

**ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ**  
Методические указания к выполнению курсового проекта

## Введение

При проектировании машин возникает задача обоснованного выбора кинематических схем механизмов и компоновки в целом. Эта задача решается на основе сравнительного анализа геометрических, кинематических и динамических показателей различных кинематических схем механизмов и машин. В процессе курсового проектирования по теории механизмов и машин студент должен освоить необходимые практические навыки по решению основных задач кинематического и динамического анализа и синтеза типовых механизмов: рычажного механизма с низшей кинематическими парами и механизмов с высшими парами (кулачкового и зубчатого).

Курсовой проект на тему: "Кинематический и динамический анализ и синтез \_\_\_\_\_ выполняется в соответствии с зада-

(наименование машины)

нием. Индивидуальное задание на проект выдается, преподавателем. Студенты заочной формы обучения могут выбрать задание из альбома заданий в соответствии с фамилией и номером студенческого билета.

Курсовой проект состоит из графических построений и расчётно-пояснительной записки. Графические построения выполняется на четырёх-пяти листах чертежной бумаги формата А1 карандашом с соблюдением всех требований ГОСТов. На чертежах необходимо сохранять вспомогательные построения. К каждому отдельному графику или построению следует делать соответствующие надписи и проставлять принятые масштабы. Каждый лист должен иметь штамп в правом нижнем углу.

Пояснительная записка должна быть написана чернилами на одной стороне писчей бумаги формата А4 с полями слева 2,5 см и справа 1,5 см. Все страницы нумеруются. Записка должна содержать титульный лист, задание с исходными данными для проекта, подписанное преподавателем, введение с указанием задач исследования, условия задач исследования, необходимые формулы, расчеты, числовые данные; таблицы к каждому разделу проекта, краткие пояснения к расчетам и построениям. Необходимые уравнения и формулы записываются в общем виде с последующей подстановкой в них численных значений и конечного результата с указанием размерности. Для повторяющихся вычислений расчетная формула с подстановкой в неё численных значений и результата записывается только один раз, а все результаты представляется в табличной форме.

Пояснительная записка заканчивается заключением, списком использованной литературы и оглавлением. В заключении приводятся краткие выводы по результатам задач, решенных в проекте, и рекомендации по улучшению работоспособности машины. Записка переплетается листом чертежной бумаги, сшивается и подписывается студентом и преподавателем.

Защита проекта представляет собой зачет по теоретическому материа-

лу, использованному при выполнении проекта, и должна показать, что студент владеет этим материалом и умеет применять его для задач анализа и синтеза конкретных механизмов. Курсовой проект оценивается дифференцированной отметкой.

## I. ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ МАШИНЫ

Курсовой проект включает следующие разделы:

1. Кинематический и динамический синтез и анализ рычажного механизма (графические построения выполняются на одном- двух листах).
2. Силовой расчет рычажного механизма (выполняется на одном листе).
3. Проектирование кинематической схемы планетарного редуктора и построение эвольвентного зацепления (выполняется на одном листе).
4. Синтез кулачкового механизма (выполняется на одном, листе).

В задании на курсовой проект могут быть предложены как машины непрерывного действия, например, металлорежущие станки, так и машины кратковременного действия, например механизм открывания и закрывания крышки автоклава. У машин непрерывного действия основное время работы приходится на период установившегося движения, когда скорость начального звена колеблется в небольших пределах относительно постоянного среднего значения. В машинах кратковременного действия время установившегося движения мало сравнении с периодами разгона и выбега. Вследствие указанных особенностей цели, задачи и методы кинематического и динамического синтеза и анализа рычажного механизма (раздел 1 проекта) этих машин несколько отличается.

### Раздел I. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ И АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

В этом разделе определяются недостающие в задании на проект длины звеньев рычажного механизма и устанавливается истинный закон движения начального звена рычажного механизма.

1.1. Машины непрерывного действия. Кроме указанных задач, для машин непрерывного действия определяются размеры маховика и место его установки в машине.

1.1.1. В соответствии с заданными длинами звеньев и кинематическими параметрами (коэффициент " $k$ " изменения скорости ведомого звена, максимальное одностороннее перемещение " $H$ " ведомого звена, его положения и др.) определить недостающие длины звеньев рычажного механизма.

1.1.2. Для двенадцати равноотстоящих положений начального звена при неизменном положении стойки построить в масштабе планы положений механизма.

Если в задании определены все длины звеньев, произвести проверку работоспособности механизма по условию проворачиваемости начального

звена и по условию передачи сил в машинах. В соответствии с последним условием минимально допустимые углы передачи движения должны быть больше  $60^\circ$  для поступательных кинематических пар и больше  $45^\circ$  для вращательных пар.

При несоответствии фактических углов передачи указанным предельным значениям длины некоторых звеньев рычажного механизма могут быть изменены по сравнению с заданными. В этом случае необходимо вновь построить двенадцать положений скорректированного механизма, а в задании изменить массы и моменты инерции звеньев, длины которых исправлены. Масса изменяется прямо пропорционально длине звена, а момент инерции - пропорционально кубу длины.

