм$
0	0					0					0
5,28	0,0536					1,71					35,2
10,55	0,39					5,83					49,7
15,83	1,14					10,4					49,7
21,11	2,31					15					49,7
26,39	3,9					19,6					49,7
31,66	5,91					24,2					49,7
36,94	8,35					28,6					45,9
42,22	11,2					32,4					35,2
47,5	14,3					34,9					19
52,77	17,6					35,8					0

Рабочий ход толкателя			
Участок постоянной скорости			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
52,77	17,6	35,8	0
55,77	19,4		
58,77	21,3		
61,77	23,2		
64,77	25,1		
67,77	26,9		
70,77	28,8		
73,77	30,7		
76,77	32,6		
79,77	34,4		
82,77	36,3		
Участок выбега			
82,77	36,3	35,8	0
92,49	42,4	35,4	– 5,19
102,21	48,3	34,1	– 10,2
111,94	53,9	31,9	– 15,1
121,66	59	29	– 19,5
131,38	63,7	25,3	– 23,4
141,11	67,6	21,1	– 26,8
150,83	70,8	16,3	– 29,5
160,55	73,1	11,1	– 31,5
170,28	74,5	5,6	– 32,7
180	75	0	– 33,2
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
200	75	0	0
205,45	74,9	– 2,06	– 42,9
210,91	74,5	– 8,04	– 81,6
216,36	73,3	– 17,3	– 112
221,82	71,1	– 29,1	– 132
227,27	67,7	– 42,1	– 139
232,73	63,1	– 55,1	– 132
238,18	57,3	– 66,8	– 112
243,64	50,4	– 76,1	– 81,6
249,09	42,9	– 82,1	– 42,9
254,55	34,9	– 84,2	0

Холостой ход толкателя			
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
254,55	34,9	– 84,2	116
261,09	26,1	– 71	114
267,64	18,7	– 58,2	110
274,18	12,8	– 46	103
280,73	8,17	– 34,7	93,6
287,27	4,79	– 24,7	81,8
293,82	2,48	– 16,1	68
300,36	1,06	– 9,17	52,5
306,91	0,315	– 4,12	35,8
313,45	0,0395	– 1,04	18,1
320	0	0	0

Т а б л и ц а 2.20.

ВАРИАНТ 7

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		λ_{PX}	$\delta\beta_{PX}$	Разбег		Выбег		λ_{XX}	$\delta\beta_{XX}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
0,5	0,5	0	1	1,2	0,15	0	1	0,25	0,25	1	0,15
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$					$\beta'_{толк} мм$					$\beta''_{толк} мм$
0	0					0					0
4,95	0,0396					1,37					31,5
9,9	0,312					5,35					59,8
14,86	1,03					11,5					82,4
19,81	2,35					19,4					96,8
24,76	4,4					28					102
29,71	7,2					36,7					96,8
34,67	10,7					44,5					82,4
39,62	14,8					50,7					59,8
44,57	19,4					54,6					31,5
49,52	24,2					56					0

Рабочий ход толкателя			
Участок постоянной скорости			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
49,52	24,2	56	0
50,63	25,3		
51,73	26,4		
52,84	27,4		
53,94	28,5		
55,05	29,6		
56,15	30,7		
57,26	31,8		
58,36	32,8		
59,47	33,9		
60,57	35		
Участок выбега			
60,57	35	56	0
66,51	40,8	55,3	– 13,3
72,46	46,4	53,3	– 26,2
78,4	51,8	49,9	– 38,5
84,34	56,8	45,3	– 49,9
90,29	61,2	39,6	– 60
96,23	64,9	32,9	– 68,6
102,17	68	25,4	– 75,6
108,11	70,2	17,3	– 80,7
114,06	71,5	8,76	– 83,8
120	72	0	– 84,8
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
180	72	0	– 35,3
190,12	71,4	– 6,22	– 34,9
200,25	69,8	– 12,3	– 33,6
210,37	67,1	– 18	– 31,5
220,5	63,5	– 23,4	– 28,6
230,62	58,9	– 28,1	– 25
240,74	53,6	– 32,1	– 20,8
250,87	47,6	– 35,4	– 16
260,99	41,1	– 37,8	– 10,9
271,12	34,3	– 39,2	– 5,53
281,24	27,3	– 39,7	0

Холостой ход толкателя			
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
$\varphi_{кул}$ град	$\beta_{толк}$ мм	$\beta'_{толк}$ мм	$\beta''_{толк}$ мм
281,24	27,3	– 39,7	0
289,12	21,9	– 38,3	20,8
296,99	16,9	– 34,4	33,6
304,87	12,5	– 29,6	35,3
312,74	8,77	– 24,7	35,3
320,62	5,71	– 19,9	35,3
328,5	3,31	– 15	35,3
336,37	1,58	– 10,2	35,3
344,25	0,517	– 5,34	33,6
352,12	0,0685	– 1,48	20,8
360	0	0	0

Т а б л и ц а 2.21.

ВАРИАНТ 8

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		λ_{PX}	$\delta\beta_{PX}$	Разбег		Выбег		λ_{XX}	$\delta\beta_{XX}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
1	0	0,25	0	1,25	0,2	0,1	0,1	0,5	0,5	1,05	0,2
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{кул}$ град	$\beta_{толк}$ мм					$\beta'_{толк}$ мм					$\beta''_{толк}$ мм
0	0					0					0
8,71	0,0388					0,764					10
17,42	0,309					3,04					19,8
26,14	1,04					6,76					29,1
34,85	2,44					11,9					37,7
43,56	4,7					18,2					45,3
52,27	8,02					25,6					51,9
60,99	12,5					33,9					57,1
69,70	18,4					42,9					61
78,41	25,6					52,4					63,3
87,12	34,3					62,1					64,1

Рабочий ход толкателя			
Участок постоянной скорости			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
87,12	34,3	62,1	0
88,79	36,1		
90,45	37,9		
92,11	39,7		
93,77	41,5		
95,43	43,3		
97,09	45,1		
98,76	46,9		
100,42	48,7		
102,08	50,5		
103,74	52,3		
Участок выбега			
103,74	52,3	62,1	– 51,3
111,37	60,1	55,2	– 51,3
118,99	67	48,4	– 51,3
126,62	73	41,6	– 51,3
134,25	78,1	34,8	– 51,3
141,87	82,2	27,9	– 51,3
149,5	85,5	21,1	– 51,3
157,12	87,8	14,3	– 51,3
164,75	89,3	7,51	– 48,8
172,37	89,9	2,07	– 30,1
180	90	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
180	90	0	0
187,12	89,8	– 3,93	– 49,7
194,23	89	– 10,1	– 49,7
201,35	87,3	– 16,3	– 49,7
208,46	84,9	– 22,5	– 49,7
215,58	81,7	– 28,6	– 49,7
222,7	77,8	– 34,8	– 49,7
229,81	73,1	– 41	– 49,7
236,93	67,6	– 47,2	– 49,7
244,05	61,4	– 53,4	– 49,7
251,16	54,4	– 57,3	0

Холостой ход толкателя			
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
251,16	54,4	– 57,3	0
262,05	43,6	– 55,9	14,6
272,95	33,4	– 51,8	27,8
283,81	24,1	– 45,5	38,3
294,7	16,2	– 37,5	45,1
305,58	9,89	– 28,6	47,4
316,46	5,29	– 19,8	45,1
327,35	2,31	– 11,8	38,3
338,23	0,702	– 5,47	27,8
349,12	0,0891	– 1,4	14,6
360	0	0	0

Т а б л и ц а 2.22.

ВАРИАНТ 9

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		λ_{PX}	$\delta\beta_{PX}$	Разбег		Выбег		λ_{XX}	$\delta\beta_{XX}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
0	1	0,4	0,3	1,6	0,3	0,4	0,4	1	0	1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$			$\beta'_{толк} мм$			$\beta''_{толк} мм$				
0	0			0			47,6				
6,16	0,275			5,1			47				
12,32	1,09			10,1			45,3				
18,46	2,43			14,8			42,4				
24,64	4,26			19,2			38,5				
30,79	6,53			23			33,7				
36,95	9,2			26,4			28				
43,11	12,2			29			21,6				
49,27	15,4			31			14,7				
55,43	18,8			32,2			7,45				
61,59	22,3			32,6			0				

Рабочий ход толкателя			
Участок постоянной скорости			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
61,59	22,3	32,6	0
65,02	24,3		
68,44	26,2		
71,87	28,2		
75,3	30,1		
78,73	32,1		
82,15	34		
85,58	36		
89,01	37,9		
92,44	39,9		
95,86	41,8		
Участок выбега			
95,86	41,8	32,6	0
104,28	46,5	31,5	– 14,9
112,69	51	28,4	– 25,8
121,11	54,8	24,2	– 29,8
129,52	58,1	19,9	– 29,8
137,93	60,7	15,5	– 29,8
146,35	62,6	11,1	– 29,8
154,76	63,9	6,87	– 27,5
163,17	64,7	3,26	– 21,1
171,59	65	0,847	– 11,4
180	65	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
200	65	0	0
204,73	64,9	– 2,38	– 56,9
209,46	64,5	– 9,15	– 105
214,19	63,3	– 19,3	– 137
218,92	61,3	– 31,2	– 149
223,65	58,2	– 43,5	– 149
228,38	54,1	– 55,8	– 149
233,11	49	– 67,7	– 137
237,84	42,9	– 77,9	– 105
242,57	36,2	– 84,6	– 56,9
247,3	29,1	– 87	0

Холостой ход толкателя			
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
247,3	29,1	– 87	149
252,57	21,7	– 73,4	147
257,84	15,6	– 60,1	141
263,11	10,6	– 47,5	132
268,38	6,8	– 35,9	120
273,65	3,99	– 25,5	105
278,92	2,07	– 16,6	87,3
284,19	0,879	– 9,48	67,5
289,46	0,262	– 4,26	45,9
294,73	0,0329	– 1,07	23,2
300	0	0	0

Т а б л и ц а 2.23.

ВАРИАНТ 10

Законы безразмерного ускорения ведомого звена											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		λ_{PX}	$\delta\beta_{PX}$	Разбег		Выбег		λ_{XX}	$\delta\beta_{XX}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
0,5	0,5	1	0	1,8	0,3	0,3	0,4	0,2	0,2	1	0
Рабочий ход толкателя											
Участок разбега											
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$					$\beta'_{толк} мм$					$\beta''_{толк} мм$
0	0					0					0
5,46	0,0347					1,09					22,7
10,93	0,274					4,25					43,1
16,39	0,902					9,18					59,3
21,85	2,06					15,4					69,8
27,32	3,86					22,3					73,3
32,78	6,31					29,1					69,8
38,24	9,39					35,3					59,3
43,71	13					40,3					43,1
49,17	17					43,4					22,7
54,63	21,2					44,5					0

Рабочий ход толкателя			
Участок постоянной скорости			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
54,63	21,2	44,5	0
57,34	23,3		
60,04	25,4		
62,74	27,5		
65,44	29,6		
68,15	31,7		
70,85	33,8		
73,55	35,9		
76,23	38		
78,96	40,1		
81,66	42,2		
Участок выбега			
81,66	42,2	44,5	– 40,7
91,49	49,3	37,6	– 40,2
101,33	55,1	30,8	– 38,8
111,16	59,9	24,3	– 36,3
120,99	63,5	18,4	– 33
130,83	66,2	13	– 28,8
140,66	68	8,5	– 24
150,5	69,2	4,85	– 18,5
160,33	69,7	2,18	– 12,6
170,17	70	0,548	– 6,37
180	70	0	0
Холостой ход толкателя			
Участок разбега			
200	70	0	0
205,34	69,9	– 2,71	– 56,8
210,68	69,3	– 10,1	– 98,3
216,02	67,9	– 20,2	– 114
221,36	65,6	– 30,8	– 114
226,7	62,2	– 41,4	– 114
232,04	57,9	– 52	– 114
237,38	52,5	– 62,3	– 105
242,72	46,3	– 71	– 80,3
248,07	39,4	– 76,9	– 43,4
253,41	32,1	– 78,9	0

Холостой ход толкателя			
Участок постоянной скорости отсутствует			
Участок выбега			
$\varphi_{кул} град$	$\beta_{толк} мм$	$\beta'_{толк} мм$	$\beta''_{толк} мм$
253,41	32,1	– 78,9	0
258,07	25,8	– 75,5	80,3
262,72	19,9	– 67,2	114
267,38	14,9	– 57,9	114
272,04	10,5	– 48,7	114
276,7	6,94	– 39,5	114
281,36	4,11	– 30,2	114
286,02	2,03	– 21	114
290,68	0,695	– 11,8	114
295,34	0,0953	– 3,44	80,3
300	0	0	0

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

ОСНОВНАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. *Артоболевский, И. И.* Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 2007.
2. *Теория механизмов и механика машин* / под ред. К. В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1998 и позже – 496 с.
3. *Механика машин* / под ред. С. А. Смирнова. – М.: Высшая школа, 1996 и позже – 511 с.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

К ЧАСТИ 1

4. *Элементы теории роботов и манипуляторов: учеб. пособие* / сост.: М.З. Коловский, В.И. Маслов. – Л.: РИЦ ЛПИ, 1981. – 60 с.
5. *Юревич, Е.И.* Основы робототехники: учебник для втузов / Е.И. Юревич. – Л.: Машиностроение, 1985. – 271 с.
6. *Кинематический анализ зубчатых передач: учеб. пособие* / сост.: И.А. Шарапин. – СПб.: РИЦ СПГУТД, 2008. – 90 с.
7. *Расчет элементов зубчатой передачи: учеб. пособие* / сост.: И.А. Шарапин, Т.Г. Шиянова. – СПб.: РИЦ СПГУТД, 2011. – 104 с.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

К ЧАСТИ 2

8. *Теория механизмов и машин. Сборник задач по разделу «Структурный анализ плоских рычажных механизмов»: метод. указания* / сост.: И.А. Шарапин. – СПб.: ИПЦ СПГУТД, 2007. – 39 с.
9. *Кинематический анализ плоских рычажных механизмов: метод. указания в 2 ч.* / сост.: А. В. Орестова, Т. С. Грибкова. – СПб.: ИПЦ СПГУТД, 2006. – 45 с.
10. *Силовой анализ плоских рычажных механизмов: метод. указания в 2 ч.* / сост.: А. В. Орестова, Т. С. Грибкова. – СПб.: ИПЦ СПГУТД, 2006. – 57 с.
11. *Кулачковые механизмы. Синтез законов движения: метод. указания* / сост.: И. И. Вульфсон, А. В. Орестова и др. – СПб.: РИО СПГУТД, 2000. – 26 с.
12. *Синтез профиля кулачка: метод. указания* / сост.: И. А. Шарапин – СПб.: РИО СПГУТД, 2011. – 32 с.
13. *Введение в теорию механических колебаний: учеб. пособие для вузов* / Я.Г. Пановко. – М.: Наука, 1991. – 256 с.
14. *Расчет колебаний привода машины: учеб. пособие для втузов.* / И.И. Вульфсон, И.А. Шарапин, М.В. Преображенская. – 2-е изд., испр. и доп. – СПб.: ФГБОУВПО «СПГУТД», 2013. – 180 с.

СТРУКТУРА МЕХАНИЗМОВ КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРЫ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

Механизм представляет собой кинематическую цепь (КЦ), звенья которой обладают полной определенностью движения. В свою очередь каждые два звена КЦ соединяются между собой кинематическими парами.

Кинематическая пара (КП) – подвижное соединение двух звеньев. Способы соединения звеньев с помощью КП весьма разнообразны. При соединении двух (или нескольких) звеньев посредством КП на их относительное движение накладывается некоторое число ограничений, называемых *связями*, зависящее от характера кинематических элементов звеньев.

Кинематический элемент (КЭ) – точка, линия или поверхность, по которой происходит соединение звеньев КП.

В общем случае всякое свободно движущееся в пространстве абсолютно твердое тело ABC (рис. А.1) обладает **шестью степенями свободы**. Движение такого тела может быть представлено как вращение вокруг и скольжение вдоль трех произвольно выбранных взаимно перпендикулярных (\perp) осей X , Y , Z .

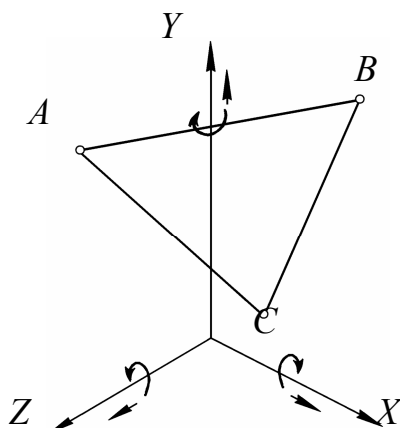


Рис. А.1

Вхождение звена в КП с другим звеном налагает на относительное движение этих звеньев определенные условия связи. Очевидно, что число этих условий связи может быть только целым числом и должно быть < 6 , так как в том случае, когда число условий связи = числу степеней свободы, звенья теряют относительную подвижность и КП переходит в жесткое соединение двух звеньев (статическая пара).

Точно так же число условий связи не может быть меньше 1, т. к. в случае, когда число условий связи = 0, звенья не могут соприкасаться, следовательно, КП перестает существовать и мы будем иметь два свободных тела, движущихся в пространстве независимо друг от друга.

Таким образом, число условий связи, наложенных на относительное движение каждого звена КП, изменяется в пределах от 1 до 5. Следовательно, число степеней свободы звена КП в относительном движении может быть выражено условием

$$H = 6 - S \quad (\text{А.1})$$

где H – число степеней свободы звена после его присоединения в КП;

S – число условий связи, налагаемых КП (изменяется от 1 до 5).

Из (А.1) следует, что H также может изменяться только от 1 до 5.

Итак, связи, наложенные на относительное движение звеньев КП, ограничивают те возможные относительные движения, которыми обладают звенья.

Рассмотрим пример плоского движения.

Свободное тело на плоскости обладает 3 степенями свободы, т. е. тело I и тело II обладают (каждое) 3-мя степенями свободы. Соединим их между собой так, чтобы осталось только одно возможное относительное движение между ними. У тела I наварим шип, а в теле II сверлим отверстие, соответствующее диаметру шипа. После соединения этих двух тел у них из 6 останется 4 степени свободы: 3 возможных совместных движения и 1 вращение друг относительно друга.

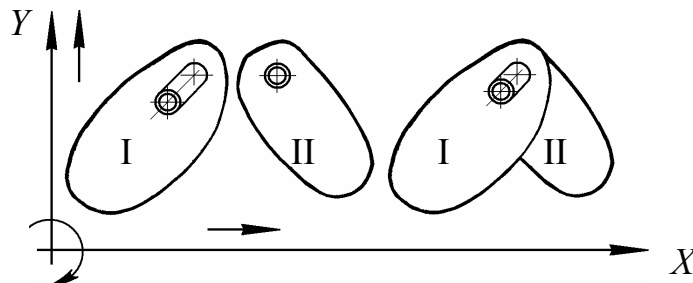


Рис. А.2

Соответствующим подбором соприкасающихся элементов звеньев можно устранить одно из вращательных движений вокруг какой-либо оси или одно из поступательных движений вдоль какой-либо оси или одно вращательное и одно поступательное одновременно или два вращательных одновременно и т. д. Оставшиеся возможные движения могут быть или независимыми друг от друга или же быть друг с другом связаны каким-либо дополнительным геометрическим условием. Эти дополнительные условия м. б. выражены в виде некоторых уравнений, позволяющих определить функциональную зависимость между связанными движениями.

Оставшиеся независимые возможные движения будут характеризовать число степеней свободы звеньев КП в их относительном движении.

Рассмотрим КП с независимыми возможными движениями звеньев. Все КП подразделяются на 5 основных классов по количеству связей, наложенных на относительное движение звеньев.

Кинематические пары I класса – такие КП, в которых на относительное движение каждого звена наложено 1 ограничение [1].

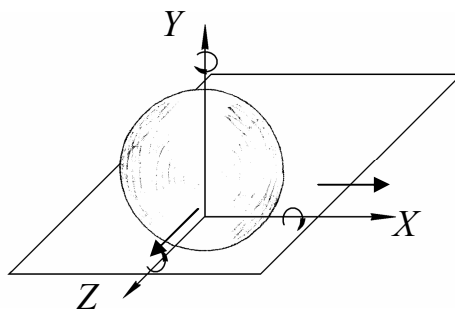


Рис. А.3

Здесь число условий связи (число ограничений) $S = 1$, число степеней свободы (степеней подвижности) $H = 5$, возможные движения: 3 вращения и 2 поступательные движения.

2-й вид пары I класса: 2 вращения и 3 поступательные движения создать *нельзя*, т. к. если мы будем иметь соприкосновение каких-либо двух геометрических элементов, то всегда относительное поступательное движение в направлении нормали к этим элементам уже *является невозможным*. Например, при соприкосновении шара с плоскостью невозможно его поступательное движение в направлении оси Y , которая служит нормалью к соприкасающимся телам. Иначе говоря, нельзя подобрать форму элемента КП, которая при соприкосновении допускала бы наличие трех поступательных движений. Всегда хотя бы одно поступательное движение будет исключено.

Кинематические пары II класса налагают на относительное движение каждого из входящих в них звеньев 2 ограничения (число связей $S = 2$). Число степеней свободы $H = 4$. Пары 1-го вида допускают 3 вращения и 1 поступательное движение каждого из звеньев.

1 вид:

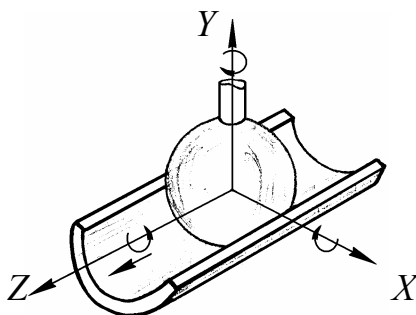


Рис. А.4

Пары II-го класса 2-го вида допускают 2 вращения и 2 поступательные движения каждого из звеньев.

2 вид:

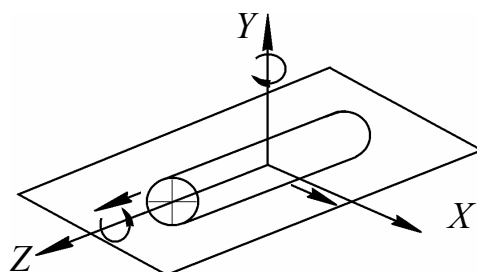
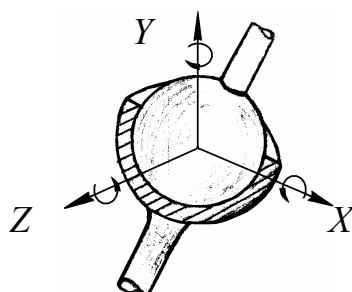


Рис. А.5

Теоретически возможны пары II-го класса 3-го вида, допускающие 1 вращение и 3 поступательные движения. Практически же эти пары воспроизведены быть не могут.

Кинематические пары III класса налагают на относительное движение каждого из входящих в них звеньев 3 ограничения (число связей $S = 3$). Число степеней свободы $H = 3$. Пары 1-го вида допускают только 3 вращения каждого из звеньев (Пространственный шарнир Гука или сферический шарнир).

1 вид:



Условное обозначение сферического шарнира на схеме

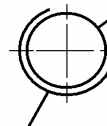
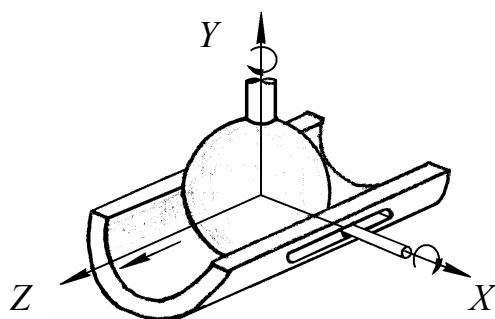


Рис. А.6

Пары III класса 2-го вида допускают 2 вращения и 1 поступательное движение каждого из звеньев.

2 вид:



Условное обозначение сферического шарнира с пальцем на схеме

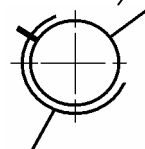


Рис. А.7

Пары III класса 3-го вида допускают 2 поступательных движения и 1 вращение каждого из звеньев.

3 вид:

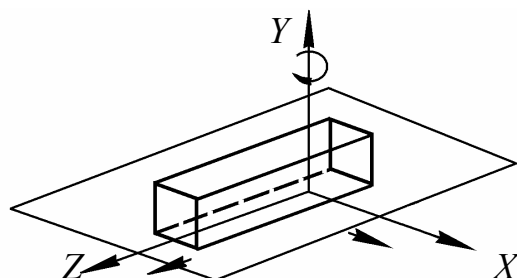


Рис. А.8

Пары III класса 4-го вида (3 поступательные движения) – клиновой механизм – на практике воспроизведены быть не могут.

Кинематические пары IV класса налагают на относительное движение каждого из входящих в них звеньев 4 ограничения ($S = 4$). Число степеней свободы $H = 2$. Пары IV класса 1-го вида допускают 2 вращения каждого из звеньев.

1 вид:

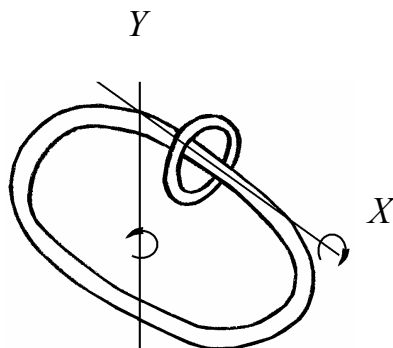
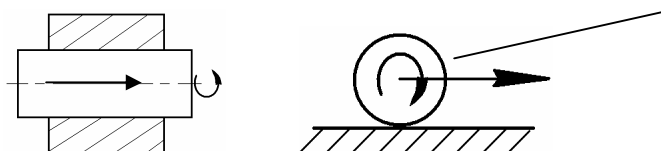


Рис. А.9

Пары IV класса 2-го вида допускают 1 вращение и 1 поступательное движение каждого из звеньев.

2 вид:

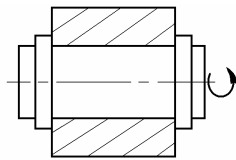


Качение цилиндра по плоскости с одновременным его проскальзыванием.