1.1.3. Вблизи траектории ведомого звена построить заданную диаграмму сил производственного сопротивления.

1.1.4. Из одного полюса построить 12 планов аналогов скоростей вычерченных ранее, положений механизма.

1.1.5. Построить графики приведенных к начальному звену моментов сил производственного сопротивления и движущих сил в зависимости от угла  $\varphi$  поворота звена приведения для цикла установившегося движения.

1.1.6. Произведя графическое интегрирование графиков приведенных моментов сил, построить графики работ сил движущих и сопротивления для одного цикла установившегося движения вне зависимости от угла  $\varphi$  поворота начального звена.

1.1.7. Построить график изменения кинетической энергии машины от угла  $\varphi$  поворота начального звена.

1.1.8. Рассчитать и построить графики приведенных к начальному звену моментов инерции звеньев рычажного механизма в зависимости от угла (для каждого звена отдельно и суммарный).

1.1.9. Определить момент энергии маховика, установленного на вал начального звена и обеспечивавшего его вращение с заданным коэффициентом неравномерности " $\delta$ ".

1.1.10. По каталогу выбрать двигатель и привести его момент инерции ротора к начальному звену.

1.1.11. Исходя из условий работы и характера нагружения рычажного механизма, определить место установки маховика в линии привода. Рассчитать основные размеры обода маховика, учитывая приведенный момент инерции двигателя и передачи. (Приведенный момент инерции передачи принять равным 1-2 приведенным моментам инерции двигателя). Вычертить эскиз маховика с определяющими размерами.

1.1.12. Построить графики истинной угловой скорости и истинного углового ускорения начального звена в зависимости от его угла поворота.

1.2. Машины кратковременного действия

1.2.1. В соответствии с заданными кинематическими условиями определить недостающие длины звеньев рычажного механизма,

1.2.2. Для шести равноотстоящих положений начального звена при неизменном положении стойки построить в масштабе планы положений меха-

низма для прямого хода ведомого звена. Эти же положения звеньев будут рассматриваться в проекте при обратном движении. Вблизи траектории ведомого звена построить заданную диаграмму сил технологического сопротивления.

1.2.3. Из одного полюса построить 12 планов аналогов скоростей для всех положений механизма при прямом и обратном ходах ведомого звена

1.2.4. Вблизи начального звена изобразить заданный график движущего момента (силы) в зависимости от перемещения или скорости этого звена.

1.2.5. Построить график приведенных к начальному звену моментов (сил) сопротивления в зависимости от перемещения этого звена при прямом и обратном ходах.

Дальнейшее решение задачи определения истинного закона движения начального звена механизма зависит от вида функции движущих сил (моментов).

Если движущая сила зависит от перемещения начального звена, то решение задачи можно вести в следующем порядке:

1.2.6. Построить график приведенного к начальному звену движущего момента в зависимости от углового перемещения начального звена при прямом и обратном ходах.

1.2.7. Построить графики работ сил движущих и сил сопротивления и график приращения кинетической энергии машины в зависимости от углового перемещения  $\varphi$  начального звена.

1.2.8. Построить график приведенных моментов инерции механизма.

1.2.9. Построить диаграмму Виттенбауэра "энергия-масса" и определить по ней истинные скорости начального звена во всех положениях механизма.

1.2.10. Изобразить графики истинной скорости, ускорения и времени перемещения начального звена в зависимости от положения механизма.

Если движущая сила зависит от скорости начального звена, то решение получают методом последовательных приближений:

1.2.11. Построить график работы сопротивления в зависимости от положения механизма;

1.2.12. Рассчитать и изобразить графически зависимость приведенных моментов инерции механизма от угла поворота звена приведения;

1.2.13. Для начального положения механизма, когда скорость всех звеньев равна нулю, определить приведенная момент  $M_{де}$  движущей силы. Его величину изобразить на графике приведенных моментов.

1.2.14. Принимая, в первом приближении, что приведенный движущий момент будет постоянным при перемещении механизма из начального (нулевого) положения до следующего (первого), определить приращение кинетической энергии машины на этом перемещении (построить график).

1.2.15. Построить диаграмму Виттенбауэра для участка 0-1. Найти угловую скорость  $\omega'_1$  начального звена в положении 1.

1.2.16. По угловой скорости  $\omega'_1$  определить приведенный движущий момент во втором приближении для положения 1 механизма и изобразить

его на графике приведенных моментов. Принимая, что приведенный движущий момент будет постоянным при перемещении механизма из положения 1 в положение 2 и равным  $M_{об1}$ , найти угловую скорость  $\omega'_1$  начального звена во втором положении механизма (см. пункты 1.2.9. и 1.2.10.).

1.2. 17. Аналогично, по участкам определить угловые скорости во всех пояснениях механизма при прямом и обратном ходах. Построить график скорости начального звена от его углового перемещения.

1.2.18. Построить графики ускорения начального звена и истинного времени в зависимости от положения механизма.

## Раздел 2. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА

2.1. Выбрать положение механизма, в котором суммарное усилие на ведомое звено (с учетом сил веса, технологического сопротивления и инерции) ожидается максимальным. Изобразить в масштабе план механизма для этого положения.

2.2. Определить из первого листа угловую скорость, ускорение звена приведения и силу технологического сопротивления в выбранном положении механизма.

2.3. Построить для этого положения план скоростей и план ускорений. Определить ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев.

2.4. Вычертить в масштабе группы Ассура и группу начальных звеньев, образующих механизм в рассматриваемом положении и указать силы и моменты, действующие на звенья.

2.5. Методом планов сил определить реакции во всех кинематических парах и величину уравновешивающей силы с учетом момента инерции маховика.

2.6. Найти уравновешивающую силу методом Н.Е. Жуковского.

2.7. Аналогично провести силовой расчет по п. 2.2.-2.6. для положения механизма, при котором скорость ведомого звена равна нулю.

## Раздел 3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ СХЕМ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА И ПОСТРОЕНИЕ КАРТИНЫ ЗВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

3.1. Определить передаточное отношение зубчатой передаче.

3.2. Предложить кинематическую схему зубчатого редуктора, включавшего быстроходную часть, состоящую из одной или нескольких ступеней планетарного редуктора Джемса, и тихоходную часть, выполненную в виде одной- двух ступеней с неподвижными осями вращения колес. (Рациональные передаточные отношения: для планетарной ступени 4 – 8; для рядовой ступени 1,5 – 3).

3.3. По передаточному отношению и минимальному числу зубьев колеса  $Z_{min}=17$ , учитывая условие соосности, соседства и сборки, подобрать числа зубьев всех колес планетарного механизма и допустимое число сателлитов, считая, что колеса изготовлены без смещения. Допускается отклонение передаточного отношения от требуемого на  $\pm 4\%$ .

3.4. Вычертить кинематическую схему зубчатого редуктора с указанием чисел зубьев колес.

3.5. По заданному модулю и числу зубьев колес одной ступени передачи с неподвижными осями вращения рассчитать геометрические параметры эвольвентного зацепления прямозубых колес.

3.6. Построить картину зацепления в масштабе. Изобразить по 3 зуба каждого колеса, линию зацепления, активные части профилей зубьев.

3.7. Определить коэффициент перекрытия и указать зоны однопарного и двухпарного зацепления на практической линии зацепления. Изобразить графики удельных скоростей скольжения профилей.

#### Раздел 4. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

4.1. По заданному закону изменения ускорения толкателя построить графики его скорости и перемещения, полагая скорость вращения кулачка постоянной. Определить аналоги скоростей и ускорений толкателя.

4.2. Определить минимальный радиус теоретического профиля кулачка и расположение центра вращения кулачка относительно толкателя, при котором габариты механизма будут минимальными. При этом необходимо учесть конструкцию механизма и вид замыкания высшей кинематической пары.

4.3. Построить профиль кулачка.

4.4. Для механизмов с тарельчатым толкателем определить радиус "тарелки". Для механизмов, снабженных роликами, - выбрать радиус ролика.

4.5. Для механизмов с геометрическим замыканием высшей кинематической пары построить профиль замыкающего кулачка из условия, чтобы расстояние между роликами или тарелками оставалось постоянным. Для механизмов с силовым замыканием высшей пары указать на схеме механизма место установки пружины. (Вид замыкания высшей пары назначается преподавателем. Иногородние заочники выбирают вид замыкания самостоятельно).

4.6. Построить график изменения угла передачи в зависимости от угла поворота кулачка.

## II. СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

К рычажным относятся механизмы, в состав которых входят только вращательные и поступательные кинематические пары. Такие механизмы могут передавать значительно большие усилия и мощности по сравнению с кулачковыми и зубчатыми при аналогичных условиях (габаритные размеры, скорости движения и пр.).

При синтезе механизмов возникают две основные задачи:

1. Выбор кинематической схемы механизма.
2. Определение длин звеньев.

## Проектирование кривошипно-коромыслового механизма.

### Задача № 1

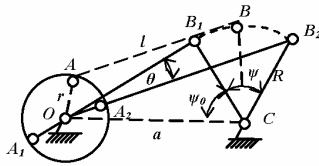


Рис. 1.

Дано: кривошипно-коромысловый механизм, длина коромысла  $R$ , угол  $\psi$  между крайними положениями коромысла, угол  $\psi$ , характеризующий начальное (крайнее) положение коромысла относительно стойки. См. рис.1.

Определить: длины звеньев кривошипа  $r$ , шатуна  $l$  и стойки  $a$ .

**Л** Решение: задача имеет бесконечное множество решений. Однако для уменьшения габаритных размеров механизма рекомендуется выбрать такое положение центра  $O$  кривошипа, чтобы  $\angle OB_2C$  был равен  $[\gamma_{min}]$  5-10°, где  $[\gamma_{min}]$  - минимально допустимый угол, передачи движения. Для вращательных кинематических пар  $[\gamma_{min}] = 45^\circ$ . ("Задачу решать методом графических построений схемы механизма в масштабе).