Рис. А.10

Кинематические пары V класса налагают на относительное движение каждого из входящих в них звеньев 5 ограничений ($S = 5$). Число степеней свободы $H = 1$. Пары V класса 1-го вида допускают только 1 вращение каждого из звеньев (вращательная пара, плоский шарнир).

1 вид:



Условные обозначения плоских шарниров на схеме

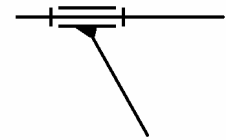
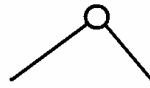
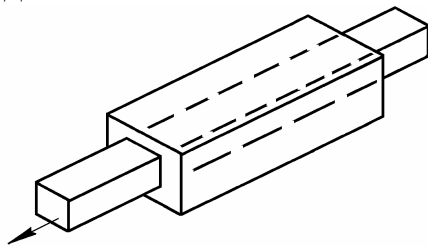


Рис. А.11

Пары V класса 2-го вида допускают только 1 поступательное движение каждого из звеньев (поступательная пара).

2 вид:



Условные обозначения поступательной пары на схеме

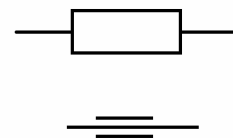
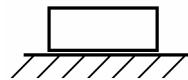


Рис. А.12

Осуществление заданного относительного движения введением звеньев в КП так, чтобы один элемент пары находился в непосредственном контакте с другим элементом, в некоторых случаях неудобен с точки зрения конструктивной целесообразности. Соединяя во вращательную пару два звена, мы часто вводим как промежуточное звено шарикоподшипник с целью уменьшения трения в паре. Так мы получаем соединение, которое, строго говоря, не представляет собой КП, так как имеет в своем составе ряд подвижных звеньев.

Нетрудно увидеть, что если отнести шарикоподшипник к одному из сочленяемых основных звеньев пары, то относительное движение звеньев пары не изменится. Таким образом, это соединение будет парой V класса.

При рассмотрении возможных движений, которыми обладают звенья пар в их относительном движении необходимо иметь в виду, что эти движения должны рассматриваться лишь как возможные для данного момента времени.

Рассмотренные КП относились к парам, для которых мгновенные возможные движения их звеньев не зависят друг от друга.

В технике встречаются КП, для которых относительные движения их звеньев связываются какой-либо дополнительной геометрической зависимостью. В качестве примера рассмотрим случай такой КП, наиболее часто встречающейся в механизмах.

Предположим, что определенному углу поворота (φ) одного звена соответствует определенное поступательное движение (S) вдоль той же оси. Здесь дополнительная связь $S = f(\varphi)$. Эта пара является КП V класса и носит название *винтовой пары*.

По виду кинематического элемента (КЭ) КП делятся на низшие и высшие. *Низшими КП* называются пары, в которых соприкосновение элементов КП происходит по *поверхности*.

Высшими КП называют пары, в которых соприкосновение элементов КП происходит по *линии* или *точке*.

Для постоянного соприкосновения элементов в паре они должны быть замкнуты. Замыкание КП может быть кинематическим или силовым.

Кинематическое замыкание реализуется конструктивной формой элементов, входящих в пару.

Силовое замыкание реализуется использованием силы веса, упругости замыкающей пружины и т. д.

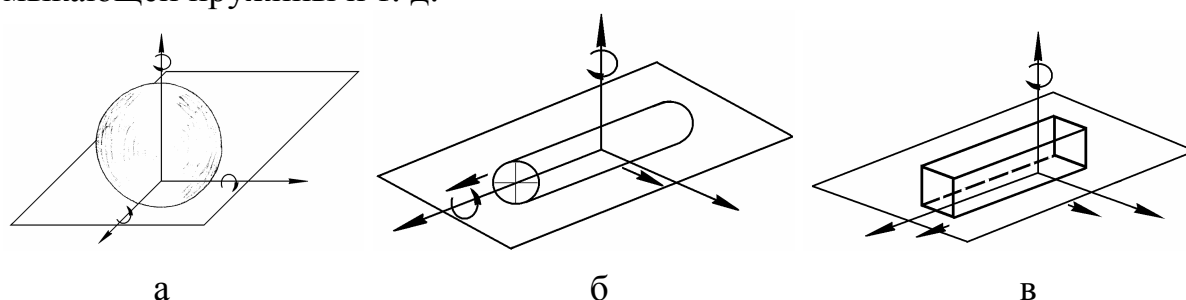


Рис. А.13. Высшие КП: а – контакт по точке, б – контакт по линии, в – низшая КП – контакт по поверхности.

СВОЙСТВА НИЗШИХ КП

1. У низших КП относительные траектории совпадающих точек звеньев, входящих в пару, тождественны, т.е. низшие пары обладают обратимостью движения, т. е. вид траектории в относительном движении не зависит от того, какое из звеньев принято за неподвижное. Во вращательной КП траектория – окружности одинаковых радиусов независимо от того, какое из звеньев вращается (1 или 2).

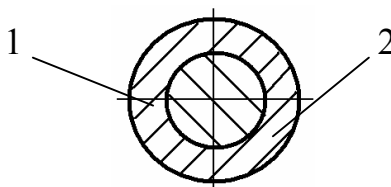


Рис. А.14

В поступательной паре – совпадение отрезков контактных прямых, в винтовой паре – совпадение винтовых линий.

2. Давление между поверхностями у низших КП распределяется по площадям конечных размеров и, поэтому удельное давление, а, следовательно, и поверхностный износ звеньев оказывается сравнительно меньше, чем у высших пар.

3. Низшие пары просты и относительно дешевы в изготовлении.

4. Синтез механизмов с низшими парами до настоящего времени в общем виде не решен.

5. Трение в низших КП представляет собой трение скольжения и потери на трение достигают значительной величины.

6. Поверхности соприкосновения низших КП должны быть такой формы, чтобы звенья могли перемещаться друг относительно друга без нарушения их контакта. Однако существуют только 3 формы поверхностей, при которых они могут перемещаться одна относительно другой:

- цилиндрические поверхности могут скользить одна по другой вдоль их образующей;
- поверхности вращения могут вращаться вокруг их общей оси симметрии;
- винтовые поверхности могут перемещаться одна по другой.

Отсюда следует, что низшие пары могут быть только 3-х типов: поступательными, вращательными и винтовыми.

СВОЙСТВА ВЫСШИХ КП

Свойство 1. Траектории совпадающих точек звеньев в высших парах, как правило, различны, т. е. высшие пары не обладают свойством обратимости движения (вид траектории в относительном движении зависит от того, какое из звеньев принято за неподвижное).

Например:

– траекторией точки В, принадлежащей толкателю, (рис. А.15) в движении относительно кулачковой шайбы является профиль этой шайбы; траекторией же точки, принадлежащей шайбе, является некоторая кривая, проходящая через точку В.

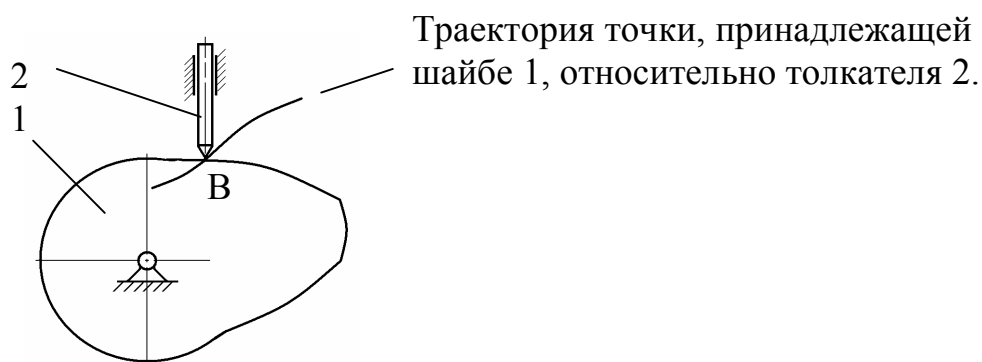


Рис. А.15

– если взять колесо на рельсе, то вместе они представляют собой высшую КП (рис. А.16 а). Точка А колеса при качении по рельсу без проскальзывания опишет циклоиду (рис. А.16 б, в, г, д); та же точка А, принадлежащая рельсу, при его обкатывании без проскальзывания по колесу опишет эвольвенту круга.

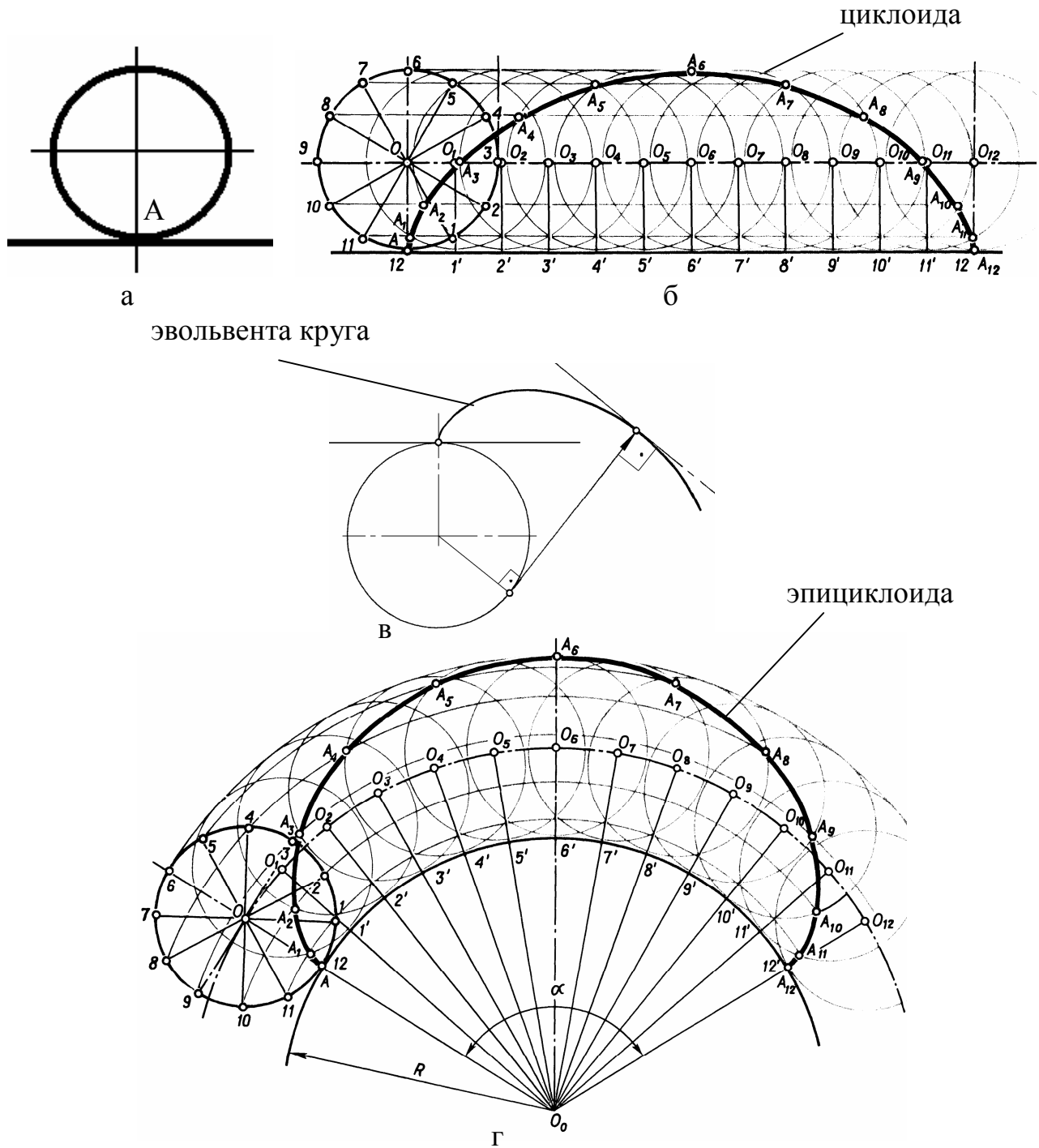
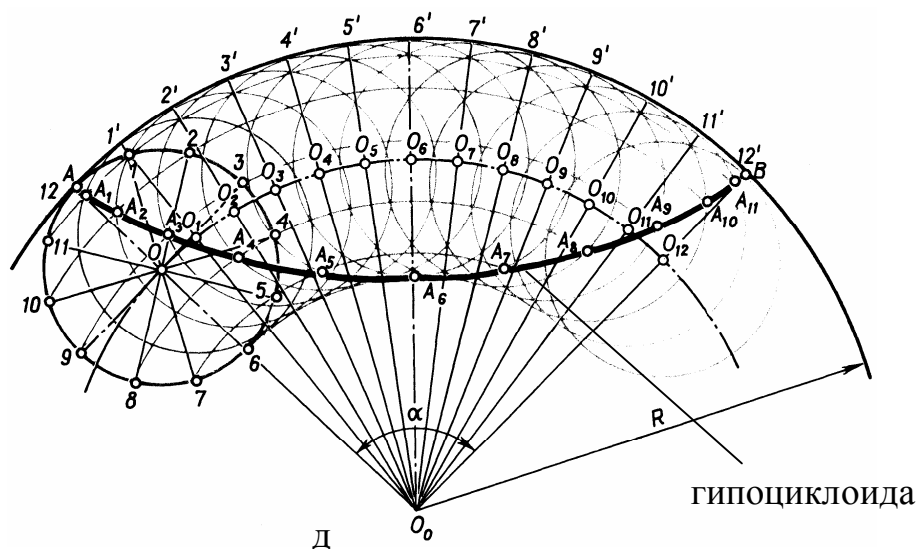


Рис. А.16

При обкатывании колеса без проскальзывания по выпуклой кривой точка А колеса опишет эпициклоиду; по вогнутой кривой – гипоциклоиду.

Свойство 2. Износ в высших КП очень велик. Соприкосновение по точкам или линиям ведет к теоретически бесконечно большим удельным давлениям в точках контакта элементов пары.

Свойство 3. Высшие пары сложны и дороги в изготовлении.



Продолжение рис. А.16

Свойство 4. Повышенный износ поверхностей соприкосновения влечет за собой изменение геометрических характеристик деталей механизмов. Это в свою очередь вызывает изменение характера траекторий относительного движения звеньев. В качестве компенсации необходимо применять методы поверхностного упрочнения элементов КП (азотирование, цементация, закалка и т. д.), что также вызывает удорожание их изготовления.

Свойство 5. Трение в высших КП меньше, чем в низших (здесь преимущественно трение качения).

Свойство 6. Высшие КП могут осуществлять более разнообразные виды относительных движений.

По виду связи КП делятся на *удерживающие* и *неудерживающие*.

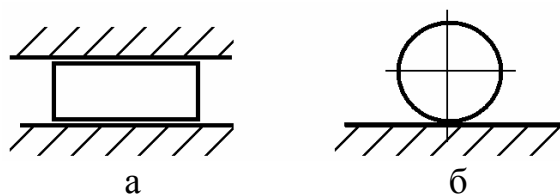


Рис. А.17. а – удерживающая КП; б – неудерживающая КП

Для работы КП с неудерживающей связью требуется ее силовое замыкание.

По виду относительного движения КП делятся на *плоские* и *пространственные*. При плоских КП все точки звеньев перемещаются в одной или параллельных (за счет толщины звеньев) плоскостях; при пространственных КП – в пространстве.

Форма элементов КП и их конструктивное оформление играет большую роль в конструировании машин. В первую очередь возникает вопрос о связи формы элементов пар с их прочностью и износостойкостью. По этим характе-

ристикам предпочтительно применение низших КП. Высшие КП имеют свои значительные достоинства. Использование не только низших, но и высших КП в большинстве случаев упрощает конструкции механизмов, уменьшает их габариты, позволяет осуществить требуемое движение с меньшим количеством звеньев и т. д. Во многих современных быстроходных машинах широко применяются и, очевидно, будут применяться такие механизмы с высшими парами, как кулачковые, мальтийские кресты, цевочные и иные.

ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ СИСТЕМЫ КООРДИНАТ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ СХВАТА МАНИПУЛЯТОРА

Трем степеням подвижности (свободам движения) устройства позиционирования механической руки – схвата манипулятора соответствуют три обобщенные координаты. В зависимости от выбора этих координат различают устройства манипуляторов с прямоугольной, цилиндрической, сферической или угловой координатными системами [4], [5].

В прямоугольной системе координат точка схвата перемещается вдоль осей X , Y , Z . В цилиндрической системе координат – вдоль радиус-вектора R , управляемого углом его поворота φ в одной из плоскостей системы координат X , Y , Z . В сферической системе координат – вдоль радиус-вектора R , управляемого углом его поворота φ в одной из плоскостей системы координат X , Y , Z и углом его поворота γ в другой плоскости той же системы координат.

При позиционировании в прямоугольных координатах схват не меняет своей ориентации. В цилиндрической и сферической координатных системах, где это происходит, добавляются кинематические пары, компенсирующие повороты схвата. Дополнительные пары, работающие в своей системе координат, действуют в обратном направлении по отношению к соответствующим кинематическим парам в основной координатной системе. Компенсирующие пары всегда того же типа, что и их «антиподы» (вращение – вращение и т. д.).

Под *рабочим пространством (рабочей зоной)* манипулятора понимают пределы, в которых возможно управляемое перемещение исполнительного органа (схвата). У манипуляторов различают четыре основных исполнения.

Исполнение П с прямоугольной (декартовой) системой координат. Рабочее пространство выходного звена – *параллелепипед*. Кинематическая схема и конструкция такого манипулятора представлена на *рис Б.1*.

Для позиционирования схвата используют три поступательные движения, для ориентирования – два вращения. Манипуляторы исполнения П нашли преимущественное применение на технологических операциях, в частности – на сборке, при обслуживании автоматических линий, обеспечивая точное прямолинейное движение детали.

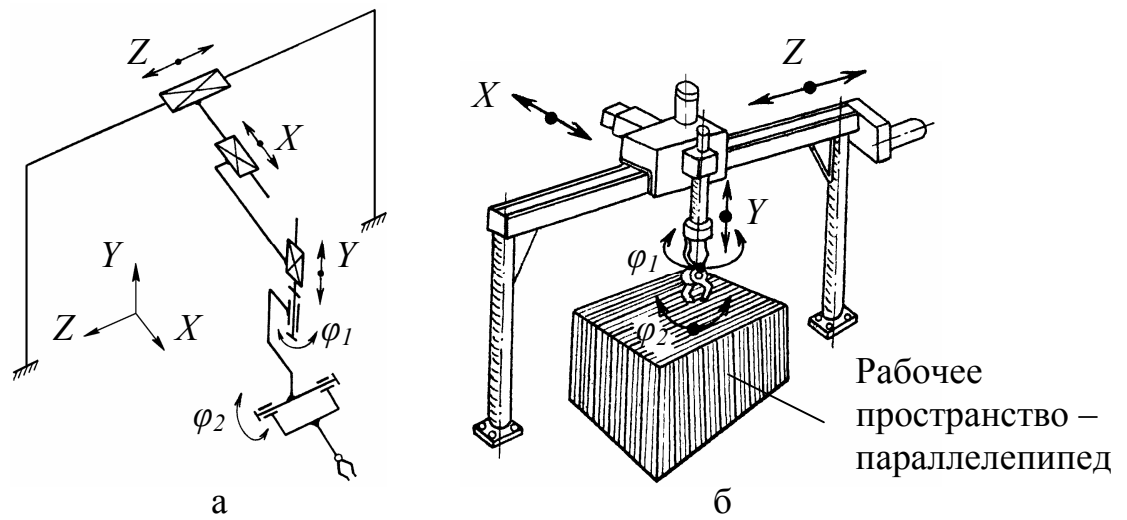


Рис. Б.1. Исполнение II.

а – кинематическая схема; б – конструктивное исполнение.

Недостаток исполнения II – чрезмерные габариты устройства. Кроме этого, при последовательном перемещении детали по трем координатным осям несколько увеличивается общее время выполнения операции.

Исполнение Ц с цилиндрической системой координат. Рабочее пространство выходного звена – *цилиндрический сегмент* или полый цилиндр. Кинематическая схема и конструкция такого манипулятора представлена на рис Б.2.

Среди промышленных роботов, предназначенных для выполнения многократно повторяющихся операций, данная схема нашла наибольшее применение. В конструкциях таких манипуляторов для позиционирования схвата используются два поступательных и одно вращательное движения, для ориентирования – два вращения. Их программирование максимально упрощено.

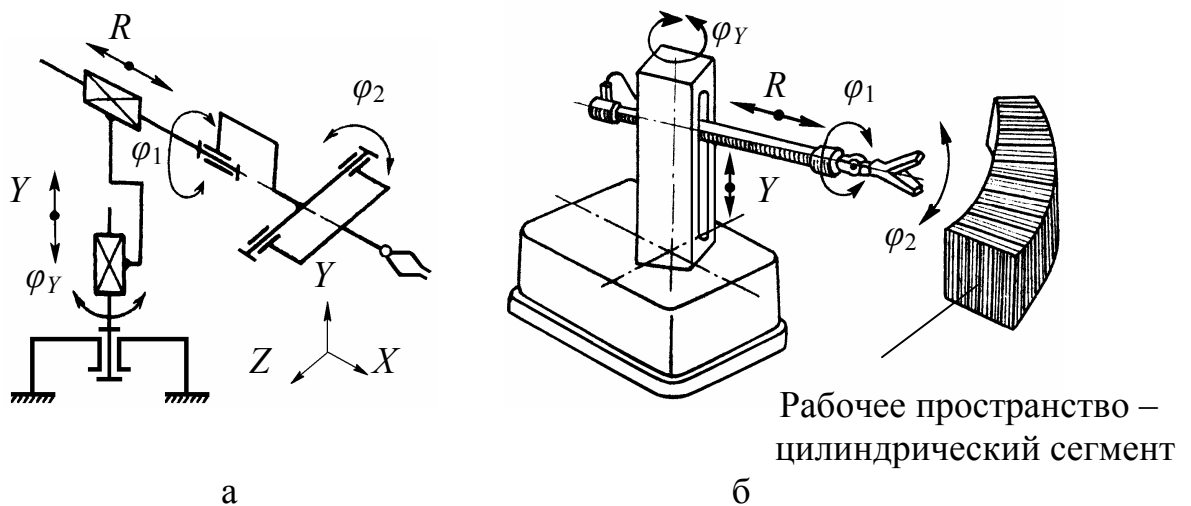
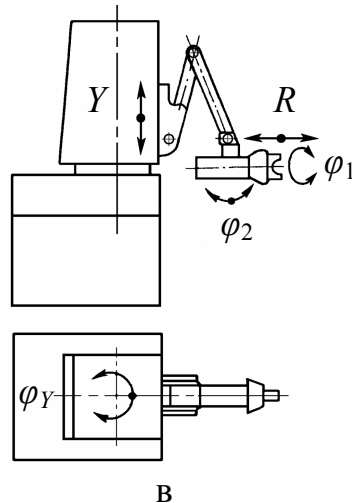


Рис. Б.2. Исполнение Ц.

а – кинематическая схема; б, в – конструктивные исполнения.



Продолжение рис. Б.2

Недостаток исполнения Ц – затрудненность обслуживания при обработке деталей, расположенных на небольшой высоте – уменьшена рабочая зона манипулятора.

Исполнение С со сферической (полярной) системой координат. Рабочее пространство выходного звена – *сферический сегмент*. Кинематическая схема и конструкция такого манипулятора представлена на *рис. Б.3*. Для позиционирования схвата предусмотрены одно поступательное движение и два вращения; для его ориентирования – два вращения. Такие исполнения манипуляторов применяются преимущественно на операциях, не требующих большой точности отработки движений схвата – при окраске, нанесении защитных покрытий и т. д. Используемые схемы сочетают компактность и повышенную жесткость, допуская значительные динамические нагрузки. Манипуляторы с этой системой координат, как правило, сложнее, чем исполнение Ц, однако они в сравнении с исполнением Ц более компактны.

Все конструкции (*рис. Б.3*) до схвата имеют пять степеней подвижности; вместе с движением схватывания рука имеет шесть подвижностей.

В настоящее время появилось большое количество новых схем, различным образом реализующих разнообразные движения. В частности это шарнирные (антропоморфные) манипуляторы *исполнения У* с угловой (ангулярной) системой координат (*рис. Б.4 а*). Их рабочее пространство в плане – полный цилиндр (*рис. Б.4 б*), на виде сбоку – составной сегмент (*рис. Б.4 в*). Они имеют только вращательные кинематические пары; по схеме напоминают руку человека. Благодаря возможности складываться, обладают наибольшей компактностью, способны обходить препятствия, однако наиболее сложны в управлении.

На практике манипуляторы реальных роботов обладают избыточностью числа степеней подвижности и в них чаще всего реализуются различные комбинации упомянутых основных типов исполнений.