Длины  $r$  и  $l$  остальных звеньев определяется из рассмотрения схем механизма в обоих крайних положениях по следующим формулам:

$$r = 0,5(OB_2 - OB_1); \quad l = 0,5(OB_2 + OB_1) \quad (1)$$

### Задача № 2

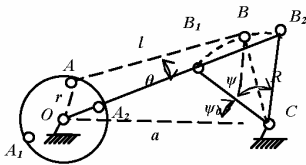


Рис. 2.

Дано: кривошипно-коромысловый механизм (рис.2). Длины звеньев  $R$  и  $a$  - коромысла и стойки. Угол между крайними положениями коромысла.

Определить: длины звеньев  $r$  и  $l$ . Угол  $\psi$ , характеризующий крайнее положение коромысла относительно стойки,

**Л** Решение: для получения механизма с максимальным коэффициентом полезного действия рекомендуется выбрать угол  $\phi$  таким, при котором продолжение хорды  $B_1B_2$  проходит через центр  $O$  вращения кривошипа. При этом должно соблюдаться следующее условие:  $\angle OB_2C \geq [\gamma_{min}]$  45°. Длины звеньев  $r$  и  $l$  определяется по уравнениям (1).

### Задача № 3

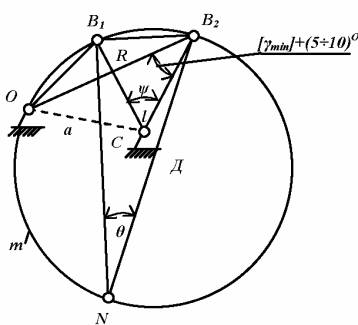


Рис. 3.

Дано: кривошипно-коромысловый механизм (рис.1. рис.3). Длина звена  $R$ , угол  $\psi$  между крайними положениями коромысла; коэффициент "К" изменения средней скорости коромысла.

Определить: длины звеньев  $a$ ,  $r$ ,  $l$ .

Решение: определяется острый угол  $\theta$  между линиями кривошипа в крайних положениях коромысла  $BC$  по формуле:

$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} \quad (2)$$

Вычерчивается в масштабе оба крайних положения коромысла  $CB_1$  и



$\angle B_2$  (рис.3) и проводится хорда  $B_1B_2$ . В точке  $B_1$  восстанавливается перпендикуляр  $B_1N_1B_1B_2$ , а в точке  $B_2$  проводится луч  $B_2N$  так, чтобы  $B_1B_2N=90-\theta$ . На окружности  $m$ , проходящей через точки  $B_1, B_2$  и  $N$  могут располагаться центры  $O$  вращения кривошипа  $OA$ . Центр окружности  $m$  находится в точке  $D$ , делящей отрезок  $B_2N$  пополам.

Для получения допустимых углов передачи движения необходимо центр кривошипа  $O$  расположить в окрестности точки пересечения окружности с линией  $OB_2$  образующей угол  $OB_2C=[\gamma_{min}]\pm 5 \div 10^\circ$ .

Недостающие длины звеньев определяются по формуле (1).

#### Задача 4

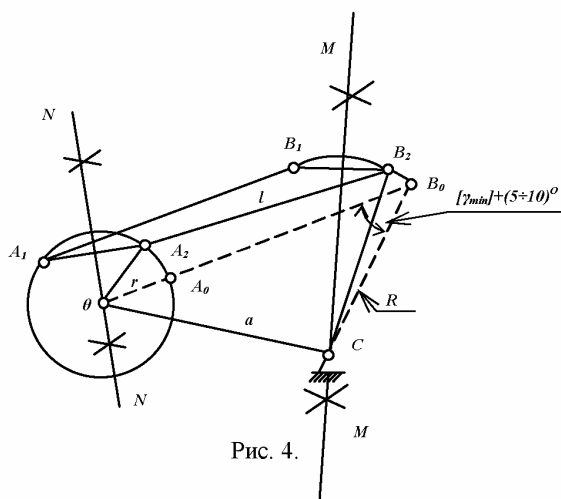


Рис. 4.

Дано: два положения шатуна  $AB$  ( $A_1B_1$  и  $A_2B_2$ ), длина  $l$  шатуна кривошипно-коромыслового или двухкоромыслового механизма (рис.4).

Определить: взаимное расположение осей  $O$  и  $C$  и длины звеньев механизма.

Решение: вычерчивается в масштабе два положения шатуна. В серединах хорд  $A_1A_2$  и  $B_1B_2$  восстанавливаются перпендикуляры  $NN$  и  $MM$ . Линия  $NN$  является геометрическим местом точек  $O$ , а линия

$MM$ - геометрическим местом точек  $C$ . Таким образом, задача имеет бесконечное множество решений.

Для кривошипно-коромысловых механизмов, у которых звено  $OA$  является кривошипом, то есть в процессе работы механизма может совершить полный оборот вокруг оси  $O$ , а звено  $BC$  - коромыслом, то есть звеном, совершавшим качательное движение на неподвижно а оси  $C$ , должны выполняться следующие условия:

условие существования кривошипа. Это условие заполняется, если сумма длин наибольшего и наименьшего звена механизма меньше суммы двух других звеньев.