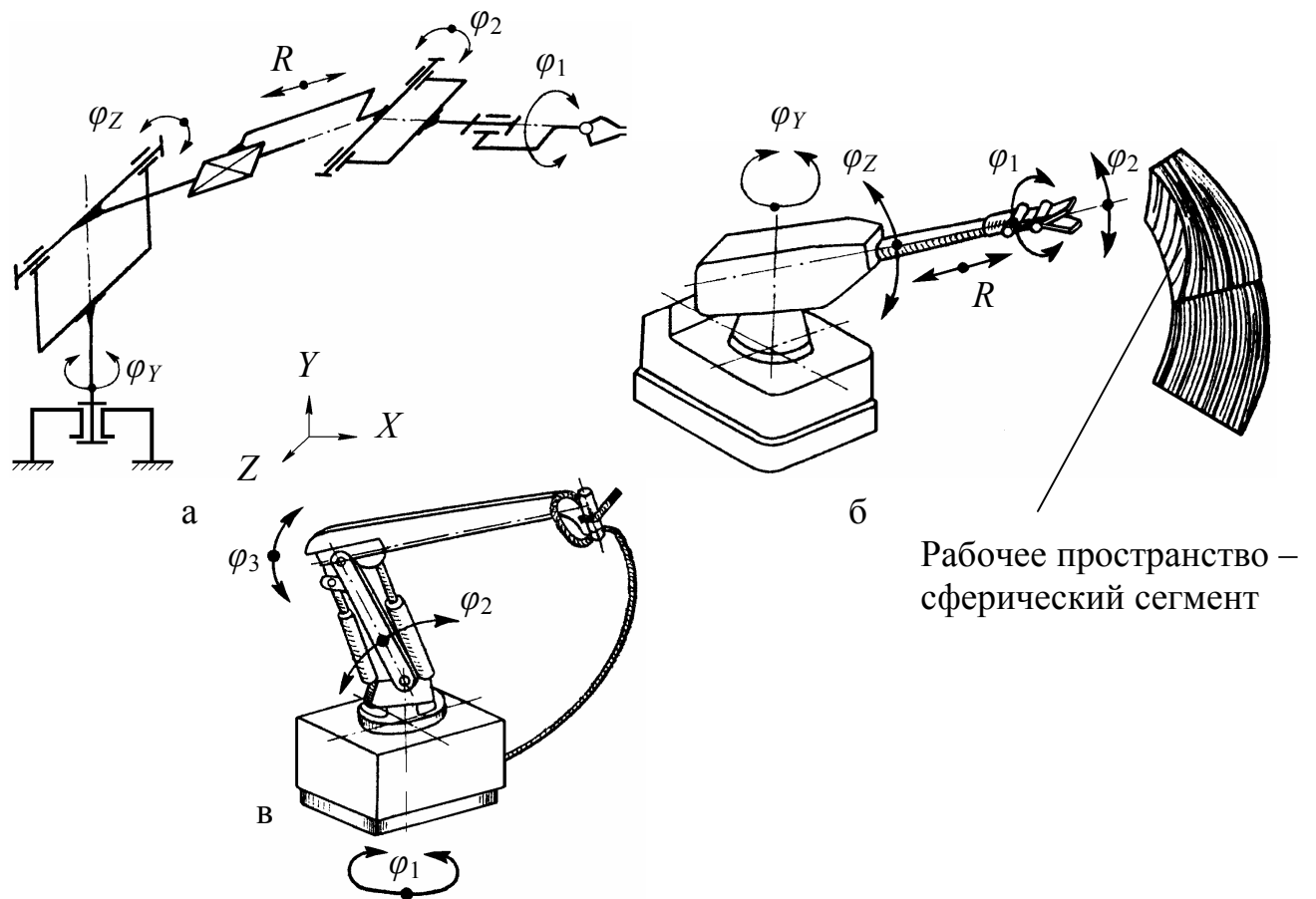


Рис. Б.3. Исполнение С.

а – кинематическая схема; б, в – конструктивные исполнения.

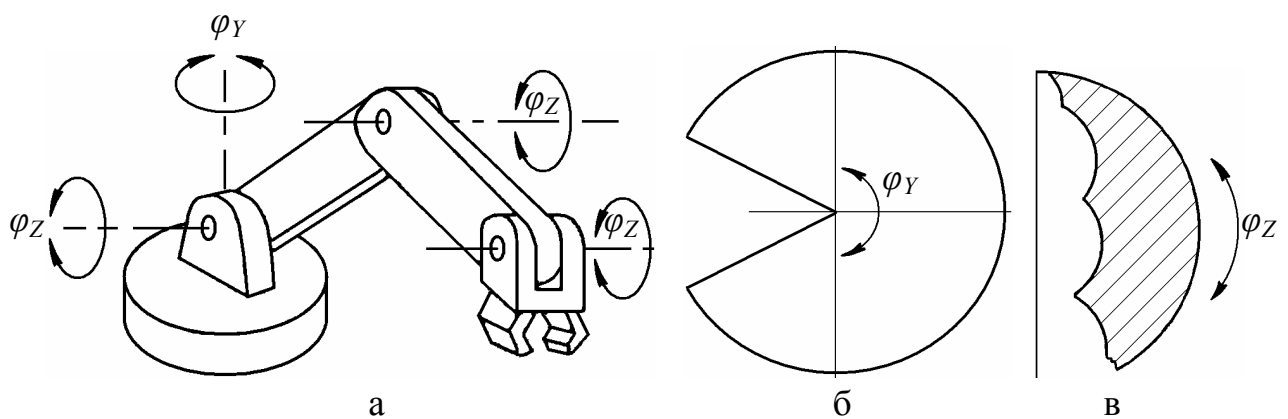


Рис. Б.4. Исполнение У.

а – кинематическая схема; б – рабочее пространство в плане;
в – рабочее пространство на виде сбоку.

Маневренность манипулятора

В процессе выполнения различных операций с перемещением объектов наиболее часто манипуляторы имитируют движение рук человека. По этой причине структурная схема манипулятора должна обладать кинематическими характеристиками, аналогичными характеристикам рук человека.

Подвижности, имеющиеся у руки человека (без учета подвижности пальцев), можно обеспечить с помощью пространственной цепи, приведенной на рис. Б.5.

Рука имеет в плече и в запястье сферические вращательные пары III класса (сферические шарниры), в локте – вращательную пару V класса (плоский шарнир). Используя для оценки степени подвижности руки человека формулу Сомова-Малышева, без учета движения кисти (фаланг и пальцев руки), получим $W = 7$; а с учетом всех звеньев и в самой кисти получим $W = 27$ [2].

Опыт работы с неориентированными объектами показывает, что манипулятор должен иметь, по крайней мере, не менее 7 степеней подвижности. Три степени необходимы для перемещения инструмента в любую точку зоны обслуживания, еще три – для ориентации инструмента, например, электрододержателя, краскопульта и т. д. И, как минимум, одна степень свободы должна быть у схвата.

Каждая степень подвижности управляется индивидуальным приводом, в результате чего исполнительный орган (схват) получает вполне определенное направленное движение.

Напомним, что основное предназначение манипулятора – замена физических функций руки человека при выполнении монотонных, опасных и вредных работ. Все движения манипулятора условно разделим на три основные группы движений:

- глобальные,
- региональные и
- локальные.

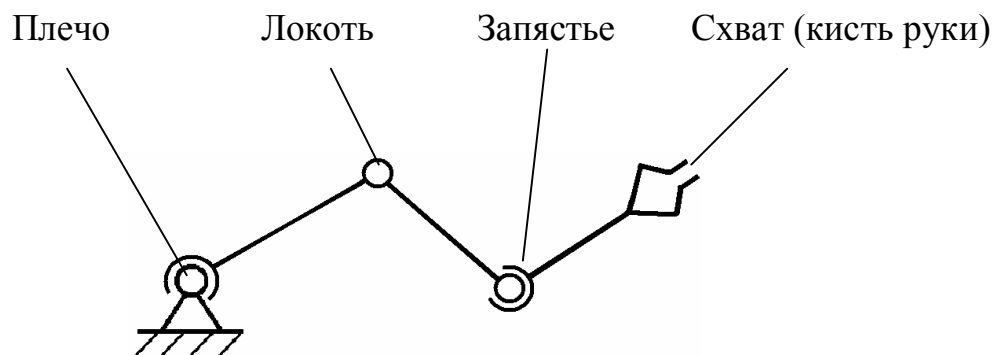


Рис. Б.5

Глобальные движения реализуются путем перемещения подвижного основания манипулятора. В стационарных установках глобальные движения отсутствуют.

Региональные движения – перемещения схвата манипулятора в различные зоны рабочего пространства, определяемого размерами звеньев механизма.

Локальные движения – перемещения схвата манипулятора, соизмеримые с его размерами (ориентация в малой зоне рабочего пространства).

Иногда глобальные и региональные движения называют *транспортирующими*, а локальные – *ориентирующими*.

Возможность совершать независимые движения по шести координатам принципиально обеспечивает минимально необходимые для промышленного робота манипуляции. Увеличение числа степеней подвижности свыше шести придает манипулятору ценное свойство *маневренности*.

Избыточные степени подвижности позволяют выбирать наиболее удобный вариант движения (манипуляция при наличии препятствий). Это свойство характерно для узко специализированных манипуляторов. В промышленных конструкциях увеличение числа управляемых координат связано со значительным усложнением всей конструкции, ведет к возрастанию ее стоимости и понижению точности позиционирования. Большинство универсальных манипуляторов имеют пять-шесть степеней подвижности и маневренность, равную нулю.

Маневренность зависит от количества подвижных звеньев механизма, количества и класса применяемых кинематических пар и их расположения в кинематической цепочке.

Конструктивно наиболее просто осуществить привод вращательных пар V класса. Кинематические цепи с парами I – IV классов можно заменить эквивалентными им цепями ($W = const$) с парами только V класса. При этом, однако, существенно увеличивается общее число звеньев цепи (рис. Б.6).

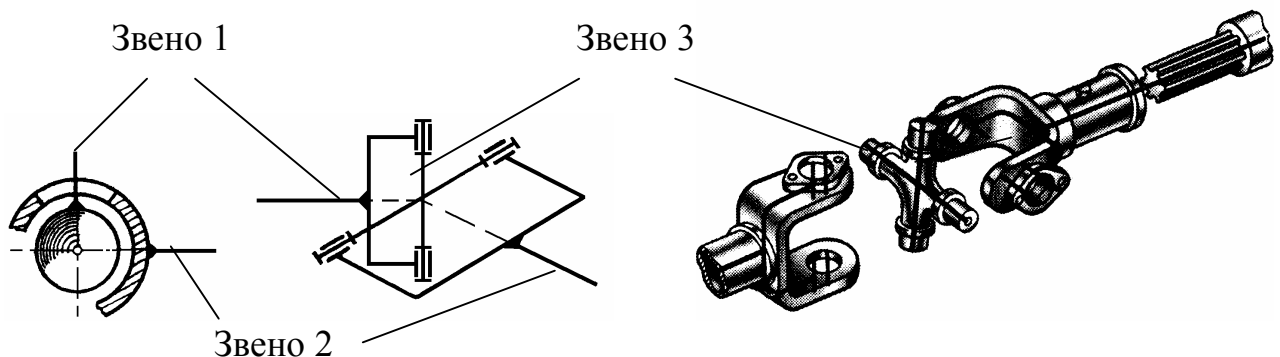


Рис. Б.6. Сферический шарнир с пальцем (p_4) и его конструктивные исполнения

Кинематическую схему механизма, содержащую только пары V класса, иногда называют *основной схемой*, а имеющую высшие пары – *эквивалентной*.

В качестве примера проиллюстрируем основную и эквивалентную схемы механизма манипулятора «Маскот», а также его конструктивное исполнение (рис. Б.7).

Для основной схемы число степеней подвижности манипулятора:

$$W = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 0 - 3 \cdot 0 - 2 \cdot 0 - 1 \cdot 0 = 6;$$

маневренность общая:

$$m = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 0 - 3 \cdot 0 - 2 \cdot 0 - 1 \cdot 0 = W - 6 = 0;$$

маневренность в базовой плоскости (например, в YOX):

$$m_{\bar{o}} = \sum f_{\bar{o}} - 3 = 3 - 3 = 0;$$

для эквивалентной схемы:

$$W = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 0 - 4 \cdot 3 - 3 \cdot 0 - 2 \cdot 0 - 1 \cdot 0 = 6;$$

$$m = 6 \cdot 2 - 5 \cdot 0 - 4 \cdot 3 - 3 \cdot 0 - 2 \cdot 0 - 1 \cdot 0 = 0;$$

$$m_{\bar{o}} = \sum f_{\bar{o}} - 3 = 3 - 3 = 0.$$

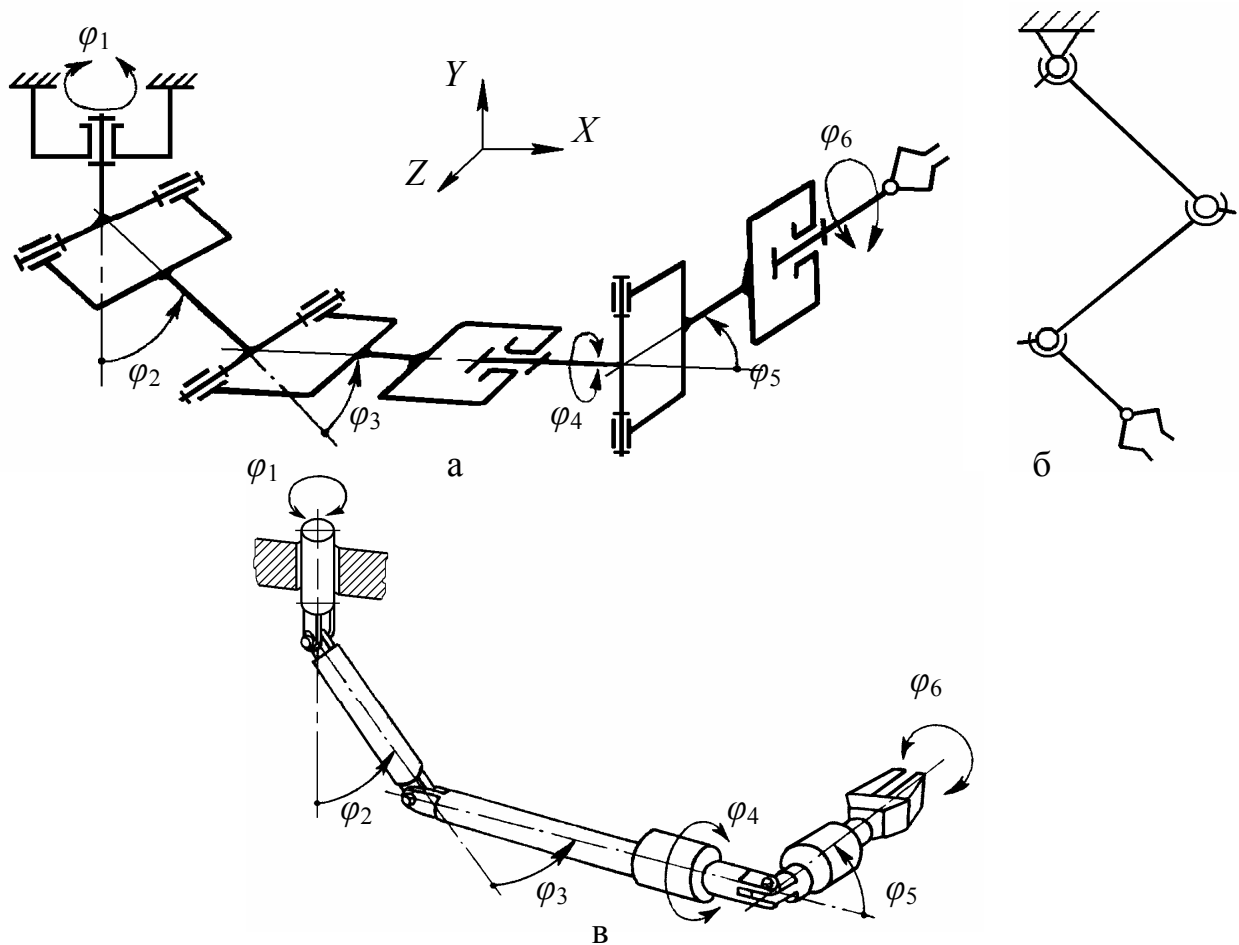


Рис. Б.7 а – основная схема манипулятора «Маскот»;
б – эквивалентная схема, в – конструктивное исполнение

Сервис манипулятора

Незамкнутая кинематическая цепь манипулятора с несколькими степенями подвижности позволяет схвату занимать различные положения в некотором объеме рабочего пространства, ограниченном длинами звеньев и конструкциями кинематических пар.

Рабочим объемом манипулятора принято называть объем, ограниченный поверхностью, огибающей все возможные положения схвата. Классификация возможных движений руки манипулятора представлена в *табл. Б.1* и показана на *рис. Б.8*.

Идеальная форма рабочего объема манипулятора – сфера. Движению схвата в полном рабочем объеме всегда препятствуют некоторые структурные и конструктивные ограничения в кинематических парах, габариты, характерис-

Т а б л и ц а Б.1

Номер класса движения схвата (класс КП)	Ограничения, накладываемые на движение схвата в рабочем объеме
I	Ограничения отсутствуют (<i>рис. Б.8 а</i>)
II	Имеется посторонний объект, который необходимо обойти произвольным образом (<i>рис. Б.8 б</i>)
III	Схват должен двигаться по заданной плоской или пространственной кривой (<i>рис. Б.8 в</i>)
IV	Имеется посторонний объект, а также необходимость движения схвата по заданной траектории (<i>рис. Б.8 г</i>)

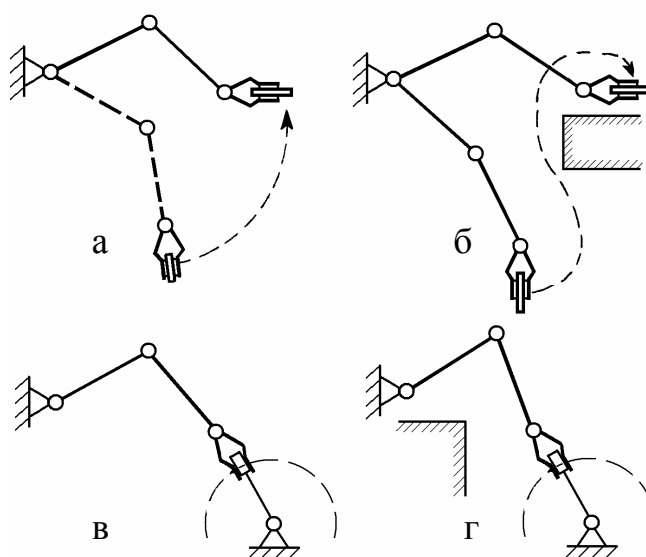


Рис. Б.8

тики приводов и т. д. Эти ограничения не позволяют подводить схват к заданной точке рабочего пространства под любым углом. В результате в рабочем объеме появляются так называемые зоны сервиса (зоны обслуживания).

Для каждой точки рабочего объема манипулятора можно определить некоторый телесный угол ψ , внутри которого схват можно подвести к этой точке.

Угол ψ принято называть углом сервиса, а отношение $\Theta = \psi/4\pi$ – коэффициентом сервиса в данной точке.

Значения Θ может меняться от нуля (для точек, расположенных на границе рабочего пространства) до единицы (для точек так называемой зоны 100 % или полного сервиса), в которых схват совершает полное сферическое движение.

Полным коэффициентом сервиса манипулятора называется средняя величина коэффициента сервиса в рабочем пространстве.

У реального манипулятора с ограничениями на движение во всех шарнирах величина коэффициента сервиса всегда меньше единицы. Оценка кинематических свойств манипулятора с помощью коэффициента сервиса позволяет выбрать наиболее выгодный вариант конструкции.

Распределение парка промышленных роботов (ПР) в мире по областям применения в % (основное производство)

Всего в мире	Сварка	Окраска, отделка	Сборка	Литье	Загрузо-разгрузочные работы	Прочие
	24,5	14	8,2	6	40,3	7

В состав любого робота (от чешского «*robota*» – тяжелый подневольный труд) входит исполнительное устройство, как правило, один или несколько манипуляторов – механических рук. Их программное движение обеспечивается устройством автоматического управления. Последнее включает в себя чувствительные (сенсорные) устройства – «органы чувств» робота, устройства обработки и хранения информации (вычислитель) – «мозг» робота, устройство управления приводами манипуляторов, а также устройств передвижения (у подвижных роботов).

Робот – машина автоматического действия, которая объединяет свойства машин рабочих и информационных, являясь, таким образом, принципиально новым видом машин.

Одна из основных задач робототехники – замена рабочих, занятых на вспомогательных операциях. Притом, что стоимость вспомогательных операций в три-четыре раза ниже, чем основных, степень их автоматизации также почти вдвое ниже, чем основных. В результате около половины рабочих, занятых в промышленности, работают на таких наименее престижных и не требующих высокой квалификации ручных операциях.

Высвобождение занятых на подсобных операциях рабочих за счет применения ПР является не только одним из основных путей решения проблемы трудовых ресурсов, но и наиболее рациональным их использованием, т. е. имеет большое социальное значение.

Роботизированные технологические комплексы, в которых ПР используются на вспомогательных операциях по обслуживанию основного технологического оборудования, и сами ПК классифицируются по виду основного технологического процесса или выполняющего его основного технологического оборудования. Основными по значению, таким образом, становятся ПР механообработки, штамповки, прессования пластмасс, горячейковки и штамповки, литья под давлением, внутрицехового транспорта и т. д.

Распределение ПР по вспомогательным операциям в различных областях их применения в машиностроении следующее (в %):

- механообработка – 33;
- штамповка холодная – 46;
- литье – 2;
- гальваника – 3;
- транспортирование – 10;
- прочее – 6.

Аналогично классифицируются ПР в отраслях, где роботы применяются на вспомогательных операциях, в немашиностроительных отраслях хозяйства.

Примеры применения средств робототехники в немашиностроительных областях

Операция	Основные требования к манипуляторам
<i>Угольная и горнодобывающая промышленности</i>	
Установка крепи в забое	Подвижный робот с техническим зрением и двумя манипуляторами.
Бурение шурпов	Многоманипуляторный подвижный робот-бурильщик с навигационной системой
Отделение угля от породы	Робот с техническим зрением и другими средствами осязания
Погрузка горной массы Погрузо-разгрузочные работы в обогатительном производстве	Подвижный робот-погрузчик
<i>Металлургия</i>	
Загрузка чушек и металлолома в печь	Манипулятор с ручным управлением

<p>Ремонт огнеупорной кладки печей, домен</p> <p>Пробивка корки шлака и устранение анодного эффекта при электролизе алюминия</p> <p>Извлечение штырей в электролизерах и их перестановка</p> <p>Укладка и обвязка пакетов чушек, их погрузка и доставка</p>	Подвижный робот
<i>Сельское хозяйство</i>	
<p>Уборка овощей и фруктов</p> <p>Прополка и прореживание овощей</p>	Робот с техническим зрением для работы, в том числе в комплексе с прореживателем
Обслуживание теплиц	Подвижный робот (для выращивания рассады, уборки продукции и т. д.)
<p>Товарная доработка плодоовощной продукции (сортировка и загрузка в контейнеры)</p> <p>Обслуживание свиноводческих комплексов и комплексов для крупного рогатого скота</p> <p>Дойка и санитарная обработка вымени коров</p> <p>Стрижка овец</p> <p>Погрузо-разгрузочные работы сельскохозяйственной продукции, сена, силоса, удобрений и т. д.</p> <p>Вождение тракторов и других сельскохозяйственных машин</p>	Робот-тракторист
<i>Лесозаготовительное производство</i>	
Валочно-пакетирующие роботы для лесосек	Наличие специализированного манипулятора
<i>Деревообрабатывающее производство</i>	
Погрузочные работы	Роботы, аналогичные применяемым в машиностроительном производстве
<i>Строительная промышленность</i>	
<p>Укладка кирпичей</p> <p>Сортировка кирпичей на конвейере</p> <p>Загрузка и выгрузка печей кирпичом</p>	<p>Робот-каменщик</p> <p>Робот с техническим зрением и дальномерной системой</p>

Облицовочные работы.	Робот для монтажа облицовочных плиток (в том числе по определенному рисунку)
Монтаж металлоконструкций (зданий, мостов, резервуаров и т. п.)	Робот-монтажник-высотник
Окрасочные работы	Робот-маляр
<i>Легкая и пищевая промышленность</i>	
Обслуживание основного технологического оборудования (прядаильных и швейных машин, агрегатов, формирующих синтетические нити, прессов горячей вулканизации, печей для обжига керамических изделий и т. д.) Внутрицеховые погрузо-разгрузочные и транспортные работы Раскрой кожи и других материалов Укладка в тару конфет, овощей (при консервировании) и т. д. Погрузо-разгрузочные работы в холодильниках.	
<i>Транспорт</i>	
Погрузо-разгрузочные работы Регламентное обслуживание железнодорожных путей Шагающие транспортные машины	
<i>Медицина</i>	
Хирургия (микрохирургия, дистанционная хирургия, стерильная хирургия, хирургия внутренних органов с введением внутрь манипулятора или мини-робота) Протезирование конечностей Уход за больными и инвалидами Помощь при передвижении слепых людей, при реабилитации инвалидов и больных	Робот-сиделка Робот-поводырь, робот для массажа, физических упражнений, тренировки
<i>Сфера обслуживания</i>	
Погрузо-разгрузочные работы Уборка помещений Мойка окон высотных зданий Уход за детьми	Робот-домохозяйка Робот-нянька и игрушка
<i>Специальные виды работ</i>	
Подводные, космические и иные	

КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При конструировании машин механизмы подбирают так, чтобы выходное звено (звенья) совершало движение по заданному закону. Рабочие процессы многих машин вызывают необходимость иметь в их составе механизмы, движение выходных звеньев которых следует выполнять с паузами и согласовывать с движением других механизмов. Наиболее надежными, простыми и компактными для выполнения такой задачи являются *кулачковые механизмы*; воспроизведение движения выходного звена – *толкателя* – они осуществляют теоретически точно. Их входное звено называется *кулачком*, выходное – *толкателем* или *коромыслом*.

Эти механизмы обладают широкими возможностями выполнения сложных законов движения выходных звеньев. Кулачковыми механизмами можно осуществить точный выстой (остановку толкателя при движущемся кулачке) или несколько выстоев толкателя на определенных участках цикла работы машины, что практически исключается при работе рычажных механизмов.

Все кулачковые механизмы по характеру движения точек звеньев можно разделить на две основные группы: механизмы *плоские* и *пространственные*. Проектирование и изготовление пространственных механизмов более сложно в сравнении с плоскими, но их применение часто упрощает общую кинематическую схему автоматического устройства, так как при этом отпадает необходимость применения дополнительных пространственных передач.

В машинах-автоматах с жесткими связями кулачковые механизмы производят «жесткое» программирование выполняемого технологического процесса. В машинах-автоматах с электрическими, гидравлическими и пневматическими связями кулачковые механизмы часто выполняют функции управления с помощью следящих устройств. Однако, несмотря на явное преимущество, ограниченное применение кулачковых механизмов связано с рядом их недостатков. Кинематическая пара «кулак-толкатель» относится к «высшим» парам, где контакт между соприкасающимися звеньями теоретически происходит по линии или точке, но практически с учетом упругости звеньев – по площади. При этом в зоне контакта возникают значительные удельные давления и, следовательно, большой износ поверхностей; поэтому рабочая поверхность кулачка упрочняется химическим, химико-термическим либо механическим способами.

Основным требованием качественной работы механизмов является непрерывный контакт в кинематической паре «кулак-толкатель». При работе кулачковых механизмов в высокоскоростных машинах возможна потеря контакта (отрыв) за счет значительных величин сил инерции толкателя. Это обстоятельство ведет к нарушению технологического цикла, а, следовательно, к снижению качества выпускаемой продукции. Такой недостаток можно исправить оптимальным выбором закона ускорения толкателя, при котором следует учиты-

вать колебательные процессы, происходящие в кулачковых механизмах. Выбор закона движения толкателя часто осуществляется с помощью метода безразмерных характеристических функций, изложенным в [11].

Из всего многообразия сведений о кулачковых механизмах остановимся лишь на исследовании геометрии профиля вращающегося кулачка (анализе и синтезе закона движения толкателя). Это в свою очередь связано с темой выполняемого студентами курсового проекта – синтез профиля кулачка и выбор оптимальных конструктивных размеров кулачковых механизмов при заданном в безразмерной форме законе ускорения толкателя.

Кулачковый механизм представляет собой трехзвенный механизм, состоящий из стойки, входного звена – кулачка и выходного звена – толкателя (рис. 1).

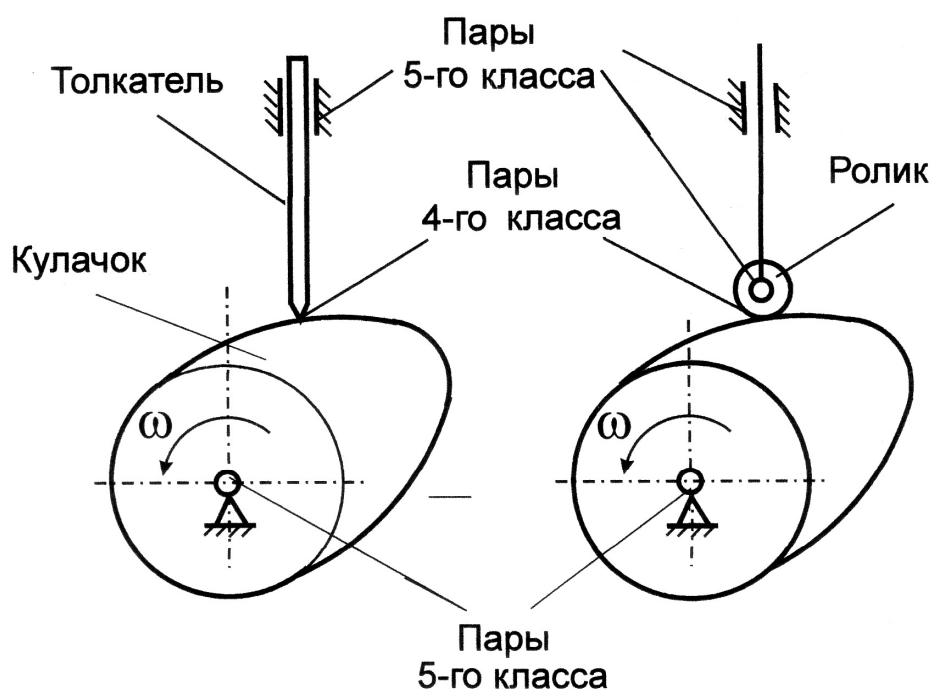


Рис. В.1. Кулачковые механизмы общего вида

На рис. В.1 представлены механизмы с поступательным движением толкателя, оканчивающиеся острием или роликом (пассивным звеном).

Степень подвижности кулачкового механизма без учета ролика определяется формулой Чебышева.

$$W = 3n - 2p_5 - 1p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 2 - 1 \cdot 1 = 1,$$

где n – число подвижных звеньев ($n = 3$);

p_5 – число кинематических пар 5-го класса ($p_5 = 2$);

p_4 – число кинематических пар 4-го класса ($p_4 = 1$).

Согласно формуле Чебышева степень подвижности такого механизма равна единице.

На рис. В.2 представлены различные типы кулачковых механизмов.

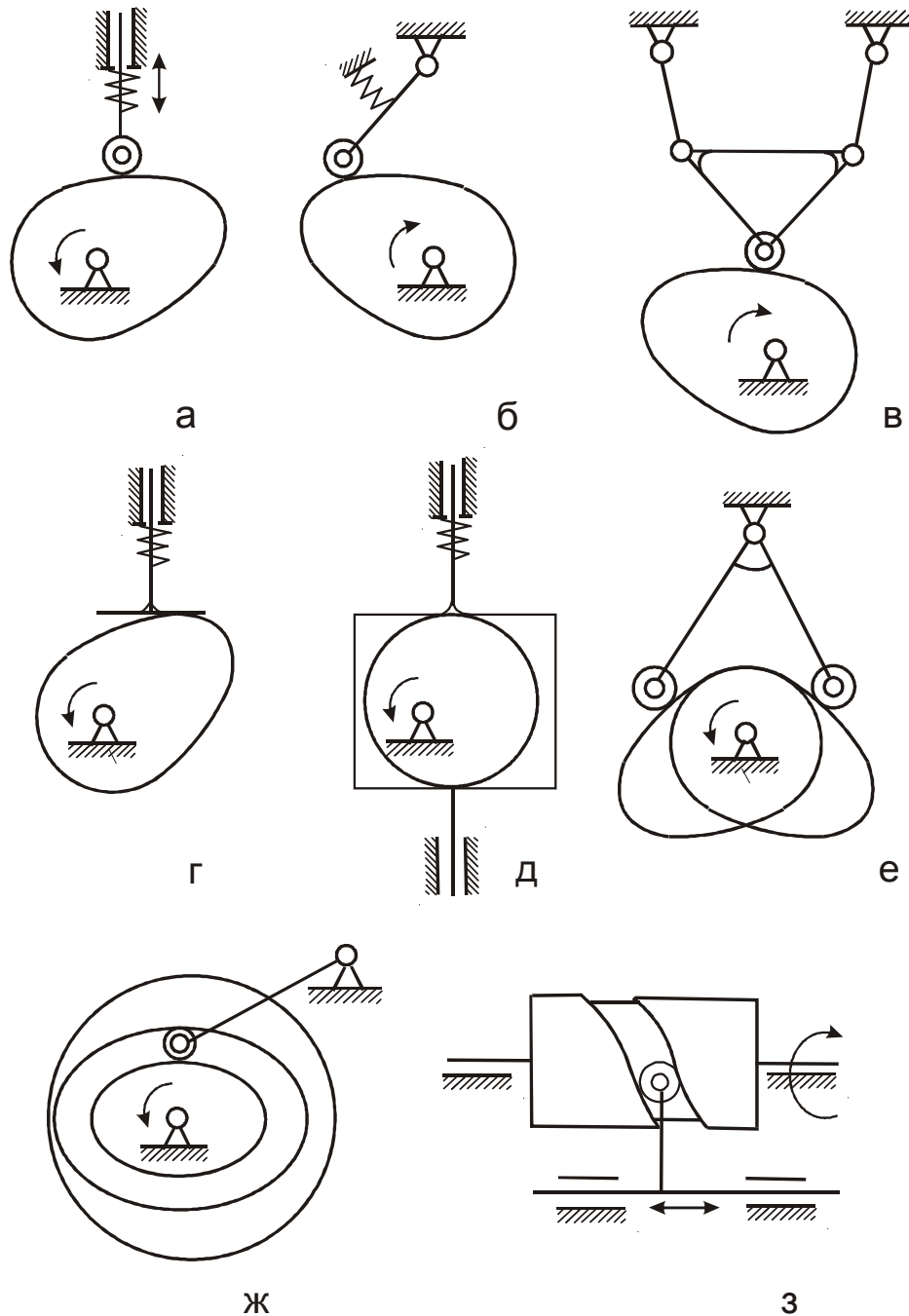


Рис. В.2. Типы кулачковых механизмов

Кулачковые механизмы могут быть плоскими (рис. В.2 а – ж) и пространственными (рис. В.2 з). При этом толкатель кулачкового механизма может совершать различные движения:

- поступательное,
- вращательное,
- сложное (плоское или пространственное).

На рис. В.3 представлены механизмы с поступательным движением толкателя (рис. В.3 а, в, г, д, ж, з, к) и вращательным движением толкателя (рис. В.3 б, е, и).

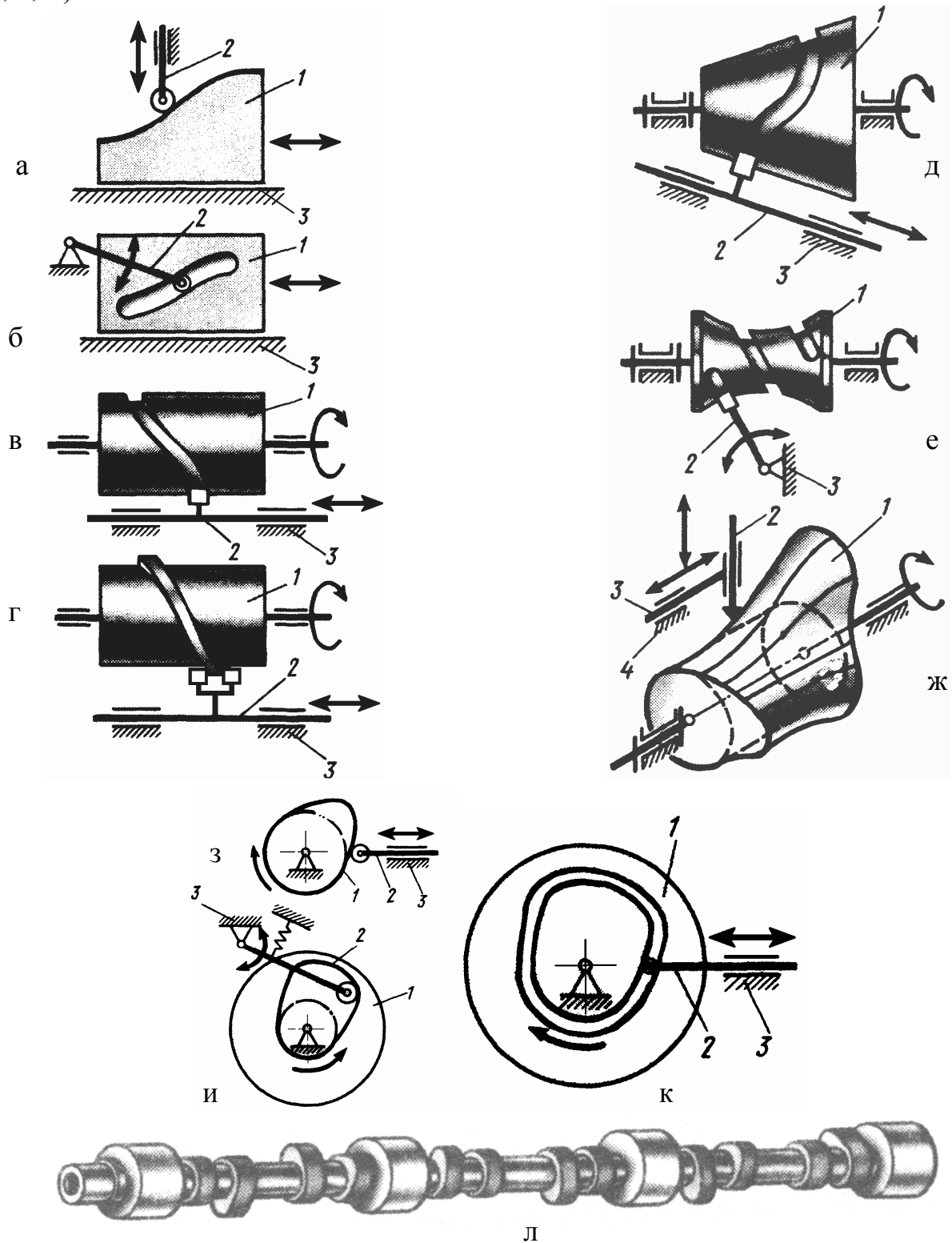


Рис. В.3. Модели кулачковых механизмов и кулачковый вал;
1 – кулак, 2 – толкатель; 3 – стойка,

Постоянный контакт толкателя и кулачка (p_4) обеспечивается силовым или кинематическим замыканием. Силовое замыкание реализуется действием пружины, силой тяжести или давлением жидкости (рис. В.2 а, б, г, д; рис. В.3 и). Кинематическое – установкой контркулака (рис. В.2 е), толкателя в виде рамки (рис. В.2 д), пазовых кулачков (рис. В.2 ж, з; рис. В.3 б, в, г, д, е, к).

На рис. В.3 л представлен кулачковый (распределительный) вал ДВС.

ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ В КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМАХ

Далее приведем основные определения и обозначения, используемые при анализе и синтезе кулачковых механизмов.

Ввиду значительного многообразия существующих конструкций в данной работе рассмотрим лишь два типа механизмов: кулачковые механизмы с поступательным и вращательным движениями толкателя.

Эти кулачковые механизмы могут быть центральными и нецентральными.

Центральный кулачковый механизм – кулачковый механизм с поступательным движением толкателя, при этом линия движения толкателя проходит через ось вращения кулачка (рис. В.4).

Нецентральный (внецентренный) кулачковый механизм – кулачковый механизм с поступательным движением толкателя, при этом линия движения толкателя смещена относительно оси вращения кулачка (рис. В.5).

Данное смещение называется *эксцентриситетом*, обозначается символом «е». В координатных осях эксцентриситет может принимать как положительное, так и отрицательное значения.

Закон движения толкателя определяется профилем кулачка. Если толкатель оканчивается роликом, то различают *практический* и *теоретический* профили кулачка:

практический профиль – кривая, ограничивающая внешнюю поверхность тела кулачка, на которой происходит контакт толкателя (ролика толкателя) с кулачком;

теоретический профиль – кривая, проходящая через центр ролика и проведенная эквидистантно (равноудалено) по нормали к практическому профилю на расстоянии радиуса ролика (рис. В.4).

Начальная шайба – окружность с наименьшим радиусом профиля кулачка, проведенная из его центра вращения;

r_0 – радиус начальной шайбы практического профиля;

$R_0 = r_0 + \rho$ – радиус начальной шайбы теоретического профиля, где ρ – радиус ролика.

Профиль кулачка, обеспечивающий закон движения толкателя, делится на участки с соответствующими профильными углами.

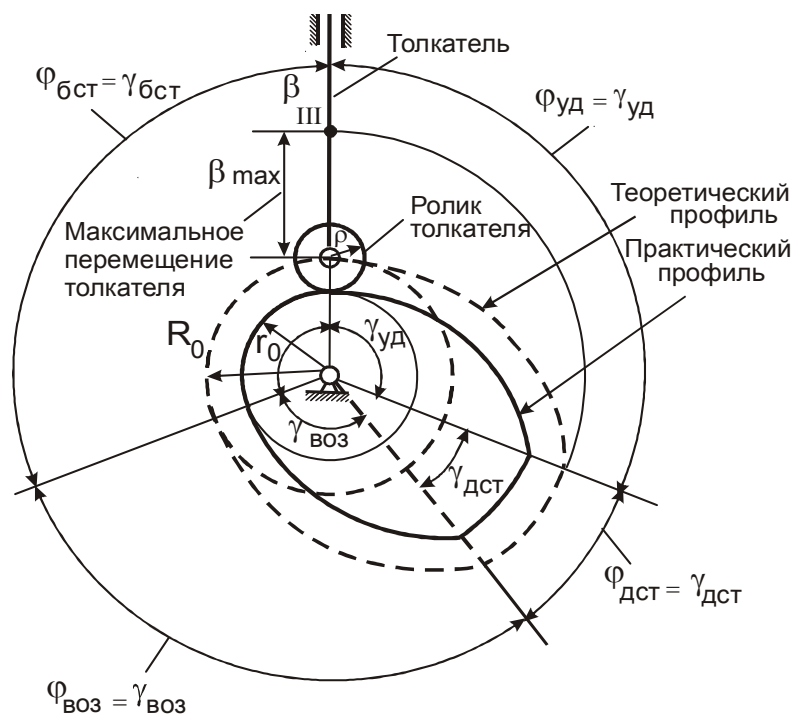


Рис. В.4. Центральный кулачковый механизм

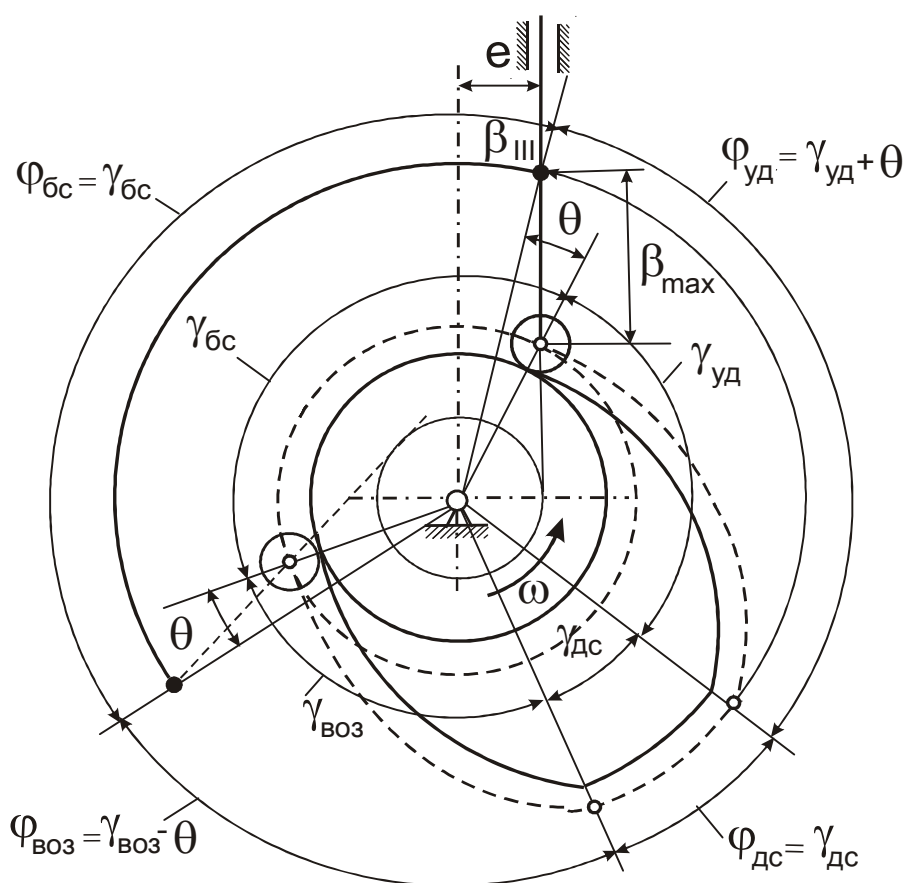


Рис. В.5. Нецентральный (внецентренный) кулачковый механизм

Профильные углы:

угол профиля удаления ($\gamma_{уд}$) – под действием этого профиля происходит удаление толкателя от нулевого в крайнее дальнее положение;

угол профиля дальнего выстоя ($\gamma_{дст}$) – под действием этого профиля происходит выстой толкателя в крайнем дальнем положении. Кривая профиля представляет собой дугу окружности, проведенную из центра вращения кулачка;

угол профиля возвращения ($\gamma_{воз}$) – под действием этого профиля толкатель возвращается в нулевое (исходное) положение;

угол профиля ближнего выстоя ($\gamma_{бст}$) – под действием этого профиля толкатель выстаивает в нулевом положении. Кривая профиля представляет собой дугу окружности радиуса начальной шайбы.

Сумма профильных углов равна 2π или 360° :

$$\gamma_{уд} + \gamma_{дст} + \gamma_{воз} + \gamma_{бст} = 360^\circ.$$

Профильные углы учитываются при изготовлении кулачков. При анализе и синтезе кулачковых механизмов используются *поворотные углы* (φ) кулачка.

Поворотные углы:

поворотный угол удаления ($\varphi_{уд}$) – при повороте кулачка на данный угол происходит удаление толкателя от нулевого положения в крайнее дальнее;

поворотный угол дальнего выстоя ($\varphi_{дст}$) – при повороте кулачка на данный угол происходит выстой толкателя в крайнем дальнем положении;

поворотный угол возвращения ($\varphi_{воз}$) – при повороте кулачка на данный угол толкатель возвращается в нулевое (исходное) положение;

поворотный угол ближнего выстоя ($\varphi_{бст}$) – при повороте кулачка на данный угол толкатель выстаивает в нулевом положении.

Сумма поворотных углов так же, как и профильных углов, равна 360° :

$$\varphi_{уд} + \varphi_{дст} + \varphi_{воз} + \varphi_{бст} = 360^\circ.$$

Для *центрального* кулачкового механизма поворотные и профильные углы равны между собой

$$\varphi_{уд} = \gamma_{уд}; \quad \varphi_{воз} = \gamma_{воз}; \quad \varphi_{дст} = \gamma_{дст}; \quad \varphi_{бст} = \gamma_{бст}.$$

Для *нецентрального* кулачкового механизма поворотные и профильные углы на участках удаления и возвращения отличаются на некоторый дополнительный угол θ (рис. В.5).

При положительном знаке эксцентриситета

$$\varphi_{\text{уд}} = \gamma_{\text{уд}} + \theta; \quad \varphi_{\text{воз}} = \gamma_{\text{воз}} - \theta.$$

При отрицательном знаке эксцентриситета

$$\varphi_{\text{уд}} = \gamma_{\text{уд}} - \theta; \quad \varphi_{\text{воз}} = \gamma_{\text{воз}} + \theta.$$

На участках дальнего и ближнего выстоев поворотные и профильные углы равны между собой.

$$\varphi_{\text{дст}} = \gamma_{\text{дст}}; \quad \varphi_{\text{бст}} = \gamma_{\text{бст}}.$$

Профильные и поворотные углы для коромыслового кулачкового механизма также различаются на дополнительный угол θ (рис. В.6).

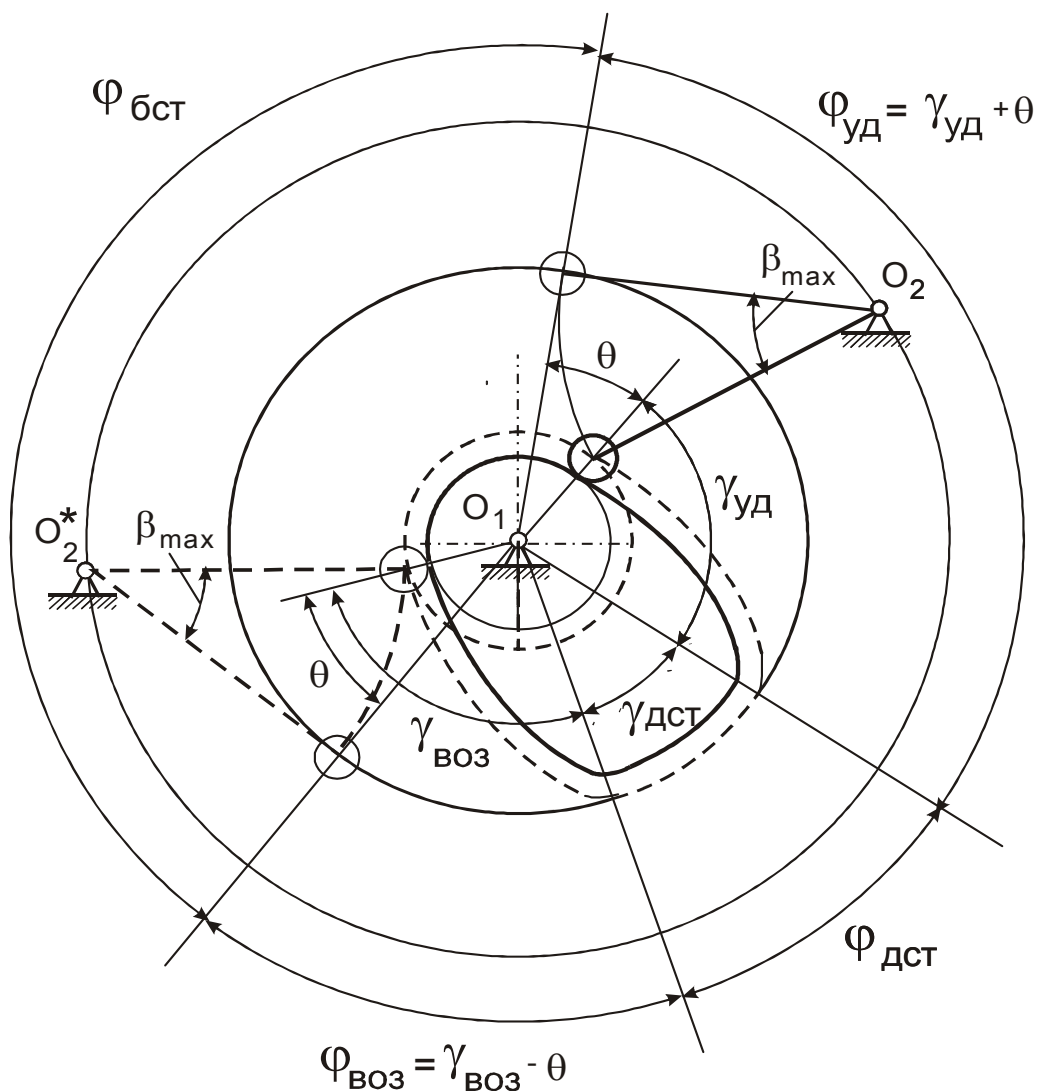


Рис. В.6. Коромысловый кулачковый механизм

СТРУКТУРА ЗАКОНА ДВИЖЕНИЯ И БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Инженерная практика в настоящее время широко использует всевозможные аналитические методы синтеза (исследования) кулачковых механизмов, опирающиеся, в том числе на использование аппарата безразмерных характеристических функций законов движения. Применение этого метода существенно облегчает процесс выполнения расчетов и дает возможность сопоставлять кинематические и динамические свойства различных законов движения выходного звена.

Функцией положения $\Pi(\varphi_1)$ или Π кулачкового механизма служит геометрическая зависимость, связывающая перемещение толкателя β с углом поворота кулачка φ (рис. В.7).

$$\beta = \Pi(\varphi). \quad (\text{В.1})$$

При поступательном движении толкателя координата β измеряется в линейных размерах, при коромысловом толкателе – в угловых. Продифференцируем (В.1) по времени:

$$d\beta/dt = d\Pi/d\varphi \cdot d\varphi/dt; \quad d^2\beta/dt^2 = d^2\Pi/d\varphi^2 \left[d\varphi/dt \right]^2 + d\Pi/d\varphi \cdot d^2\varphi/dt^2.$$

Здесь $d\beta/dt = \dot{\beta}$ и $d^2\beta/dt^2 = \ddot{\beta}$ – соответственно скорость и ускорение толкателя,

$d\Pi/d\varphi = \Pi'(\varphi_k)$ и $d^2\Pi/d\varphi^2 = \Pi''(\varphi_k)$ – соответственно первая и вторая передаточные функции.