Для примера, показанного на рис. 4, это условие, соответствующее неравенству

$$r + l < a + R, \quad (3)$$

выполнено;

условие передачи сил в машинах, обеспечивающее достаточно высокий коэффициент полезного действия. Согласно этому условию минимальное значение острого угла между линией коромысла  $BC$  и шатуна  $AB$  во всех положениях механизма должно быть больше минимально допустимого угла передачи.  $[\gamma_{min}]$ .

Приблизительно это условие можно записать для левого крайнего поло-

жения механизма в следующем виде:

$$L \quad OB_2C = [\gamma_{min}] + (5 \div 10)^\circ. \quad (4)$$

При проектировании кривошипно - коромыслового механизма положения точек  $O$  и  $C$  должны быть выбраны таких образом, чтобы выполнялись неравенства (3) и (4).

Для двухкоромыслового механизма достаточно совладения только условия передачи сил в машинах.

Проектирование двухкоромысловых механизмов

Задача № 5.

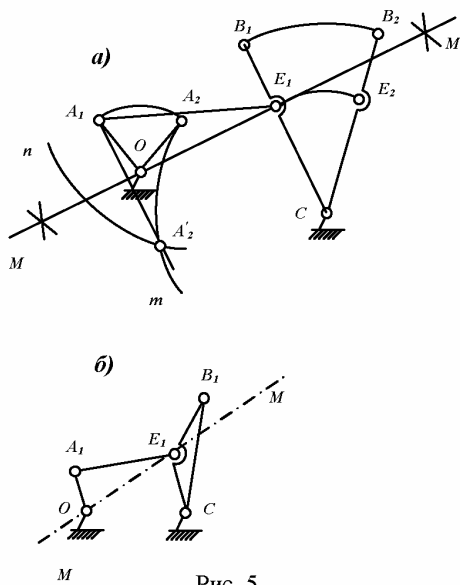


Рис. 5.

Дано: относительное расположение осей  $O$  и  $C$  вращения коромысел, два взаимных положения коромысел  $OA_1$  и  $CB_1$ ,  $OA_2$   $CB_2$ , длины коромысел. Рис.5.

Определить: длины шатуна  $AE$  и точку  $E$  расположения кинематической пары шатуна с коромыслом  $BC$ .

Решение: из точки  $C$  проводится окружность  $m$  радиусам  $CA_2$ , из точки  $B_1$  - окружность  $n$  радиусом  $B_1A_2$ . Точка  $A_2$  пересечения этих окружностей соединяется прямой с точкой  $A_1$ . Из середины отрезка  $A_1A_2$  восстанавливается перпендикуляр  $MM$  который является геометрическим местом точек  $E$  расположения кинематических пар шатуна  $AE$  с коромыслом  $BC$ .

Вращательную кинематическую пару шатуна и коромысла можно расположить в точке  $E_1$  пересечения линий  $MM$  с  $BC$ . Длина шатуна равна отрезку  $A_1E_1$  (рис. 5,а).

Рекомендуется проверить углы передачи движения  $A_1E_1C$  и  $A_2E_2C$  в крайних положениях механизма. Если хотя бы один из углов меньше  $[\gamma_{min}] + 5^\circ$ , то надо изменить расположение вращательной пары шатуна с коромыслом, создав механизм по схеме, показанной на рис. 5.б.

Задача № 6

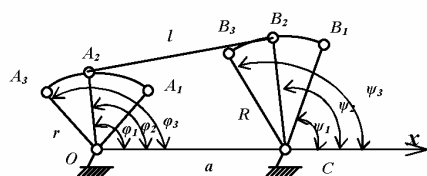


Рис. 6.

Дано: три взаимных положения кривошипа  $OA$  и коромысла  $BC$ , заданных соответственно углами  $\psi_1\psi_2\psi_3$  и  $\phi_1\phi_2\phi_3$  (рис.6) известна длина какого-либо звена, например  $OA=r$ .

Определить: недостающие длины звеньев  $BC=R$ ;  $AB=l$ ;  $OC=a$ .

Решение: искомые длины звеньев определяется из следующих выраже-

$$\text{ний: } R = r \frac{D_1}{D}; \quad a = r \frac{D_1}{D_2}; \quad l = 1 - 2a \left( \frac{D_2}{D} \right) + R^2 + a^2$$