Как и в рычажных механизмах $\Pi'(\varphi_k)$ обозначается как *аналог скорости*, а $\Pi''(\varphi_k)$ – как *аналог ускорения*.

Наиболее часто (при установившемся движении) угловая скорость кулачка $\omega = d\varphi/dt$ – является величиной постоянной, поэтому скорость и ускорение толкателя изменяются по закону, определяемому функциями $\Pi'(\varphi_k)$ и $\Pi''(\varphi_k)$, т. е.

$$\dot{\beta}_2 = V_2 = \omega_k \Pi'(\varphi_k); \quad \ddot{\beta}_2 = a_2^{\tau} = \omega_k^2 \Pi''(\varphi_k).$$

Синтез закона движения выходного звена предполагает определение функций $\Pi(\varphi_k)$, $\Pi'(\varphi_k)$ и $\Pi''(\varphi_k)$, после чего появляется возможность рассчитать и построить профиль кулачка, обеспечивающий перемещение толкателя по заданному закону.

Перемещение толкателя может соответствовать прямому ($\Pi'(\varphi_k) > 0$) или обратному ($\Pi'(\varphi_k) < 0$) ходам. Алгоритмы выполнения расчетов прямого и обратного ходов идентичны, расчетные формулы – также, поэтому подробно остановимся лишь на прямом ходе толкателя.

В настоящее время наиболее прогрессивным считается трехпериодная структура закона перемещения ведомого звена $\beta(\varphi)$ в кулачковом механизме. Она предполагает последовательность трех участков – разбега (1), равномерного движения (2) – *постоянной скорости* и выбега (3) выходного звена. При этом подразумевает отсутствие ударов на границах этих участков.

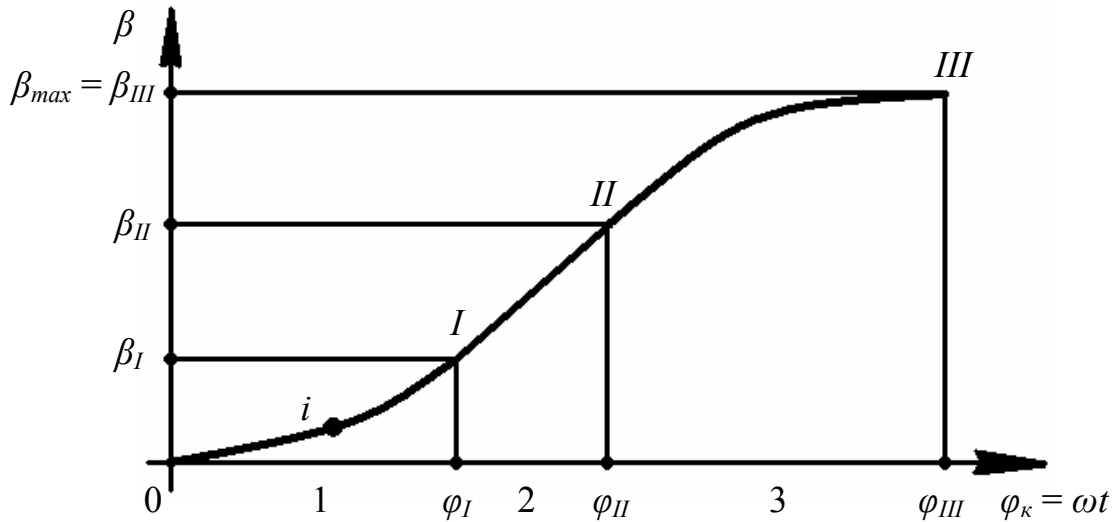


Рис. В.7. Трехпериодный закон перемещения толкателя (коромысла)

Участок разбега.

Здесь $0 \leq \beta \leq \beta_I$ и $0 \leq \varphi \leq \varphi_I$. $\Pi'(\varphi_k) > 0$, $\Pi''(\varphi_k) > 0$.

Рассмотрим некоторое текущее значение β_i на участке разбега, соответствующее, например, точке i .

Далее запишем $\varphi_i / \varphi_I = \tau_1$; $\beta_i / \beta_I = \Theta_1(\tau_1)$ – безразмерная характеристическая функция (безразмерное перемещение) – закон движения толкателя на участке его разбега. Здесь τ_1 – параметр, характеризующий время, представленное в безразмерной форме.

Если функция $\Theta_1(\tau_1)$ задана, перемещение толкателя β и угол поворота кулачка φ определим из выражений:

$$\beta = \beta_I \Theta_1(\tau_1); \quad \varphi = \varphi_I \tau_1.$$

Для определения передаточных функций $\Pi'(\varphi_k)$ и $\Pi''(\varphi_k)$ продифференцируем $\beta = \beta_I \Theta_1(\tau_1)$ как сложную функцию

$$\begin{aligned} \Pi'(\varphi_k) &= \frac{d\beta}{d\varphi_1} = \beta_I \frac{d\Theta_1}{d\tau_1} \frac{d\tau_1}{d\varphi_1} = \beta_I / \varphi_I \Theta_1'(\tau_1); \\ \Pi''(\varphi_k) &= \frac{d\Pi'}{d\varphi_1} = \beta_I / \varphi_I \frac{d\Theta_1'}{d\tau_1} \frac{d\tau_1}{d\varphi_1} = \beta_I / \varphi_I^2 \Theta_1''(\tau_1). \end{aligned}$$

Функция $\Theta_1'(\tau_1)$ монотонно возрастает от 0 до $\Theta_1'_{\max} = \Theta_1'(1)$.

Максимальное значение $\Theta_1'_{\max}$ называют *ником безразмерной скорости*. Эта постоянная показывает, во сколько раз максимальная скорость на данном участке больше средней. Постоянную $\Theta_1''_{\max}$ называют *ником безразмерного ускорения*.

Расположение этого экстремума относительно границ участка может быть различным и зависит от выбранной безразмерной характеристики.

Отношение $\Theta_1''_{\max} / \Theta_1'_{\max}$ показывает, во сколько раз максимальное ускорение больше среднего.

Участок постоянной скорости. Здесь $\beta_I \leq \beta \leq \beta_{II}$ и $\varphi_I \leq \varphi \leq \varphi_{II}$.

Рассуждая аналогично предыдущему, запишем

$$\beta = \beta_I + \frac{\beta_{II} - \beta_I}{\varphi_{II} - \varphi_I} (\varphi - \varphi_I);$$

$$\Pi'(\varphi_k) = \frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{\beta_{II} - \beta_I}{\varphi_{II} - \varphi_I} = \text{const}, \quad \Pi''(\varphi_k) = 0.$$

Участок выбега. Здесь $\beta_{II} \leq \beta \leq \beta_{III}$ и $\varphi_{II} \leq \varphi \leq \varphi_{III}$.

На этом участке промежуточная точка проходит отрезок кривой от II до III.

В качестве безразмерных характеристик примем

$$\frac{\beta_{III} - \beta}{\beta_{III} - \beta_{II}} = \Theta_3(\tau_3), \quad \frac{\varphi_{III} - \varphi}{\varphi_{III} - \varphi_{II}} = \tau_3.$$

Далее получим $\beta = \beta_{III} - (\beta_{II} - \beta_I)\Theta_3(\tau_3)$, $\varphi = \varphi_{III} - (\varphi_{II} - \varphi_I)\tau_3$,

$$\Pi'(\varphi_k) = \frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{\beta_{III} - \beta_{II}}{\varphi_{III} - \varphi_{II}} \Theta_3'(\tau_3),$$

$$\Pi''(\varphi_k) \frac{d^2\beta}{d\varphi^2} = -\frac{(\beta_{III} - \beta_{II})}{(\varphi_{III} - \varphi_{II})^2} \Theta_3''(\tau_3).$$

Смысл функций Θ_3 , Θ_3' , Θ_3'' и Θ_1 , Θ_1' , Θ_1'' полностью совпадают, поэтому подробный анализ, проведенный для участка разбега, относится и к выбегу.

Изменением функции положения и передаточных функций на участках разбега и выбега управляет безразмерная характеристика $\Theta(\tau)$ и ее производные $\Theta'(\tau)$ и $\Theta''(\tau)$; множители, стоящие перед ними, исполняют роль масштабных коэффициентов. Безразмерные характеристические функции можно задавать в аналитическом виде или в виде таблиц, что существенно облегчает процесс синтеза профиля кулачка.

Множество вариантов синтеза, связанное с различными значениями максимальных перемещений толкателя, углами поворота кулачка с разными соотношениями между участками движения и скоростными режимами, отражается постоянными множителями, стоящими перед безразмерными функциями.

СВОЙСТВА БЕЗРАЗМЕРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

На участках разбега и выбега толкателя его движение задается в виде некоторого закона безразмерного ускорения. Константы безразмерных характеристик $\Theta_1'_{\max}$ и $\Theta_1''_{\max}$ – основные параметры, учитываемые при синтезе оптимальных законов движения. Значениями $\Theta_1'_{\max}$ и $\Theta_3'_{\max}$ характеризуется максимальная скорость; максимальное ускорение толкателя на разбеге и выбега определяется значениями $\Theta_1''_{\max}$ и $\Theta_3''_{\max}$.

Постоянные, заложенные в безразмерных характеристиках, определяются из теорем 1 и 2.

Теорема 1.

Пик безразмерной скорости Θ'_{\max} обратно пропорционален значению $1-\tau_{\text{ц}}$, где $\tau_{\text{ц}}$ – абсцисса центра тяжести фигуры, соответствующей безразмерному ускорению, т. е.

$$\Theta'_{\max} = 1 / (1 - \tau_{\text{ц}}).$$

Следствия:

- Для всех симметричных эпюр безразмерных ускорений пик безразмерной скорости $\Theta'_{\max} = 2$, так как эпюры $\Theta''(\tau)$ такого вида всегда имеют $\tau_{\text{ц}} = 0,5$.
- Несимметричным эпюрам безразмерных ускорений соответствуют значения Θ'_{\max} , отличные от 2; здесь при $\tau_{\text{ц}} < 0,5$ $\Theta'_{\max} < 2$. При $\tau_{\text{ц}} > 0,5$ $\Theta'_{\max} > 2$.

Теорема 2.

Пик безразмерного ускорения Θ''_{\max} прямо пропорционален значению пика безразмерной скорости Θ'_{\max} и обратно пропорционален коэффициенту заполнения μ , т. е.

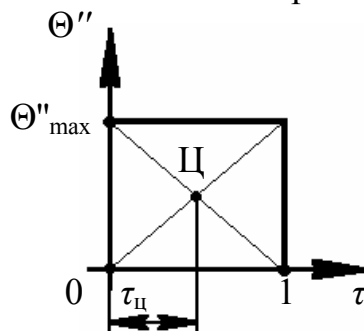
$$\Theta''_{\max} = \Theta'_{\max} / \mu = 1 / (\mu(1 - \tau_{\text{ц}})),$$

где

$$\mu = \Theta'_{\max} / \Theta''_{\max} = F_{\Phi} / F_{\text{оп}}.$$

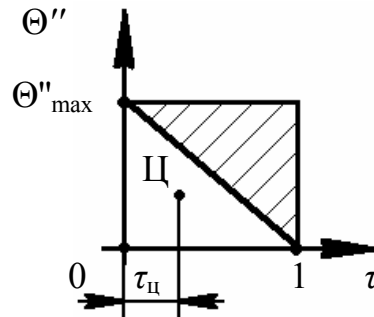
ПРИМЕРЫ.

- Прямоугольный закон изменения безразмерного ускорения



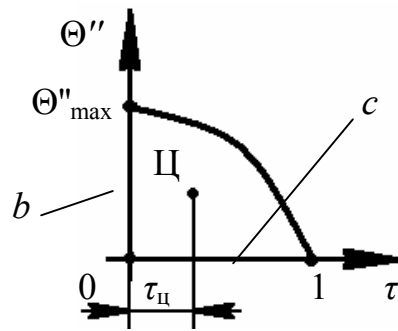
Здесь $\tau_{Ц} = 0,5$; $\mu = 1$; $\Theta'_{\max} = 2$; $\Theta''_{\max} = 2$.

- Треугольный закон изменения безразмерного ускорения



Здесь $\tau_{Ц} = 1/3$; $\mu = 1/2$; $\Theta'_{\max} = 1 / 1 - 1/3 = 3/2$; $\Theta''_{\max} = 3 / 2 \cdot 0,5 = 3$.

- Косинусоидальный закон изменения безразмерного ускорения



Здесь $c = 2 \cdot 1/\pi$ и $F = 2 \cdot 1 \cdot \Theta''_{\max}/\pi$, откуда имеем $\Theta'_{\max} = \pi/2$; $\Theta''_{\max} = \pi^2/4$.

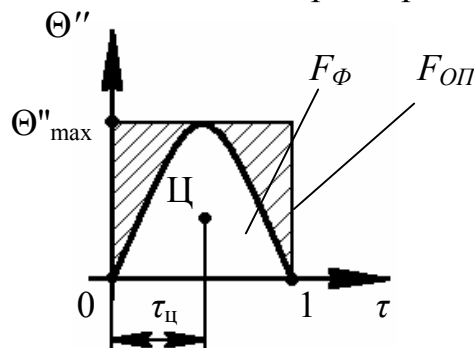
ПРИМЕЧАНИЕ.

Если какая-либо площадь ограничена функцией \sin или \cos , аргумент которой изменяется в пределах от 0 до $\pi/2$, то параметры этой площади определяются соотношениями

$$F = 2ab/\pi; \quad c = 2a/\pi.$$

Здесь F – площадь эюры; a – длина основания эюры ($a = 1$); b – наибольшая ордината ($b = \Theta''_{\max}$); c – расстояние по оси $0-\tau$ от центра тяжести эюры (Ц) до точки, в которой ордината кривой обращается в 0.

- Синусоидальный закон изменения безразмерного ускорения



Здесь $\tau_{ц} = 0,5$; $\Theta'_{\max} = 2$; $\Theta''_{\max} = \pi$.

ПРИМЕЧАНИЕ.

При абсолютно жестких звеньях оптимальным законом изменения ускорений является прямоугольный закон, так как этому закону отвечает наименьшее значение Θ''_{\max} . Однако все реальные механизмы обладают упругими свойствами. При скачкообразном изменении ускорений на некоторую величину (*мягкий удар*) в них возбуждаются свободные колебания упругой системы, в результате чего закон изменения ускорения может оказаться значительно искаженным.

При скачках скорости (*жестких ударах*) дополнительные ускорения достигают еще более значительных величин.

При скачке ускорения в начале движения максимальное ускорение возрастает практически в два раза, а при скачке, связанном с изменением знака, это ускорение может возрасти до трех раз. Приведенные цифры ориентировочны, так как не учитывают эффект от колебаний, возбуждаемых в предыдущих циклах (рис. В.8) [11].

В быстроходных механизмах текстильных машин и машин легкой промышленности следует использовать законы движения без мягких и тем более без жестких ударов.

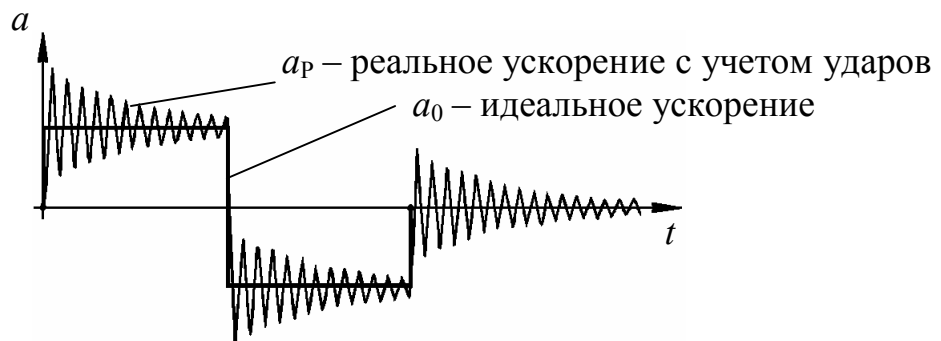


Рис. В.8

Анализ работы кулачковых механизмов позволяет сделать вывод, что во многих случаях проектирования (синтеза) профиля кулачка хорошие результаты дает использование закона ускорений в виде *модифицированной трапеции*, боковые стороны которой являются отрезками синусоиды (рис. В.9).

Назначение числовых значений абсцисс этих синусоид S_1 и S_2 позволяет синтезировать множество рациональных видов безразмерных характеристик.

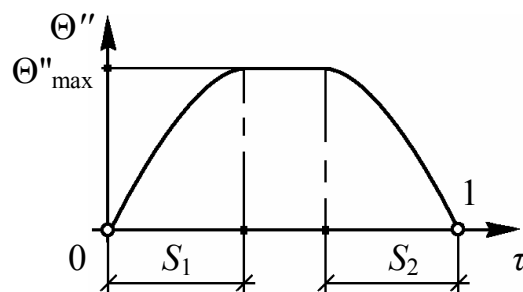


Рис. В.9

СИНТЕЗ ЗАКОНА ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

Кроме безразмерных характеристик $\Theta_1(\tau_1)$ и $\Theta_3(\tau_3)$ закон движения толкателя характеризуется *шестью* структурными параметрами: $\beta_I, \varphi_I, \beta_{II}, \varphi_{II}, \beta_{III}, \varphi_{III}$. Эти параметры не могут задаваться произвольно, так как они связаны двумя условиями безударного перехода на границах участка постоянной скорости:

$$\beta_I / \varphi_I \Theta'_I \max = \beta_{II} - \beta_I / \varphi_{II} - \varphi_I \quad \text{и} \\ \beta_{II} - \beta_I / \varphi_{II} - \varphi_I = \beta_{III} - \beta_{II} / \varphi_{III} - \varphi_{II} \Theta'_3 \max.$$

При синтезе закона движения толкателя можно задать, таким образом, всего *четыре* дополнительных условия, диктуемые требованиями конкретной задачи. Эти условия достаточно разнообразны и здесь имеет смысл ограничиться только тремя типовыми задачами, имеющими наибольшее применение в инженерной практике.

Задача 1.

$$\text{Дано: } \beta_{III}, \varphi_{III}, \Theta_1(\tau_1), \Theta_3(\tau_3), \delta\beta = \beta_{II} - \beta_I / \beta_{III}, f = \varphi_{III} - \varphi_{II} / \varphi_I.$$

$\delta\beta$ определяет относительную величину участка постоянной скорости,

f – отношение углов поворота кулачка (или времени) выбега и разбега.

Требуется определить $\beta_I, \varphi_I, \beta_{II}, \varphi_{II}$.

При решении этой задачи воспользуемся соотношениями:

$$v_1 = \Theta'_{1\max} / \Theta'_{3\max}, \\ \beta_I = (1 - \delta\beta) \beta_{III} / (1 + f v_1), \quad \beta_{II} = (1 - f v_1 \delta\beta) \beta_{III} / (1 + f v_1), \\ \delta\varphi = \varphi_{II} - \varphi_I / \varphi_{III} = (1 + v_1 f) \delta\beta / ((1 + v_1 f) \delta\beta + (1 - \delta\beta)(1 + f) \Theta'_{1\max}), \\ \varphi_I = (1 - \delta\varphi) \varphi_{III} / (1 + f), \quad \varphi_{II} = (1 + f \delta\varphi) \varphi_{III} / (1 + f).$$

Порядок выполнения расчетов:

- определение $\delta\varphi$;
- определение $\beta_I, \varphi_I, \beta_{II}, \varphi_{II}$.

Задача 2.

$$\text{Дано: } \beta_{III}, \varphi_{III}, \Theta_1(\tau_1), \Theta_3(\tau_3), \delta\beta, \lambda = \ddot{\beta}_{1\max} / |\ddot{\beta}_{3\max}| = \Pi''_{1\max} / |\Pi''_{3\max}|.$$

Здесь $\ddot{\beta}_{1\max}(\Pi''_{1\max})$ и $|\ddot{\beta}_{3\max}(\Pi''_{3\max})|$ – максимальные значения ускорений (второй передаточной функции) на разбеге и выбеге.

Требуется определить $\beta_I, \varphi_I, \beta_{II}, \varphi_{II}$.

При решении этой задачи воспользуемся соотношениями, а именно:

$$v_2 = \Theta''_{1\max} / \Theta''_{3\max}, \quad f = \lambda^{v_1} / v_2.$$

Задача 2 сводится к условиям задачи 1.

Порядок выполнения расчетов:

- определение v_2 ;
- определение f ;
- определение $\delta\varphi$;
- определение $\beta_I, \varphi_I, \beta_{II}, \varphi_{II}$.

Задача 3.

Дано: $\beta_{III}, \varphi_{III}, \lambda, \Pi'_{\max} = 1/K$.

Требуется определить $\beta_I, \varphi_I, \beta_{II}, \varphi_{II}$.

Эта задача синтеза возникает в случае, когда толкатель должен перемещаться на некотором участке с заданной постоянной скоростью или с заданным постоянным соотношением скоростей входного и выходного звеньев. Пример – синтез профиля кулачка в механизме раскладчика нити, синтез профилей кулачков в механизмах металлорежущих станков-автоматов и т. д.

При решении этой задачи воспользуемся соотношениями:

• при заданном значении Π'_{\max} фиксируется угол наклона прямой I-II (рис. В.7), отображающий функцию перемещения $\beta(\varphi)$ на участке постоянной скорости.

При этом $\Delta\beta / \Delta\varphi = \Pi'_{\max} = 1/K$,

где $\Delta\beta = \beta_{II} - \beta_I, \Delta\varphi = \varphi_{II} - \varphi_I$.

Отсюда

$$\Delta\varphi = K\Delta\beta \quad \text{и} \quad U = (\lambda v_1 / v_2) + 1 / ((\lambda v_1^2 / v_2) + 1).$$

- далее запишем

$$\delta\varphi = \Delta\varphi / \varphi_{III} = \beta_{III} K \Theta'_{1\max} U - \varphi_{III} / (\Theta'_{1\max} U - 1) \varphi_{III},$$

$$\delta\beta = \Delta\beta / \beta_{III} = \beta_{III} K \Theta'_{1\max} U - \varphi_{III} / \beta_{III} K (\Theta'_{1\max} U - 1).$$

Приведенные соотношения позволяют свести данную задачу к исходным условиям задачи 2. Существование решений задачи 3 возможно при условиях:

- $\Delta\beta \geq 0$ и $\Delta\varphi \geq 0$;
- значения $\Delta\beta$ и $\Delta\varphi$ должны быть ниже значений β_{III} и φ_{III} ; только в этом случае участки разбега и выбега отличны от нуля, т. е.

$$\beta_{III}K < \varphi_{III} \leq \beta_{III}K\Theta'_{1\max}U.$$

Порядок выполнения расчетов:

- определение v_1 и v_2 ;
- определение U ;
- проверка существования решения по последнему приведенному неравенству;
- определение $\delta\varphi$ и $\delta\beta$;
- определение f ;
- определение β_I , φ_I , β_{II} , φ_{II} .

Пример выполнения расчетов по синтезу профиля кулачка

Рассмотрим синтез закона движения толкателя на примере, соответствующем задаче 2.

Заданы следующие параметры (табл. 2.12 и 2.13):

- тип проектируемого кулачкового механизма с основными размерами (по заданию на кулачковый механизм);
- угловая скорость кулачка – ω ;
- максимальный ход толкателя – β_{III} или S_{\max} ;
- угол удаления (рабочий ход) – φ_{RX} ;
- угол дальнего выстоя (дальнего стояния) – $\varphi_{ДВ}$;
- угол возврата (холостой ход) – $\varphi_{ХХ}$;

Отдельно для рабочего и холостого ходов задаются:

- $\delta\beta_{RX}$ и $\delta\beta_{ХХ}$ – параметры, характеризующие относительную величину участка постоянной скорости на рабочем и холостом ходах;
- λ_{RX} и $\lambda_{ХХ}$ – параметры, характеризующие отношение максимальных значений ускорений (вторых передаточных функций) на разбеге и выбега;
- $\Theta''_1(\tau_1)$ и $\Theta''_3(\tau_3)$ для *рабочего хода* – законы ускорения толкателя для участков разбега и выбега в виде эпюр модифицированной трапеции (рис. В.10) с соответствующими значениями S_1 и S_2 (для *рабочего хода*);
- S_1 и S_2 для *разбега* рабочего хода и S_1 и S_2 (для *выбега* рабочего хода);
- $\Theta''_1(\tau_1)$ и $\Theta''_3(\tau_3)$ для *холостого хода* – законы ускорения толкателя для участков разбега и выбега в виде эпюр модифицированной трапеции (рис. В.10)

с соответствующими значениями S_1 и S_2 (для холостого хода);

– S_1 и S_2 для разбега холостого хода и S_1 и S_2 (для выбега холостого хода).

Для других типовых задач решение выполняется аналогичным способом при задании соответствующих исходных данных.

В связи с тем, что методик расчета для рабочего и холостого ходов одна и та же, пример приведем только для рабочего хода толкателя механизма.

При решении ПРИМЕРА следует выполнить следующие этапы:

1. Определить постоянные $\Theta'_{1\max}(\tau_1)$, $\Theta'_{3\max}(\tau_3)$, $\Theta''_{1\max}(\tau_1)$ и $\Theta''_{3\max}(\tau_3)$ – величины пиков безразмерных скоростей и ускорений;
2. Определить вспомогательные параметры v_1 , v_2 , f , $\delta\varphi$;
3. Определить структурные параметры β_1 , β_{II} , φ_1 , φ_{II} ;
4. Построить диаграммы $\beta = \Pi(\varphi)$, $\beta' = \Pi'(\varphi)$ и $\beta'' = \Pi''(\varphi)$;
5. Построить профиль кулачка.

Здесь все определяемые величины зависят от вида эюры безразмерного ускорения, т. е. от параметров S_1 и S_2 для рабочего и холостого ходов.

Этап 1. Определение пиков безразмерных скоростей и ускорений

$$\Theta'_{1\max}(\tau_1), \Theta'_{3\max}(\tau_3), \Theta''_{1\max}(\tau_1) \text{ и } \Theta''_{3\max}(\tau_3).$$

Для участка *разбега* рабочего хода эюру безразмерного ускорения представим в виде рис. В.10.

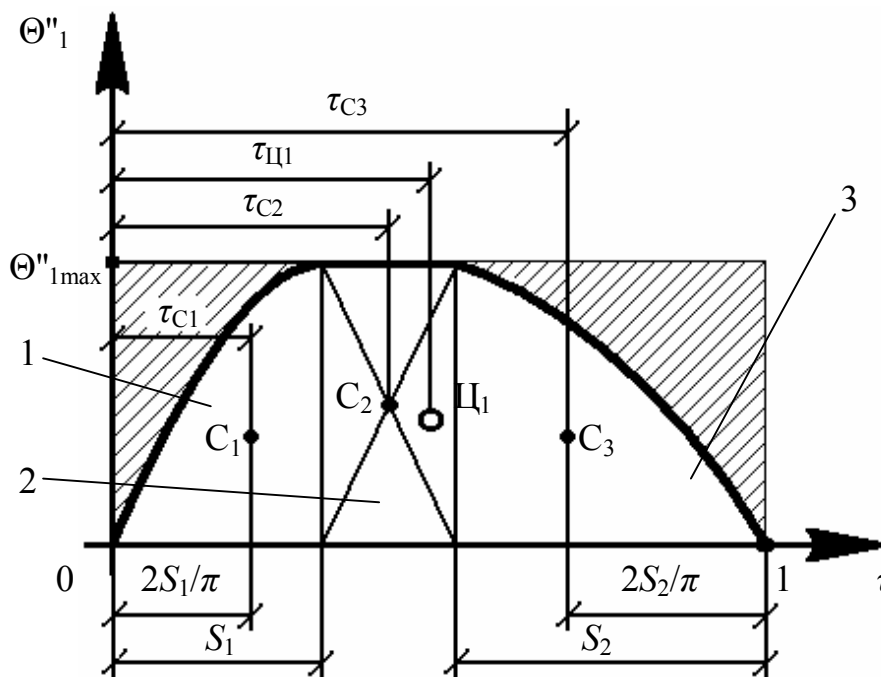


Рис. В.10. Эюра безразмерного ускорения на участке разбега рабочего хода

При заданных S_1 и S_2 площадь всей эпюры состоит из трех площадей:

F_1 – площадь фигуры, ограниченной синусоидой с основанием, равным S_1 ;

F_2 – площадь прямоугольника с основанием, равным $1 - (S_1 + S_2)$;

F_3 – площадь фигуры, ограниченной косинусоидой с основанием S_2 ;

Общая площадь эпюры безразмерных ускорений определится из

$$F_{\Sigma} = F_1 + F_2 + F_3.$$

Для определения пика безразмерной скорости $\Theta'_{1\max}(\tau_1)$ используем

$$\Theta'_{1\max} = \frac{1}{1 - \tau_{\text{Ц}_1}}, \text{ где } \tau_{\text{Ц}_1} = \frac{F_1\tau_1 + F_2\tau_2 + F_3\tau_3}{F_1 + F_2 + F_3}. \quad (\text{B.2})$$

$\tau_{\text{Ц}_1}$ – абсцисса центра тяжести эпюры безразмерного ускорения $\Theta''_1(\tau_1)$.

Площади отдельных фигур и координаты их центров тяжести определим из:

$$\begin{aligned} F_1 &= 2ab/\pi = 2S_1\Theta''_{1\max}/\pi; \quad \tau_{c_1} = 2a/\pi = 2S_1/\pi; \\ F_2 &= [1 - (S_1 + S_2)]\Theta''_{1\max}; \quad \tau_{c_2} = \left[\frac{1 - (S_1 + S_2)}{2} \right] + S_1; \\ F_3 &= 2ab/\pi = 2S_2\Theta''_{1\max}/\pi; \quad \tau_{c_3} = 1 - 2a/\pi = 1 - 2S_2/\pi. \end{aligned}$$

Полученные значения подставляем в (B.2).

Для расчета пика безразмерного ускорения следует предварительно определить коэффициент заполнения μ

$$\mu = F_{\Phi}/F_{\text{оп}} = F_{\Sigma}/F,$$

где $F = 1 \cdot \Theta''_{1\max}$ – площадь описанного около эпюры $\Theta''_1(\tau_1)$ прямоугольника.

Затем рассчитывается

$$\Theta''_{1\max} = \Theta'_{1\max}/\mu = 1/\mu(1 - \tau_u).$$

Для участка *выбега* рабочего хода эпюру безразмерного ускорения представим в виде *рис. В.11*.

Здесь основными расчетными зависимостями будут:

– общая площадь эпюры безразмерных ускорений $F_{\Sigma} = F_1 + F_2$.

– пик безразмерной скорости $\Theta'_{3\max} = \frac{1}{1 - \tau_{\text{Ц}_3}}$, где $\tau_{\text{Ц}_3} = \frac{F_1\tau_1 + F_2\tau_2}{F_1 + F_2}$.

Площади отдельных фигур и координаты их центров тяжести определим из:

$$F_1 = 2ab/\pi = 2S_1\Theta_{3\max}''/\pi; \quad \tau_{c_1} = 2a/\pi = 2S_1/\pi;$$

$$F_2 = (1 - S_1)\Theta_{3\max}''; \quad \tau_{C_2} = \frac{1 - S_1}{2} + S_1.$$

Для расчета пика безразмерного ускорения следует предварительно определить коэффициент заполнения μ

$$\mu = F_{\Phi} / F_{O\Pi} = F_{\Sigma} / F,$$

где $F = 1 \cdot \Theta_{3\max}''$ – площадь описанного около эпюры $\Theta_3''(\tau_3)$ прямоугольника.

Затем рассчитывается

$$\Theta''_{3\max} = \Theta'_{3\max} / \mu.$$

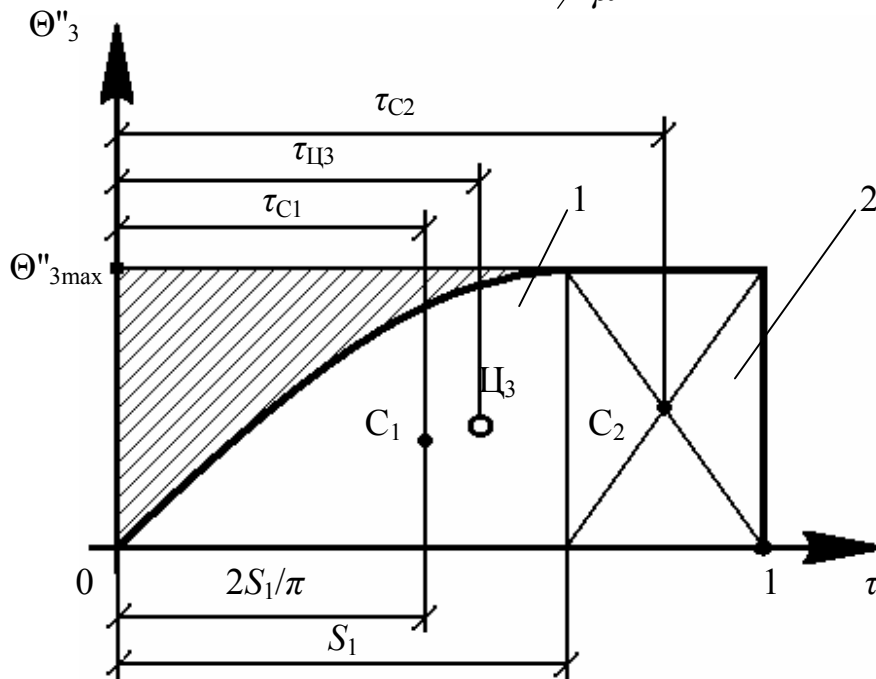


Рис. В.11. Эпюра безразмерного ускорения на участке выбега рабочего хода

Этап 2. Определение вспомогательные параметры $v_1, v_2, f, \delta\varphi$.

Воспользуемся соотношениями

$$v_1 = \Theta'_{1\max} / \Theta'_{3\max}, \quad v_2 = \Theta''_{1\max} / \Theta''_{3\max}, \quad f = \lambda^{v_1} / v_2.$$

$$\delta\varphi = \frac{(1 + v_1 f) \delta\beta}{(1 + v_1 f) \delta\beta + (1 - \delta\beta)(1 + f) \Theta'_{1\max}},$$

Этап 3. Определение структурных параметров $\beta_I, \beta_{II}, \varphi_I, \varphi_{II}$.

Воспользуемся соотношениями

$$\begin{aligned}\beta_I &= \frac{1 - \delta\beta}{1 + fv_1} \beta_{III} \text{ мм}, & \beta_{II} &= \frac{1 - fv_1\delta\beta}{1 + fv_1} \beta_{III} \text{ мм}, \\ \varphi_I &= \frac{1 - \delta\varphi}{1 + f} \varphi_{III} \text{ угл. град}, & \varphi_{II} &= \frac{1 + f\delta\beta}{1 + f} \varphi_{III} \text{ угл. град}.\end{aligned}$$

Максимальное перемещение толкателя ($\beta_{III} = S_{\max}$) и рабочий угол поворота кулачка при дальнем выстое толкателя (φ_{III}) заданы в исходных данных.

Этап 4. Построение диаграмм $\beta = \Pi(\varphi)$, $\beta' = \Pi'(\varphi)$ и $\beta'' = \Pi''(\varphi)$.

Для построения диаграмм используется распечатка, полученная с ПК после проверки основных параметров расчета. В распечатке для участков разбега, постоянной скорости и выбега на рабочем и холостом ходах выдается по 10 значений определяемых параметров, а также значения углов давления.

Студенты заочной формы обучения используют готовые данные, помещенные в табл. 2.14 – 2.23.

Этап 5. Построение профиля кулачка.

Построение профилей кулачков поясняется далее.

СИНТЕЗ ПРОФИЛЯ КУЛАЧКА ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ВИДОВ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Профиль кулачка можно спроектировать двумя методами: графоаналитическим и аналитическим. Графоаналитический метод является приближенным. Он выполняется для проверки расчетов, выполненных аналитическим методом, когда при расчете и изготовлении кулачка используется ПК.

Для синтеза профиля кулачка необходимо иметь кинематическую схему механизма и закон перемещения толкателя $\beta = \Pi(\varphi)$.

Закон перемещения толкателя в большинстве случаев получают с использованием метода безразмерных характеристических функций, учитывающего заданные динамические характеристики механизма.

Основные параметры диаграммы $\beta = \Pi(\varphi)$

На рис. В.12 представлена диаграмма перемещения толкателя $\beta = \Pi(\varphi)$, где β – линейное или угловое перемещение толкателя, φ – угол поворота кулачка.

Диаграмму перемещения толкателя представим в виде некоторой последовательности трех участков:

- участка рабочего (прямого) хода;
- участка дальнего выстоя;

- участка холостого (обратного) хода.

(Участок ближнего выстоя, как правило, не рассматривается).

Эти участки характеризуются следующими особенностями:

- *участок разбега* – изменение скорости толкателя от нуля до максимума;
- *участок постоянной скорости* – скорость толкателя постоянная;
- *участок выбега* – изменение скорости толкателя от максимума до нуля;

На участке холостого хода интервал движения толкателя с постоянной скоростью для уменьшения объема работы студенту исключается.

Закон движения толкателя (ведомого звена) определяется по следующим данным:

- β_{III} – максимальный ход толкателя (S_{max});
- $(0 \div \varphi_{III})$ – угол рабочего хода, (φ_{PX});
- $(\varphi_{III} \div \varphi_{IV})$ – угол дальнего выстоя (φ_{DCT});
- $(\varphi_{IV} \div \varphi_{VII})$ – угол холостого хода (φ_{XX});
- законам ускорения толкателя для участков рабочего и холостого ходов.

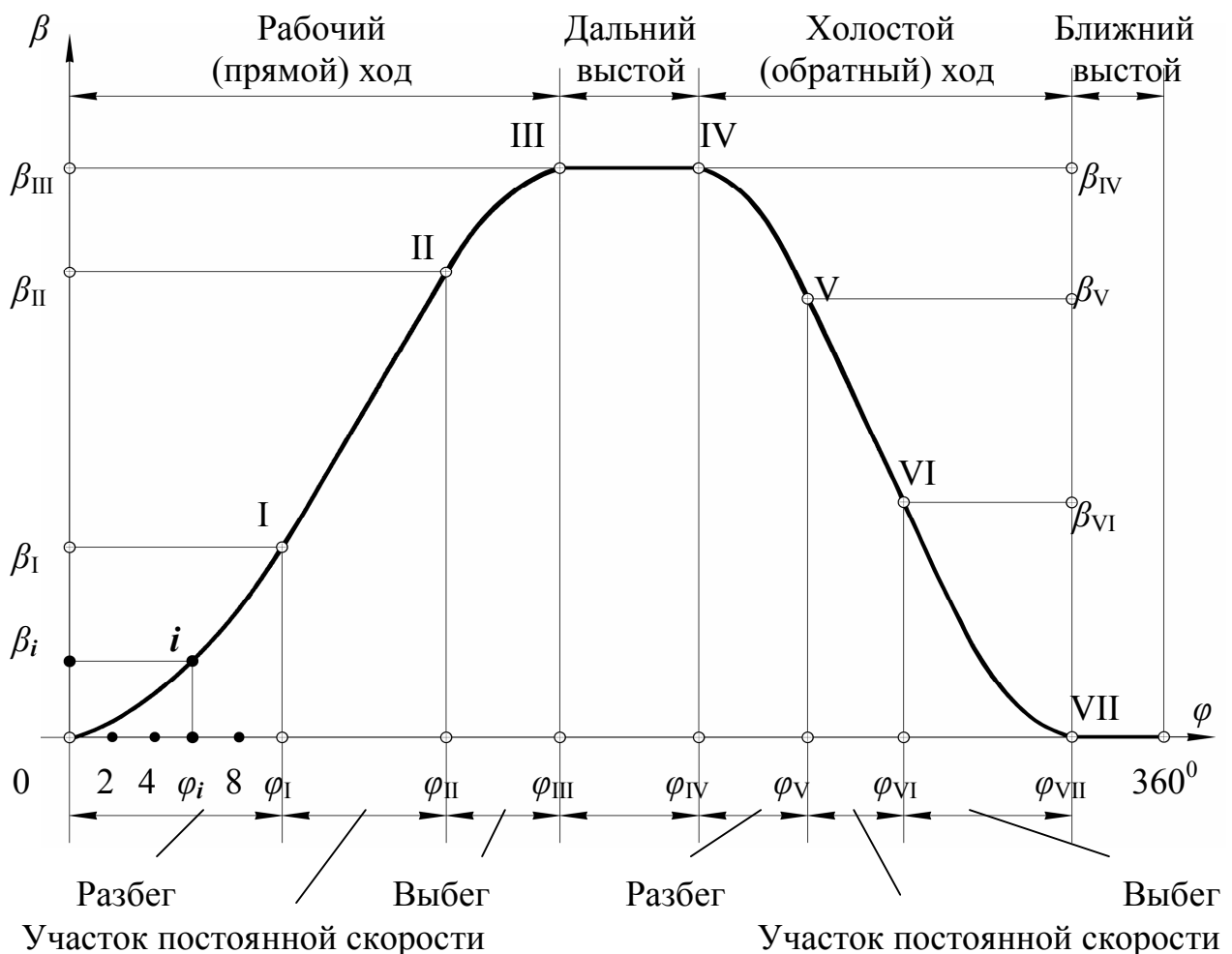


Рис. В.12. Общий вид закона движения толкателя

В результате выполненных расчетов по методике, изложенной ранее, студент определяет структурные параметры диаграммы $\beta = \Pi(\varphi)$ (координаты основных точек диаграммы):

$$I(\beta_I, \varphi_I); II(\beta_{II}, \varphi_{II}); III(\beta_{III}, \varphi_{III}); IV(\beta_{IV}, \varphi_{IV}); V(\beta_V, \varphi_V); VI(\beta_{VI}, \varphi_{VI}).$$

После проверки на ПК контрольного примера студент получает распечатку данных для диаграмм:

$\beta = \Pi(\varphi)$ – перемещение толкателя;

$\beta' = \Pi'(\varphi)$ – первая передаточная функция (аналог скорости);

$\beta'' = \Pi''(\varphi)$ – вторая передаточная функция (аналог ускорения).

Студенты заочной формы обучения используют готовые данные, помещенные в табл. 2.14 – 2.23.

Как уже отмечалось, каждый из участков рабочего и холостого ходов в распечатке по оси абсцисс разделен на 10 равных частей, т. е. имеются 10 точек с соответствующими координатами, по которым строят диаграммы $\beta(\varphi)$, $\beta'(\varphi)$, $\beta''(\varphi)$.

Пример такой диаграммы приведен на рис. В.13.

Понятие о методе обращенного движения

Для нахождения профиля кулачка любой конструкции механизма удобно использовать метод *обращенного движения*. Суть метода состоит в том, что всей системе (кулачок и толкатель) задается дополнительное движение вокруг оси вращения кулачка с угловой скоростью $(-\omega_{\text{кул}})$. Кулачок, имея угловую скорость $(\omega_{\text{кул}})$ и получив дополнительную угловую скорость $(-\omega_{\text{кул}})$, останавливается, а толкатель движется вокруг кулачка со скоростью $(-\omega_{\text{кул}})$.

При обращенном движении характер относительных перемещений между кулачком и толкателем остается таким же, как и при обычном движении

Графоаналитический метод синтеза профиля кулачка

Синтез профиля кулачка при поступательном движении толкателя

Рассмотрим синтез профиля кулачка для *нецентрального (внецентренного)* кулачкового механизма.

При синтезе профиля кулачка используются следующие данные:

r_0 – радиус начальной шайбы практического профиля;

ρ – радиус ролика;

$R_0 = r_0 + \rho$ – радиус начальной шайбы теоретического профиля;

e – эксцентриситет;

$\beta(\varphi)$ – данные диаграммы перемещения толкателя (см. распечатку).

Синтез профиля кулачка начнем с выбора масштаба K_M исходя из планируемого размера чертежа (рис. 7, б). Из центра O_1 проводим окружность радиусом R_0 . От центра O_1 на расстоянии, равном эксцентриситету « e », проводим линию движения центра ролика толкателя. На пересечении этой прямой и проведенной окружности получаем точку β_0 . Данная точка соответствует нулевому положению центра ролика толкателя. От точки β_0 на траектории центра ролика отложим в масштабе K_M максимальный ход толкателя и обозначим точку β_{III} . Соединим точку β_{III} с центром O_1 .

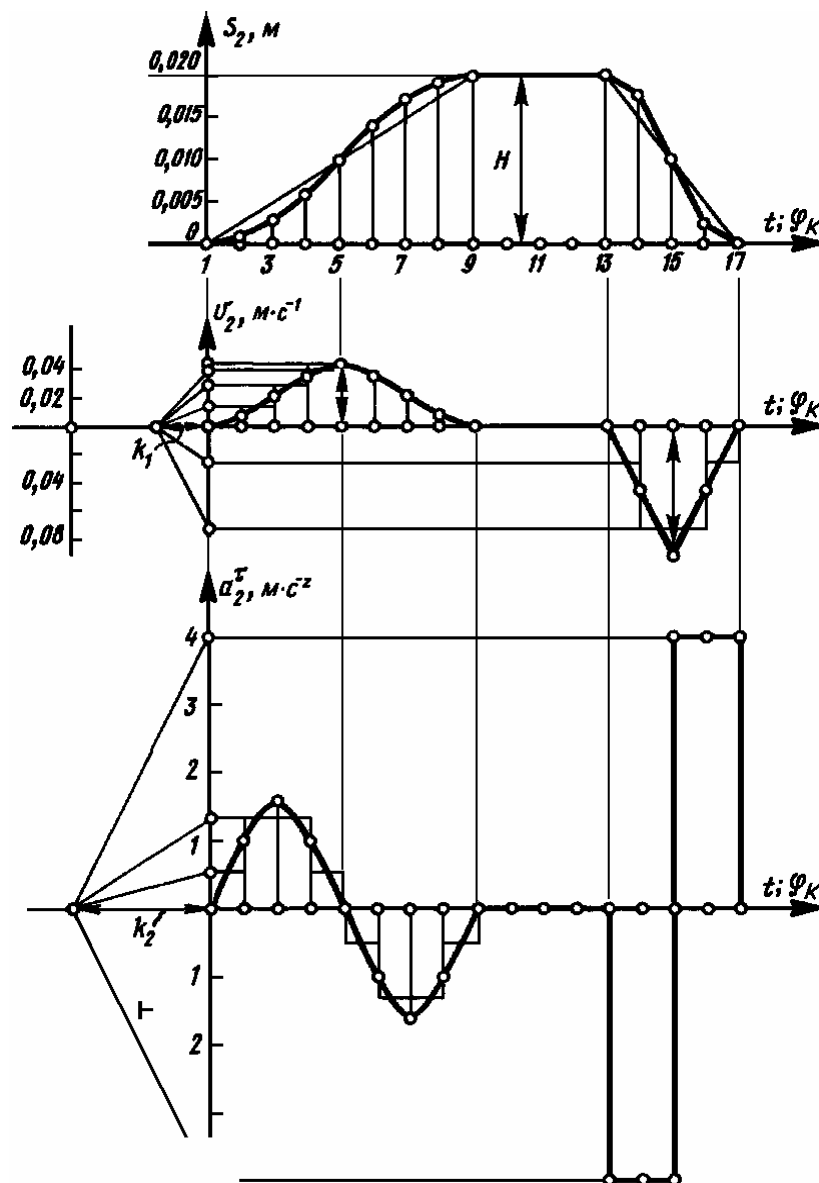


Рис. В.13. Диаграммы функции положения $\Pi(\varphi_K)$, первой $\Pi'(\varphi_K)$, и второй $\Pi''(\varphi_K)$, передаточных функций

Зададим системе «кулак-толкатель» обращенное движение вокруг центра с угловой скоростью $(-\omega_{\text{кул}})$. При этом кулак останавливается, а толкатель будет вращаться вокруг центра O_1 со скоростью $(-\omega_{\text{кул}})$. Точка β_{III} будет перемещаться по окружности радиуса $O_1\beta_{\text{III}}$, проходя последовательно поворотные углы φ_i . Отметим на построенной окружности концы дуг соответствующих углов поворота как φ_i^* .

Линия движения центра ролика должна всегда находиться на расстоянии эксцентриситета «е» от центра O_1 . Для выполнения этого условия проведем из центра O_1 окружность радиусом $O_1K = e$. Тогда касательная к этой окружности в обращенном движении будет линией движения центра ролика толкателя.

При построении теоретического и практического профилей кулачка рассмотрим построение только для одного положения механизма (рис. В.14, а).

Построение профиля кулачка для i -го положения механизма производится в следующей последовательности:

1) на окружности, проведенной радиусом $O_1\beta_{\text{III}}$, от точки β_{III} отложим в направлении $(-\omega_{\text{кул}})$ дугу, соответствующую поворотному углу φ_i и обозначим ее конец φ_i^* ;

2) проведем из точки φ_i^* касательную к окружности радиуса $O_1K = e$. На касательной будет находиться точка теоретического профиля кулачка;

3) отложим от β_0 перемещение толкателя β_i . Затем проведем дугу радиусом $O_1\beta_i$ в направлении угловой скоростью $(-\omega_{\text{кул}})$ до пересечения с касательной. Полученная точка пересечения – текущая точка теоретического профиля кулачка для положения « i ».

Следует заметить, что точку « i » можно построить, отложив расстояние $\beta_0\beta_i$ на касательной от точки пересечения ее с окружностью начальной шайбы. Этот метод может быть более точным, так как при построении дуг большого радиуса может быть сдвиг центра окружности.

Рекомендуется сначала построить основные точки профиля кулачка, которые соответствуют границам участка разбега, участка постоянной скорости и выбега, для рабочего и холостого ходов, а затем согласно распечатке получить промежуточные точки на данных участках.

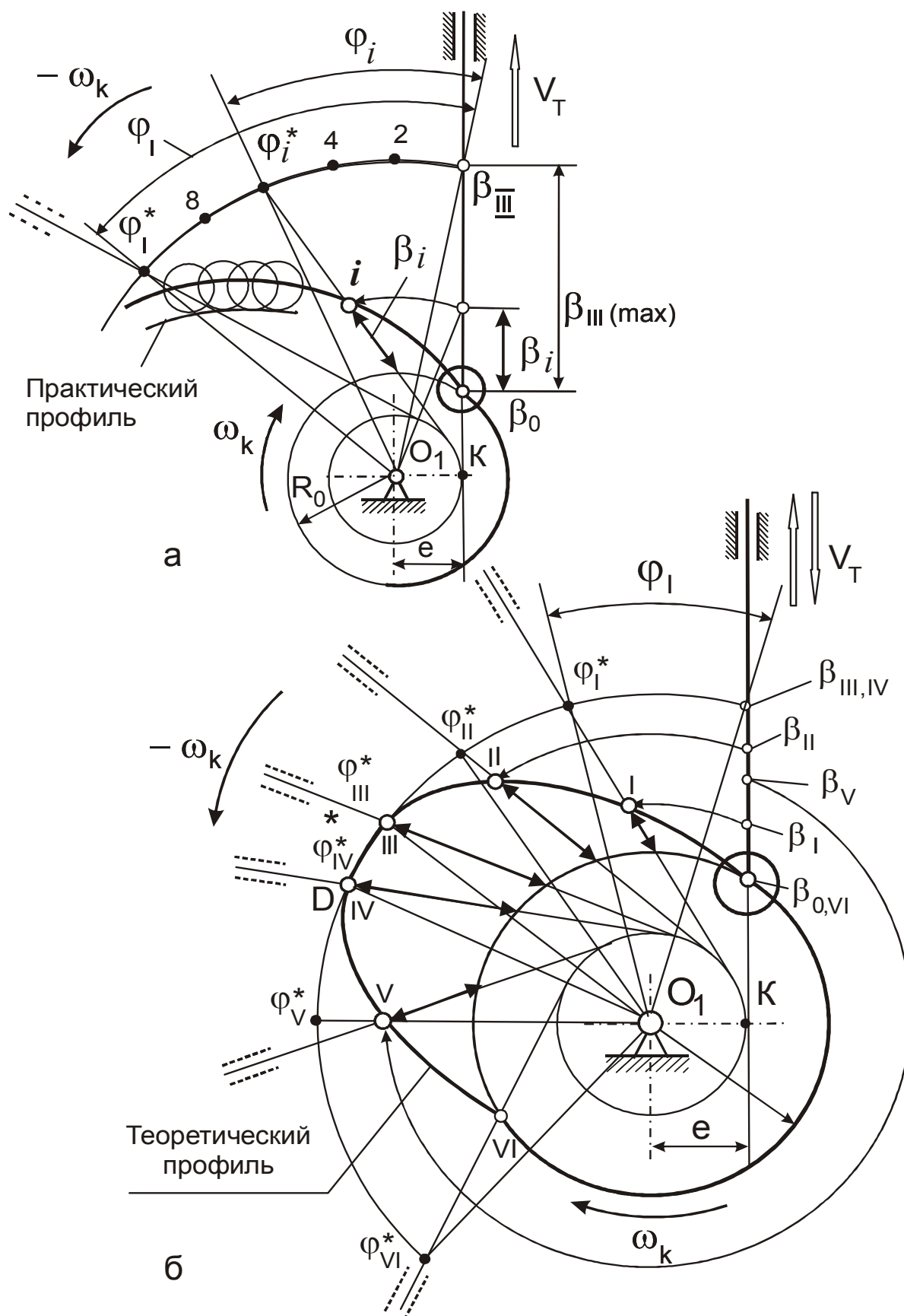


Рис. В.14. Построение профиля нецентрального кулачкового механизма

Для построения основных точек профиля кулачка (рис. В.14, б) отложим на траектории точки β_{III} , принадлежащей толкателю при движении ее в обратном движении вокруг центра O_1 дуги, соответствующие поворотным углам $\varphi_I, \varphi_{II}, \varphi_{III}, \varphi_{IV}, \varphi_V, \varphi_{VI}, \varphi_{VII}$ и обозначим концы дуг

$$\varphi_I^*, \varphi_{II}^*, \varphi_{III}^*, \varphi_{IV}^*, \varphi_V^*, \varphi_{VI}^*, \varphi_{VII}^* .$$

Из данных точек проведем касательные к окружности радиуса эксцентриситета « e ». Эти прямые будут линиями движения центра ролика толкателя в обратном движении. Здесь максимальный ход толкателя – до (·) D.