где  $D, D_1, D_2, D_3$  – определители (детерминанты) системы линейных уравнений:

$$D = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{31} \\ a_{21} & a_{22} & a_{32} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} = a_{11}a_{22}a_{33} + a_{12}a_{23}a_{31} + a_{13}a_{22}a_{32} - a_{13}a_{22}a_{31} - a_{11}a_{23}a_{31} - a_{12}a_{21}a_{33};$$

$$D_1 = \begin{vmatrix} b_1 & a_{12} & a_3 \\ b_2 & a_{22} & a_{23} \\ b_3 & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} = b_1a_{22}a_{33} + a_{12}a_{23}b_3 + a_{13}b_2a_{32} - a_{13}a_{22}b_3 - b_1a_{23}a_{31} - a_{12}b_1a_{33};$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} a_{11} & b_1 & a_{31} \\ a_{21} & b_2 & a_{32} \\ a_{31} & b_3 & a_{33} \end{vmatrix} = a_{11}b_2a_{33} + b_1a_{23}a_{31} + a_{13}a_{22}b_3 - a_{13}b_2a_{31} - a_{11}a_{23}b_3 - b_1a_{21}a_{33};$$

$$D_3 = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & b_1 \\ a_{21} & a_{22} & b_2 \\ a_{31} & a_{32} & b_3 \end{vmatrix} = a_{11}a_{22}b_3 + a_{12}b_2a_{31} + b_1a_{22}a_{32} - b_1a_{22}a_{31} - a_{11}b_2a_{31} - a_{12}a_{21}b_3.$$

Элементы расширителей соответственно равны

$$\begin{array}{llll} a_{11} = \cos \psi_1; & a_{12} = \cos (\psi_1 - \varphi_1); & a_{13} = 1; & b_1 = \cos \varphi_1; \\ a_{21} = \cos \psi_2; & a_{22} = \cos (\psi_2 - \varphi_2); & a_{23} = 1; & b_2 = \cos \varphi_2; \\ a_{31} = \cos \psi_3; & a_{32} = \cos (\psi_3 - \varphi_3); & a_{33} = 1; & b_3 = \cos \varphi_3; \end{array}$$

Задача № 7

Дано: длина кривошипа  $OA = r$  кривошипно-коромыслового механизма (рис.6.). Зависимость угла  $\psi$  поворота коромысла  $BC$  от угла  $\varphi$  Ч поворота кривошипа  $OA$  в виде  $\psi = F(\varphi)$ .

Определить: недостающие длины звеньев  $BC = R, AB = l, OC = a$ .

Решение: выполним решение задачи приближенно методом интерполирования. В первом приближении узлы интерполирования по Чебышеву могут располагаться в точках, соответствующих  $\varphi_1 = 25^\circ; \varphi_2 = 180^\circ; \varphi_3 = 335^\circ$ .

Для этих углов  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  поворота кривошипа по заданной зависимости  $\psi = F(\varphi)$  рассчитываются соответствующие значения углов

$$\psi_1 = F(\varphi_1); \quad \psi_2 = F(\varphi_2); \quad \psi_3 = F(\varphi_3).$$

Таким образом, задача сведена к определению длин звеньев кривошипно-коромыслового механизма по трем взаимным положениям кривошипа и коромысла, заданных соответственно углами  $\psi_1, \psi_2, \psi_3$  и  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ .

Далее решение задачи производится по методике, изложенной в задаче № 6 настоящего руководства.

## Проектирование кривошипно-ползунных механизмов

### Задача № 8

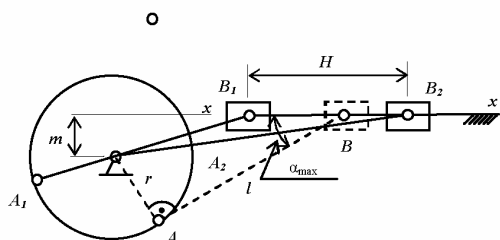


Рис. 7.

Дано: перемещение  $H$  ползуна  $B$  между его крайними положениями, отношения длин звеньев  $\frac{l}{r} = \lambda$ ;  $\frac{m}{r} = a$  (рис. 7).

Определить: длины кривошипа  $r$ , шатуна  $l$ , дезаксиала  $m$ .

Решение: длины звеньев кривошипно-ползунного механизма определяются по следующим зависимостям:

$$r = \frac{H}{\sqrt{(\lambda+1)^2 - a^2} - \sqrt{(\lambda-1)^2 - a^2}}; \quad l = \lambda r; \quad m = a r.$$

Рекомендуется проверить угол  $\alpha$  давления от шатуна к ползуну в положении, указанном на рис. 7 штриховыми линиями (когда кривошип  $OA$  перпендикулярен шатуну  $AB$ ). Это угол между линией шатуна и направляющей  $XX$  ползуна. Угол давления должен быть меньше  $30^\circ$ .

### Задача № 9 (рис. 7)

Дано: перемещение  $H$  ползуна  $B$  между его крайними положениями, дезаксиал  $m$ , максимально допустимый угол давления  $\alpha_{max}$  шатуна на ползун.

Определить: длины звеньев  $OA = r$ ,  $AB = l$ .