Затем на траектории центра ролика от точки β_0 отложим в масштабе K_M расстояния $\beta_I, \beta_{II}, \beta_{III}, \beta_{IV}, \beta_V, \beta_{VI}, \beta_{VII}$ и проведем из центра O_1 дуги радиусами $O_1\beta_I, O_1\beta_{II}, O_1\beta_{III}, O_1\beta_{IV}, O_1\beta_V, O_1\beta_{VI}, O_1\beta_{VII}$ до пересечения с соответствующими линиями действия толкателя в обратном движении. Полученные точки пересечения I, II, III, IV, V, VI – основные точки теоретического профиля кулачка. На каждом из участков профиля кулачка (согласно распечатке) можно получить 10 промежуточных точек, построение которых аналогично построению точки « i ».

Для получения кривой теоретического профиля построенные точки соединяют лекальной кривой и затем методом обкатки получают эквидистантный (равноудаленный) практический профиль (рис. В.15).

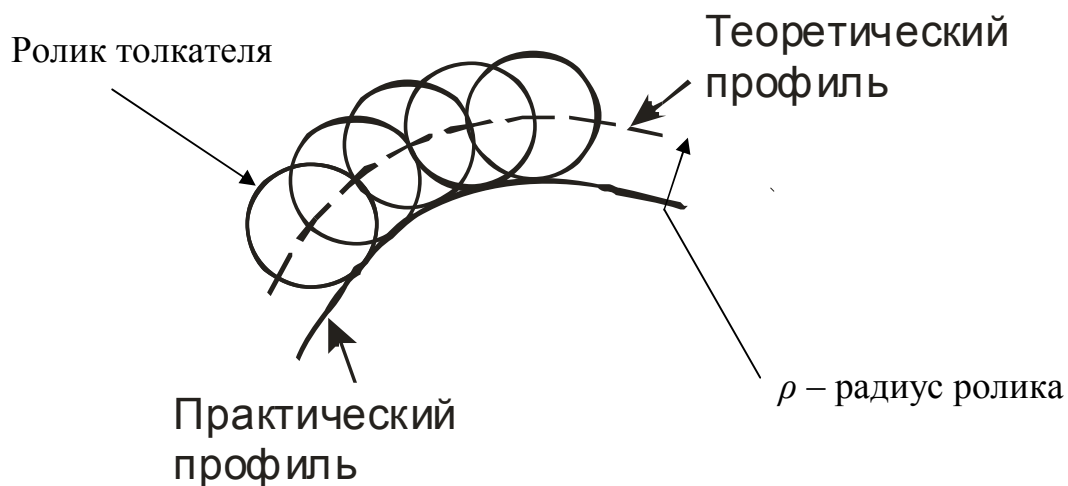


Рис. В.15. Метод обкатки

Синтез профиля кулачка при вращательном движении толкателя

Рассмотрим синтез профиля кулачка для коромыслового кулачкового механизма.

При синтезе профиля кулачка используются следующие данные:

r_0 – радиус начальной шайбы практического профиля;

ρ – радиус ролика;

$R_0 = r_0 + \rho$ – радиус начальной шайбы теоретического профиля;

ℓ – длина коромысла;

X_{O_2}, Y_{O_2} – координаты оси вращения толкателя-коромысла;

$\beta(\varphi)$ – данные диаграммы перемещения толкателя (см. распечатку).

В зависимости от условий поставленной задачи перемещение толкателя может быть выражено в градусах, радианах или длиной дуги траектории центра ролика толкателя. Рассмотрим случай, когда перемещение толкателя (коромысла) задано в градусах.

Начинаем синтез профиля кулачка с выбора масштаба K_M исходя из планируемого размера чертежа (рис. 16, б). Из центра O_1 проводим окружность радиусом R_0 . Из центра O_2 проводим дугу радиусом, равным длине коромысла ℓ . На пересечении этой дуги и окружности получаем точку β_0 . Данная точка соответствует нулевому положению центра ролика толкателя. Соединив точку β_0 с центром O_2 , получим нулевое положение толкателя.

Зададим системе «кулак-толкатель» обращенное движение вокруг центра O_1 с угловой скоростью $(-\omega_{\text{кул}})$. При этом кулачок останавливается, а толкатель вместе со стойкой O_2 будет вращаться вокруг центра O_1 со скоростью $(-\omega_{\text{кул}})$. Точка O_2 будет перемещаться по окружности радиуса O_1O_2 , проходя последовательно дуги, соответствующие поворотным углам φ_i .

Построение профиля кулачка для i -го положения механизма производится в следующей последовательности:

1) на окружности, проведенной радиусом O_1O_2 , от точки O_2 отложим дугу в направлении $(-\omega_{\text{кул}})$, соответствующую поворотному углу φ_i и обозначим ее конец O_{2*}^i ;

2) из точки O_{2*}^i проведем дугу радиусом длины коромысла ℓ . На данной дуге должна находиться точка теоретического профиля кулачка;

3) от нулевого положения толкателя $O_2\beta_0$ отложим перемещение толка-

теля β_i , в данном случае в градусах, и проведем дугу радиусом $O_1\beta_i$ до пересечения с дугой, проведенной из точки O_{2i}^* радиусом длины коромысла ℓ .

Полученная точка пересечения дуг – точка теоретического профиля кулачка для положения « i ».

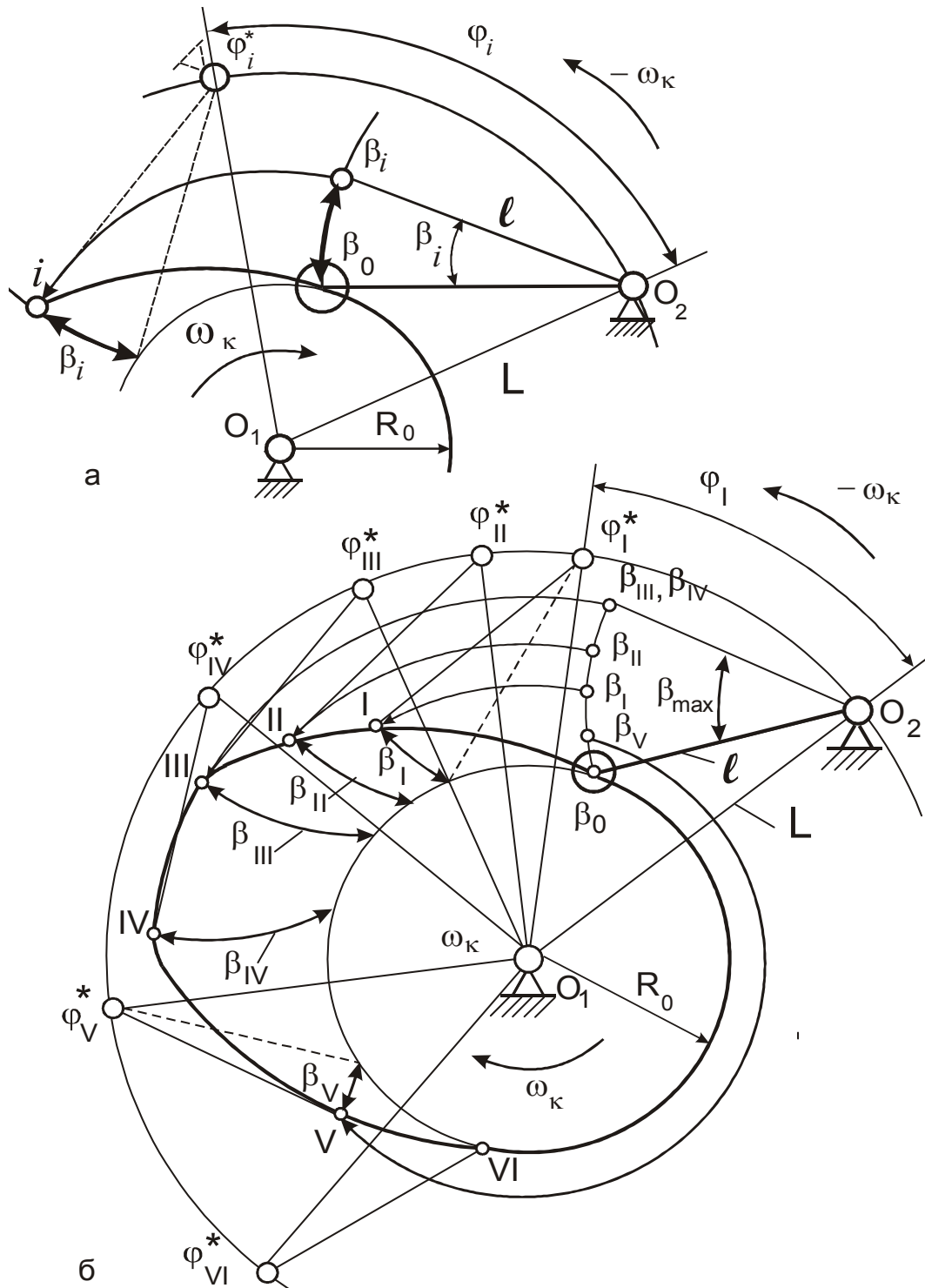


Рис. В.16. Синтез профиля коромыслового кулачка

Рекомендуется сначала построить основные точки профиля кулачка для рабочего и холостого ходов, которые соответствуют границам участка разбега, участка постоянной скорости и выбега, а затем, согласно распечатке получить промежуточные точки на данных участках.

Для построения основных точек профиля используем правило построения i -й точки профиля, описанного выше.

1. На окружности, проведенной радиусом O_1O_2 в направлении $(-\omega_{\text{кул}})$ от прямой O_1O_2 отложим дуги, соответствующие поворотным углам

$$\varphi_I, \varphi_{II}, \varphi_{III}, \varphi_{IV}, \varphi_V, \varphi_{VI}, \varphi_{VII}$$

и обозначим концы их дуг $O_{2*}^I, O_{2*}^{II}, O_{2*}^{III}, O_{2*}^{IV}, O_{2*}^V, O_{2*}^{VI}$.

2. Из данных точек O_{2*}^i проведем дуги радиусом длины коромысла ℓ . На этих дугах должны находиться точки теоретического профиля кулачка.

3. Отложим от нулевого положения толкателя $O_2\beta_0$ перемещения толкателя $\beta_I, \beta_{II}, \beta_{III}, \beta_{IV}, \beta_V, \beta_{VI}, \beta_{VII}$ и проведем дуги радиусом $O_1\beta^i$ до пересечения с дугами, проведенными из точки O_{2*}^i радиусом длины коромысла ℓ . Полученные точки пересечения этих дуг есть точки теоретического профиля кулачка I, II, III, IV, V, VI .

ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛОВ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

При конструировании кулачковых механизмов существуют определенные ограничения по КПД и конструктивным размерам. КПД зависит, в основном, от сил трения в кинематических парах. Габариты механизма определяются радиусом начальной шайбы и длиной подшипниковой опоры (для кулачковых механизмов с поступательным движением толкателя). Как КПД, так и габариты механизма связаны с максимальными углами давления.

При работе механизма движение передается от кулачка к толкателю. В высшей кинематической паре (кулак–ролик толкателя) возникает реакция R_{12} , которая без учета сил трения направлена по нормали $n-n$ к профилю кулачка. Разложим данную реакцию на две составляющих (рис. В.17):

P – полезная составляющая преодолевает сопротивление, связанное с выполнением технологического процесса и является величиной известной;

H – вредная составляющая вызывает повышенное трение в опорах толкателя, что приводит к возможному его заклиниванию. При больших значениях вредная составляющая может привести к разрушению деталей кулачкового механизма.

Угол α , заключенный между нормалью $n-n$ к профилю кулачка и «линией действия» скорости толкателя, называется углом давления в кулачковом механизме.

При проектировании кулачковых механизмов необходимо принимать меры к уменьшению составляющей H , т. е. к минимизации значений угла α .

При силовом замыкании входное звено (кулачок) является ведущим только на фазе удаления. На фазе возвращения кулачок является либо ведомым, либо ведущим в зависимости от соотношения между замыкающей силой, силой инерции и внешними факторами, действующими на кулачок.

В этом случае угол давления целесообразно определять только на участке удаления.

При геометрическом замыкании входное звено может быть ведущим как на фазе удаления, так и на фазе возвращения. В этом случае угол давления определяется на обеих фазах.

Нецентральный кулачковый механизм

Для расчета угла давления необходимо наличие следующих параметров:

- ♦ профиль кулачка известен;
- ♦ β_i – перемещение толкателя из нулевого положения в положение « i »;
- ♦ R_0 – радиус начальной шайбы теоретического профиля, мм;
- ♦ e (\pm) – эксцентриситет с учетом знака, мм;
- ♦ $\Pi'(\varphi)$ – первая передаточная функция, мм.

Рассмотрим случаи расчета угла давления с учетом знака « e ».

Случай 1. Эксцентриситет « e » > 0 (рис. В.17, а)

Для кулачка с известным профилем построим систему координат с началом координат в центре вращения кулачка O_1 . На расстоянии эксцентриситета « e » от O_1 проведем линию действия толкателя. Для определения угла давления α проведем нормаль $n-n$ через точку контакта толкателя и теоретического профиля кулачка. Далее из центра O_1 проведем прямую перпендикулярно линии действия толкателя до пересечения её с нормалью $n-n$. Точку пересечения прямых обозначим «К». Точку пересечения линии действия толкателя с прямой O_1K обозначим «С».

В курсе ТММ доказывается, что отрезок O_1K , выполненный в масштабе схемы K_M , численно равен величине первой передаточной функции $\Pi'(\varphi)$.

Из треугольника АСК имеем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{СК}{АС},$$

где $СК = O_1K - O_1C = \Pi'(\varphi) - e$; $АС = \beta_i + \sqrt{R_0^2 - e^2}$.

Теперь формула для расчета угла давления α примет вид

$$\alpha = \arctg \frac{|\Pi'(\varphi)| - e}{\beta_i + \sqrt{R_0^2 - e^2}}.$$

В зависимости от знака эксцентриситета «е» числитель дроби может быть разностью или суммой. Для доказательства рассмотрим случай 2.

Случай 2. Эксцентриситет «е» < 0 (рис В.17, б)

Из треугольника АСК имеем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{СК}{АС},$$

где $СК = O_1K + O_1C = \Pi'(\varphi) - (-e) = \Pi'(\varphi) + e$; $АС = \beta_i + \sqrt{R_0^2 - e^2}$;

$$\alpha = \arctg \frac{|\Pi'(\varphi)| + e}{\beta_i + \sqrt{R_0^2 - e^2}}.$$

Знак "-" в числителе ставится в том случае, если точки "С" и "К" расположены по одну сторону от точки O_1 (рис. В.17, а).

Знак "+" в числителе принимают в том случае, если точки "С" и "К" расположены по разные стороны от точки O_1 (рис. В.17, б).

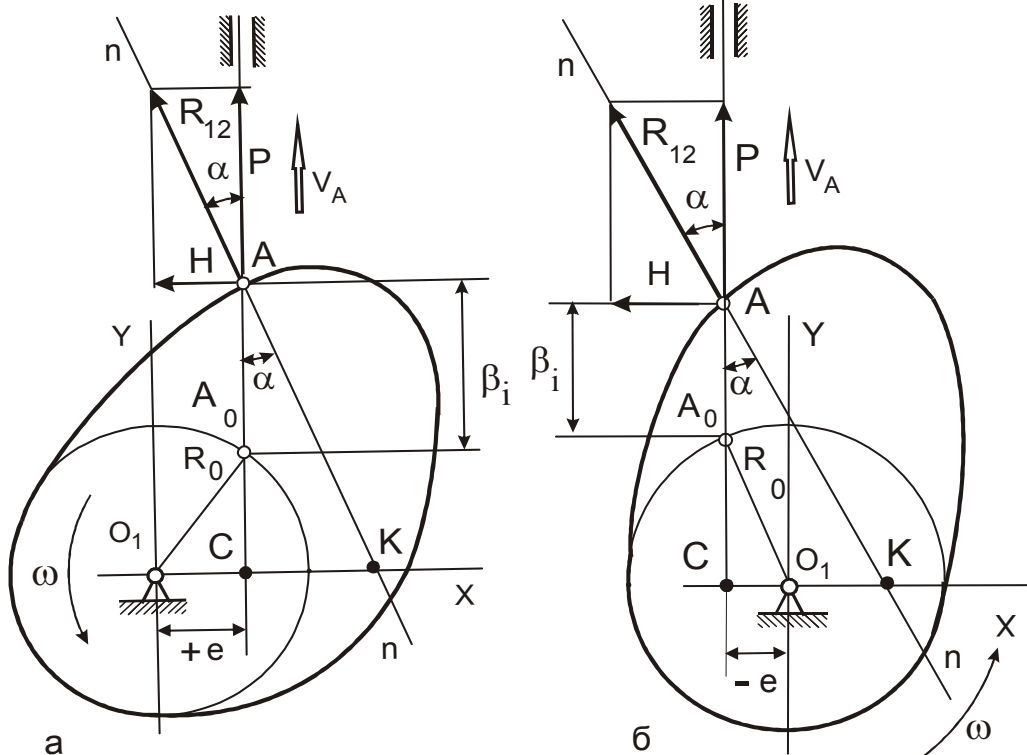


Рис. В.17. К определению углов давления при поступательном движении толкателя

Кулачковый механизм с вращательным движением толкателя

Для расчета угла давления необходимо наличие следующих параметров:

- ♦ профиль кулачка известен;
- ♦ β_i – перемещение толкателя из нулевого положения в положение « i »;
- ♦ R_0 – радиус начальной шайбы теоретического профиля, мм;
- ♦ ℓ – длина коромысла, мм;
- ♦ L – межосевое расстояние, мм;
- ♦ $\Pi'(\varphi)$ – первая передаточная функция.

Коромысловый кулачковый механизм представлен на *рис. В.18*. Для определения угла давления проведем нормаль $n-n$ в точке контакта толкателя и теоретического профиля кулачка. Из точки O_1 проведем прямую перпендикулярно линии действия вектора скорости толкателя, т. е. параллельно коромыслу $AO_2 = \ell$ до ее пересечения с нормалью $n-n$. Точку пересечения этих прямых обозначим "K".

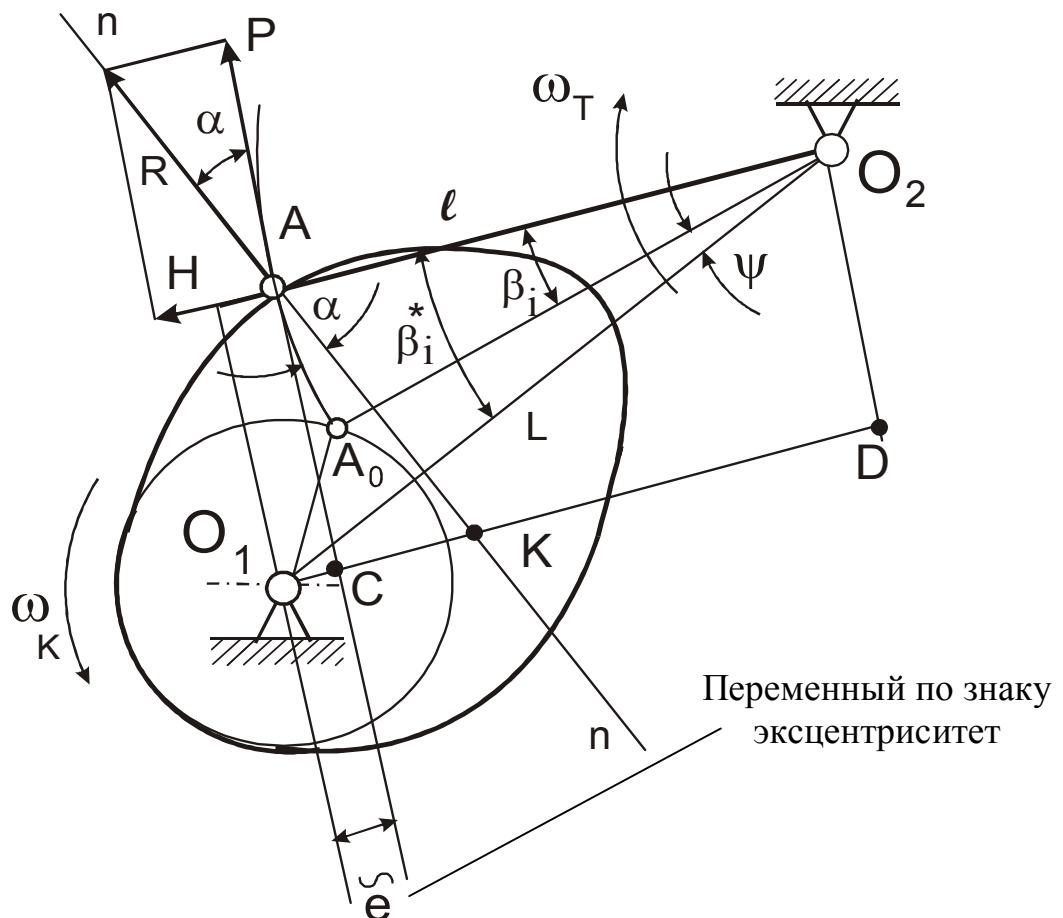


Рис. В.18. К определению углов давления при вращательном движении толкателя

Точку пересечения линии действия вектора скорости толкателя с прямой O_1K обозначим "С". Из треугольника ACK имеем

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{CK}{AC},$$

Для определения отрезков CK и AC соединим центры вращения кулачка и толкателя и обозначим межцентровое расстояние $O_1O_2 = L$.

Опустим перпендикуляр из центра вращения толкателя O_2 на продолжение прямой O_1K и поставим точку "D". Далее запишем

$$AC = O_2D = L \sin \beta_1^*; CK = O_1K - O_1C,$$

где $O_1K = \Pi' \ell$; $O_1C = L \cos \beta_i^* - \ell = \tilde{\epsilon}$.

β_i^* – угол между коромыслом и прямой, соединяющей центры O_1 и O_2 , определяется суммой

$$\beta_i^* = \beta_i + \psi.$$

Угол ψ определяется из треугольника $O_1A_0O_2$

Для коромыслового кулачкового механизма отрезок O_1C является переменным эксцентриситетом $\tilde{\epsilon}$, который может принимать как положительные, так и отрицательные значения, т. е. находится слева или справа от точки O_1

$$CK = O_1K - O_1C = \Pi' \ell - \tilde{\epsilon}.$$

С учетом полученных выражений и последующих подстановок имеем расчетную формулу для определения угла давления « α »

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{|\Pi' \ell - (L \cos \beta_i^* - \ell)|}{L \sin \beta_i^*} = \operatorname{arctg} \frac{|\Pi' \ell - \tilde{\epsilon}|}{L \sin \beta_i^*}.$$

При $\tilde{\epsilon} > 0$ в числителе будет разность, при $\tilde{\epsilon} < 0$ – сумма, т. е.

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{|\Pi' \ell \pm \tilde{\epsilon}|}{L \sin \beta_i^*}.$$

Знак "+" в числителе принимают в том случае, когда точки "С" и "К" расположены по разные стороны от точки O_1 , а знак "-" там же – в случае, когда точки С и К расположены по одну сторону от точки O_1 .

На практике в кулачковом механизме с поступательно движущимся толкателем потери на трение в кинематической паре достаточно велики. Для исключения заклинивания и излома толкателя допустимое значение угла давления здесь следует принимать в пределах $[\alpha] = 30 \div 40^\circ$.

Для коромыслового кулачкового механизма потери на трение во вращательной паре значительно меньше, поэтому здесь $[\alpha] = 45 \div 50^\circ$.

Следует заметить, что значения допускаемых углов давления можно повысить, если подобрать материалы для кинематических пар, дающие меньший коэффициент трения, а также обеспечить оптимальные условия смазки в паре.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КУЛАЧКА ИСХОДЯ ИЗ УСЛОВИЙ ОГРАНИЧЕНИЙ УГЛА ДАВЛЕНИЯ

При проектировании нового механизма и выборе его габаритных размеров необходимо учитывать допускаемые углы давления. При исследовании работы существующего механизма необходимо определить максимальные значения углов давления и сравнить их с допускаемыми углами давления.