Решение: длины звеньев определяются из решения следующей системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} l \cdot \sin \alpha_{max} &= m + r \cdot \cos \alpha_{max} \\ H &= \sqrt{(r+l)^2 - m^2} - \sqrt{(l-r)^2 - m^2} \end{aligned} \right\}$$

## Проектирование кулисных механизмов.

### Задача №10 (рис.8)

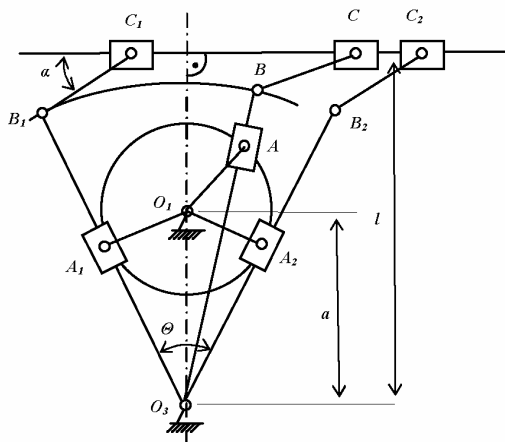


Рис. 8.

Дано: кинематическая схема шестизвенного кулисного механизма с качающейся кулисой  $O_3B$  (рис.8). Ход "H" ползуна "C", коэффициент "K" изменения средней скорости ползуна.  $BC/O_3B = \lambda$ ;  $O_1O_3 = a$ ;  $l$ .

Определить: длины звеньев  $O_1A$ ,  $O_3B$ ,  $BC$ .

Решение: определяется угол  $\theta$  между крайними положениями кулисы  $O_3B$  и длины звеньев механизма по следующим формулам:

$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1}; \quad O_1A = a * \sin\left(\frac{\theta}{2}\right); \quad O_3B = \frac{H}{2 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}; \quad BC + (O_3B)\lambda$$

Производится проверка углов  $\alpha$  давления между шатуном  $BC$  на ползун  $C$  в крайних положениях механизма и в положении, когда кулиса  $O_3B$  перпендикулярна направляющей ползуна. Угол давления не должен превышать  $30^\circ$ .

При необходимости корректируется длина шатуна  $BC$ , расстояние  $l$ .

Задача №11. (рис.9)

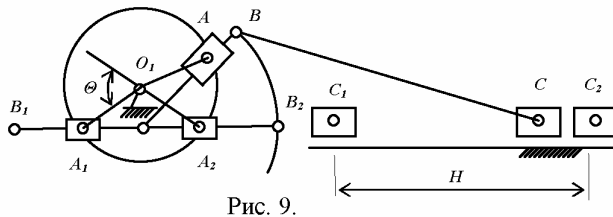


Рис. 9.

Дано: кинематическая схема шестизвенного кулисного механизма с вращающейся кулисой  $BO_3$  (рис.9). Ход ползуна " $H$ ";  $\lambda = BC/O_3B$ ; длина кривошипа  $OA$ ; коэффициент " $K$ " изменения средней скорости ползуна.

Определить: длины звеньев  $O_3B$ ,  $BC$ ,  $O_1O_3$ .

Решение: определяется угол  $\theta$  по формуле:  $\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1}$ .

Вычисляются длины звеньев механизма по следующим выражениям:

$$O_3B = \frac{H}{2}; \quad BC + (O_3B)\lambda; \quad O_1O_3 = (O_1A) * \sin\left(\frac{\theta}{2}\right).$$

Структурный анализ механизма.

Методика кинематического и силового анализа механизма зависит от структуры механизма.

Структурный анализ механизма выполняется в следующем порядке:

1. Определить число  $W$  степеней свободы механизма. Для плоского механизма 3 семейства можно воспользоваться формулой Чебышева П.Л.

$$W = 3n - 2p_5. \quad (5)$$

где  $n$  - число подвижных звеньев;  $p_5(p_n)$ -число кинематических пар пятого класса (низших).

2. Расчлнить схемы рычажного механизма на группы Ассур. Группой Ассур называется простейшая незамкнутая кинематическая цепь, число степеней подвижности которой после присоединения ее свободными элементами кинематических пар к стойке равно нулю. В группе Ассур должно выполняться одно из следующих сочетаний количества  $n$  подвижных звеньев и число  $p_5$  пятого класса:

$n$	2	4	6	...
$p_5$	3	6	9	...

Расчленение механизма на группы Ассур начинается со звена, наиболее удаленного от начального. Вначале следует попытаться отсоединить группу Ассур второго класса, включающую два подвижных звена и три па-

ры пятого класса. После отсоединения группы от механизма оставшаяся кинематическая схема должна представлять из себя самостоятельный работоспособный механизм. Если этого не получается, то надо отсоединить более спорную группу, состоящую из четырех звеньев и шести кинематических пар пятого класса.

В результате структурного анализа определяется строение механизма: количество и названия звеньев, классы кинематических пар, класс, порядок и вид групп Ассур, последовательность их присоединения к начальному звену и стойке, структурная формула строения механизма, а также класс механизма. Класс механизма равен как высшему классу группы Ассур, входящей в механизм. Структурный анализ описывается в расчетно-пояснительной записке с приведением необходимых схем механизма и групп Ассур.

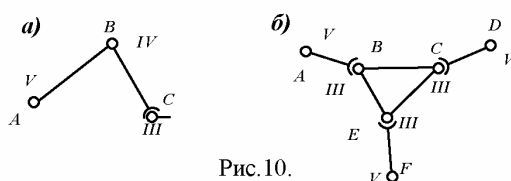


Рис. 10.