Кулачковый механизм с поступательным движением толкателя

Случай 1. Определение минимального радиуса начальной шайбы $R_{0\min}$ и эксцентриситета « e » при известных значениях углов давления $[\alpha]$.

Определению подлежат:

- R_0 – радиус начальной шайбы теоретического профиля;
- e – эксцентриситет.

Для выполнения расчета необходимо иметь:

- ▼ β_{III} – максимальное перемещение толкателя;
- ▼ $\beta(\varphi)$ – график перемещения центра ролика толкателя;
- ▼ $\beta' = \Pi'(\varphi)$ – график первой передаточной функции;
- ▼ $[\alpha]$ – допускаемые углы давления;
- ▼ K_M – масштаб схемы механизма.

Пусть для данного механизма в результате кинематического анализа построены графики $\beta(\varphi)$ и $\Pi'(\varphi)$ для шести положений (рис. В.19). На траектории центра ролика толкателя отложим максимальное перемещение β_{III} в масштабе K_M и согласно графику $\beta(\varphi)$ нанесем на нем точки 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6. От данных точек перпендикулярно к траектории центра ролика (горизонтально) отложим отрезки h_i , представляющие собой значения функции $\Pi'(\varphi)$ в масштабе K_M .

$$h_1 = \frac{\Pi'_1(\varphi)}{K_M}, \quad h_2 = \frac{\Pi'_2(\varphi)}{K_M}, \quad , \quad h_5 = \frac{\Pi'_5(\varphi)}{K_M}.$$

Отрезки h_i откладываются согласно правилу:

На фазах удаления и возвращения толкателя отрезки h_i должны быть повернуты по отношению к вектору скорости толкателя на 90° в сторону угловой скорости кулачка ω_K .

Соединим концы отрезков h_i плавной кривой в замкнутую фигуру. Проведем к этой кривой две касательные под углами $[\alpha]$ к линии действия вектора скорости толкателя для участков удаления и возвращения толкателя. Пересечение данных касательных определяет положение центра вращения кулачка O_1 , величину радиуса начальной шайбы теоретического профиля кулачка R_{0min} и эксцентриситета « e », обеспечивающих работу кулачкового механизма с углами давления, не превышающими допустимые их значения.

В данном случае получается нецентральный кулачковый механизм с эксцентриситетом « e ».

Для получения центрального кулачкового механизма необходимо центр вращения кулачка выбрать в заштрихованной области на линии движения толкателя. При этом радиус начальной шайбы увеличивается по сравнению с предыдущим вариантом. При выборе центра вращения кулачка в заштрихованной области получим механизм, для которого углы давления не превышают допустимых значений.

Следует заметить, что максимальные углы давления не всегда и не везде соответствуют максимальным значениям первой передаточной функции.

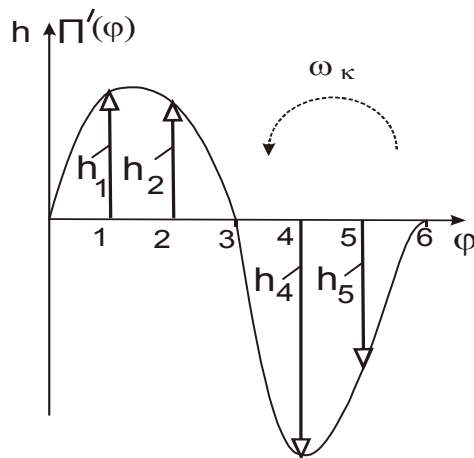


Рис. В.19. График первой передаточной функции $\beta' = \Pi'(\varphi)$

Случай 2. При исследовании работы существующих механизмов может возникнуть задача определения фактических максимальных углов давления и сравнения их с допустимыми значениями.

Рассматривается случай, когда известно положение центра кулачка $O_{1факт}$ и необходимо определить максимальные значения углов давления α_{max} .

Для этого из центра вращения кулачка $O_{1факт}$ необходимо провести касательные к замкнутой фигуре, построение которой рассмотрено выше. Затем в точках касания провести прямые параллельные линии, соответствующие движению толкателя. Углы, образованные этими прямыми и касательными – максимальные углы давления α_{max} на участках удаления и возврата толкателя.

Данное построение выполнено на рис. В.20 штриховой линией.

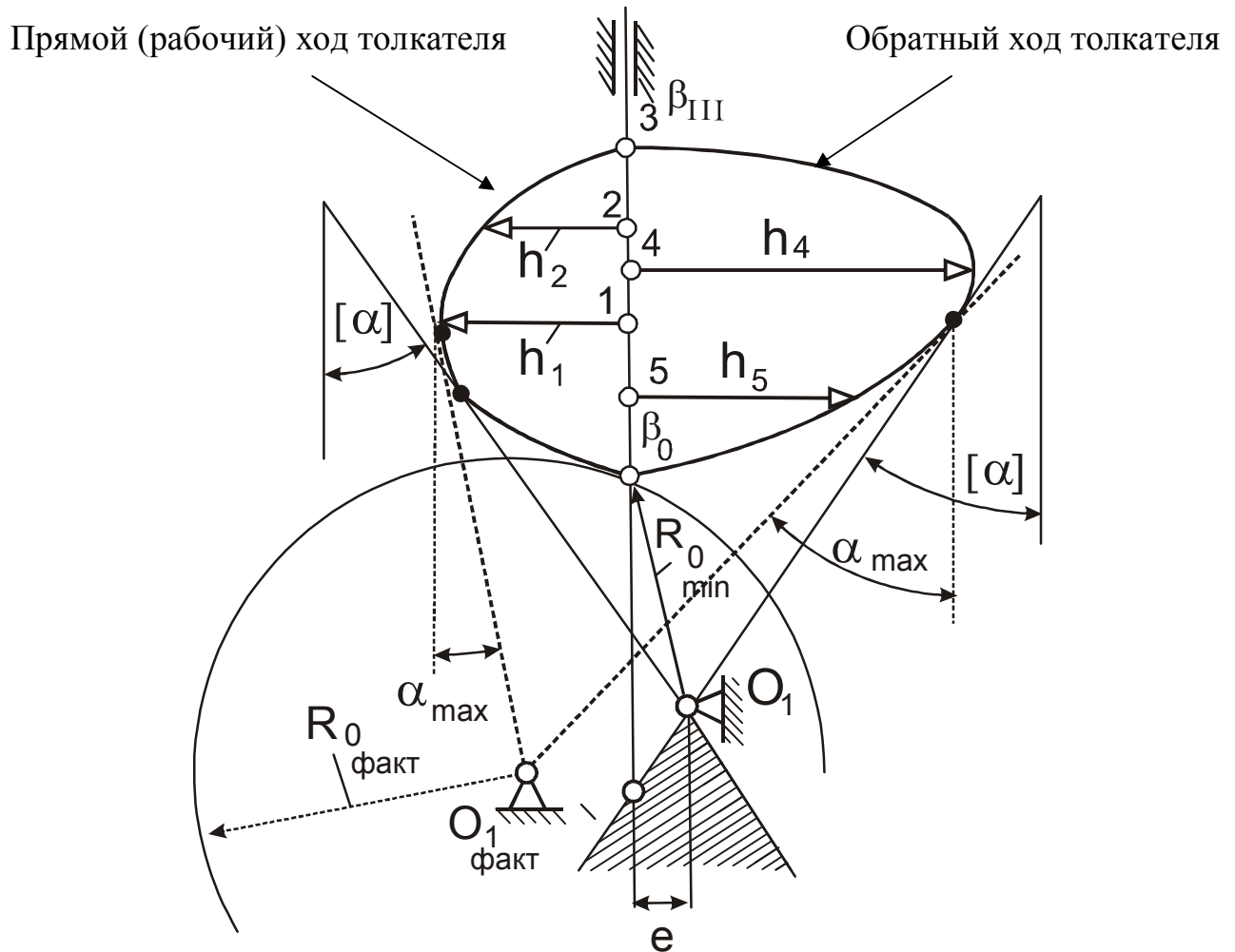


Рис. В.20. К определению габаритных размеров кулачкового механизма с поступательным движением толкателя

Кулачковый механизм с вращательным движением толкателя

При вращательном движении толкателя определяются:

- R_0 – радиус начальной шайбы теоретического профиля;
- $L = O_1 O_2$ – межосевое расстояние.

Для выполнения расчета необходимо иметь:

- ▼ β_{III} – максимальное перемещение толкателя;
- ▼ $\beta(\varphi)$ – график перемещения центра ролика толкателя;
- ▼ $P'(\varphi)$ – график первой передаточной функции;
- ▼ ℓ – длину коромысла;
- ▼ $[\alpha]$ – допускаемые углы давления;
- ▼ K_M – масштаб схемы механизма.

Методика расчёта здесь та же, как для нецентрального механизма. Для данного механизма передаточная функция является безразмерной величиной.

Чтобы отрезки h_i имели размерность «миллиметры», необходимо значения передаточных функций умножить на длину коромысла, т. е.

$$h_1 = \frac{\Pi'_1(\varphi)\ell}{K_M}, \quad h_2 = \frac{\Pi'_2(\varphi)\ell}{K_M}, \quad , \quad h_5 = \frac{\Pi'_5(\varphi)\ell}{K_M}.$$

Отрезки h_i откладываются на линиях толкателя с учетом правила поворота. Для схемы механизма, изображенной на *рис. В.21* на участке удаления толкателя отрезки h_i откладываются влево, на участке возвращения – вправо. Если максимальные углы давления α_{\max} фиксированы, то центр вращения кулачка $O_{1\text{факт}}$ находится на пересечении касательных. Тем самым определяется величина $R_{0\text{факт}}$ и межосевое расстояние $O_1O_2 = L_{\text{факт}}$.

Выбор радиуса ролика

Радиус ролика толкателя « ρ » выбирают по условию контактной прочности с учетом непрерывности контакта между роликом и кулачком, толщины ролика, механических характеристик материалов, рабочих поверхностей ролика и заданной долговечности всего механизма.

На практике обычно принимают

$$\rho \leq 0,7\rho_{\min}^{\text{кр}},$$

где $\rho_{\min}^{\text{кр}}$ – минимальный радиус кривизны профиля кулачка, определяемый экспериментально на отсутствие его заострения.

Кромке этого, радиус ролика ограничивается условием

$$\rho \leq 0,4(r_0 + \rho).$$

Здесь величина « ρ » не должна превышать 40 % величины радиуса начальной шайбы теоретического профиля кулачка.

Практическое значение « ρ » выбирают как меньшее из двух заданных условий в соответствии со стандартным рядом диаметров и длин, принятым в машиностроении.

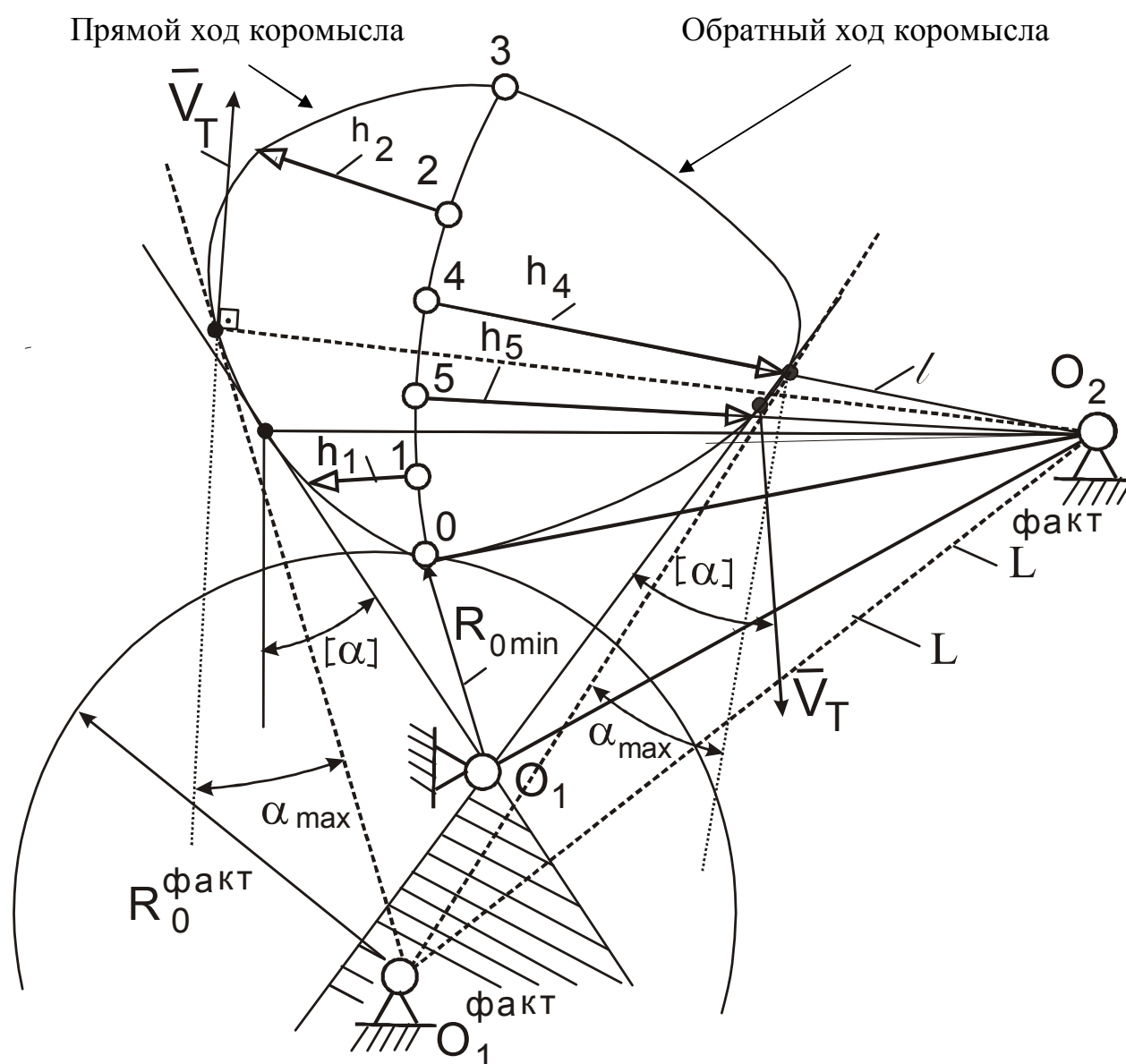


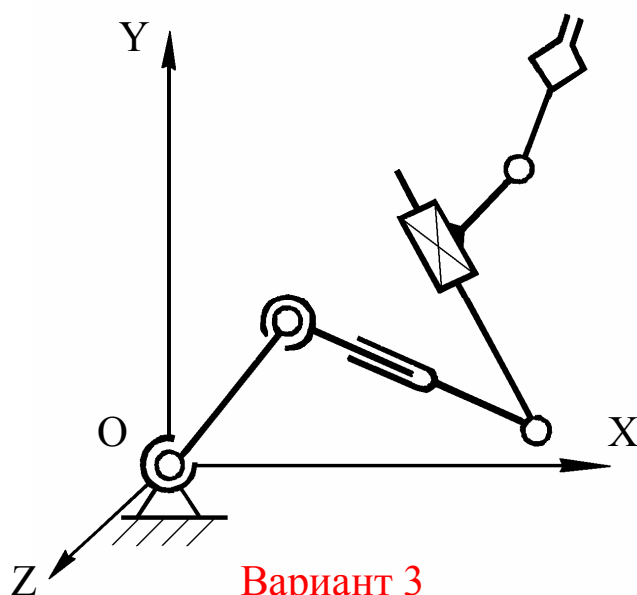
Рис. В.21. К определению габаритных размеров кулачкового механизма с вращательным движением толкателя

Пример выбора задания для контрольной работы и курсового проекта

Шифр студента **XXXXXX 03**.

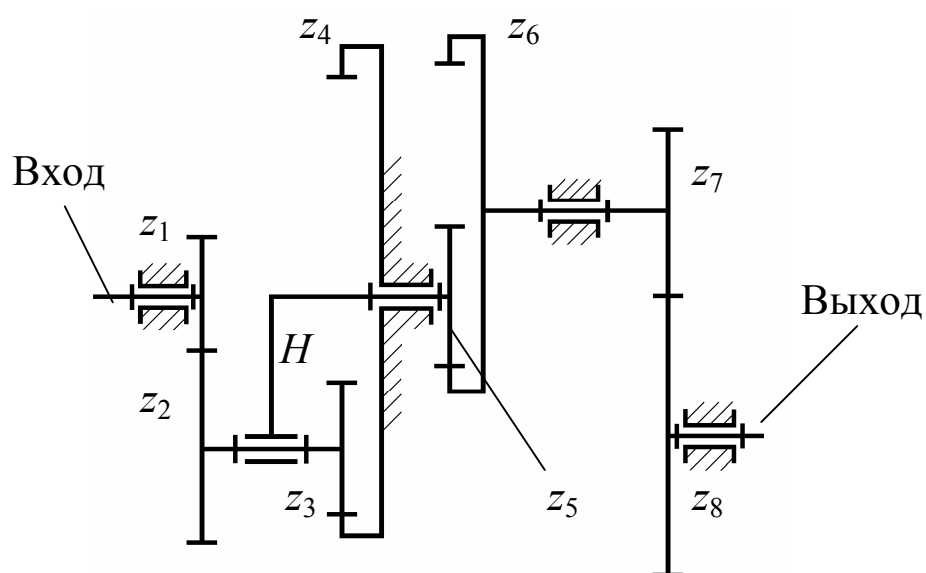
Задание 1.

Расчетная схема манипулятора



Задание 2.

Расчетная схема планетарного зубчатого механизма



Вариант 3

Числовые значения исходных данных для решения задачи по кинематике зубчатых механизмов – 10 (для варианта задания 3):

$$n_1 = 6 \text{ с}^{-1}; z_1 = 30; z_2 = 55; z_3 = ?; z_4 = 115; z_5 = 50; z_6 = 120; z_7 = 45; z_8 = 55.$$

Определению подлежат: $W, z_3, u_{1-8}, n_H, n_3, n_8$.

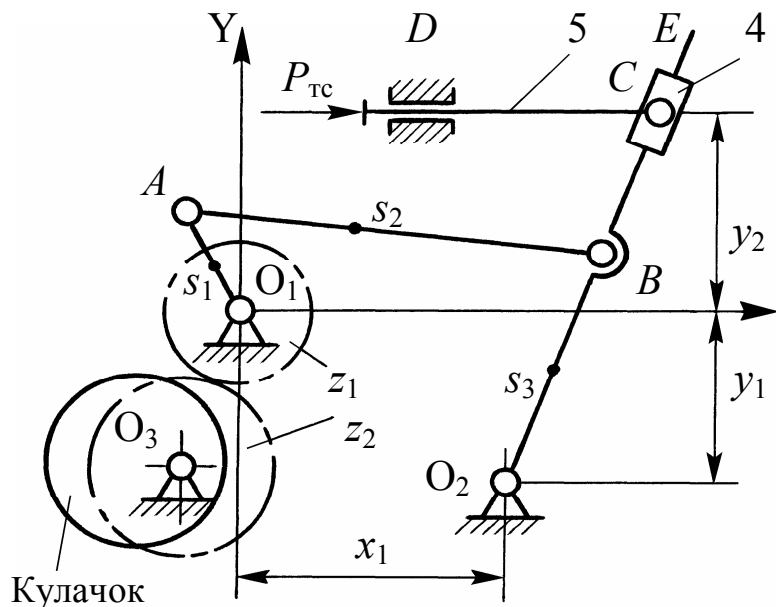
Студент ИВАНОВ В. В.

Преподаватель _____

Группа 2 – ТЗ, шифр ХХХХХ 03

Дата выдачи работы _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ 3



Частота вращения входного звена

$$n_1 = \underline{4,7} \text{ c}^{-1}.$$

Сила технологического сопротивления

$$P_{\text{TC}} = \underline{120} \text{ H.}$$

Х Сила $P_{\text{тс}}$ направлена в сторону, *противоположную* скорости точки ее приложения.

Содержание работы:

Лист 1. Кинематический анализ рычажного механизма.

Лист 2. Силовой (кинетостатический) анализ рычажного механизма (Выполн. по указ. преподав.)

Лист 3. Синтез кулачкового механизма.

Т а б л и ц а 2.3. Параметры рычажного механизма, м (стр. 29 и 37)

[illegible]

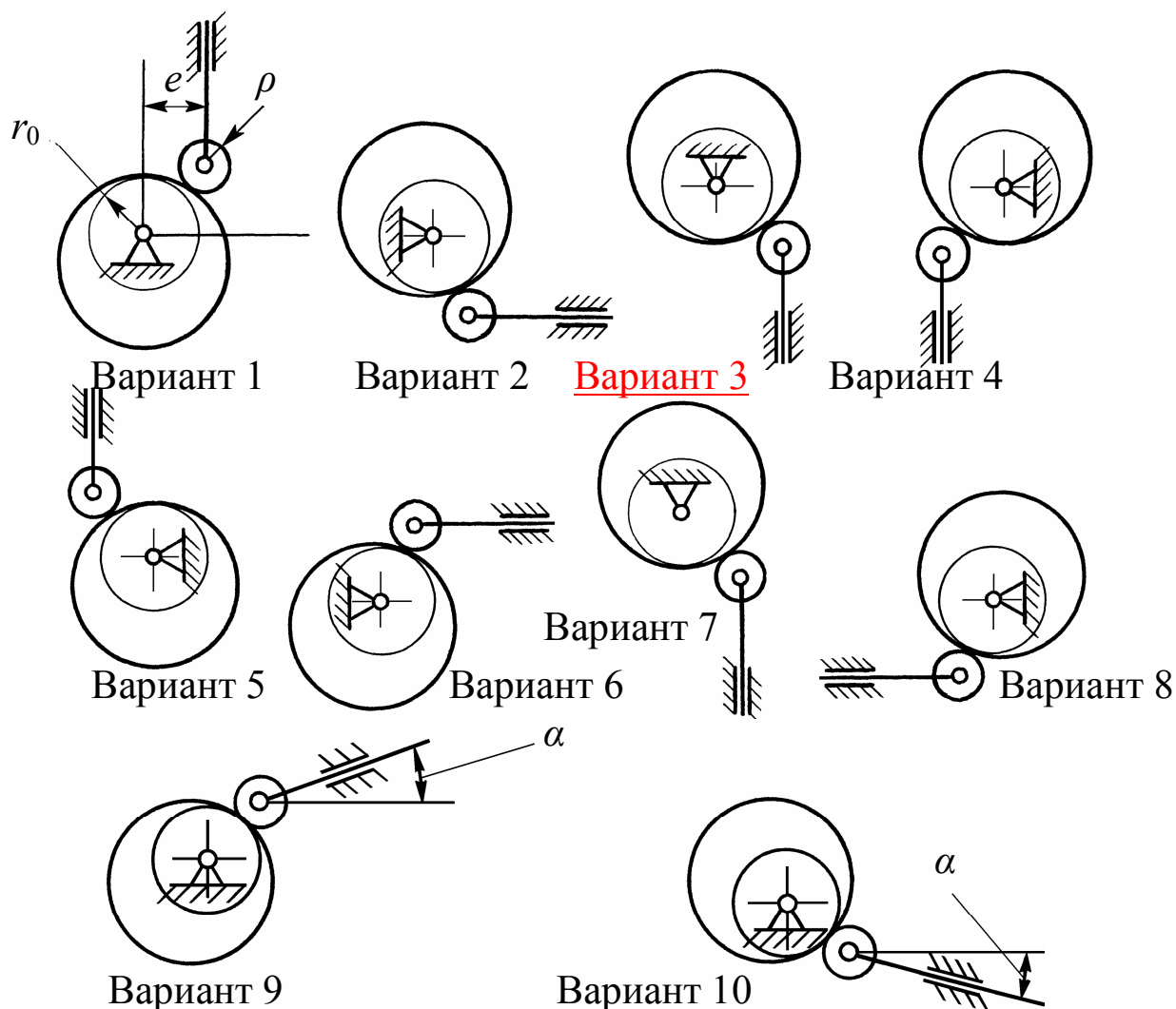
Окончание табл. 2.3

Массы звеньев, кг					Моменты инерции (динамические моменты инерции), кг·м ²				
m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	J_{s1}	J_{s2}	J_{s3}	J_{s4}	J_{s5}
1,4	2,9	3,1	0,4	4,9	0,05	0,1	0,11	0,07	—

Т а б л и ц а 2.12. Параметры кулачкового механизма для **шифра 03**
(стр.40, табл.2.13 и 47, табл. 2.16)

Номер варианта	Тип механизма	Размеры кулачкового механизма, мм				Углы поворота кулачка в градусах					
		r_0	ρ	e	S_{max} ($\beta_{ш}$)	Рабочий ход, $\varphi_{РХ}$	Дальний выстой, $\varphi_{ДВ}$	Холостой ход, $\varphi_{ХХ}$			
3	10	62	21	15	60	120	120	120			
Законы безразмерного ускорения ведомого звена для шифра 03 (стр.48)											
Рабочий (прямой) ход						Холостой (обратный) ход					
Разбег		Выбег		$\lambda_{РХ}$	$\delta\beta_{РХ}$	Разбег		Выбег		$\lambda_{ХХ}$	$\delta\beta_{ХХ}$
S_1	S_2	S_1	S_2			S_1	S_2	S_1	S_2		
0	0,1	1	0	1,2	0,2	0,1	0	0,5	0,5	1	0,2

Варианты схем кулачковых механизмов



ОГЛАВЛЕНИЕ

ЧАСТЬ 1. КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА. СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ	3
ЧАСТЬ 2. КУРСОВАЯ РАБОТА. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ	24
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	64
ПРИЛОЖЕНИЕ А	65
ПРИЛОЖЕНИЕ Б	75
ПРИЛОЖЕНИЕ В	87
ПРИЛОЖЕНИЕ Г	126

Учебное издание

Шарапин Игорь Александрович

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

***УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ
КОНТРОЛЬНОЙ И КУРСОВОЙ РАБОТ
ЧАСТИ 1 И 2***

Учебно-методическое пособие

Оригинал-макет подготовлен автором и издан в авторской редакции

Подписано в печать 11.03.2013. Формат 60 x 84 1/16.
Усл. печ. л. 7,5. Печать трафаретная. Тираж 200 экз. Заказ 21
Электронный адрес: <http://tpm.sutd.ru>

Отпечатано в типографии ФГБОУВПО СПГУТД
191028, Санкт-Петербург, ул. Моховая, 26