#### Структурный синтез механизма.

При расчете  $W$  – числа степеней свободы по формуле (5) предполагается, что траектории движения всех точек механизма располагаются в одной или параллельных плоскостях. Неточности изготовления и сборки звеньев, например перекос осей вращения кинематических пар в «теоретически» плоском механизме, ведет к образованию пространственного механизма. Число  $W_{np}$  степеней свободы пространственного механизма рассчитывается по формуле:

$$W_{np} = 6n - \sum_{i=1}^5 ip_i \quad (6)$$

где  $p_i$ , - количество кинематических пар  $i$ -го класса.

Разность между фактическим числом  $W$  степеней свободы механизма и числом  $W_{np}$  степеней свободы пространственного механизма называется числом избыточных связей  $q$ .

$$q = W - W_{np}. \quad (7)$$

В рационально спроектированном механизме не должно быть избыточных связей.

Задача структурного синтеза схемы механизма состоит в подборе классов кинематических пар, обеспечивавших отсутствие избыточных связей.

Устранение избыточных связей в схеме механизма можно вести по группам Ассур при выполнении следующих условий:

общее количество кинематических пар должно оставаться неизменным, число звеньев и их геометрические размеры на должны меняться, желательно использовать только низшие пары, то есть кинематические пары не ниже третьего класса.

С учётом этих требований соотношение кинематических пар в группах

Ассура находится из выражения:

$$6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 = 0. \quad (8)$$

Для групп Ассура второго класса при числе подвижных звеньев  $n=2$  и общем количестве кинематических пар равном трем, условие (8) может быть удовлетворено, если  $p_5=1; p_4=1; p_3=1$  (рис.10а).

Для группы Ассура третьего класса  $cn = 4$  и  $p = 6$  избыточные связи будут устранены, если в ней содержатся по три пары третьего и пятого классов (рис. 11).

Указанные кинематические цепи выполненные на базе групп Ассура, могут образовывать рациональный механизм и при других сочетаниях кинематических пар.

Порядок структурного синтеза механизма

1. В соответствии с формулой (8) выбирается соотношение кинематических пар различных классов в группах Ассура.

2. Составляется кинематическая схема рационального механизма.

Рассмотрим пример выполнения структурного анализа механизма, кинематическая схема которого представлена на рис.11.

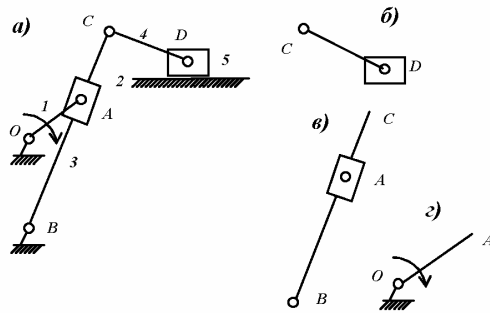


Рис. 11.

Структурный анализ

Звенья: 1-кривошип; 2-камень кулисы; 3-кулиса; 4-шатун; 5-ползун; 6-стойка.

Число подвижных звеньев  $n=5$ .

Кинематические пары:  $\theta$  - стойка с кривошипом. А - кривошип с камнем, А-камень с кулисой, В-кулиса со стойкой. С-кулиса с шатуном, Д-шатун с ползуном, Д-шатун со стойкой. Все кинематические пары пятого класса.

Число кинематических пар пятого класса  $P_5 = 7$ .

Число степеней свободы механизма:

$$W=3n-2 p_5 - p_4=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Механизм состоит из следующих групп: группа Ассура второго класса третьего вида (рис.11.б), группа Ассура второго класса третьего вида (рис.11.в), группа начальных звеньев (рис. 11.г).

Структурная формула строения механизма:

$$I(1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5).$$

Рассмотренный механизм является механизмом второго класса.

Структурный синтез (рис. 12)

Классы кинематических пар группы Ассура второго класса второго вида, не имеющей избыточных связей:

С - пара третьего класса.

Д - вращательная пара четвертого класса.

Д - поступательная пара пятого класса.

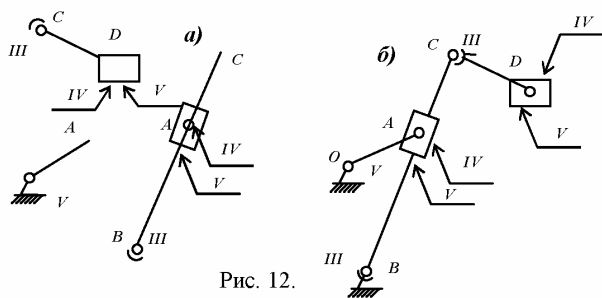


Рис. 12.

В - пара третьего класса.

Кинематическая схема рационального механизма показана на рис. 12.б.

Классы кинематических пар в группе Ассур второго класса третьего вида, не имеющие избыточных связей:

А - поступательная пара пятого класса.

А - вращательная пара четвертого класса